

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ
УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ПРОФЕССИОНАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ

«САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ
ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ
РАСТИТЕЛЬНЫХ ПОЛИМЕРОВ»

Ю.А. АЗОВЦЕВ, Н.А. БАРКОВА, А.А. ГАУЗЕ

**ВИБРАЦИОННАЯ ДИАГНОСТИКА
РОТОРНЫХ МАШИН
И ОБОРУДОВАНИЯ
ЦЕЛЛЮЛОЗНО-БУМАЖНЫХ
КОМБИНАТОВ**

Учебное пособие

**Санкт-Петербург
2014**

УДК 676.03 (07)
ББК 35.77
А 357

Азовцев Ю.А., Баркова Н.А., Гаузе А.А. ВИБРАЦИОННАЯ ДИАГНОСТИКА РОТОРНЫХ МАШИН И ОБОРУДОВАНИЯ ЦЕЛЛЮЛОЗНО-БУМАЖНЫХ КОМБИНАТОВ: учебное пособие/
СПб.: СПбГУРП, 2014. - 127 с: ил. 77.

В учебном пособии приводятся общие положения технической диагностики машин и оборудования. Анализируются используемые для диагностики роторных машин свойства вибрации, методы и средства измерения и анализа вибродиагностических сигналов. Рассматриваются особенности их использования при решении задач вибрационного мониторинга и диагностики, дается краткий анализ методов построения вибродиагностических моделей на примере диагностики подшипников качения, механических передач, электрических машин.

Пособие представляет собой учебный материал для подготовки специалистов по вибрационной диагностике, обслуживанию и ремонту машин и оборудования по их фактическому техническому состоянию в целлюлозно-бумажной промышленности, а также судостроении, энергетике, металлургии, нефтедобыче и многих других отраслях промышленности.

Предназначено для обучения студентов направления 151000 «Технологические машины и оборудование» и специальности «Машины и оборудование лесного комплекса», а также специалистов, изучающих вопросы диагностики и прогноза технического состояния машин и оборудования по вибрации.

Рецензенты:

Шаблинский А.Г., доцент Негосударственного образовательного учреждения дополнительного профессионального образования «Северо-Западный учебный центр», канд. техн. наук;
Малахов В.В., главный метролог ООО «Вибротехника», канд. техн. наук, ст. науч. сотр.

Рекомендовано к изданию Редакционно-издательским советом университета в качестве учебного пособия.

© Азовцев Ю.А., Баркова Н.А., Гаузе А.А.
2014

© Санкт-Петербургский государственный
технологический университет растительных
полимеров, 2014

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие.....	5
Глава 1. Основы технической диагностики.....	6
1.1. Диагностика – основа обслуживания машин по их фактическому техническому состоянию.....	6
1.2. Основной принцип технической диагностики.....	11
1.3. Разделы технической диагностики.....	12
1.4. Основные этапы технической диагностики.....	14
1.5. Функциональная и тестовая диагностика.....	18
1.6. Методология технической диагностики.....	20
1.7. Выбор диагностического сигнала.....	23
Глава 2. Общие понятия об акустическом шуме и вибрации.....	25
2.1. Акустический шум.....	30
2.1.1. Происхождение и классификация акустического шума.....	30
2.1.2. Волновое уравнение.....	31
2.1.3. Особенности восприятия акустического шума человеком.....	32
2.2. Вибрация.....	34
2.2.1. Низкочастотная вибрация.....	37
2.2.2. Среднечастотная вибрация.....	39
2.2.3. Высокочастотная вибрация.....	40
2.3. Единицы измерения шума и вибрации.....	42
Глава 3. Анализ вибродиагностических сигналов.....	47
3.1. Анализ уровней вибрации.....	48
3.2. Анализ ударных импульсов.....	49
3.3. Частотный анализ.....	52
3.3.1. Частотный анализ с постоянной абсолютной шириной полосы пропускания.....	54
3.3.2. Частотный анализ с постоянной относительной (процентной) шириной полосы пропускания.....	57
3.3.3. Особенности использования частотного анализа в основных методах мониторинга и диагностики.....	61
Глава 4. Средства измерения и анализа виброакустических сигналов..	71
4.1. Измерительные преобразователи.....	73
4.1.1. Измерительные преобразователи шума - микрофоны.....	73
4.1.2. Измерительные преобразователи вибрации.....	75
4.1.2.1. Измерительные преобразователи виброперемещения.....	76
4.1.2.2. Измерительные преобразователи виброскорости.....	78
4.1.2.3. Измерительные преобразователи виброускорения.....	79
4.2. Анализаторы.....	90
4.3. Программное обеспечение для вибрационного мониторинга и диагностики.....	94

Глава 5. Виброакустические диагностические модели узлов и машин...	97
5.1. Общая последовательность процедур при построении диагностической модели.....	97
5.2. Основные частоты вибрации подшипников качения.....	100
Глава 6. Практическая диагностика узлов привода сушильных групп бумагоделательной машины.....	104
6.1. Описание принципиальной схемы современной бумагоделательной машины.....	104
6.2. Приводы сушильных групп бумагоделательной машины как объект диагностирования.....	108
6.3. Экспериментальная вибрационная диагностика сложных механических передач по вибрации.....	111
6.3.1. Выбор точек контроля вибрации, вибродиагностических признаков и средств вибрационной диагностики.....	111
6.3.2. Результаты экспериментального диагностирования сложных механических передач по их вибрации.....	113
Заключение.....	125
Библиографический список.....	127

ПРЕДИСЛОВИЕ

Настоящее учебное пособие является введением в виброакустическую диагностику машин и оборудования с целью определения их технического состояния без разборки с использованием сигналов их вибрации и шума.

Для более полного изучения вопросов, решаемых в рамках вибрационного мониторинга и диагностики машин и оборудования, можно использовать учебное пособие А.В.Баркова, Н.А.Барковой и А.Ю.Азовцева «Мониторинг и диагностика роторных машин по вибрации». Полный комплекс учебно-методической литературы для подготовки специалистов по виброакустической диагностике машин в процессе их эксплуатации должен содержать кроме указанных пособий материалы, посвященные следующим проблемам:

- основные источники вибрации машин и оборудования;
- влияние дефектов на вибрацию машин и оборудования;
- балансировка роторов в процессе эксплуатации машин;
- математическое и программное обеспечение для экспертной и автоматической виброакустической диагностики;
- системы виброакустического мониторинга и диагностики машин и оборудования.

К настоящему времени имеется ряд изданий с кратким анализом основных вопросов по каждому из указанных направлений, однако быстрое развитие методов и алгоритмов технической и, в частности, виброакустической диагностики машин и оборудования, а также частая смена поколений технического и программного обеспечения диагностических систем требуют постоянного обновления учебно-методической литературы.

Глава 1. ОСНОВЫ ТЕХНИЧЕСКОЙ ДИАГНОСТИКИ

1.1. Диагностика – основа обслуживания машин по их фактическому техническому состоянию

Одной из наиболее важных и актуальных проблем современности является повышение качества и надежности механизмов, машин и оборудования в любой отрасли промышленности. Это вызвано постоянным ростом энерговооруженности современных предприятий, заводов, комбинатов, тепловых и атомных станций, морского, воздушного, железнодорожного и других видов транспорта и т.д., оснащением их сложной техникой, внедрением автоматизированных систем обслуживания и управления.

Известны традиционные пути увеличения надежности и ресурса, такие как оптимизация систем, совершенствование конструкции и технологии изготовления отдельных элементов, резервирование механизмов, машин и оборудования, увеличение коэффициента запаса (работа не на полную мощность, не на номинальном режиме и т.п.) [4].

Эти пути наиболее эффективны для систем ограниченной мощности, таких как информационные системы, системы автоматического управления и связи и т.п. Перспективы указанных направлений связаны, в первую очередь, с высокими темпами развития элементной базы подобных систем, ее миниатюризацией и высокой степенью интеграции.

Однако во многих областях промышленности конструкция и технология изготовления отдельных узлов механизмов, машин, оборудования претерпели в течение последних десятилетий незначительные изменения, которые не привели к существенному повышению их надежности и ресурса. В то же время высокая степень резервирования механизмов и введение коэффициентов запаса часто невозможны из-за ограничений по массе и габаритам. Поэтому потребовался поиск новых путей для решения проблемы повышения надежности и ресурса.

До недавнего времени машины и оборудование, в том числе и на промышленных предприятиях, либо эксплуатировались **до выхода их из строя**, либо обслуживались по **регламенту**, т.е. осуществлялось **планово-профилактическое техническое обслуживание** [4].

В первом случае эксплуатация оборудования до выхода из строя возможна при использовании недорогих машин и при дублировании их на важных участках технологического процесса.

Более широкое распространение в настоящее время получило обслуживание по регламенту, т.е. планово-профилактическое техническое обслуживание, что обусловлено невозможностью или нецелесообразностью дублирования и большими потерями при непредусмотренных остановках машин или оборудования. В этом случае техническое обслуживание проводится с

фиксированными интервалами времени. Эти интервалы часто определяются статистически как период с момента начала работы нового или прошедшего полное техническое обслуживание исправного машинного оборудования до момента, когда ожидается, что не более 2% машинного парка выйдет из строя. Но оказывается, что для многих машин обслуживание и ремонт по регламенту не снижает частоту выхода их из строя. Более того, надежность работы машин и оборудования в результате технического обслуживания часто снижается иногда временно до момента их приработки, а иногда это снижение надежности обусловлено появлением ранее отсутствовавших дефектов монтажа [4].

Очевидно, что увеличение эффективности, надежности и ресурса, а также обеспечение безопасной эксплуатации машин и механизмов тесно связано с необходимостью оценки их технического состояния. Это и определило формирование нового научного направления - технической диагностики, которое получило особо широкое развитие в последнее время [6].

Техническая диагностика - это область науки и техники, изучающая и разрабатывающая методы и средства определения и прогнозирования технического состояния механизмов, машин и оборудования **без их разборки**.

Следует отметить, что техническое состояние механизмов, машин и оборудования в определенной степени оценивали и раньше. Это были измерительные приборы, системы контроля. Однако ограниченная информация о машинах и механизмах далеко не всегда позволяла выявить причины их отказов и, тем более, обнаружить дефект в объекте, который непосредственно не сказывался на его функционировании, но повышал вероятность отказа и, следовательно, снижал надежность и ресурс таких машин и механизмов [6].

В существующих системах управления, регулирования, контроля и диагностики эксплуатируемого оборудования основной особенностью является то, что операции контроля и защиты обычно автоматизированы, а решение задач диагностики до недавнего времени возлагалось на оператора или ремонтную бригаду. В этом случае решение задач диагностики усложнялось по следующим причинам: большой объем обрабатываемой информации, необходимость логического анализа сложных взаимосвязанных процессов, быстротечность рабочих процессов, опасность запоздалой или ошибочной оценки технического состояния.

Создание автоматизированных средств диагностики вывело техническую диагностику на еще более высокую ступень. В настоящее время успехи развития таких областей науки, как теории распознавания и контролеспособности, которые являются составной частью технической диагностики, создали предпосылки для того, чтобы создание и совершенствование методов и средств технической диагностики, в особенности автоматизированных, стали наиболее эффективным путем увеличения надежности и ресурса машин и оборудования, в том числе в целлюлозно-бумажной промышленности [2].

Использование методов и средств технической диагностики позволяет значительно уменьшить трудоемкость и время ремонта и таким образом снизить эксплуатационные расходы. Следует отметить, что эксплуатационные

расходы превышают расходы изготовления в несколько раз. Это превышение составляет, например, для самолетов в 5 раз, для автотранспорта в 7 раз, для станков в 8 раз и более [4]. Если учесть, что за время эксплуатации механизм подвергается нескольким десяткам профилактических осмотров с частичной разборкой, до 10 вынужденных и плановых средних ремонтов и до 3 капитальных ремонтов, то можно оценить, какой экономический эффект будет получен за счет внедрения средств технической диагностики.

По данным международной конфедерации по измерительной технике и приборостроению IMESCO, только за счет внедрения средств диагностики, например для энергетических установок, сокращаются трудоемкость и время ремонта более чем на 40 %, уменьшается расход топлива на 4 % и увеличивается коэффициент технического использования оборудования на 12 %.

Значительный экономический эффект достигается при переходе с обслуживания и ремонта по регламенту на ремонт и обслуживание по фактическому состоянию. Так, обслуживание роторных машин одного из химических комбинатов по техническому состоянию позволило снизить общее число проводимых техобслуживаний и ремонтов с 274 до 14. На нефтеперерабатывающем комбинате затраты на проведение технического обслуживания электродвигателей снизилось на 75 %. На бумажной фабрике экономия в течение первого года составила не менее \$250000, что в десять раз перекрыло расходы предприятия на закупку аппаратуры для мониторинга механических колебаний. На атомной электростанции в течение одного года были достигнуты экономия в 3 миллиона долларов США за счет снижения затрат на проведение технического обслуживания и дополнительное увеличение доходов в размере 19 миллионов долларов США за счет сокращения простоев [4].

Эти данные получены фирмой "Брюль и Кьер" (Дания) при внедрении систем мониторинга состояния машинного оборудования.

Самые современные средства технической диагностики, особенно автоматизированные, представляют собой новое поколение еще более эффективных систем, не требующих специальной подготовки обслуживающего персонала, что позволяет получить еще больший экономический эффект.

Большое внимание, уделяемое технической диагностике специалистами по изготовлению и эксплуатации машин, механизмов и оборудования во многих отраслях промышленности, объясняется тем, что внедрение средств технического диагностирования позволяет:

- предупреждать аварии;
- снижать затраты на ликвидацию аварий;
- повышать безотказность машин и оборудования;
- увеличивать их долговечность, надежность и ресурс;
- повышать производительность и объем производства;
- прогнозировать остаточный ресурс;
- уменьшать длительность простоев с оценкой дополнительной прибыли;
- снижать затраты времени на ремонтные работы;
- сокращать эксплуатационные затраты;

- уменьшать количество обслуживающего персонала;
- оптимизировать количество запасных деталей;
- снижать затраты на страхование.

Таким образом, безопасная эксплуатация, повышение надежности и значительное увеличение ресурса машин, механизмов и оборудования невозможны в настоящее время без широкого применения методов и средств технической диагностики. Внедрение средств технической диагностики позволяет отказаться от обслуживания и ремонта по регламенту и перейти к прогрессивному принципу обслуживания и ремонта по **фактическому состоянию**, что дает значительный экономический эффект.

К эффективным методам обслуживания машин и оборудования следует отнести и обслуживание с доработкой агрегатов по данным диагностики, так называемое **проактивное техническое обслуживание**.

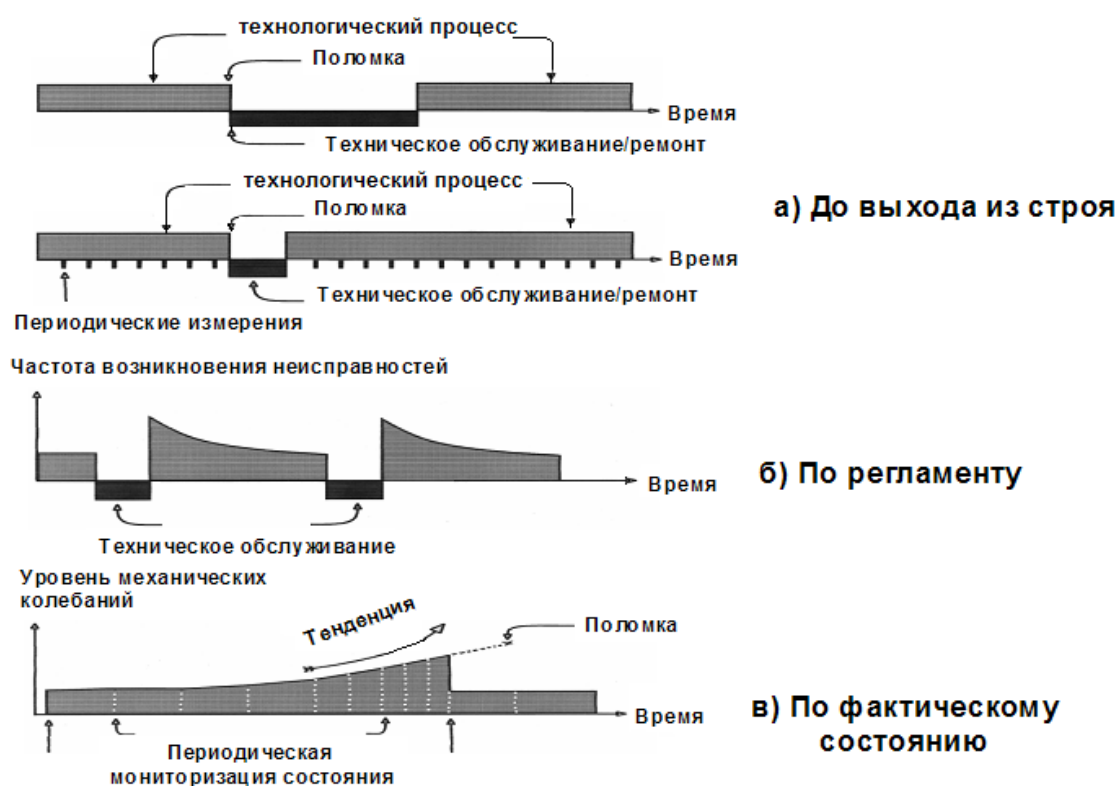


Рис.1.1. Методы технического обслуживания

Таким образом, в настоящее время широкое распространение получили следующие формы обслуживания машин и оборудования (рис.1.1):

- Реактивное ТО (работа до отказа).
- Планово-предупредительные ремонты ППР.
- Обслуживание по фактическому состоянию ОФС.
- Проактивное ТО (с доработкой оборудования).

При реактивном техническом обслуживании, как показано на рис.1.1а, на обслуживание машин и оборудовании может затрачиваться значительное время, что обусловлено тем фактом, что в момент выхода из строя механизма

о его техническом состоянии ничего не известно. Во втором варианте реактивного обслуживания, приведенном на рис.1.1а, во время технологического процесса проводились периодические измерения параметров, поэтому к моменту выхода из строя агрегата время, затраченное на его техническое обслуживание, значительно сокращается за счет информации о наличии явно исправных узлов, не требующих ремонта.

При планово-предупредительных ремонтах, т.е. при обслуживании по регламенту, как видно из приведенной на рис.1.1б зависимости частоты возникновения неисправностей от времени, после каждого технического обслуживания или ремонта частота возникновения неисправностей в машине или оборудовании растет. Как было сказано выше, это обусловлено двумя основными факторами – приработкой механизма после ремонта или технического обслуживания и внесением неисправностей или дефектов при очередном техническом обслуживании [4]. По данным сообщества открытых информационных систем по эксплуатации и обслуживанию MIMOSA, около 70 % дефектов вызвано обслуживанием машин и оборудования и не менее 50 % из числа всех технических обслуживаний по регламенту выполняются без фактической их необходимости.

При обслуживании по фактическому состоянию, как показано из приведенной на рис.1.1в зависимости уровня механических колебаний от времени [4], период контроля диагностических параметров сокращается по мере появления неисправностей и роста дефектов. Период контроля каждый раз определяется из условия, чтобы ни один из всех возможных дефектов, даже тех, которые еще не обнаружены, не превысил допустимого значения. В системах автоматической диагностики скорости развития всех дефектов должны быть известны. Тогда время безаварийной работы в этих системах определяется в результате анализа времени, необходимого для достижения обнаруженных дефектов до сильной степени их развития, и выбора из них минимального значения. При этом предполагается, что каждый раз после очередного контроля вибрации и постановки диагноза, кроме обнаруженных дефектов, может появиться любой из известных дефектов, и его скорость развития учитывается наравне со скоростью развития обнаруженных дефектов. [1]

В развитии средств оценки технического состояния машин и оборудования можно выделить 4 основных этапа:

- 1) **контроль** измеряемых параметров;
- 2) **мониторинг** контролируемых параметров;
- 3) **диагностика** машин и оборудования;
- 4) **прогноз** изменения технического состояния узлов машины.

При **контроле** машин и оборудования достаточно информации о величинах измеряемых параметров и зонах их допустимых отклонений. При **мониторинге** контролируемых параметров необходима дополнительная информация о тенденциях изменения измеряемых параметров во времени. Еще больший объем информации требуется при **диагностике** машин и оборудования: определить место возникновения дефекта, идентифицировать его вид

и оценить степень его развития. И наиболее сложной задачей является **прогноз** изменения технического состояния, позволяющий определить остаточный ресурс или период безаварийной работы.

В настоящее время под термином «**мониторинг технического состояния**» понимается весь комплекс процедур оценки состояния машин или оборудования:

- защита от внезапных поломок;
- предупреждение об изменении технического состояния оборудования;
- обнаружение на ранних этапах зарождающихся дефектов и определение места их появления, вида и степени развития;
- прогноз изменения технического состояния оборудования.

1.2. Основной принцип технической диагностики

Оценка и прогноз технического состояния объекта диагностики по результатам прямых или косвенных измерений параметров состояния или диагностических параметров и составляет суть технической диагностики.

Само по себе значение параметра состояния или диагностического параметра еще не дает оценки технического состояния объекта. Чтобы оценить состояние машины или оборудования, необходимо знать не только **фактические значения** параметров, но и соответствующие **эталонные значения**.

Разность между фактическим θ_{ϕ} и эталонным $\theta_{\text{эт}}$ значениями диагностических параметров называется **диагностическим симптомом**.

$$\Delta = \theta_{\phi} - \theta_{\text{эт}}. \quad (1)$$

Таким образом, оценка технического состояния объекта определяется отклонением фактических значений его параметров от их эталонных значений. Следовательно, любая система технической диагностики работает по **принципу отклонений** (принцип Солсбери) (рис.1.2).

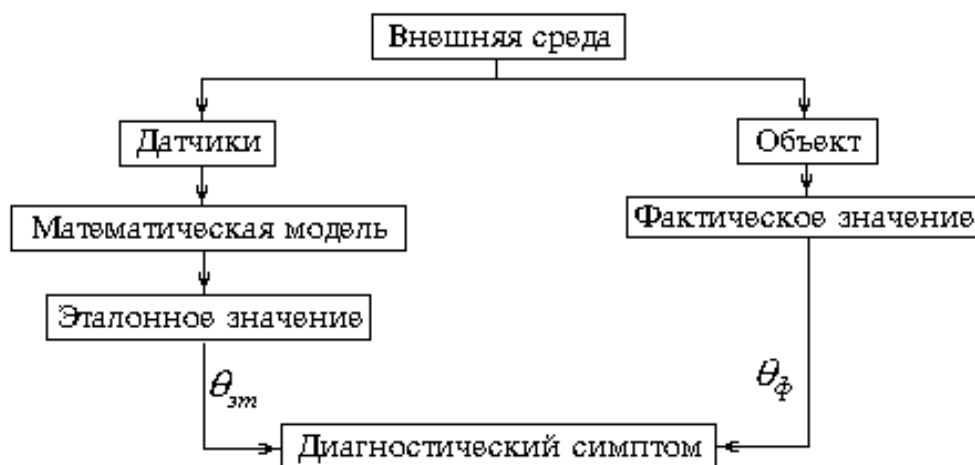


Рис.1.2. Функциональная схема технической диагностики

Погрешность, с которой оценивается величина диагностического симптома, в значительной степени определяет качество и достоверность диагноза и прогноза контролируемого объекта.

Эталонное значение указывает, какую величину будет иметь соответствующий параметр у исправного хорошо отрегулированного механизма, работающего при такой же нагрузке и таких же внешних условиях.

Математическая модель объекта диагностики может быть представлена набором формул, по которым рассчитываются эталонные значения всех диагностических параметров. Каждая формула должна учитывать условия нагрузки объекта и существенные параметры внешней среды.

1.3. Разделы технической диагностики

Техническая диагностика вращающегося оборудования - это направление науки и техники, находящееся на стыке многих областей знаний. Для разработки и эксплуатации систем диагностики вращающегося оборудования необходимо иметь знания и практические навыки в таких областях, как:

- теория машин и механизмов, позволяющие описать работу объекта диагностики и выбрать основные виды диагностических сигналов;
- методы формирования и распространения диагностических сигналов в объекте диагностики, позволяющие оптимизировать объем диагностических измерений;
- методы определения влияния дефектов на функционирование объекта диагностики и на свойства диагностических сигналов, позволяющие выбирать и оптимизировать диагностические признаки различных дефектов и неисправностей;
- теория сигналов и теория информации, позволяющие получать максимум диагностической информации при минимуме измерений;
- теория и техника измерений и анализа сигналов, позволяющие оптимизировать качество диагностических измерений;
- теория распознавания состояний, позволяющая с максимальной возможной достоверностью определять состояние объекта и идентифицировать дефекты по результатам диагностических измерений;
- методы автоматизации различных процессов, позволяющие автоматизировать измерения и анализ диагностических сигналов, постановку диагноза и составление отчетных материалов;
- компьютерная техника и операционные системы, позволяющие эксплуатировать современные технические средства диагностики.

В технической диагностике можно выделить два взаимосвязанных и взаимопроникающих направления - **теория распознавания** и **теория контролеспособности** (рис.1.3) [4].

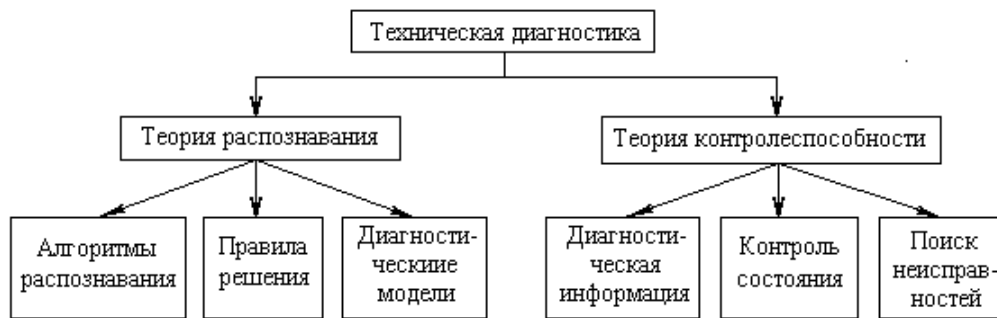


Рис.1.3. Структура технической диагностики

Теория распознавания позволяет решить основную задачу технической диагностики, а именно, распознавание состояния технической системы в условиях ограниченной информации. Она изучает **алгоритмы распознавания** применительно к задачам диагностики - обычно это задачи классификации. Алгоритмы распознавания часто основываются на **диагностических моделях**, которые устанавливают связь между состояниями технической системы и их отображениями в пространстве диагностических сигналов. Одной из проблем распознавания является **совокупность правил принятия решений** (исправен объект или не исправен), что всегда связано с риском ложной тревоги и пропуска цели. Для решения диагностических задач, а именно, определения исправен объект или нет, целесообразно использовать методы статистических решений.

В технической диагностике кроме теории распознавания следует выделить еще одно важное направление - **теорию контролеспособности**. **Контролеспособностью** называется свойство изделия обеспечивать достоверную оценку своего технического состояния и раннее обнаружение неисправностей и отказов. Контролеспособность обеспечивается конструкцией изделия и системой технической диагностики.

К важнейшим задачам теории контролеспособности можно отнести изучение и разработку средств и методов получения **диагностической информации**, автоматизированный **контроль состояния**, который предусматривает обработку диагностической информации и формирование управляющих сигналов, разработку алгоритмов **поиска неисправностей**, диагностических тестов, минимизации процесса установления диагноза и т.д.

В технической диагностике вращающегося оборудования абсолютное большинство диагностических задач решается методами виброакустической диагностики, в которой вопросы контролеспособности объекта являются наиболее сложными, а необходимые для диагностики разделы знаний в большинстве случаев не входят в дисциплины, традиционно читаемые инженерам-механикам.

Для практического освоения виброакустической диагностики, в первую очередь, необходимо изучить:

- влияние дефектов на шум и вибрацию машин и механизмов;

- методы и средства измерения и анализа шума и вибрации;
- методы обнаружения и идентификации дефектов по сигналу вибрации и шума.

1.4. Основные этапы технической диагностики

Первым этапом оценки технического состояния любого объекта является определение номенклатуры дефектов, которые представляют наибольшую опасность для его функционирования и должны обнаруживаться в процессе диагностики. Для ее решения проводятся специальные исследования причин наиболее частых отказов объектов диагностики или их аналогов, а также тех изменений параметров состояния, которые измеряются в процессе предремонтного определения дефектов аналогичных объектов, отработавших межремонтный ресурс.

Второй этап - это определение совокупности максимально возможных параметров состояния, диагностических признаков и диагностических параметров, которые могут быть измерены для определения технического состояния объекта. (Избыточность параметров в этой совокупности необходима для того, чтобы выбрать из всех возможных параметров те, которые наиболее доступны для измерения, имеют минимальные ошибки определения диагностических симптомов и позволяют обнаруживать дефекты на стадии их зарождения.) Как правило, вторая задача решается на основе многочисленных опубликованных результатов исследований влияния дефектов на разные параметры состояния и диагностические параметры сигналов контролируемых объектов.

Следующий, третий этап оценки технического состояния - это оптимизация совокупности измеряемых параметров состояния и диагностических параметров. Эта совокупность должна отражать развитие всех дефектов, определяющих ресурс контролируемого узла или машины в целом. При этом желательно, чтобы каждый параметр из выбранной совокупности зависел бы преимущественно от одного вида дефекта. При выборе параметров предпочтение отдается тем, которые в значительной степени зависят от дефектов и в меньшей степени от режимов и условий работы, наиболее доступны для измерения, имеют минимальные ошибки определения диагностических симптомов и позволяют обнаруживать дефекты на стадии их зарождения.

Для оценки технического состояния объекта необходимо определять для каждого параметра не только его эталонное значение, которое характеризует состояние бездефектного объекта, но и его пороговые значения, характеризующие состояние объекта с дефектом определенной величины, т.е. определяющие допустимую величину изменения данного контролируемого параметра.

Таким образом, значение параметра состояния или диагностического параметра, соответствующее состоянию объекта с дефектом определенной величины, принято называть **пороговым значением (пороговым уровнем)** параметра при этом виде дефекта. Параметр состояния или диагностический

параметр может иметь несколько, например, три пороговых значения, характеризующих, соответственно, зарождающийся, средний и сильный дефекты.

Эталонные значения параметров состояния и диагностических параметров могут определяться различными способами. Один из них - расчетный с использованием математической модели объекта.

Математическая модель объекта может представлять собой набор формул, по которым рассчитываются эталонные значения всех выбранных параметров для конкретного режима работы объекта с учетом конкретных внешних условий. В нее же входят и формулы, определяющие пороги допустимых значений этих же параметров при появлении тех или иных дефектов.

Еще один способ определения эталонных и пороговых значений - это определение их по результатам непосредственных измерений параметров состояния или диагностических параметров. При этом эталонные и пороговые значения могут определяться как по измерениям одних и тех же параметров группы одинаковых объектов, работающих в одинаковых режимах и внешних условиях, так и по периодическим измерениям каждого из этих параметров у одного объекта.

Пороговые значения дефектов - это термин, который используется для определения пороговых значений величин диагностических параметров, характеризующих диагностические признаки дефекта конкретного вида. Пороговые значения дефектов также могут определяться различными способами. Один из них - расчетный с использованием математической модели объекта диагностирования, если в модель включены соответствующие формулы для расчета влияния дефектов на параметры состояния или диагностические параметры. Пороговые значения дефектов могут определяться и по результатам экспериментальной оценки эталона параметра бездефектного объекта диагностики $\theta_{эм}$ и статистической величины ошибки измерения эталона, например 2σ , где σ - среднеквадратическое отклонение параметра. Это значение, например $\theta_{эм} + 2\sigma$ и может быть принято за пороговое значение дефекта в том случае, если имеется априорная информация о диапазоне изменения величины диагностического параметра в зависимости от величины дефекта и известно, что этот диапазон в несколько раз превышает ошибку измерения эталона. Еще один способ определения пороговых значений дефектов - экспериментальное многократное моделирование дефектов в однотипных объектах диагностики со статистической оценкой величины соответствующего диагностического симптома.

В технической диагностике, как уже упоминалось, в зависимости от ошибки измерения диагностического симптома может использоваться несколько пороговых значений дефектов. Если погрешность измерения симптома велика, чаще всего используется два порога - порог допустимых отклонений диагностического параметра от эталона (порог появления дефекта) и порог аварийного отклонения диагностического параметра от эталона. При использовании чувствительных к появлению дефектов диагностических параметров, позволяющих достаточно точно определять величины дефектов,

количество порогов может быть больше, например пороги слабого, среднего и сильного дефекта, а также порог аварийного отклонения состояния объекта.

Следует отметить, что практически во всех случаях величины порогов, определяемые как расчетными, так и экспериментальными способами, требуют корректировки в процессе адаптации технических систем диагностики к условиям их работы.

После решения третьей, наиболее сложной с практической точки зрения задачи, оптимизации диагностических параметров с построением эталонов и пороговых значений, необходимо выбрать методы и технические средства измерений и анализа диагностических сигналов, а также, если это возможно, параметров состояния объекта диагностики. На этом этапе также осуществляется выбор точек контроля диагностических параметров и режимов работы объекта во время диагностирования. Основной задачей этого выбора является минимизация затрат на диагностические измерения без потерь качества диагностики, т.е. с сохранением минимальной вероятности пропуска дефектов в процессе диагностирования.

Следующий этап - создание **диагностической модели**, т.е. совокупности диагностических параметров и правил их измерения, их эталонных значений и пороговых значений дефектов. Кроме этого в диагностическую модель входят правила принятия решений в тех случаях, когда одним и тем же дефектам соответствует группа различных признаков и параметров и, что не менее сложно, когда один и тот же признак или параметр отвечает за появление разных дефектов в различных режимах работы объекта диагностики.

Современные системы диагностики кроме оценки состояния объекта дают возможность прогноза его работоспособности. Для этого анализируются **тренды**, представляющие собой зависимость диагностических симптомов от времени.

На рис.1.4 (а) представлен тренд, характеризующий четыре этапа изменения характеристик вибрации, что соответствует четырем этапам жизненного цикла машины или оборудования. Первый этап T_1 - приработка машины, второй T_2 - нормальная работа, третий T_3 - развитие дефекта, четвертый T_4 - этап деградации (устойчивое развитие цепочки дефектов с момента, когда появляется потребность в обслуживании или ремонте объекта, до момента возникновения аварийной ситуации).

Наибольшая практическая сложность для решения задач диагноза и прогноза состояния машин возникает на первом этапе. Это обусловлено возможностью появления специфических дефектов изготовления и монтажа машины, многие из которых после приработки исчезают, что затрудняет дальнейшую оценку ее состояния.

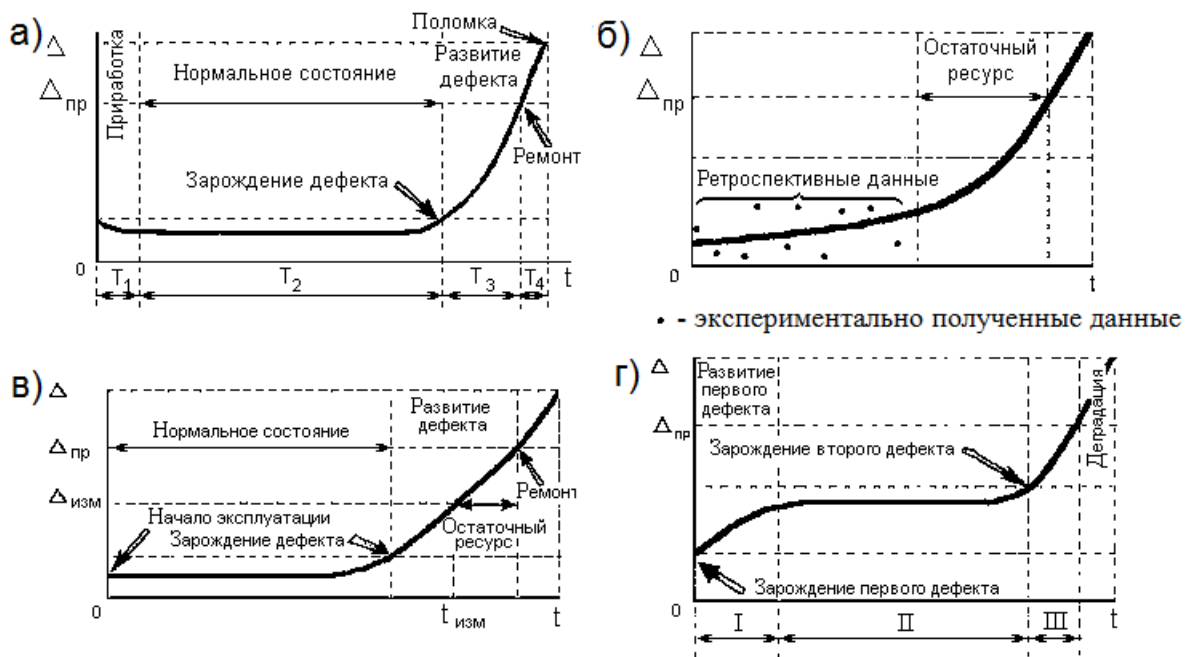


Рис. 1.4. Тренды зависимости диагностического симптома от времени: а) - тренд в виде типовой зависимости величины диагностического симптома от времени; б) - тренд в виде развития диагностического симптома во времени, построенный по ретроспективным данным с дальнейшей экстраполяцией аппроксимирующей зависимости; в) - тренд в виде зависимости изменения диагностического симптома от времени, построенный с момента нормальной работы машины до выхода ее из строя; г) - тренд в виде зависимости диагностического симптома от времени с момента развития первого дефекта до полного выхода машины из строя

Существует два основных вида прогнозирования состояния объектов диагностики. Первый - по тренду, построенному в результате аппроксимации ретроспективных данных диагностических симптомов с дальнейшей экстраполяцией аппроксимирующей функции. В этом случае прогнозирование требует знания предельного значения диагностического симптома $\Delta_{пр}$ и фактической кривой тренда, который совсем не обязательно бывает линейным и может характеризоваться большим разбросом точек. При условии монотонности тренда остаточный ресурс может быть оценен в первом приближении как интервал времени с момента последнего измерения диагностического параметра до момента времени, соответствующего точке пересечения тренда с линией, характеризующей предельное значение диагностического симптома $\Delta_{пр}$ (рис.1.4 (б)).

Второй вид прогнозирования - по заранее известному тренду, построенному с момента начала нормальной работы однотипных машин до полного их выхода из строя, т.е. по всему жизненному циклу подобных машин (рис.1.4в). Тогда остаточный ресурс в первом приближении может быть оценен как разность времени $t_{пр}$, соответствующего предельному значению диагностического симптома $\Delta_{пр}$, и времени $t_{изм}$, соответствующего значению ди-

агностического симптома $\Delta_{изм}$ на момент измерения диагностического параметра.

Во многих практических случаях тренды могут быть немонотонными. Так, на рис.1.4 (г) представлен тренд, участок I которого характеризует развитие одного дефекта, на участке II наблюдается стабилизация уровня вибрации и на участке III производная изменения уровня вибрации увеличивается в результате появления еще одного дефекта. В этом случае достоверный прогноз состояния объекта и оценка остаточного ресурса возможны только на последнем участке развития цепочки дефектов.

1.5. Функциональная и тестовая диагностики

Техническую диагностику по тем действиям, которые проводятся с объектом, можно разделить на функциональную (рабочую) и тестовую.

Функциональная диагностика осуществляется без нарушения режимов работы объекта, т.е. при выполнении им своих функций. Все измерения или другие виды оценки параметров состояния и диагностических параметров, анализ результатов и принятие решения выполняются до того, как по результатам оценки состояния формируется, если это необходимо, результирующее воздействие на объект, например, прекращается его работа или он переводится на другой режим функционирования (рис.1.5) [4].

По способу получения диагностической информации функциональная диагностика подразделяется на вибрационную, тепловую, электрическую и т.п.

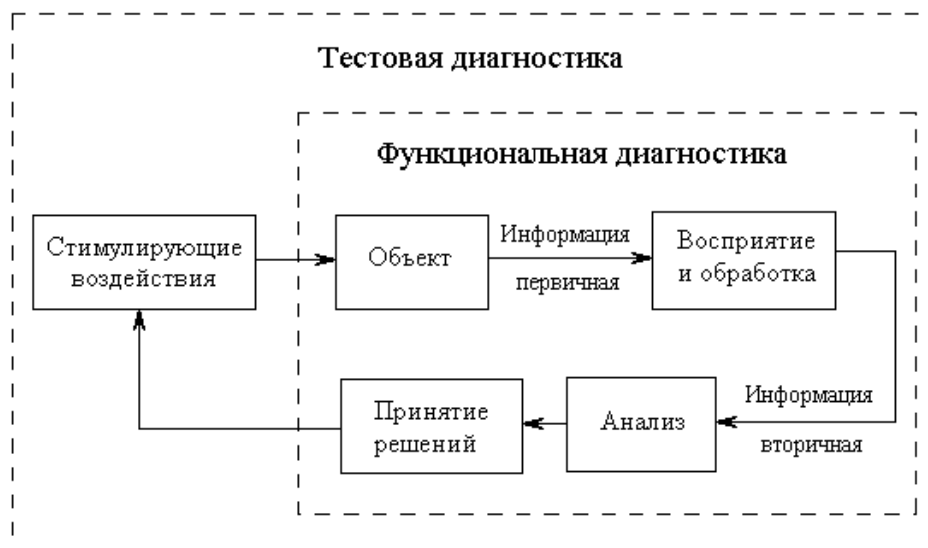


Рис.1.5. Схема основных операций функциональной и тестовой диагностики

Тестовая диагностика - это определение состояния объекта по результатам его реакции на внешнее воздействие. Отличительной особенностью этого вида диагностики является использование источника внешнего

воздействия, например, генератора тестовых сигналов (рис.1.5). Если генератором тестовых сигналов является источник определенного вида излучений, например акустических, рентгеновских, электромагнитных и других, то такой вид тестовой диагностики часто называют **дефектоскопией**.

Генератором тестовых сигналов (воздействий) может быть и система управления объектом, а самим воздействием - включение (выключение) объекта, переход на другой режим и т.п. Диагностическая информация в этом случае содержится в переходных процессах, сопровождающих смену режима работы объекта.

К тестовым воздействиям с диагностической точки зрения можно отнести все виды неразрушающих испытаний объектов, например, испытания повышенным напряжением электрических машин, аппаратов и сетей для обнаружения нарушений изоляции, испытания оборудования на предельных нагрузках или давлениях, тепловые испытания и т.д.

Тестовая диагностика существовала уже в начале XX века и представляла собой основной вид технической диагностики, оставляя за функциональной диагностикой лишь решение отдельных задач, и в первую очередь, задач аварийной защиты технических систем. Функции аварийной защиты выполняли средства контроля таких параметров состояния объекта, которые, с одной стороны, значительно изменялись на начальных стадиях развития аварийной ситуации, а, с другой стороны, были доступны для измерения простейшими средствами контроля.

Во второй половине XX века стали интенсивно развиваться методы и технические средства мониторинга технических систем, которые, не нарушая режимов работы, обеспечивали слежение и глубокий анализ многих характеристик и свойств этих систем. Вместе с мониторингом стала развиваться и функциональная диагностика, которая взяла на себя функции интерпретации причин обнаруживаемых при мониторинге изменений характеристик и свойств технических систем.

И лишь в последнее десятилетие XX века глубокая функциональная диагностика технических объектов получила стимул для интенсивного развития. Это связано с реальным переводом технических объектов, и особенно машин и оборудования, с обслуживания и ремонта по регламенту на ремонт и обслуживание по фактическому состоянию. Для реализации такого перевода потребовались новые методы и средства технической диагностики, которые смогли бы обеспечить глубокую профилактическую диагностику объектов с долгосрочным прогнозом состояния. Естественно, что методы функциональной диагностики стали основой для разработок в этой области и лишь в редких случаях к ним добавлялись наиболее эффективные методы тестовой диагностики технических систем.

Профилактическая (превентивная) диагностика технических систем, объединяющая лучшие из достижений функциональной и тестовой диагностики, по своим задачам во многом похожа на медицинский контроль профессиональной пригодности людей, работающих в опасных условиях, и включающий в себя кроме периодического общего контроля их здоровья,

еще и раннюю диагностику, и предупреждение профилактических заболеваний. Задачи такой диагностики несколько отличаются от задач мониторинга и тестовой диагностики, а их решение требует разработки более тонких методов и более эффективных средств массового диагностического обслуживания. В последние годы в технической диагностике этим вопросам уделяется наибольшее внимание.

1.6. Методология технической диагностики

Методология диагностики технических объектов включает в себя описание их бездефектных состояний и состояний с различными видами дефектов, выбор контролируемых параметров состояния и/или диагностических сигналов, оптимизацию диагностических параметров и средств их измерения и, наконец, составление алгоритмов постановки диагноза и прогноза.

При составлении подобных алгоритмов необходимо классифицировать возможные состояния объектов. Чаще всего эти состояния разбиваются на два подмножества - работоспособные и неработоспособные. Для подмножества работоспособных состояний составляются алгоритмы определения и прогноза степени работоспособности объекта, поиска дефектов, а для подмножества неработоспособных состояний - только алгоритмы поиска неисправностей (дефектов). В таком случае процесс формирования технического диагноза может быть представлен в виде структурной схемы (рис.1.6) [4].

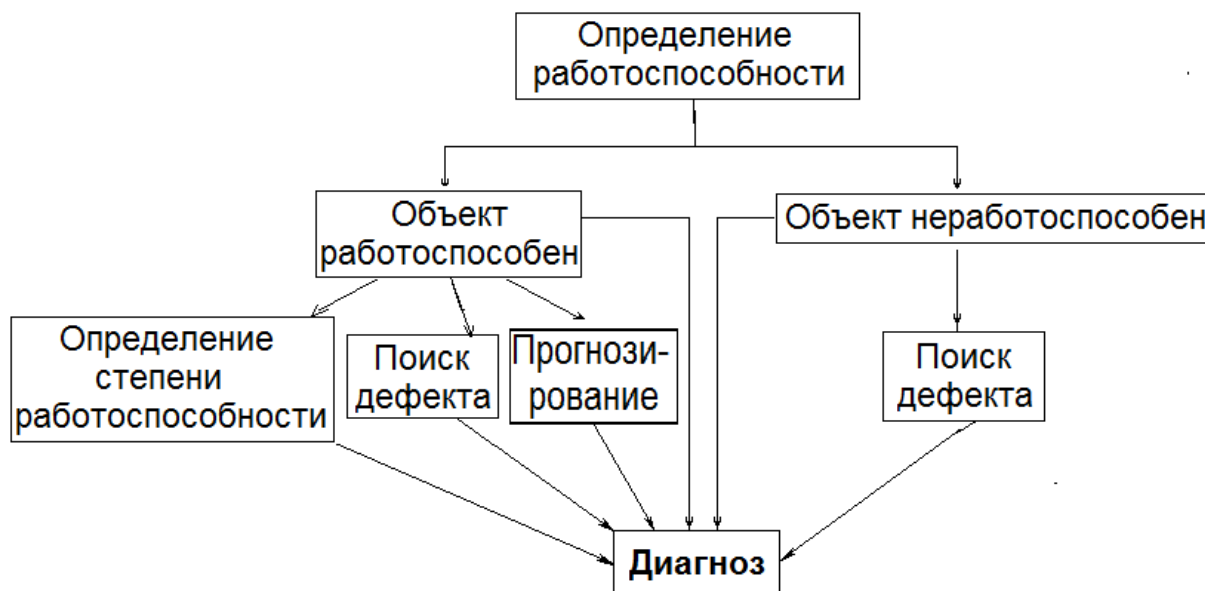


Рис.1.6. Процесс формирования технического диагноза

Виброакустическая диагностика имеет свою особенность - она дает наиболее эффективные результаты в основном тогда, когда объект может функционировать и в нем формируются колебательные силы, возбуждающие вибрацию и/или шум. Именно поэтому в виброакустической диагностике множество состояний объекта разбивается минимум на два подмножества –

множество бездефектных состояний и множество состояний с дефектами (неисправностями), при которых объект остается работоспособным, но степень его работоспособности снижается. Те же состояния, когда объект теряет работоспособность, исключаются из рассмотрения в виброакустической диагностике и ими занимаются обычно в рамках другой области техники, называемой дефектацией.

Алгоритмы диагностики составляются при следующих допущениях.

Объект может находиться в конечном множестве состояний S , разделяемом на два подмножества S_1 (бездефектные состояния, различающиеся, например, режимами работы объекта) и S_2 (состояния с различными видами дефектов, при которых объект остается работоспособным). Каждое состояние из подмножества S_2 отличается степенью или запасом работоспособности.

Состояние объекта характеризуется совокупностью диагностических показателей d_1, d_2, \dots, d_k , которая представляет собой вектор состояния D :

$$D = (d_1, d_2, \dots, d_k).$$

Диагностические показатели могут представлять собой **параметры** или **характеристики**. В качестве параметров могут быть использованы, например, уровень вибрации или акустического шума, давление, сопротивление изоляции, температура и т.п. В качестве характеристик могут быть использованы показатели, характеризующие форму кривой, например огибающая спектра сигнала вибрации или шума ("маска"), затухание, крутизна и т.п.

Условие работоспособности задаются областью работоспособности, исходя из следующих предположений [4]:

- вектор состояний оборудования определен;
- существует номинальный вектор состояний;
- отклонения вектора состояний от номинального допускаются только в определенных пределах;
- допустимые отклонения определяют область работоспособности.

Условия работоспособности задаются по-разному для случаев использования в качестве диагностического показателя параметров или характеристик.

Если в качестве диагностического показателя используется один параметр, то условия работоспособности задаются неравенствами, ограничивающими его значение с одной или с двух сторон. Таким образом, объект работоспособен, если все неравенства выполняются [6].

Второй вид прогнозирования - по заранее известному тренду, построенному с момента начала нормальной работы однотипных машин до полного их выхода из строя, т.е. по всему жизненному циклу подобных машин (рис.1.4в). Тогда остаточный ресурс, в первом приближении, может быть оценен как разность времени $t_{пр}$, соответствующего предельному значению диагностического симптома $\Delta_{пр}$, и времени $t_{изм}$, соответствующего значению

диагностического симптома $\Delta_{\text{ИЗМ}}$ на момент измерения диагностического параметра.

$$d_i > d_{\text{иН}}, \quad d_i < d_{\text{иВ}} \quad \text{или} \quad d_{\text{иН}} < d_i < d_{\text{иВ}}, \quad (2)$$

где d_i , $d_{\text{иН}}$ и $d_{\text{иВ}}$ – соответственно, текущее, нижнее допустимое и верхнее допустимое значения диагностического параметра.

3. Каждый из диагностических показателей состояния d_j может определяться по совокупности диагностических параметров d_{ji}, \dots, d_{jl}

$$d_j = d_{ji}, \dots, d_{jl}.$$

4. Для каждого диагностического параметра d_i существует номинальное значение d_{oi} , область допустимых отклонений Δ_{oi} и предельное отклонение (порог опасного изменения параметра) $\Delta_i^{\text{оп}}$, при превышении которого объект считается неработоспособным и должен быть остановлен.

Объект считается бездефектным, если для каждого параметра выполняется неравенство

$$|d_i - d_{oi}| \leq \Delta_{oi},$$

где Δ_{oi} - порог допустимого отклонения.

Объект считается неработоспособным, если хотя бы для одного из параметров выполняется неравенство

$$|d_i - d_{oi}| > \Delta_i^{\text{оп}},$$

где $\Delta_i^{\text{оп}}$ - порог опасного изменения параметра.

Во всех других случаях объект имеет ограниченную работоспособность.

В качестве диагностических показателей могут использоваться не только параметры, но и характеристики объекта $y = f(x)$, где x и y - входная и выходная переменные соответственно. В последнем случае условие работоспособности объекта определяется степенью отклонения $\rho_p(f, \varphi)$ текущей характеристики $f(x)$ объекта от номинальной $\varphi(x)$ [4]:

$$\rho_p(f, \varphi) = \left[\int_a^b |f(x) - \varphi(x)|^p dx \right]^{1/p}, \quad p > 0, \quad (3)$$

где p - фиксированный параметр, определяющий критерий принятия решения о степени отклонения текущей характеристики от номинальной.

При $p=1$ выражение (3) дает оценку среднего отклонения (**критерий среднего отклонения**) [4]:

$$\rho_1(f, \varphi) = \int_a^b |f(x) - \varphi(x)| dx.$$

При $p=2$ получим среднеквадратическое отклонение, т.е. большее отклонение будет иметь больший вес (**критерий среднего квадратического отклонения**) [4]:

$$\rho_2(f, \varphi) = \left[\int_a^b |f(x) - \varphi(x)|^2 dx \right]^{1/2}.$$

При $p=\infty$ основной вклад в выражение (3) вносит только одно максимальное отклонение (**критерий равномерного приближения**) [4]:

$$\rho(f, \varphi) = \sup_{x \in (a, b)} |f(x) - \varphi(x)|,$$

В общем случае условие работоспособности представляется в виде

$$\rho_p(f, \varphi) \leq \xi,$$

где ξ - допустимое отклонение.

Если характеристики $y = f(x)$ оцениваются по точкам на ограниченном интервале значений входной переменной $x \in a, b$, то условие работоспособности задаются в виде неравенств для каждой точки:

$$|f(x_i) - \varphi(x_i)| < \xi_i, \quad i = \overline{1, n}.$$

Объект работоспособен, если последние неравенства выполняются для всех без исключения точек, входящих в диапазон (a, b).

Сложные объекты в целом оцениваются как работоспособные при условии работоспособности каждого его узла или структурной единицы.

В случаях ограниченной работоспособности контролируемого объекта при любой степени (запасе) его работоспособности задачами диагностики являются идентификация и прогноз развития имеющихся дефектов, определение интервала безаварийной работы или остаточного ресурса объекта.

1.7. Выбор диагностического сигнала

Оценить состояние оборудования можно по величинам свойств: механических (износ, деформация, перемещение и т.п.); электрических (напряжение, ток, мощность и др.); химических (состав газов, смазки и т.п.), а также по излучению энергии (тепловой, электромагнитной, акустической и т.п.). Эти величины, преобразованные, как правило, в электрические сигналы, обрабатывают специальные технические средства, а оператор принимает решение об изменении режима работы, о возможности дальнейшего использования, о мерах, которые необходимо принять для поддержания надежности, а при полной автоматизации оператор получает рекомендации, **что делать**, [4].

При выборе диагностического сигнала для решения такой сложной задачи, как оценка технического состояния машины или оборудования с определением места возникновения дефекта, идентификацией вида дефекта и степени его развития, а также прогнозирование изменения технического состояния объекта, требуется большой объем диагностической информации.

Такие диагностические сигналы, как температура, давление, напор жидкости, наличие металлических частиц в смазке и т.п., можно характеризовать практически только одним параметром - их величиной (если не говорить о присущих большинству сигналов таких параметрах, как скорость распространения, инерционность и т.п.). Значительно больший объем диагностической информации содержится в акустическом или гидродинамическом шуме и вибрации - это их общий уровень, уровни в определенных полосах частот, соотношения между этими уровнями, амплитуды, частоты и начальные фазы каждой составляющей, соотношения между амплитудами и частотами и т.д. Таким образом, именно сигналы вибрации и шума в наибольшей степени удовлетворяют требованию, предъявляемому к диагностическим сигналам для решения задач глубокой диагностики и прогноза состояния машин.

Еще одним важным обстоятельством в пользу выбора вибрации машин и оборудования в качестве диагностического сигнала является то, что дополнительные колебательные силы, возникающие из-за дефекта, возбуждают вибрацию непосредственно в месте его появления. Вибрация практически без потерь распространяется до точки ее измерения, и, поскольку машина «прозрачна» для вибрации, появляется возможность исследовать колебательные силы, действующие в работающей машине. Это позволяет диагностировать ее на рабочем месте, без остановки и разборки.

Глава 2. ОБЩИЕ ПОНЯТИЯ ОБ АКУСТИЧЕСКОМ ШУМЕ И ВИБРАЦИИ

Акустический шум и вибрация представляют собой разновидность колебаний в упругих средах и структурах. Простейший сигнал акустического шума или вибрации - гармоническое колебание, представлено на рис.2.1.

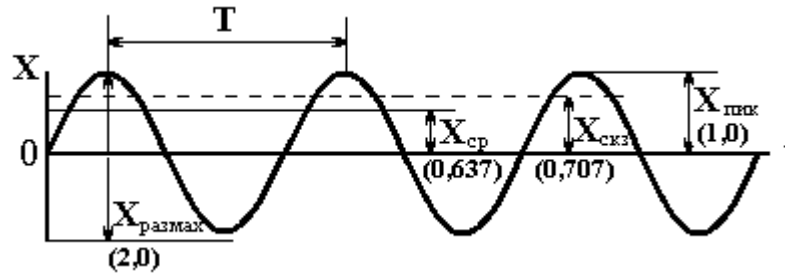


Рис.2.1. Простейшее гармоническое колебание

Для количественного выражения величин акустического шума или механических колебаний во временной области можно - использовать различные значения [4]:

$X_{\text{пик}}$ пиковое значение, которое характеризует максимальное значение колебаний, но не отображает его развитие во времени;

$$X_{\text{скз}} = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T X^2(t) dt} \quad \text{- среднее квадратическое (эффективное) значение, представляющее собой квадратный корень из усредненных во времени возведенных в квадрат мгновенных значений. Это значение имеет особую важность, так как связано с энергией, а следовательно, с разрушающей способностью колебаний (T - период колебания). Для синусоидальных колебаний } X_{\text{скз}} = X_{\text{пик}} / \sqrt{2};$$

$X_{\text{сред}}$ - среднее абсолютное значение, связанное с временным развитием механических колебаний;

$$X_{\text{сред}} = \frac{1}{T} \int_0^T |X| dt \quad \text{- среднее абсолютное значение, связанное с временным развитием механических колебаний;}$$

$X_{\text{размах}}$ - размах колебаний (двойная амплитуда);

$K = X_{\text{пик}} / X_{\text{скз}}$ - пикфактор (амплитудный коэффициент), числовое значение которого тем больше, чем больше выражен импульсный или случайный характер колебаний. Для синусоидальных колебаний $K = \sqrt{2}$.

Для простейшего гармонического колебания можно записать

Для простейшего гармонического колебания можно записать

$$X(t) = X_0 \cos(\omega_0 t + \varphi_0) = X_0 e^{-j(\omega_0 t + \varphi_0)}, \quad (4)$$

где X_0 - амплитуда; ω_0 - частота; φ_0 - начальная фаза; t - время.

Амплитуда, частота и начальная фаза сигнала - три независимых параметра, каждый из которых может содержать диагностическую информацию.

Кроме гармонических составляющих в реальном сигнале акустического шума или вибрации машины либо оборудования присутствуют, как правило, и случайные составляющие (рис.2.2).

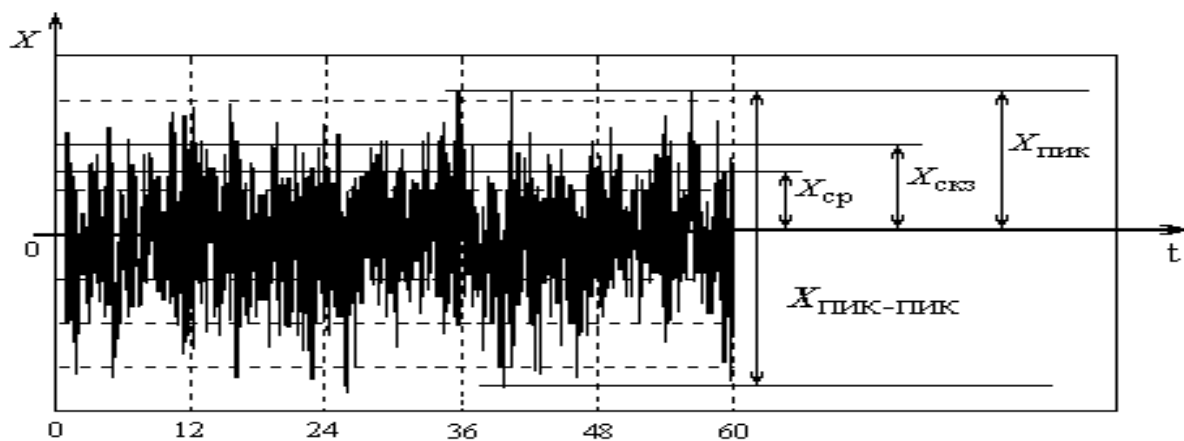


Рис.2.2. Случайный сигнал

Случайный виброакустический сигнал может принимать любое значение в определенном диапазоне, поэтому его нельзя характеризовать амплитудой, частотой и фазой. Он характеризуется **пиковым значением, средним квадратическим значением, средним значением и значением пик-пик** (значением от пика до пика).

На рис.2.1 и 2.2 дано временное представление, соответственно, гармонического и случайного сигналов.

Реальный сигнал акустического шума или вибрации машины представляет собой совокупность гармонических и случайных составляющих (рис.2.3).

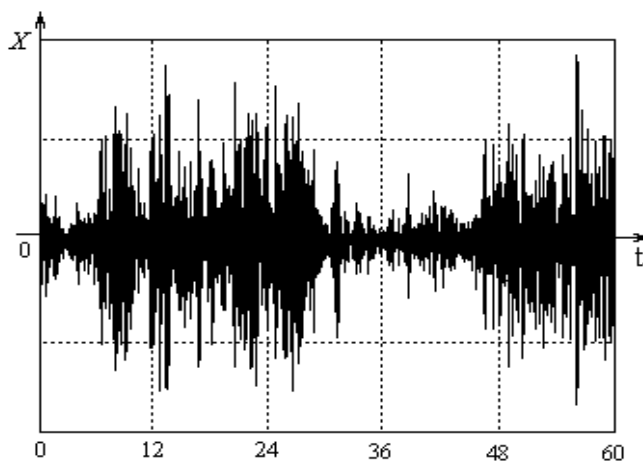


Рис.2.3. Сигнал вибрации электрической машины

Как видно из рис.2.3, достаточно сложно получить диагностическую информацию, анализируя временной сигнал. Наиболее часто временной сигнал используется для выявления дефектов, которые приводят к кратковременному изменению энергии, т.е. к появлению ударных импульсов.

Для обнаружения дефектов, не приводящих к кратковременному изменению энергии сигнала, часто используют **спектральное** представление сигнала, т.е. разложение его на простые составляющие (тональные). Так, для простейшего гармонического колебания (4) спектр имеет вид, представленный на рис.2.4 справа.

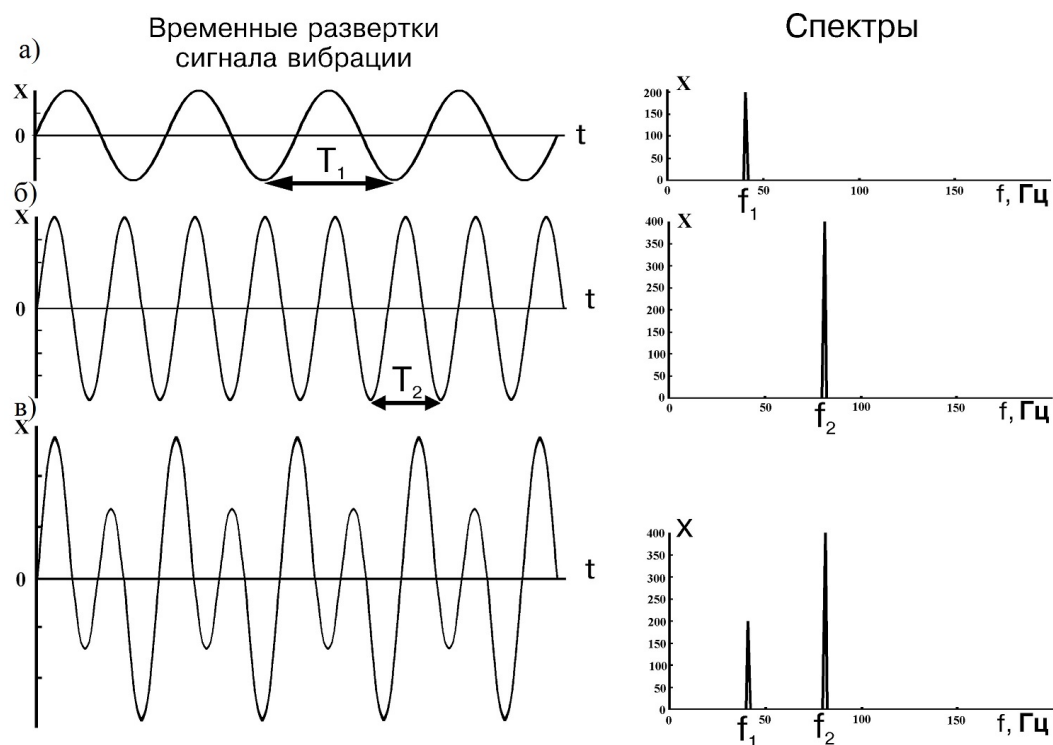


Рис.2.4. Временные сигналы и их спектры

Если сигнал - комбинация двух простейших гармонических составляющих с разными частотами и амплитудами (см. рис.2.4 а,б), то его спектр имеет вид, представленный на рис.2.4 в, где явно видно наличие именно двух гармонических составляющих, у которых легко определяются их частоты и амплитуды.

Виброакустический сигнал представляет собой совокупность многих составляющих акустического шума или вибрации, связанных с техническим состоянием машины или оборудования. Как уже было сказано, реальный сигнал шума или вибрации содержит, как правило, кроме гармонических составляющих и случайные составляющие (рис.2.5).

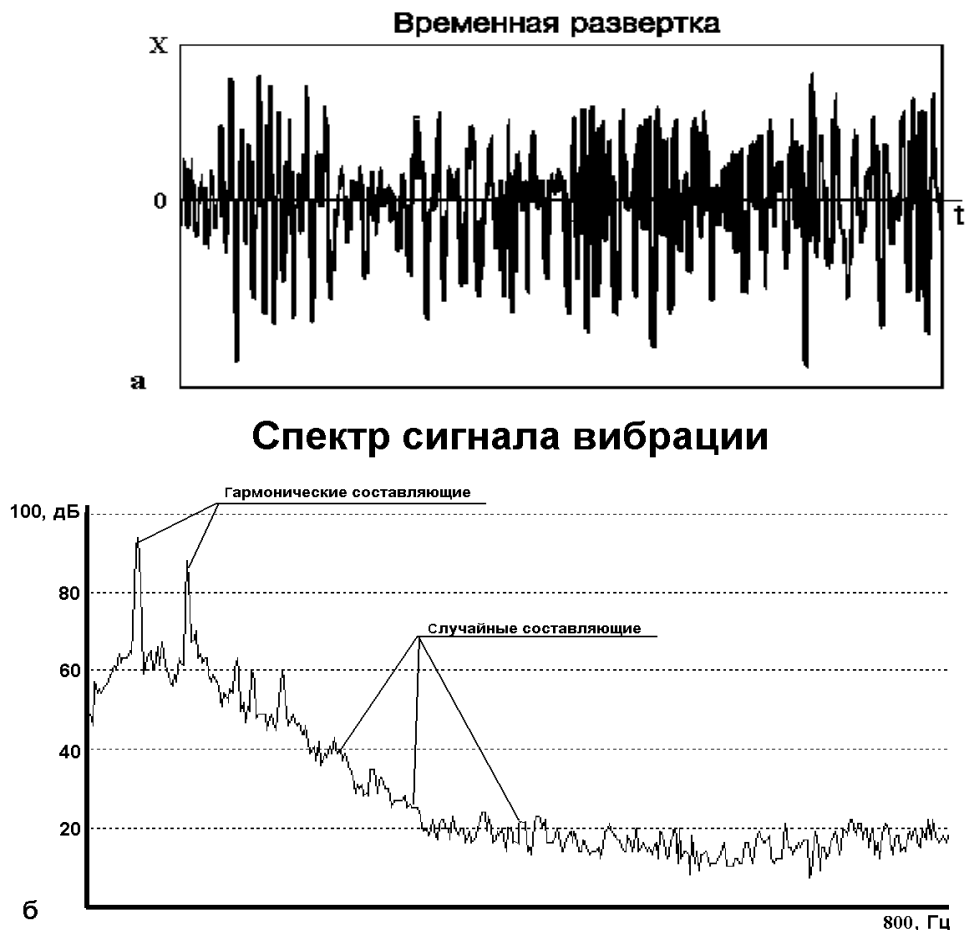


Рис.2.5. Временной сигнал вибрации электрической машины и его спектр

Спектральное представление периодических сигналов, а именно такими является множество сигналов акустического шума и вибрации в установившихся режимах работы машин и оборудования, можно получить, используя разложение в **ряд Фурье**:

$$X(t) = \sum_{k=0}^{\infty} X_k \cos(k\omega t + \varphi_k) = \frac{a_0}{2} + \sum_{k=1}^{\infty} (a_k \cos k\omega t + b_k \sin k\omega t), \quad (5)$$

где $\frac{a_0}{2} = \frac{1}{T} \int_0^T X(t) dt$ - среднее значение сигнала $X(t)$, как правило, равное нулю; a_k и b_k - коэффициенты ряда Фурье, связанные с временной функцией сигнала $X(t)$ следующими выражениями:

$$a_k = \frac{2}{T} \int_0^T X(t) \cos k\omega t dt, \quad k = 0, 1, 2, \dots; \quad b_k = \frac{2}{T} \int_0^T X(t) \sin k\omega t dt, \quad k = 1, 2, 3, \dots \quad (6)$$

Для амплитуды k -й гармоники имеем

$$X_k = \sqrt{a_k^2 + b_k^2}, \quad (7)$$

для начальной фазы k -ой гармоники

$$\varphi_k = \arctg(b_k / a_k). \quad (8)$$

При цифровой обработке периодических сигналов для получения одного мгновенного спектра (спектра без усреднения) берётся N равноотстоящих отсчётов на интервале $0 - t_*$, как показано на рис.2.6.

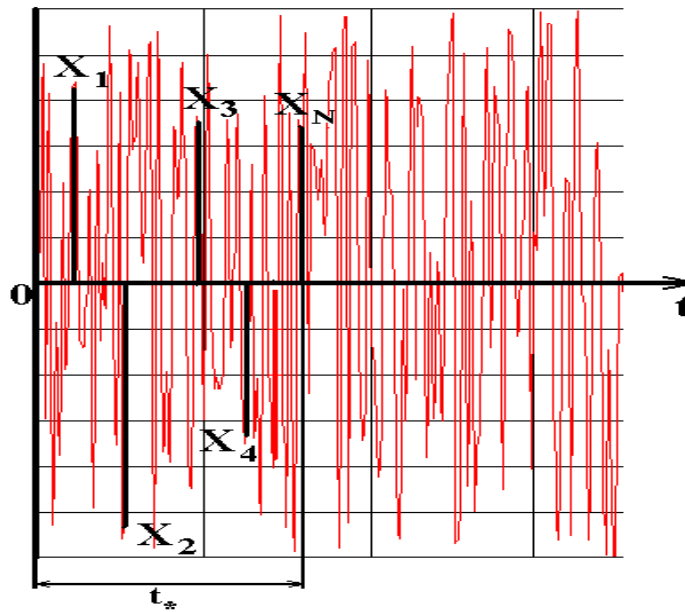


Рис.2.6. Временной сигнал вибрации

Тогда в спектре имеем N частотных полос с частотами:

$$\begin{aligned} F_1 &= 1/t_* \\ F_2 &= 2/t_* \\ &\dots\dots\dots \\ F_N &= N/t_* \end{aligned}$$

В дискретном виде косинусные и синусные составляющие имеют соответственно следующий вид:

$$a_k = \frac{2}{N} \sum_{i=0}^{N-1} x_i \cos\left(\frac{2\pi i}{N} k\right), \quad b_k = \frac{2}{N} \sum_{i=0}^{N-1} x_i \sin\left(\frac{2\pi i}{N} k\right)$$

Для устранения эффекта алайзинга, т.е. появления ложных частот при цифровой обработке сигналов, используются антиалайзинговые фильтры, и в результате в спектре вибрации количество частотных линий составляет только около 40 % от количества частотных линий при дискретизации N . Поэтому, если количество отсчетов при дискретизации было $N=1024$, количество частотных линий в спектре будет только $n=400$, если $N=2048$, тогда $n=800$, если $N=4096$, то $n=1600$.

В современных системах диагностики, как правило, используется быстрое преобразование Фурье - БПФ, (Fast Fourier Transform - FFT), при котором количество вычислений сокращается в $N/\log_2 N$ раз.

Для стационарных случайных сигналов также можно использовать спектральное преобразование. Только в этом случае используется не разложение в ряд Фурье, как для периодических сигналов, а интегральное преобразование Фурье:

$$S(\omega) = \int_{-\infty}^{\infty} X(t) e^{j\omega t} dt; \quad (9)$$

$$X(t) = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} S(\omega) e^{j\omega t} d\omega,$$

где $S(\omega)$ - спектральная плотность, характеризующая распределение энергии по частоте.

2.1. Акустический шум

Акустический шум - это колебания воздушной среды в диапазоне приблизительно от 16 Гц до 20 кГц.

2.1.1. Происхождение и классификация акустического шума

В зависимости от **происхождения** различают шум:

- *механический*, возникающий при движении, соударении, трении деталей машин и оборудования;

- *аэро- и гидродинамический*, возникающие при движении газа, пара, жидкости в результате пульсаций давления из-за турбулентного перемешивания потоков, движущихся с разными скоростями в свободных струях или из-за турбуликации потока у границ обтекаемого тела;

- *термический*, возникающий при турбуликации потока, при горении или мгновенном изменении тепла, приводящего к мгновенному повышению давления (взрыв).

Производственные шумы **классифицируются**:

- по *спектральному составу* (низкие частоты до 300 Гц, средние от 300 Гц до 800 Гц и высокие выше 800 Гц);

- по *характеру спектра* (широкополосные и тональные);

- по *временным характеристикам* (стабильные, прерывистые и импульсные).

В зависимости от **среды**, в которой распространяется шум, различают корпусный (структурный) и воздушный шум.

2.1.2. Волновое уравнение

Акустическое поле в любой момент времени и в любой точке пространства полностью определяется зависимостью одной из трех взаимосвязанных величин:

x - вектор смещения частицы среды из положения покоя;

$\dot{x} = dx/dt$ - вектор колебательной скорости;

P - звуковое давление в среде.

Каждая из этих величин в любой момент времени и в каждой точке пространства удовлетворяет **волновому уравнению**.

Так, для звукового давления волновое уравнение имеет вид

$$\nabla^2 P = \frac{1}{C_0^2} \frac{\partial^2 P}{\partial t^2}, \quad (10)$$

где $\nabla^2 = \left(\frac{\partial^2}{\partial x^2} + \frac{\partial^2}{\partial y^2} + \frac{\partial^2}{\partial z^2} \right)$ - оператор Лапласа; C_0 - скорость рас-

пространения волны (скорость звука в воздухе $C_0 \approx 330$ м/с).

Такому же волновому уравнению удовлетворяют вектор смещения x и вектор колебательной скорости \dot{x} .

С помощью волнового уравнения можно получить распределение в пространстве и во времени любой из характеризующих акустическое поле величин (P, x, \dot{x}) в выбранной системе координат. Наиболее часто используемые системы координат - плоская, сферическая и цилиндрическая.

При большом расстоянии от источника звука гармоническое колебание можно представить в виде **плоской волны**. Плоская волна (рис.2.7) - эта продольная волна, зависящая только от одной декартовой координаты и времени.

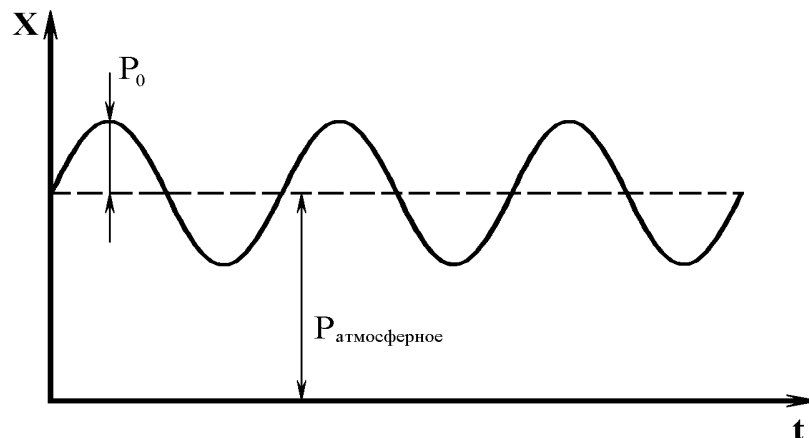


Рис.2.7. Плоская волна

Тогда

$$\frac{\partial^2 P}{\partial y^2} = \frac{\partial^2 P}{\partial z^2} = 0.$$

В этом случае волновое уравнение продольной волны, распространяющейся в упругой среде без учета потерь для однородной бесконечной среды, примет вид

$$\frac{\partial^2 P(x,t)}{\partial x^2} = \frac{1}{c_o} \frac{\partial^2 P(x,t)}{\partial t^2}, \quad (11)$$

а его решение:

$$P(x,t) = P_o \exp j[\omega(t - x/c_o)], \quad (12)$$

где P_o - амплитуда переменной составляющей; ωt - фаза временная, $\omega(x/c_o)$ - фаза пространственная.

В безграничной и идеальной среде скорость распространения волны c_o определяется только параметрами среды:

$$c_o = \sqrt{k/\rho},$$

где k - модуль всестороннего сжатия, Па, ρ - плотность воздуха, кг/м³.
Интенсивность звука связана с давлением выражением

$$J = P^2 / \rho c_o. \quad (13)$$

Здесь ρc_o - волновое сопротивление, кг/м²·с (для воздуха $\rho c_o \approx 440$ кг/м²·с).

Математическое описание акустического шума в реальных условиях значительно усложняется из-за поглощения звука, его многократного отражения (реверберации) и преломления.

2.1.3. Особенности восприятия акустического шума человеком

Главная особенность слуха человека — логарифмическая зависимость восприятия звука от величины переменного давления в воздухе. Эта особенность позволяет человеку эффективно воспринимать звук в диапазоне изменения величины до $10^6 \dots 10^7$ раз.

Вторая особенность заключается в том, что чувствительность органов слуха человека зависит от частоты звука, как показано на рис.2.8. Диапазон слышимых частот - приблизительно 16 — 20000 Гц. Максимальная чувствительность органов слуха в диапазоне частот, приблизительно, 1...6 кГц.

Следует отметить, что большинство измерительных и анализирующих акустический шум приборов имеет так называемый “взвешивающий” фильтр с амплитудно-частотной характеристикой, подобной кривой А, представленной на рис.2.8, т.е. аналогично тому, как человек воспринимает звук.

Третья особенность - возможность различать на слух частоты (число различаемых по частоте поддиапазонов составляет приблизительно 150...200).

Говоря о диагностических возможностях акустического шума, можно привести слова специалистов одной из известных в этой области - датской фирмы “Брюль и Кьер”: “Для многих музыка - это шум, для нас шум - это музыка”.

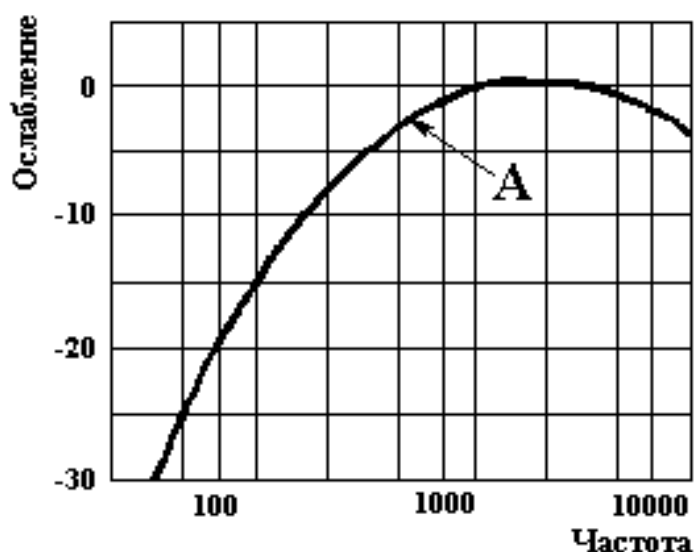


Рис.2.8. Кривая равной громкости А

Однако акустический шум обладает и вредным воздействием на человека, которое можно разделить в первом приближении на три основные степени: первая характеризуется возникновением неприятных ощущений, вторая - комплексной реакцией организма, связанной с возбуждением вегетативной нервной системы через нервные центры слуховых органов, а третья – с опасностью возникновения профессиональной шумовой болезни при длительной работе в условиях повышенного шума.

Использование акустического шума в качестве диагностического сигнала имеет и ряд трудностей, связанных со следующими обстоятельствами:

- со сложностями разделения шума, создаваемого разными источниками (в этом случае целесообразно применять узконаправленные микрофоны);
- с искажениями характеристик потока и возникновением дополнительных шумов обтекания микрофонов или гидрофонов из-за установки их в потоке.

Для преодоления этих трудностей можно использовать в качестве диагностического сигнала вибрацию стенок потокосоздающих и потокопроводящих систем.

2.2. Вибрация

Вибрацией называются механические колебания тела относительно опорного положения равновесия.

Качественная конструкция машин и оборудования характеризуется, как правило, относительно низкими уровнями механических колебаний. Однако в процессе эксплуатации происходит естественный износ машин и оборудования, что сопровождается оседанием фундамента, деформацией и износом деталей, нарушением центровки валов, увеличением зазоров и, в конечном итоге, повышением вибрации. Элементы машины взаимодействуют друг с другом, и через конструкцию происходит рассеивание энергии в виде механических колебаний.

Источником вибрации элементов машин и оборудования являются внутренние вынуждающие силы, в значительной степени зависящие от их технического состояния - наличия допусков, зазоров, контактов поверхностей отдельных деталей машин и оборудования, сил, возникающих при вращении и возвратно-поступательном движении неуравновешенных элементов и деталей. Существенным источником вибрации, а следовательно, и акустического шума могут стать механические колебания даже с небольшой амплитудой, так как они могут вызывать резонансные колебания других элементов машин и оборудования.

Число полных циклов движения тела за единицу времени, т.е. за секунду, называется частотой и выражается в **герцах**.

Механические колебания могут быть простыми и содержать только одну составляющую на определенной частоте, например, движение камертона (рис.2.9 а) [4]. Одновременно колебания могут развиваться на двух разных частотах, например, колебания двигателя внутреннего сгорания (рис.2.9 б). Но, как правило, вибрация реальных машин и оборудования представляет собой сложные механические колебания со многими составляющими на разных частотах, например, колебания редуктора (рис.2.9 в).

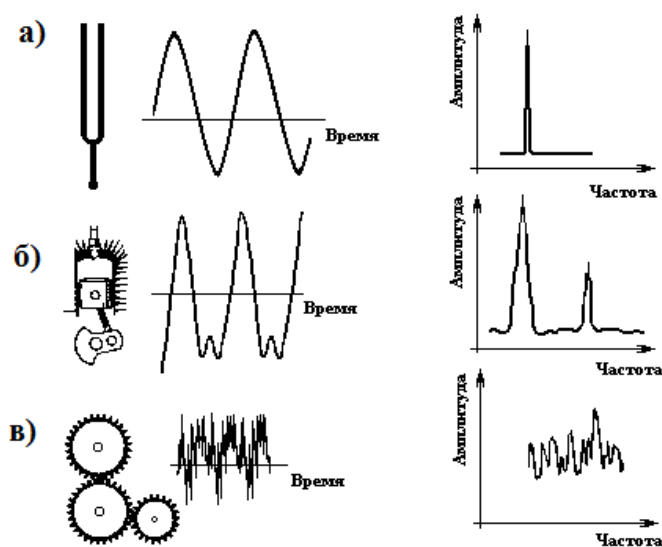


Рис.2.9. Природа механических колебаний [4]

Вибрацию любого объекта можно характеризовать x - вибросмещением, $\dot{x} = dx / dt$ - виброскоростью или $\ddot{x} = d^2x / dt^2$ - виброускорением.

Для гармонического колебания:

$$x(t) = x_0 \sin(\omega t + \varphi_0); \dots\dots\dots(14)$$

$$\dot{x}(t) = x_0 \omega \cos(\omega t + \varphi_0) = x_0 \omega \sin\left(\omega t + \varphi_0 + \frac{\pi}{2}\right); \dots\dots\dots(15)$$

$$\ddot{x}(t) = -x_0 \omega^2 \sin(\omega t + \varphi_0) = x_0 \omega^2 \sin(\omega t + \varphi_0 + \pi). \quad (16)$$

Обозначим:

$$d = x_0, \dots\dots\dots(17);$$

$$v = x_0 \omega, \dots\dots\dots(18);$$

$$a = x_0 \omega^2 \dots\dots\dots(19),$$

соответственно, амплитуды виброперемещения, виброскорости и виброускорения.

Как видно из приведенных выражений, относительно вибросмещения виброскорость имеет опережение фазы на 90° , виброускорение - на 180° (рис.2.10) [4].

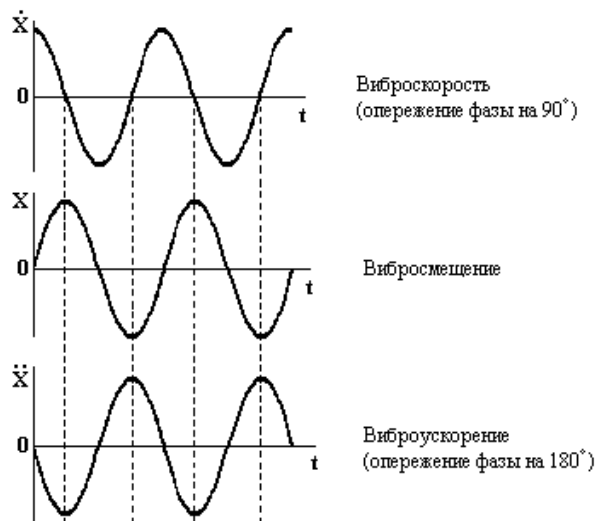


Рис.2.10. Опережение фазы виброскорости и виброускорения относительно вибросмещения

Виброскорость механических колебаний может быть определена путем деления их виброускорения на $\omega = 2\pi f$, а вибросмещение - делением виброускорения на $\omega^2 = 4\pi^2 f^2$:

$$v = \frac{a}{2\pi f} = \int a dt; \dots\dots\dots(20)$$

$$d = \frac{a}{4\pi^2 f^2} = \int v dt \dots\dots\dots(21)$$

Современные виброизмерительные приборы автоматически осуществляют эти операции электронными или цифровыми интеграторами.

Очевидно, что виброускорение целесообразно измерять на высоких частотах, так как его амплитуда пропорциональна квадрату круговой частоты ω^2 , как следует из выражения (19). Аналогично, анализируя выражение (18), видим, что амплитуда скорости механических колебаний пропорциональна круговой частоте ω в первой степени, что свидетельствует о целесообразности измерять виброскорость, если измерительный прибор имеет ограниченный динамический диапазон или если спектр виброскорости машины либо оборудования относительно равномерный по частоте. Виброперемещение наиболее часто используется для измерения низкочастотных механических колебаний.

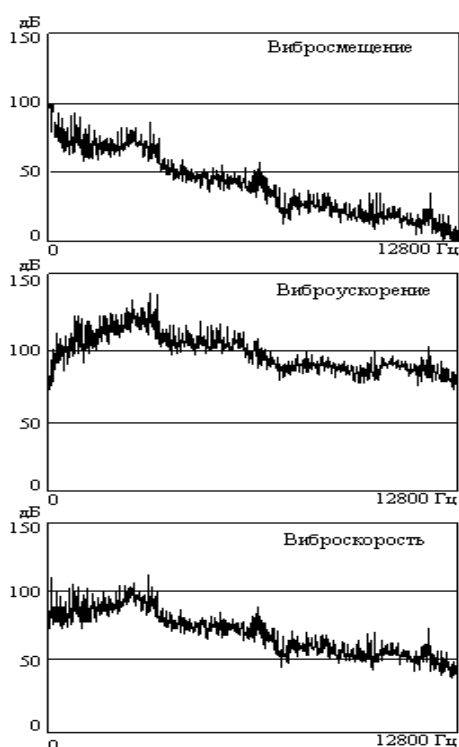


Рис.2.11. Спектры виброперемещения, виброскорости и виброускорения асинхронного двигателя

На рис.2.11 приведены спектры виброперемещения, виброскорости и виброускорения асинхронного двигателя в логарифмическом (в децибелах) масштабе по оси X.

При диагностировании машин и оборудования следует разделять вибрацию на низкочастотную, среднечастотную, высокочастотную и ультразвуковую. Это обусловлено тем, что в каждой области частот вибрация имеет свои физические особенности, оказывающие значительное влияние на выбор вибродиагностических параметров и методов диагностирования [4].

2.2.1. Низкочастотная вибрация

Основной особенностью **низкочастотной вибрации** является то, что под действием вынуждающей силы машина или ее элементы колеблются как единое целое. При математическом описании таких колебаний объект диагностирования может быть представлен конечным числом жестких тел с упругими связями между ними, т.е. системой с сосредоточенными параметрами. В зависимости от размеров и сложности формы машин или оборудования низкочастотные колебания имеют частоты ниже 100...300 Гц. Однако эта граница может несколько меняться в зависимости от частот колебательных сил, действующих в машине.

На рис.2.12 а схематично показан механизм, упруго закрепленный на фундаменте с помощью виброизоляторов.

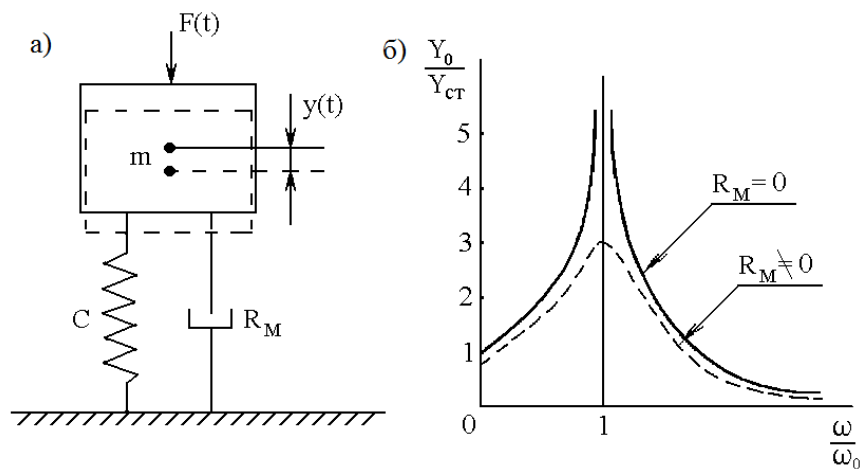


Рис.2.12. Механизм как простейшая колебательная система

Под действием гармонической вынуждающей силы $F(t)$ с амплитудой F_0 он совершает одномерные в вертикальном направлении колебания, описываемые дифференциальными уравнениями второго порядка вида

$$m \frac{d^2 y(t)}{dt^2} + R_m \frac{dy(t)}{dt} + Cy(t) = F(t), \quad (22)$$

где m - масса механизма; C - суммарная жесткость виброизоляторов; R_m - механическое сопротивление, определяющее активные потери колебательной энергии; $y(t)$ - смещение инерционного элемента от положения равновесия; $m \frac{d^2 y(t)}{dt^2}$ - инерционные силы, $R_m \frac{dy(t)}{dt}$ - силы трения, $Cy(t)$ - упругие силы, $F(t) = F_0 \cos \omega t$ - вынуждающая сила.

Колебания механизма будут также гармонического вида:

$$y(t) = Y_0 \cos(\omega t + \varphi). \quad (23)$$

Амплитуда колебаний без учета активных потерь, когда $R_m \rightarrow 0$, имеет вид

$$Y_0 = \frac{F_0}{C - m\omega^2} = \frac{F_0}{C} \frac{1}{1 - \omega^2/\omega_0^2}, \quad (24)$$

где $F_0/C = Y_{ст}$ - статическая деформация виброизоляторов под действием силы тяжести; $\omega_0 = \sqrt{C/m}$ - собственная частота колебаний механизма на виброизоляторах.

Таким образом, амплитуда низкочастотных колебаний механизма Y_0 зависит от параметров вынуждающей силы (ее амплитуды F_0 и частоты ω и от параметров канала передачи (суммарной жесткости виброизоляторов C и собственной частоты колебаний механизма на виброизоляторах ω_0).

На рис.2.12 б показана зависимость амплитуды низкочастотных колебаний механизма от частоты при постоянной амплитуде вынуждающей силы. Как видно из рисунка, на резонансе (собственная частота ω_0) амплитуда колебаний резко увеличивается. Активные потери в упругих элементах ограничивают амплитуду резонансных колебаний (рис.2.12 б, пунктирная линия).

Низкочастотная вибрация механизмов, машин и оборудования содержит преимущественно гармонические составляющие, создаваемые вынуждающими силами, часть которых зависит от технического состояния объектов. Диагностическими параметрами низкочастотных составляющих вибрации чаще всего являются амплитуды колебаний на определенных частотах, пропорциональные величине соответствующих вынуждающих сил. Иногда в качестве диагностического параметра используется величина собственной частоты колебаний ω_0 , характеризующая, в первую очередь, свойства упругих элементов.

Выше были рассмотрены особенности одномерных гармонических колебаний. На самом деле объект имеет в пространстве шесть степеней свободы (три поступательных и три вращательных). Сравнение колебаний по каждой из них, а также сопоставление соответствующих им собственных частот дает возможность расширения объема диагностической информации, получаемой из анализа низкочастотной вибрации.

Основные трудности диагностирования машин и оборудования по низкочастотной вибрации связаны, во-первых, с тем, что не все элементы имеют упругие связи, т.е. не все установлены на виброизоляторах, что значительно усложняет описание колебательной системы. Во-вторых, собственные частоты элементов машин или оборудования точно неизвестны, а от их величин в значительной степени зависит амплитуда колебаний, являющаяся, как правило, основным диагностическим параметром.

2.2.2. Среднечастотная вибрация

Характерная особенность **среднечастотной вибрации** механизмов и конструкций - невозможность представить объект в виде системы с сосредоточенными параметрами, т.е. выделить в ней элементы, имеющие только инерционные и только упругие свойства. Это определяется тем, что каждый элемент на средних частотах обладает и теми и другими свойствами. Вынужденные колебания в этом случае еще нельзя представить в виде распространяющейся волны, однако в пространстве они уже приобретают **собственные формы**, отражающие свойства колебательной системы.

Собственные формы колебаний хорошо иллюстрируются на примере вынужденных колебаний струны, натянутой между двумя неподвижными точками (рис.2.13).

Колебания струны зависят от двух координат, и уравнение колебаний по форме левой его части совпадает с волновым уравнением (см. выражение (11)):

$$m \frac{\partial^2 y(x, t)}{\partial t^2} - T \frac{\partial^2 y(x, t)}{\partial x^2} = F(x, t), \quad (25)$$

где m - масса струны на единицу длины; T - сила натяжения струны.

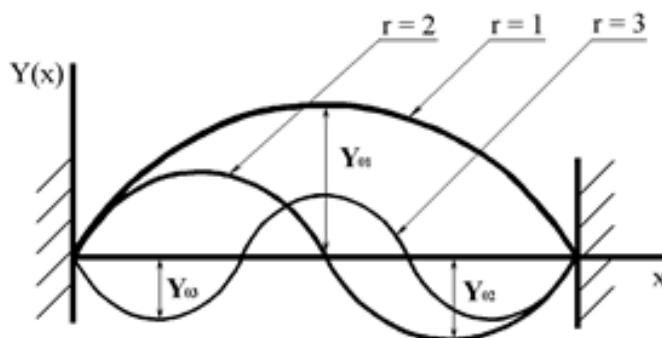


Рис.2.13. Собственные формы колебаний струны

Если на низких частотах вынуждающая сила описывалась суммой гармонических составляющих и уравнение решалось только для одной из них, то в уравнении колебаний струны для каждой гармонической составляющей вынуждающая сила раскладывается еще по собственным формам (на синусные и косинусные составляющие):

$$F(x, t) = \sum_{r=1}^{\infty} a_r F_0 \sin r \frac{\pi}{l} x \cos(\omega t + \varphi), \quad (26)$$

где $F(x, t)$ - гармоническая вынуждающая сила; F_0 - ее амплитуда; ω - частота; a_r - коэффициент разложения амплитуды по собственным формам; r - порядок колебаний, равный числу полуволн на длине струны; l - длина струны между точками закрепления.

Колебания струны могут быть представлены в виде

$$y(x, t) = \sum_{r=1}^{\infty} Y_{or} \sin r \frac{\pi}{l} x \cos(\omega t + \varphi), \quad (27)$$

где Y_{or} - амплитуда пространственной составляющей порядка r .

Для каждой формы колебаний существует своя собственная частота колебаний, равная

$$\omega_{or} = \frac{\pi}{l} \sqrt{\frac{T}{m}} r. \quad (28)$$

Большое число собственных форм колебаний не только целой машины или оборудования, но и отдельных их узлов, затрудняет определение амплитуд вынуждающих сил по результатам измерения амплитуды колебаний на определенной частоте. Особенно, если собственные частоты отдельных узлов находятся в области средних частот, а именно, в диапазоне от 100-300 Гц до 1-3 кГц. Это усложняет выделение диагностической информации, заложенной в пространственных характеристиках вибрации. Поэтому параметры вибрации в области средних частот редко используются в качестве диагностических. Исключением является случай, когда у исправного объекта одна из составляющих вибрации отсутствует и появляется лишь при наличии определенного вида дефекта.

2.2.3. Высокочастотная вибрация

Основная особенность **высокочастотной вибрации** как машины в целом, так и ее отдельных узлов и деталей - представление ее в виде волновых процессов. В отличие от особенностей распространения упругих волн в жидкостях и газах в виде продольных волн упругие свойства твердых сред определяются деформациями сжатия и сдвига. В безграничной упругой среде может существовать как продольная, так и поперечная волна.

Волновое уравнение, позволяющее получить полное описание обоих видов волн, аналогично волновому уравнению для газа и жидкости. Так, для продольной волны оно имеет вид

$$\frac{\partial^2 U_x(x, t)}{\partial x^2} - \frac{1}{C_{ox}^2} \frac{\partial^2 U_x(x, t)}{\partial t^2} = 0, \quad (29)$$

где $U(x, t)$ - смещение частиц относительно положения равновесия; x - направление распространения волны; C_{ox} - скорость распространения продольной волны.

Для поперечной волны имеем

$$\frac{\partial^2 U_y(x, t)}{\partial x^2} - \frac{1}{C_{oy}^2} \frac{\partial^2 U_y(x, t)}{\partial t^2} = 0, \quad (30)$$

где y - направление, перпендикулярное направлению распространения волны; C_{oy} - скорость распространения поперечной волны.

Скорость распространения упругой волны в безграничной среде связана с модулем Юнга E и коэффициентом Пуассона χ соотношениями:

$$C_{ox}^2 = \frac{E}{\rho} \frac{1-\chi}{(1+\chi)(1-2\chi)}; \quad (31)$$

$$C_{oy}^2 = \frac{E}{\rho} \frac{1}{2(1+\chi)}. \quad (32)$$

Если объем упругой среды ограничен, что имеет место при распространении высокочастотной вибрации по элементам машин или оборудования, и при условии, что эти элементы могут быть представлены в виде стержней, пластин и т.п., то и виды распространяющихся волн, их скорость и потери при распространении будут зависеть от граничных условий, т.е. от формы узла и механических свойств материала. Например, при распространении вибрации по стержню возникают продольные, поперечные и крутильные волны, а по пластине - продольные и поперечные волны. Следует отметить, что скорости распространения волн могут зависеть от координаты.

Сложность машин и оборудования как колебательных систем на высоких частотах приводит к тому, что параметры колебательных систем в качестве диагностических используются при диагностировании машин или оборудования в процессе их эксплуатации крайне редко. К тому же они не обеспечивают высокой эффективности обнаружения дефектов. Однако при изготовлении и ремонте отдельных деталей такие методы виброакустического неразрушающего контроля, основанные на сравнении скоростей распространения высокочастотных упругих волн, измерении потерь при их распространении, отражающей способности и т.д., могут быть эффективно использованы.

При диагностике машин и оборудования во время их эксплуатации в качестве диагностических параметров наиболее целесообразно использовать энергетические характеристики высокочастотной вибрации. Как известно, чем выше частота вибрации, тем больше ее затухание при распространении. Достаточно высокие потери вибрации при ее распространении обеспечивают получение всех преимуществ, связанных с разделением источников вибрации на поверхности диагностируемого узла. Особое внимание следует обратить на тот факт, что высокочастотная вибрация обладает значительным объемом информации, содержащейся не только в величинах вибрационной энергии в разных полосах частот, но и в параметрах, характеризующих периодические и случайные флуктуации вибрационной энергии во времени.

2.3. Единицы измерения шума и вибрации

Для шума линейными единицами измерения являются:
паскаль (Па) - при измерении звукового давления;

ватт на метр квадратный (Вт/м²) - при измерении интенсивности звука.

Однако, как правило, шум измеряется в относительных логарифмических единицах - децибелах (дБ), что обусловлено удобством использования этих единиц измерения при изменении значений шума в большом диапазоне.

Уровень звукового давления, выраженный в децибелах, определяется формулой

$$L_p = 20 \lg(P / P_{нор}), \quad (33)$$

где P - давление, Па; $P_{нор} = 2 \cdot 10^{-5}$ Па - порог слышимости человека на частоте 1 кГц.

Интенсивность звука J (Вт/м²) связана со звуковым давлением P выражением

$$J = P^2 / \rho c_0, \quad (34)$$

где ρc_0 - волновое сопротивление; ρ - плотность среды, равная для воздуха приблизительно 1,29 кг/м³; $c_0 \approx 330$ м/с - скорость звука в воздухе.

Пороговые значения давления и интенсивности выбраны такими, чтобы для воздуха в нормальных условиях они удовлетворяли соотношению (34), поэтому интенсивность звука и звуковое давление в воздухе, выраженные в децибелах, совпадают.

Уровень интенсивности звука L_J (дБ) связан с линейными единицами измерения интенсивности следующим выражением:

$$L_J = 10 \lg(J / J_{нор}), \quad (35)$$

где J - интенсивность звука, Вт/м², $J_{нор} = 10^{-12}$ Вт/м² - пороговое значение интенсивности, полученное из выражения (34) при подстановке в числитель значения порога слышимости человека на частоте 1 кГц, т.е. $P_{нор} = 2 \cdot 10^{-5}$ Па, а в знаменатель - значения волнового сопротивления, равного для воздуха $\rho c_0 \approx 440$ кг/м²·с.

Еще одной единицей измерения шума, учитывающей свойства слуха человека, является **фон**. Это единица измерения, равная такому уровню гармонической (тональной) составляющей шума на частоте $f=1$ кГц, выраженному в дБ, который одинаков по восприятию ухом измеряемому шуму. При этом измеряемый шум может иметь любой спектральный состав. Например, шум с уровнем 34 фона по своему восприятию эквивалентен тональному шуму на частоте $f = 1$ кГц, уровень которого равен 34 дБ.

Некоторая неоднозначность определения такой единицы измерения шума, как фон, учитывающей свойства слуха человека, частотная характеристика которого зависит от уровня звука, привела к тому, что вместо измерения шума в фонах стали измерять шум в **децибелах по кривой А**, приведенной на рис.2.8, т.е. в **дБА**. Приборы, имеющие амплитудно-частотную характеристику, соответствующую кривой **А**, в настоящее время являются широко распространенными, а уровень шума, измеряемого таким прибором (шумомером) или таким фильтром, обозначается дополнительным индексом (**А**), например, $L_A = 63$ дБА.

Для **вибрации** линейными единицами измерения, согласно ГОСТам ИСО, являются:

микрометры [мкм] - для измерения вибросмещения;

миллиметры в секунду [мм/с] - для измерения виброскорости;

метры в секунду за секунду [м/с²], или в единицах ускорения свободного падения $g \approx 9,8$ м/с² [м/с²(g)] - для измерения виброускорения.

Так же как и для шума, вибрация может выражаться в относительных единицах - децибелах. Тогда уровни колебаний соответственно виброперемещения, виброскорости и виброускорения (дБ), определяются следующим образом:

$$L_x = 20 \lg X / X_{\text{нор}} ; \quad (36)$$

$$L_{\dot{x}} = 20 \lg \dot{X} / \dot{X}_{\text{нор}} ; \quad (37)$$

$$L_{\ddot{x}} = 20 \lg \ddot{X} / \ddot{X}_{\text{нор}} , \quad (38)$$

где $X_{\text{нор}}$, $\dot{X}_{\text{нор}}$, $\ddot{X}_{\text{нор}}$ - пороговые значения, равные до недавнего времени:

$$X_{\text{нор}} \approx 8 \cdot 10^{-12} , \text{ м} ; \quad \dot{X}_{\text{нор}} \approx 5 \cdot 10^{-8} , \text{ м/с} ; \quad \ddot{X}_{\text{нор}} \approx 3 \cdot 10^{-4} , \text{ м/с}^2 .$$

В некоторых отраслях промышленности и до сих пор действительны эти пороговые значения.

Пороговое значение для виброскорости $\dot{X}_{\text{нор}}$ определяется из выражения, связывающего давление в упругой волне P со скоростью колебания частиц \dot{X} при замене P на пороговое значение давления $P_{\text{нор}}$:

$$P_{\text{нор}} = \rho c_0 \dot{X}_{\text{нор}} . \quad (39)$$

Тогда для воздуха пороговое значение виброскорости равно

$$\dot{X}_{пор} = P_{пор} / \rho c_o \approx 2 \cdot 10^{-5} / 440 \approx 5 \cdot 10^{-8} \text{ м/с}. \quad (40)$$

Следует отметить, что это пороговое значение $\dot{X}_{пор}$ не зависит от частоты.

Пороговые значения виброперемещения и виброускорения выбраны таким образом, чтобы $X_{пор}, \dot{X}_{пор}, \ddot{X}_{пор}$, измеренные в одной точке и выраженные в децибелах, совпадали на частоте $f_o = 1000$ Гц.

С учетом того, что для гармонического колебания, соответствующего формуле (4), амплитуда виброскорости по абсолютной величине равна

$$\left| \dot{X}(t) \right| = \omega_o X_o, \quad (41)$$

получим величину порогового значения для виброперемещения $X_{пор}$, подставляя в выражение (41) вместо \dot{X} его пороговое значение, а именно, $\dot{X}_{пор} \approx 5 \cdot 10^{-8} \text{ м/с}$, и $\omega_o = 2\pi f_o = 6,28 \cdot 10^3$ рад/с, где $f_o = 1000$ Гц. Тогда

$$X_{пор} = \dot{X}_{пор} / \omega_o \approx 8 \cdot 10^{-12} \text{ м}. \quad (42)$$

Соответственно, величину порогового значения для виброускорения $\ddot{X}_{пор}$ можно получить из выражения, связывающего амплитуду виброускорения по абсолютной величине $\left| \ddot{X}(t) \right|$ с амплитудой виброперемещения X_o .

$$\left| \ddot{X}(t) \right| = \omega_o^2 X_o. \quad (43)$$

Подставляя в это выражение вместо амплитуды виброперемещения колебаний его пороговое значение, получим

$$\ddot{X}_{пор} = (2\pi \cdot 10^3)^2 \cdot 8 \cdot 10^{-12} \approx 3 \cdot 10^{-4} \text{ м/с}^2. \quad (44)$$

В настоящее время в соответствии со стандартом ИСО - 1683 широко используются следующие пороговые значения механических колебаний:

$$X_{пор} \approx 10^{-12} \text{ м}, \quad (45)$$

$$\dot{X}_{пор} \approx 10^{-9} \text{ м/с}, \quad (46)$$

$$\ddot{X}_{пор} \approx 10^{-6} \text{ м/с}^2. \quad (47)$$

Эти значения приведены не к частоте $f_o = 1$ кГц, а для получения более простых значений к круговой частоте $\omega_o = 1000$ рад/с ($f_o \approx 159$ Гц). Это означает, что числовые значения уровней виброускорения, виброскорости и виброперемещения механических колебаний с синусоидальной формой волны и с угловой частотой $\omega_o = 1000$ рад/с равны друг другу.

Ниже в табл. 2.1 приведены пороговые значения X_0 для разных отраслей промышленности

Таблица 2.1 Пороговые значения X_0 для разных отраслей промышленности

Параметр вибрации	В судостроении и ВМФ	В других отраслях промышленности	Примечание
Виброперемещение	$L_x = 20 \lg \frac{X}{X_0}$ дБ где $X_0 = 8 \cdot 10^{-12}$ м	$L_x = 20 \lg \frac{X}{X_0}$ дБ где $X_0 = 10^{-12}$ м	Перемещение машины, конструкции или ротора связано с напряжением
Виброскорость	$L_{\dot{X}} = 20 \lg \frac{\dot{X}}{\dot{X}_0}$ дБ где $\dot{X}_0 = 5 \cdot 10^{-8}$ м/с	$L_{\dot{X}} = 20 \lg \frac{\dot{X}}{\dot{X}_0}$ дБ где $\dot{X}_0 = 10^{-9}$ м/с	Скорость движения во времени связана с усталостью узлов машины
Виброускорение	$L_{\ddot{X}} = 20 \lg \frac{\ddot{X}}{\ddot{X}_0}$ дБ где $\ddot{X}_0 = 3 \cdot 10^{-4}$ м/с ²	$L_{\ddot{X}} = 20 \lg \frac{\ddot{X}}{\ddot{X}_0}$ дБ где $\ddot{X}_0 = 10^{-6}$ м/с ²	Ускорение связано с силами , действующими в узлах машины

Уровни виброперемещения, виброскорости и виброускорения, измеренные в одной точке и выраженные в дБ, как было сказано выше, совпадают только на частоте 1000 Гц (для судостроения и ВМФ) и на частоте 159 Гц (для других отраслей промышленности).

Таким образом, выражая амплитуды виброперемещения, виброскорости или виброускорения в децибелах, необходимо указывать уровень относительно определенного опорного значения, например, уровень ускорения 78 дБ относительно 10^{-6} м/с². При сравнении амплитуд механических колебаний достаточно указать лишь разность соответствующих уровней в децибелах, отнесенных к одному и тому же опорному значению. Например, один уро-

вень выше другого на столько-то децибел, при этом опорное значение не указывается.

Для того чтобы в первом приближении оценить в размах уровень колебаний, приведенный в децибелах, достаточно запомнить только несколько значений, которые выделены в табл. 2.2 жирным шрифтом.

Таблица 2.2. Перевод величин вибрации из логарифмических единиц в линейные

20lg(x₁/x₂), дБ → x₁/x₂	20lg(x₁/x₂), дБ → x₁/x₂	20lg(x₁/x₂), дБ → x₁/x₂
-80 дБ → 0,0001 раз	0 дБ → 1,00 раз	10 дБ → 3,16 раз
-60 дБ → 0,001 раз	1 дБ → 1,12 раз	20 дБ → 10 раз
-40 дБ → 0,01 раз	2 дБ → 1,26 раз	40 дБ → 100 раз
-20 дБ → 0,1 раз	3 дБ → 1,41 раз	60 дБ → 1000 раз
-10 дБ → 0,316 раз	4 дБ → 1,58 раз	80 дБ → 10000 раз
- 6 дБ → 0,5 раз	5 дБ → 1,77 раз	100 дБ → 100000 раз
- 3 дБ → 0,707 раз	6 дБ → 2,00 раза	120 дБ → 1000000 раз
- 1 дБ → 0,89 раз		140 дБ → 10000000 раз

Так, если величину в децибелах представить в виде суммы или разности цифр, выделенных жирным шрифтом, можно перевести практически любое значение, выраженное в децибелах, в разы. Например,

$$12 \text{ дБ} = (6+6) \text{ дБ} \quad (2 \cdot 2) = 4;$$

$$14 \text{ дБ} = (20-6) \text{ дБ} \quad (10/2) = 5.$$

Примечание: когда децибелы суммируются, линейные единицы умножаются, когда децибелы вычитаются, линейные единицы делятся.

Для того чтобы перевести величину вибрации, измеряемую в децибелах, в линейные значения, необходимо определить эталонное значение вибрации, соответствующее 0 дБ.

Для подавляющего большинства отраслей промышленности имеем

$$1 \text{ м/с}^2 = 120 \text{ дБ} \quad \text{виброускорения}; \quad (0 \text{ дБ} = 10^{-6} \text{ м/с}^2)$$

$$1 \text{ мм/с} = 120 \text{ дБ} \quad \text{виброскорости}; \quad (0 \text{ дБ} = 10^{-6} \text{ мм/с})$$

$$1 \text{ мкм} = 120 \text{ дБ} \quad \text{вибросмещения}; \quad (0 \text{ дБ} = 10^{-6} \text{ мкм})$$

Так, для перевода в первом приближении виброускорения из децибел в м/с², воспользуемся тем, что

$$120 \text{ дБ} = 1 \text{ м/с}^2, \text{ следовательно,}$$

$$100 \text{ дБ} = 0,1 \text{ м/с}^2,$$

$$80 \text{ дБ} = 0,01 \text{ м/с}^2,$$

$$60 \text{ дБ} = 0,001 \text{ м/с}^2 \text{ и т.д.}$$

$$\text{Тогда, например, } 114 \text{ дБ} = (120 - 6) \text{ дБ} = (1 / 2) \text{ м/с}^2 = 0,5 \text{ м/с}^2.$$

$$104 \text{ дБ} = 120 - 10 - 6 = 1 \cdot 3 \cdot 2 = 0,17 \text{ м/с}^2.$$

$$106 \text{ дБ} = 100 + 6 = 0,1 \times 2 = 0,2 \text{ м/с}^2.$$

Глава 3. АНАЛИЗ ВИБРОДИАГНОСТИЧЕСКИХ СИГНАЛОВ

Диагностика машин и оборудования, как уже отмечалось, отличается от мониторинга их виброакустического состояния тем, что кроме определения тенденции изменения параметров шума и вибрации во времени требуется дополнительно выявлять источники неисправностей, идентифицировать вид и глубину развития каждого дефекта. Поэтому многие из основных методов анализа виброакустических сигналов, применяемых при мониторинге, используются и при диагностике, однако в последнем случае, как правило, требуются и дополнительные методы анализа, дающие больше информации о конкретных видах дефектов. Эти методы должны позволить выявлять дефекты на стадии их зарождения, определять виды всех возможных дефектов и при каждом измерении оценивать степень их развития, что даст возможность прогнозировать изменение технического состояния машин.

Методы анализа виброакустических сигналов, используемые при тестовой и функциональной диагностике, как правило, сильно отличаются друг от друга.

Тестовые методы диагностики требуют формирования искусственных возмущений с известными характеристиками, которые возбуждают вибрацию машины или оборудования. Изменения параметров этой вибрации во времени и в пространстве при ее распространении в контролируемом объекте и являются признаками его состояния. По степени отклонения реакции этого объекта от номинальной можно судить о его состоянии. Тестовые методы могут использоваться как для неработающих объектов, так и для работающих. В ряде случаев требуется перевод машины или оборудования на специальные режимы работы, например, режимы пуска, прогрева, скачка нагрузки и т.п.

Функциональные методы диагностики используют, в основном, вибрацию, возникающую в процессе работы машины или оборудования в обычном режиме. Однако для решения ряда диагностических задач может проводиться и сравнительный анализ вибрации машин на разных режимах работы.

Следует отметить, что для выявления дефектов в процессе эксплуатации оборудования особенно широко используются функциональные методы диагностики, а при проведении ремонтов и послеремонтной доводке вибрационного состояния используются как функциональные, так и тестовые методы. В то же время вибрационный мониторинг по определению должен использовать только результаты измерений и анализа вибрации, возбуждаемой самим объектом мониторинга, работающим в типовых режимах.

Ниже рассматриваются основные методы анализа виброакустических сигналов, используемые при решении задач мониторинга и функциональной диагностики машин и оборудования, как правило, без вывода объектов на специальные режимы работы.

3.1. Анализ уровней вибрации

Простейший из виброакустических методов - метод измерения **общего уровня** шума или вибрации. В этом случае в широких частотных диапазонах измеряются или среднеквадратичные значения, или пиковые значения виброускорения, виброскорости или виброперемещения механических колебаний либо колебаний в газообразных или жидких средах. На рис. 3.1 показан спектр колебаний (пунктиром) и общее значение амплитуды или общий уровень (сплошной линией), измеренный в широкой полосе частот.



Рис.3.1. Общее значение амплитуды или общий уровень колебаний в широкой частотной полосе [4]

При измерении общего уровня колебаний максимальный вклад могут давать несколько основных составляющих или даже одна доминирующая составляющая, например, составляющая на частоте вращения. Эта составляющая имеет, безусловно, большое значение, однако развивающиеся дефекты могут привести к росту других составляющих, уровень которых может быть значительно ниже уровня доминирующей составляющей. Таким образом, измерение общего уровня является слишком грубой оценкой с точки зрения определения технического состояния машины или оборудования и может быть использовано, скорее, для его контроля, чем для мониторинга, не говоря уже о глубокой детальной диагностике, требующей более тонких методов. Однако следует отметить, что практически все системы мониторинга и диагностики дают информацию об общем уровне шума и/или вибрации. Она используется, в частности, для сравнения с установленными стандартами пороговыми значениями и для построения трендов, т.е. зависимостей общего уровня от времени, что дает возможность оценить в первом приближении скорость изменения состояния машины или оборудования.

Прибор для измерения вибрации, имеющий в своем составе измерительно-анализирующий тракт, структурная схема которого представлена на рис. 3.2, называется **виброметром**. При измерении шума часто используется

шумомер, основная амплитудно-частотная характеристика которого аналогична кривой А, представленной на рис.2.8.

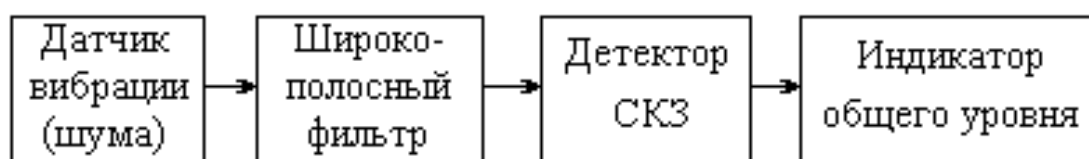


Рис.3.2. Структурная схема прибора для измерения сигналов вибрации и шума

У виброметра, измеряющего только общий уровень, фильтр может отсутствовать, если не предъявляются специальные требования к полосе частот измеряемого сигнала.

3.2. Анализ ударных импульсов

Во многих случаях изменение технического состояния элементов машин и оборудования, особенно на начальной стадии развития дефектов, не влияет на общий уровень вибрации и шума. Так, в частности для подшипников, появление небольших дефектов на телах качения, а также на наружной или внутренней обоймах практически не изменяет общего уровня вибрации и шума. Однако наличие даже зарождающихся дефектов в подшипнике приводит к появлению высокочастотных ударных импульсов и, следовательно, к увеличению пиковых уровней в высокочастотном сигнале вибрации, при этом его среднеквадратические уровни в общем случае могут даже оставаться неизменными. Поэтому отношение пикового и среднеквадратического значений, которое называется пик-фактором - диагностический признак, а метод, основанный на измерении пик-фактора, называется **методом ударных импульсов**. В случае отсутствия ударных импульсов пикфактор имеет значение меньше пяти, а при их наличии этот показатель может быть выше десяти. Принцип действия метода ударных импульсов можно пояснить рис.3.3, где представлены временные высокочастотные сигналы вибрации исправного подшипника качения и подшипника с раковинной дефектом на поверхности качения.

Однако, поскольку ударные импульсы появляются при различных видах дефектов и при изменении качества смазки, этот метод не позволяет идентифицировать вид дефекта, а, следовательно, может быть использован только для контроля состояния узла, но не для его диагностирования. Невозможность определить вид дефекта методом ударных импульсов не позволяет осуществлять долгосрочный прогноз состояния узла, так как различные дефекты имеют разные скорости развития. Кроме того, дефекты сборки, которые не приводят к продавливанию слоя смазки, не вызывают появления микроударов, а следовательно не могут быть обнаружены. Еще одно обстоятельство ограничивает применение метода ударных импульсов: рост пикфактора прекращается при развитых дефектах и даже происходит его

уменьшение по мере увеличения степени развития дефекта. Это определяется тем, что среднеквадратическое значение высокочастотной вибрации в этом случае начинает расти быстрее, чем его пиковое значение.

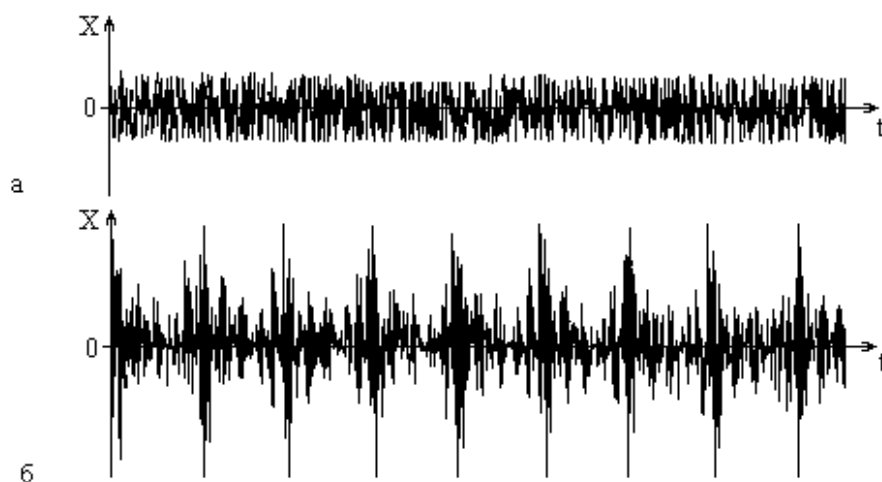


Рис.3.3. Высокочастотная вибрация исправного (а) и дефектного (б) подшипников качения

Один из недостатков метода ударных импульсов, реализованных в виде измерения пик-фактора, является невозможность определить момент времени, соответствующий максимальному пиковому значению сигнала. Устранить этот недостаток возможно, реализуя метод ударных импульсов в виде, например, крест-фактора. В этом случае, в отличие от пик-фактора, используется скользящее окно, в котором для каждого положения скользящего окна определяется отношение пикового значения к среднему квадратическому.

Различные виды реализации метода ударных импульсов в виде пик-фактора, крест-фактора и куртоза, последний из которых представляет собой вычисление коэффициента эксцесса за весь период наблюдения, представлены на рис. 3.4.

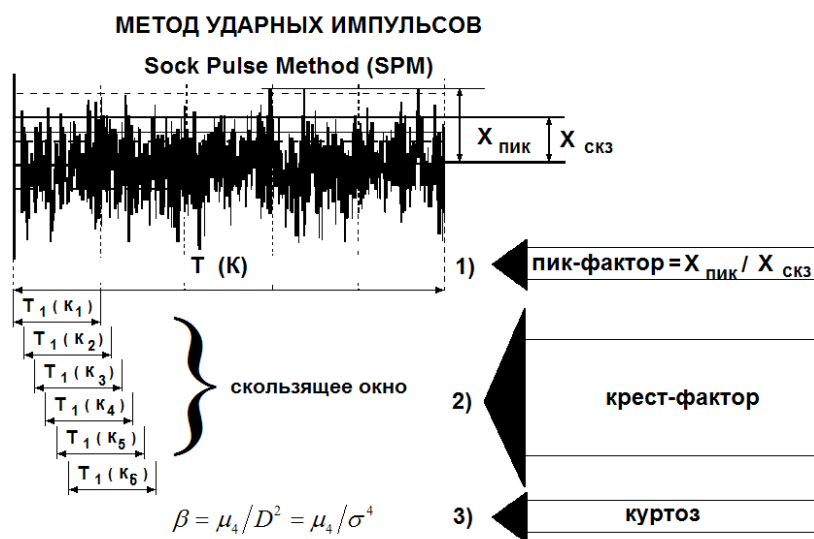


Рис. 3.4. Различные виды реализации метода ударных импульсов



Рис. 3.5. Структурная схема прибора для измерения пик-фактора сигнала вибрации

На рис. 3.6 приведены формы распределения значений сигнала случайной вибрации подшипника без дефектов (закон распределения - нормальный) и сигнала той же мощности при плохой смазке в подшипнике, являющейся причиной появления ударных компонент вибрации, при которых коэффициент эксцесса (куртоз) растет в десятки раз.

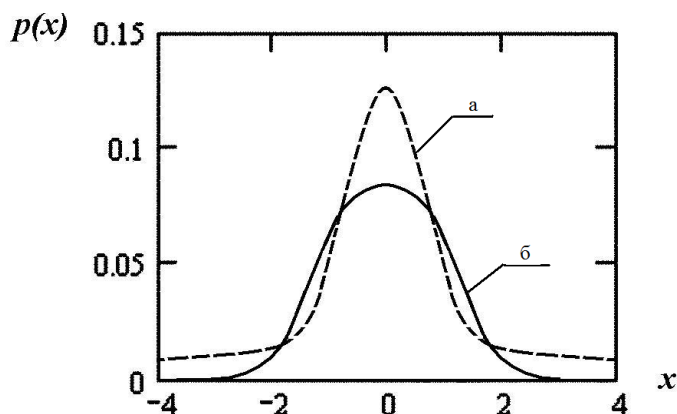


Рис.3.6. Законы распределения значений сигнала случайной вибрации подшипника без дефектов (закон распределения - нормальный) – б) и дефектного подшипника с ударами (закон распределения со значительно более острой вершиной, т.е. с большим куртозом (коэффициентом эксцесса – а)

Коэффициент эксцесса, называемый в вибродиагностике kurtosis (куртоз), можно рассчитать по формуле, используя начальные моменты распределения выборочных значений ультразвукового сигнала вибрации.

$$Kurtosis = \frac{v_4 - 4v_1v_3 + 6v_1^2v_2 - 3v_1^4}{(v_2 - v_1^2)^2} = \frac{\mu_4}{D^2} = \frac{\mu_4}{\sigma^2},$$

где

$$v_1 = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n x_i, \quad v_2 = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n x_i^2, \quad v_3 = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n x_i^3, \quad v_4 = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n x_i^4$$

$$\mu_2 = D = v_2 - v_1^2.$$

При измерении пик-фактора высокочастотной вибрации часто используется механический резонатор-камертон в виде металлического стержня с резонансом на частотах выше 25 кГц.

3.3. Частотный анализ

На практике часто оказывается недостаточным использовать только рассмотренные методы, а именно, анализ общего уровня преимущественно низкочастотных колебаний, измеряемого в более или менее широкой полосе частот, и пик-фактора высокочастотной вибрации (или различных его модификаций, например, крест-фактора, куртоза). Многие виды дефектов приводят к росту составляющих вибрации на самых разных частотах. Поэтому в большинстве практических случаев для разделения на отдельные составляющие широкополосных сигналов используется **частотный анализ**, позволяющий оценивать уровни вибрации или шума в более узких частотных полосах (рис.3.7) [4].

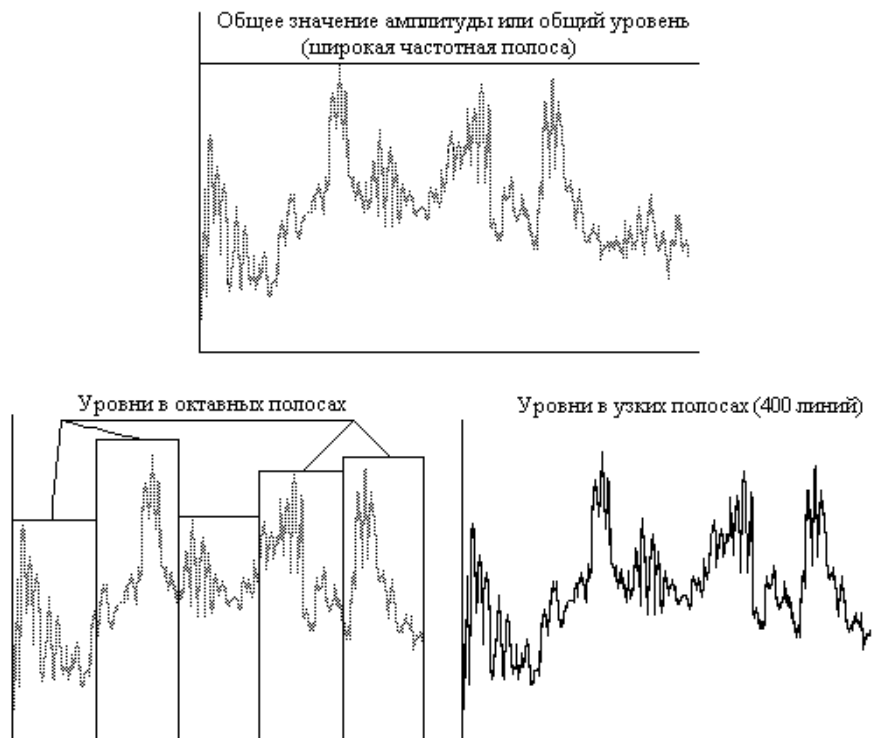


Рис.3.7. Спектры вибрации, измеренной с различной разрешающей способностью [4]

Прибор, позволяющий измерять и анализировать амплитуды или среднеквадратические значения вибрации или шума в отдельных относительно узких полосах частот, называется **анализатором спектра**.

Простейший анализатор спектра (рис.3.8) был создан еще в середине XX века и представлял собой прибор с перестраиваемым по частоте полосовым фильтром (рис.3.8,а) или прибор с последовательно переключаемыми фильтрами (рис.3,8б).

Такие анализаторы позволяют осуществлять последовательный спектральный анализ, т.е. анализ по очереди в отдельных полосах или на отдельных частотах в пределах их рабочего частотного диапазона. На выходе детектора величина сигнала пропорциональна мощности (а при использовании

на выходе детектора еще и деквадратора величина сигнала пропорциональна среднеквадратическому значению) вибрации в выбранной полосе частот.

При последовательном анализе уровень каждой составляющей спектра измеряется в разное время, а следовательно, такие анализаторы почти нельзя было применять для анализа кратковременных изменяющихся во времени и импульсных сигналов. Кроме того, перенастройка или переключение фильтров требовало значительного времени.

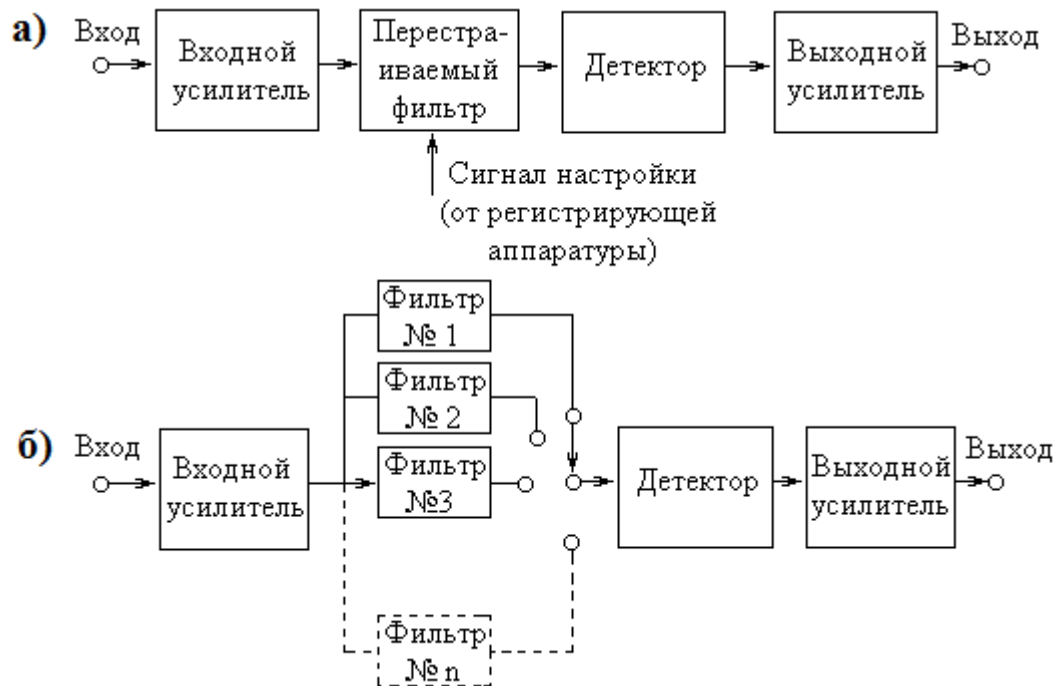


Рис.3.8. Упрощенные структурные схемы анализаторов, осуществляющих последовательный спектральный анализ

При использовании современных анализаторов спектра (рис. 3.9) осуществляется **параллельный анализ**, т.е. анализ, происходящий одновременно во всех полосах в пределах рабочего частотного диапазона. Таким образом, обеспечивается мгновенный частотный анализ шума или вибрации, т.е. **частотный анализ в реальном времени**. Выражение "анализ в реальном времени" означает, что измерение, обработка и вычисление данных проводится в течение существования реального физического сигнала, так что результаты можно использовать для управления этим процессом. В таком случае результатом анализа является ряд значений или уровней, одновременно измеряемых анализатором спектра во многих относительно узких полосах частот.

Современные анализаторы спектра, кроме измерения уровней вибрации или шума в относительно узких полосах частот, позволяют выполнять еще ряд функций, в том числе, как правило, измерять общий уровень в широкой полосе частот (используя так называемый "линейный фильтр"), уровни колебаний на низких и/или высоких частотах, а при измерении шума дополнительно его уровень в полосе частот, определяемой кривой А (используя "взвешивающий" фильтр), и т.д.

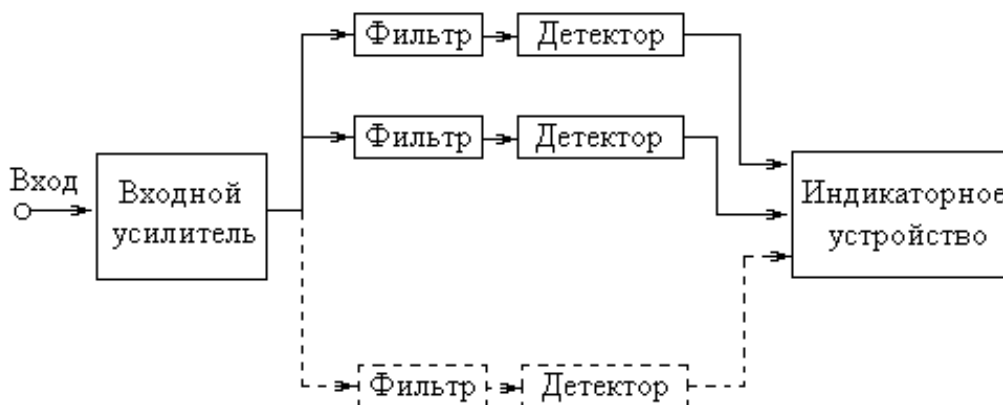


Рис. 3.9. Структурная схема анализатора, работающего в реальном времени и осуществляющего параллельный спектральный анализ

Позднее появились аналого-цифровые анализаторы спектра, а затем - цифровые, т.е. анализаторы, основанные на цифровых методах анализа и обработки информации.

3.3.1. Частотный анализ с постоянной абсолютной шириной полосы пропускания

Как упоминалось выше, при частотном анализе используется, как правило, набор полосовых фильтров, настроенных на определенные частоты и переключаемых автоматически или вручную, или один полосовой фильтр, перестраиваемый в определенном частотном диапазоне. Существует два основных типа частотных анализаторов: **анализаторы с постоянной абсолютной шириной полосы пропускания** и **анализаторы с постоянной относительной шириной полосы пропускания** [4].

Первый тип имеет один фильтр или набор фильтров с точно определенной фиксированной шириной полосы пропускания, например, 3,16 Гц, 10 Гц и т.п. Анализаторы второго типа снабжены фильтром (фильтрами), ширина полосы пропускания которого (которых) всегда равна определенной доле (%) его (их) средней частоты, т.е. частоты настройки, например, 1, 3, 6, 10, 23 %. Обычно они и называются фильтрами с постоянной относительной (процентной) шириной полосы пропускания.

Анализаторы с постоянной полосой пропускания имеют преимущества по сравнению с анализаторами второго типа - это идентичное разрешение по частоте при использовании линейной шкалы частоты и возможность получения высокой разрешающей способности, что позволяет использовать их при гармоническом анализе, анализе ударов и т.д. Однако применение линейной шкалы частоты автоматически ограничивает ширину частотного диапазона, необходимого для практического анализа. Этот диапазон перекрывает обычно только одну или две декады.

Идеальный полосовой фильтр имеет амплитудно-частотную характеристику, представленную на рис.3.10.

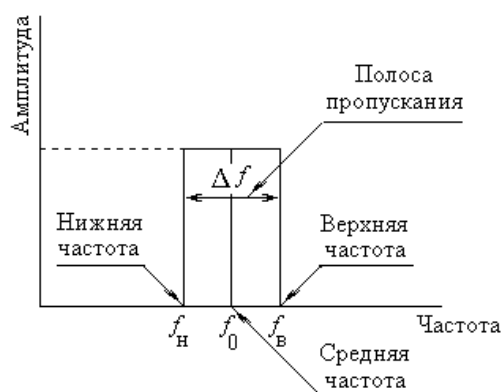


Рис.3.10. Амплитудно-частотная характеристика идеального полосового фильтра

На рис.3.11 приведены зависимости ширины полосы пропускания анализатора с постоянной шириной полосы пропускания от частоты при линейном (рис.3.11а) и логарифмическом (рис.3.11б) масштабах частоты.

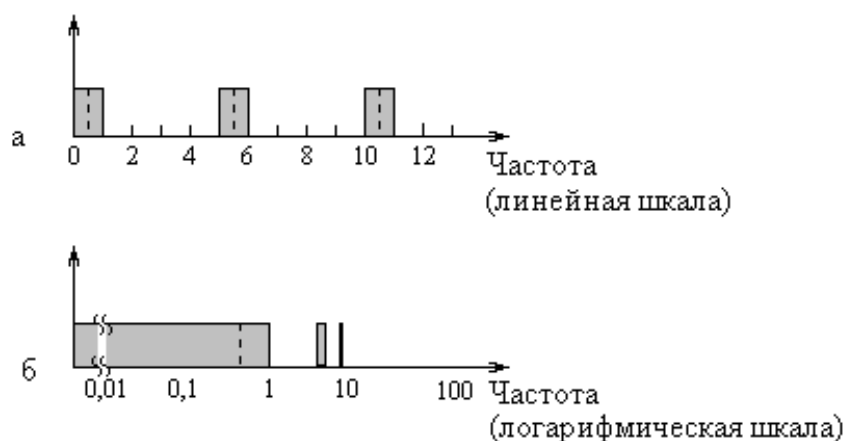


Рис.3.11. Амплитудно-частотные характеристики идеальных полосовых фильтров с постоянными абсолютными значениями ширины полосы пропускания частот

Реальные полосовые фильтры имеют амплитудно-частотную характеристику, отличную от характеристики идеального фильтра, изображенной на рис.3.10. Амплитудно-частотная характеристика реального фильтра, имеющего менее крутые фронты, показана на рис.3.12. В этом случае возникает вопрос об определении **ширины полосы пропускания** реальных фильтров. В предыдущих главах не затрагивалось это понятие, так как результаты математического анализа Фурье всегда излагались применительно к бесконечно узкой полосе частот (Δf), которая практически недостижима [4].

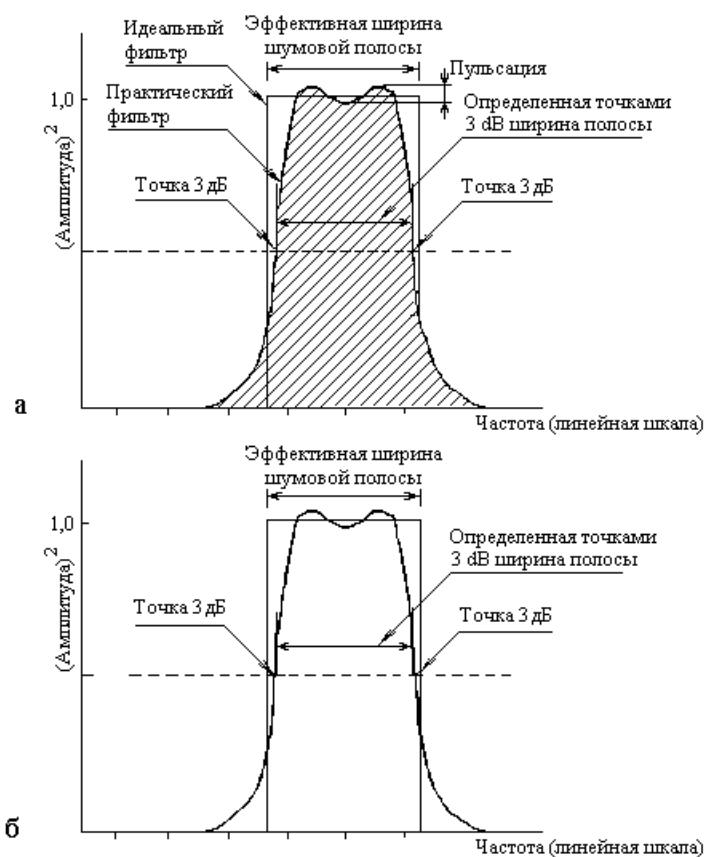


Рис.3.12. Амплитудно-частотные характеристики реального и идеального фильтров [4]

Ширина полосы пропускания реального фильтра может быть определена двумя основными способами. Наиболее часто принято под шириной полосы пропускания реального фильтра понимать ширину полосы пропускания идеального фильтра, пропускающего такую же мощность "белого" шума, как и реальный фильтр (рис.3.12 а). Значение этого параметра можно определить по точкам пересечения кривой характеристики реального фильтра и фронтов идеального фильтра, площадь которого равна площади под кривой реального фильтра (заштрихованная площадь). Этот параметр еще называется эффективной шириной шумовой полосы реального фильтра.

По второму способу ширина полосы пропускания реального фильтра определяется как интервал частот на уровне спада частотной характеристики фильтра на 3 дБ (рис.3.12 б)

Для фильтров с постоянной абсолютной шириной полосы пропускания средняя частота определяется как

$$f_0 = \frac{f_v + f_n}{2}, \quad (48)$$

а ширина полосы пропускания равна

$$\Delta f = f_v - f_n, \quad (49)$$

где f_v и f_n и - верхняя и нижняя частоты фильтра, соответственно.

Для измерения и анализа спектра вибрации или шума фильтры анализаторов должны иметь пересекающиеся на некотором уровне амплитудно-частотные характеристики, что обусловлено требованием практически идентичного пропускания сигналов во всем необходимом диапазоне частот. Поэтому в анализаторах спектра "гребенка" фильтров с постоянной абсолютной шириной полосы пропускания при линейной шкале частот имеет вид, показанный на рис.3.13.

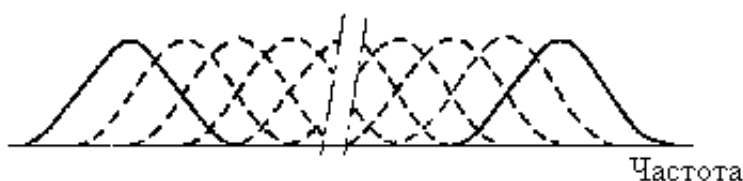


Рис.3.13. Амплитудно-частотные характеристики фильтров анализатора при постоянной ширине их полос пропускания

3.3.2. Частотный анализ с постоянной относительной (процентной) шириной полосы пропускания

Как было сказано выше, анализаторы второго типа имеют набор фильтров (или один перенастраиваемый фильтр), ширина полосы пропускания которых (или которого) равна определенной доле в процентах от среднегеометрической частоты. Эти фильтры с постоянной относительной (процентной) шириной полосы пропускания имеют среднегеометрическую частоту, равную

$$f_0 = \sqrt{f_v f_n}, \quad (50)$$

и ширину полосы пропускания, определяемую как

$$\Delta f_{отн} = \frac{(f_v - f_n) \cdot 100}{f_0} \% . \quad (51)$$

На рис.3.14 приведены зависимости ширины полосы пропускания анализатора с постоянной относительной шириной полосы пропускания от частоты при линейном (рис.3.14 а) и логарифмическом (рис.3.14 б) масштабах частоты [4].



Рис.3.14. Амплитудно-частотные характеристики идеальных фильтров с постоянными относительными значениями ширины полосы пропускания

Следует отметить, что ширина полосы пропускания анализатора с постоянной относительной шириной полосы кажется фиксированной при использовании логарифмической шкалы частот, что удобно и эффективно для отображения спектра сигнала в широком диапазоне частот, перекрывающем 3 или больше декад.

Это и является одним из важных преимуществ анализаторов с постоянной относительной шириной полосы пропускания, определяющих их широкое практическое применение, в отличие от анализаторов с постоянной абсолютной шириной полосы пропускания. Еще одно преимущество - соответствие постоянной относительной ширины полосы пропускания постоянному значению добротности, т.е. постоянному значению коэффициента усиления в области возможных резонансных пиков (рис.3.15).

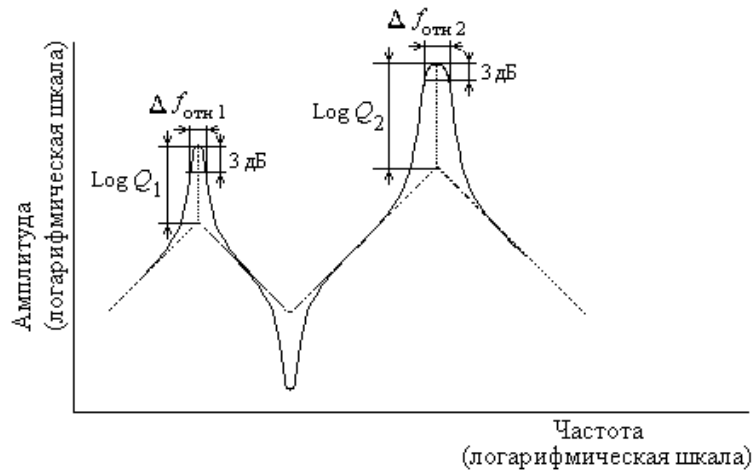


Рис.3.15. Иллюстрация связи между добротностью и относительной шириной частотной полосы [4]

Это позволяет эффективно применять анализаторы с фильтрами с постоянной относительной шириной полосы пропускания при использовании логарифмической частотной шкалы для анализа вибрации при нестабильной частоте вращения и большом количестве резонансов конструкции машины.

На практике особо широко используются два фильтра с постоянной относительной шириной полосы пропускания - **октавный фильтр** и **третьеоктавный фильтр**.

Октава - это диапазон частот, в котором верхняя частота $f_в$ отличается от нижней частоты $f_н$ в два раза. Следовательно, ширина октавного диапазона частот $\Delta f_{окт}$ равна 70,7% от среднегеометрической частоты. Таким образом, для октавного фильтра справедливо соотношение

$$f_в = 2f_н, \quad (52)$$

при этом для среднегеометрического значения частоты имеем

$$f_0 = \sqrt{f_в \cdot f_н} = \sqrt{2f_н^2} = \sqrt{2}f_н. \quad (53)$$

Абсолютная ширина полосы пропускания октавного фильтра равна

$$\Delta f = f_в - f_н, \quad (54)$$

а для относительной ширины полосы пропускания имеем

$$\Delta f_{окт} = \frac{(f_в - f_н) \cdot 100}{f_0} \% = \frac{f_н}{\sqrt{2}f_н} 100\% = \frac{1}{\sqrt{2}} 100\% = 70,7\%. \quad (55)$$

Итак, если октавный фильтр имеет среднегеометрическую частоту $f_0 = 10$ Гц, то абсолютное значение его полосы пропускания равно $\Delta f = 7$ Гц. Если среднегеометрическая частота октавного фильтра равна $f_0 = 100$ Гц, тогда $\Delta f = 70$ Гц.

Для значений среднегеометрических частот октавных фильтров установлен ряд предпочтительных значений в соответствии с рекомендацией 225 Международной электротехнической комиссии (МЭК). Опорным значением частоты этого ряда является $f_0 = 1000$ Гц.

Таким образом, для перекрытия диапазона частот от 22,5 Гц (нижний предел октавной полосы со среднегеометрической частотой 32,5 Гц) до 22,5 кГц (верхний предел октавной полосы со среднегеометрической частотой 16 кГц) достаточно 10 октавных полос. Следовательно, десятью октавными фильтрами можно перекрыть соответствующий трем декадам диапазон частот (декада - изменение частоты в 10 раз).

Если октавную полосу разделить на три геометрически равных участка, то получим третьоктавную полосу. Поэтому для третьоктавного фильтра справедливо соотношение

$$f_в = \sqrt[3]{2}f_н = 1,259f_н. \quad (56)$$

В принципе, третьоктавная полоса соответствует одной десятой доли декады, так как

$$\lg 2^{1/3} = \frac{1}{3} \lg 2 = \frac{1}{3} \cdot 0,3 = 0,1;$$

$$\lg 10^{1/10} = \frac{1}{10} \lg 10 = 0,1.$$

Относительная процентная ширина полосы пропускания третьоктавного фильтра равна

$$\Delta f_{отн} = \frac{(f_в - f_н) \cdot 100}{f_o} \% = \frac{2^{1/3} - 1}{2^{1/6}} 100\% = 23,1\%. \quad (57)$$

Итак, третьоктавный фильтр со среднегеометрической частотой полосы пропускания $f_o = 10$ Гц имеет абсолютное значение полосы пропускания, равное $\Delta f = 2,3$ Гц, а при частоте третьоктавного фильтра $f_o = 1000$ Гц его $\Delta f = 231$ Гц.

Таким образом, и для октавного и для третьоктавного фильтров абсолютные значения ширины полосы пропускания увеличиваются по мере роста их среднегеометрических частот, оставаясь в процентном отношении постоянными – 23 % для третьоктавного и 70 % для октавного фильтров. В качестве примера на рис.3.16 приведена «гребенка» фильтров третьоктавного анализатора с логарифмической шкалой частот [4].

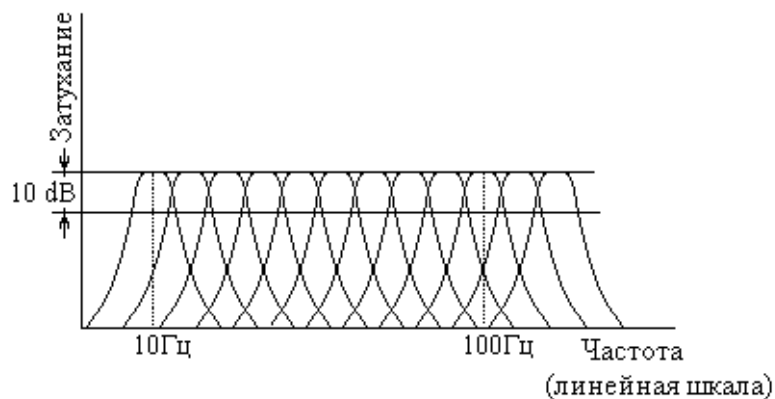


Рис.3.16. Амплитудно-частотные характеристики смежных третьоктавных фильтров с логарифмической шкалой частот

Для решения задач мониторинга технического состояния и диагностики вращающихся машин и оборудования октавный и особенно третьоктавный анализы вибрации имеют большое значение и широко применяются. Но и для мониторинга и для диагностики во многих практических случаях требуется анализ вибрации в узких полосах частот, чтобы не пропустить рост определенных ее составляющих или появление новых составляющих при возникновении неисправностей и дефектов в объекте контроля. С этой позиции, казалось бы, чем больше разрешающая способность анализаторов, тем лучше. Однако существует один важный фактор, ограничивающий ширину полосы пропускания частот смежных фильтров при решении простых традиционных задач контроля, мониторинга и диагностики. Этот фактор заключается в реальной нестабильности во времени частоты вращения для многих видов машин и оборудования. В свою очередь, значение частоты вращения

входит в формулы, определяющие основные составляющие шума и вибрации. А это означает, что не только составляющая вибрации на частоте вращения может изменяться в определенных пределах, но и остальные зависящие от нее и кратные по частоте составляющие также изменятся. Соответственно все или часть этих составляющих могут оказаться в других полосах частот вместо ожидаемых, если используются анализаторы с очень узкими полосами частот. Следовательно, требуемая на практике ширина полос пропускания частот смежных фильтров должна быть такой, чтобы при возможном уходе частоты вращения и связанных с ней кратных по частоте составляющих последние оставались бы в тех же полосах частот. Это позволит контролировать их изменение во времени с погрешностью, не зависящей от ширины полосы пропускания частот анализатора. Для определения оптимальной с точки зрения всех изложенных факторов ширины полос пропускания частот можно использовать эмпирическое правило: возможный диапазон изменения частоты вращения машины или оборудования лежит в пределах $\pm 10\%$. Тогда изменение частоты в одну сторону составляет 10 % и изменение частоты в другую сторону - тоже 10 %. Итого 20%, а ширина полосы пропускания третьоктавного фильтра – 23 %, что во многих случаях удовлетворяет определенным требованиям к контролю уровней шума и вибрации машин и оборудования.

Однако часто использование октавных и третьоктавных анализаторов является недостаточным с точки зрения их разрешающей способности. Поэтому на практике, особенно для мониторинга и глубокой диагностики машин и оборудования, широко используется **узкополосный спектральный анализ**.

Следует отметить, что, с одной стороны, узкополосный спектральный анализ вибрации позволяет получить большой объем диагностической информации, который может увеличиваться с увеличением разрешающей способности анализатора, но при условии высокой стабильности частоты вращения машины, а с другой стороны, с увеличением разрешающей способности увеличивается время, необходимое для измерения вибрации или шума.

3.3.3. Особенности использования частотного анализа в основных методах мониторинга и диагностики

Выбор методов диагностики, используемых для определения и контроля технического состояния вращающихся машин и оборудования, в значительной степени зависит от особенностей их работы и возможностей частотного анализа вибрации [3].

Вибрационный мониторинг машин и оборудования проводится обычно по их низкочастотной вибрации [5]. Уровни составляющих низкочастотной вибрации достаточно стабильно ведут себя во времени при смене внешних условий, например температуры, влажности и достаточно часто при смене нагрузки в небольших пределах. Существенный рост низкочастотной

вибрации наблюдается, как правило, лишь при появлении нескольких видов сильных дефектов. Поскольку любой дефект незадолго до аварии порождает цепочку дефектов, в которой хоть один из них существенным образом влияет на низкочастотную вибрацию машины, ее вибрация (по крайней мере за несколько секунд до аварии) обязательно превысит допустимые нормы. Именно поэтому в системах аварийной защиты ответственных машин и оборудования часто используются вибрационные каналы. К сожалению, время на принятие решения, а следовательно, и на измерение вибрации в таких каналах ограничено секундами или даже долями секунд. Поэтому измерение вибрации проводится с использованием широкополосного фильтра, нижняя граничная частота которого обычно меньше половины частоты вращения, а верхняя чаще всего составляет 1000 Гц. Как правило, вибрационный канал с таким фильтром реагирует на скачкообразное изменение вибрации не позже, чем через 2-3 оборота ротора.

Более 50 % типов сильных дефектов оказывают непосредственное влияние на низкочастотную вибрацию машин и оборудования, и их можно обнаружить задолго до аварии. Но каждый из этих дефектов имеет, как правило, свои признаки, изменяя параметры вибрации на разных частотах. Поэтому для более раннего обнаружения некоторых дефектов необходимо проводить спектральный анализ низкочастотной вибрации. Такой анализ является обязательной составной частью вибрационного мониторинга, и по его результатам может быть решен целый ряд диагностических задач. Наличие разных дефектов, в зависимости от их вида, может привести либо к росту составляющих вибрации на частотах, характерных для бездефектной машины (или ее узла), либо к появлению и росту составляющих на других известных частотах.

Для анализа низкочастотной вибрации машин периодического действия, имеющих высокую стабильность частоты вращения как во время одного измерения спектра вибрации, так и от измерения к измерению, можно рекомендовать использовать анализаторы с постоянной полосой пропускания и большим числом параллельных фильтров (до 1000 и более). Для машин с нестабильной в небольших пределах частотой вращения можно использовать фильтры с постоянной относительной полосой пропускания или синхронные фильтры, управляемые опорным сигналом с датчика оборотов машины. Наконец, для частотного анализа вибрации в режимах пуска или выбега машины синхронная фильтрация сигнала вибрации обязательна.

К сожалению, диагностика машин и оборудования по низкочастотной вибрации даже с применением таких мощных инструментов, как узкополосный анализ, в том числе и синхронный анализ, имеет большое количество существенных недостатков и не обеспечивает решения задач долгосрочного прогноза состояния оборудования. К основным ее недостаткам относятся следующие.

Невозможность обнаружения и идентификации (определения вида и величины) многих видов дефектов, являющихся причиной отказов ма-

шин и оборудования. Следствием этого является невозможность получения достоверного долгосрочного прогноза состояния

Сложность разделения составляющих вибрации, возбуждаемой разными, в том числе и дефектными узлами машин и оборудования, что определяется слабым затуханием при распространении низкочастотной вибрации. Именно поэтому вибрация к точке измерения приходит от всех узлов механизма, от соседних машин и даже от проходящего вблизи транспорта, что резко усложняет задачи выделения из сигнала вибрации контролируемых составляющих. По этой же причине малоэффективной оказывается диагностика оборудования по воздушному шуму, если в одном помещении работает несколько единиц оборудования.

Сложность обнаружения зарождающихся дефектов. Это обусловлено тем, что на низких частотах механизм колеблется как единое целое, поэтому для возбуждения вибрации на какой-либо составляющей, заметной на фоне естественных флуктуаций каждой из контролируемых составляющих, нужны относительно большие колебательные силы. Такие силы возникают только при появлении развитых дефектов, поэтому дефекты в начальной стадии развития практически не проявляются в низкочастотной части спектра вибрации.

Казалось бы, что резкого повышения эффективности вибрационной диагностики можно добиться, анализируя среднечастотную вибрацию не всей машины, а ее отдельных узлов, для возбуждения которой не нужны значительные колебательные силы. Но оказывается, что у большинства машин и оборудования на средних частотах такое большое количество высокооборотных резонансов, что даже малейшее изменение частоты вращения или механических свойств объекта контроля в десятки раз может изменить уровни контролируемых составляющих вибрации. К аналогичным результатам приводят и изменения нагрузки, температуры, влажности воздуха и т. п. В связи с этим приходится вводить многочисленные поправки в результаты измерений вибрации, которые могут свести на нет все усилия диагноста.

Затруднения при выделении диагностической информации из низкочастотной и среднечастотной вибрации, возможные ее искажения и сложности локализации дефекта - все это определило повышенный интерес к высокочастотной вибрации. В этой области вибрация приобретает волновой характер. Одним из определяющих преимуществ этой области частот является быстрое затухание высокочастотной вибрации при ее распространении, что позволяет «увидеть» только диагностируемый узел. Природа сил, действующих в области высоких частот, - **силы трения и микроудары**, возбуждающие не гармонические колебания, а случайные. На первый взгляд в высокочастотной области спектра практически отсутствует диагностическая информация, в отличие от низкочастотной области, богатой гармоническими составляющими, непосредственно связанными с конструктивными параметрами диагностируемых узлов и наличием определенных видов дефектов.

Но оказывается, что силы трения, возбуждающие высокочастотную случайную вибрацию, стационарны только при отсутствии дефектов. В без-

дефектных узлах трения стационарна и случайная высокочастотная вибрация. Ее мощность постоянна во времени. При появлении дефектов, например, в подшипнике качения, приводящих даже к частичному "продавливанию" смазки, изменяются периодически во времени силы трения или возникают удары, возбуждающие высокочастотную вибрацию. Также удары могут появиться, если смазка не очень хорошая и ее слой легко "рвется". Таким образом, при наличии дефектов величина сил трения и мощность вибрации изменяются во времени, т.е. появляется модуляция мощности высокочастотной вибрации (рис.3.17).

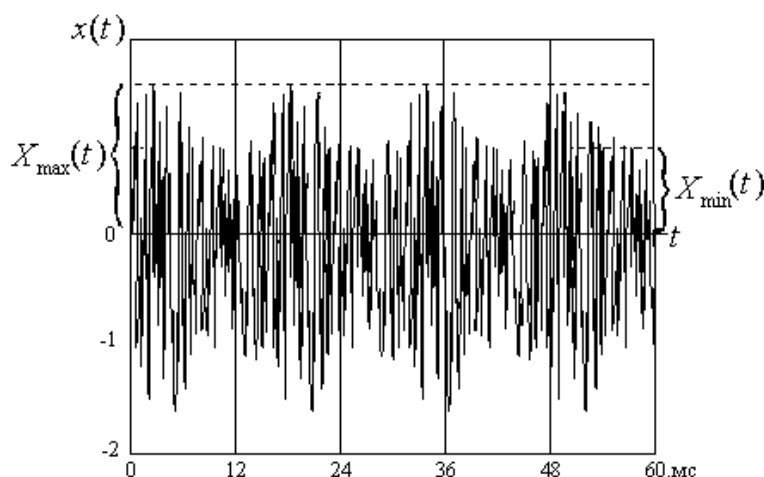


Рис.3.17. Случайный амплитудно-модулированный сигнал

Глубину модуляции m случайного амплитудно-модулированного сигнала вибрации $X(t)$ можно определить в процентах:

$$m = \frac{X_{\max}(t) - X_{\min}(t)}{X_{\max}(t) + X_{\min}(t)} \cdot 100\% , \quad (58)$$

где X_{\max} , X_{\min} - максимальное и минимальное значения огибающей сигнала соответственно.

При изменении вида дефекта частота модуляции изменяется. Чем больше степень развития дефекта, тем больше становится глубина модуляции. Таким образом, вся информация о техническом состоянии содержится в **огибающей** высокочастотного сигнала. Частота модуляции определяет вид дефекта, а глубина модуляции - степень его развития. В качестве примера на рис.3.18 (слева) приведены временные сигналы вибрации подшипников качения исправного, с износом и с раковинной на поверхности трения, а справа – соответствующие им спектры огибающих этих сигналов.

В спектре огибающей высокочастотной вибрации можно наблюдать за развитием одновременно всех имеющихся дефектов по величинам превышения гармонических составляющих на определенных частотах над фоном. Таким образом появляется возможность определения парциальных глубин модуляции, т.е. глубин модуляции для каждого из имеющихся дефектов. Это

позволяет определять степень развития всех дефектов и идентифицировать их вид. Следовательно, имеется возможность прогнозировать состояние диагностируемого узла, так как каждый вид дефекта имеет свою скорость развития.

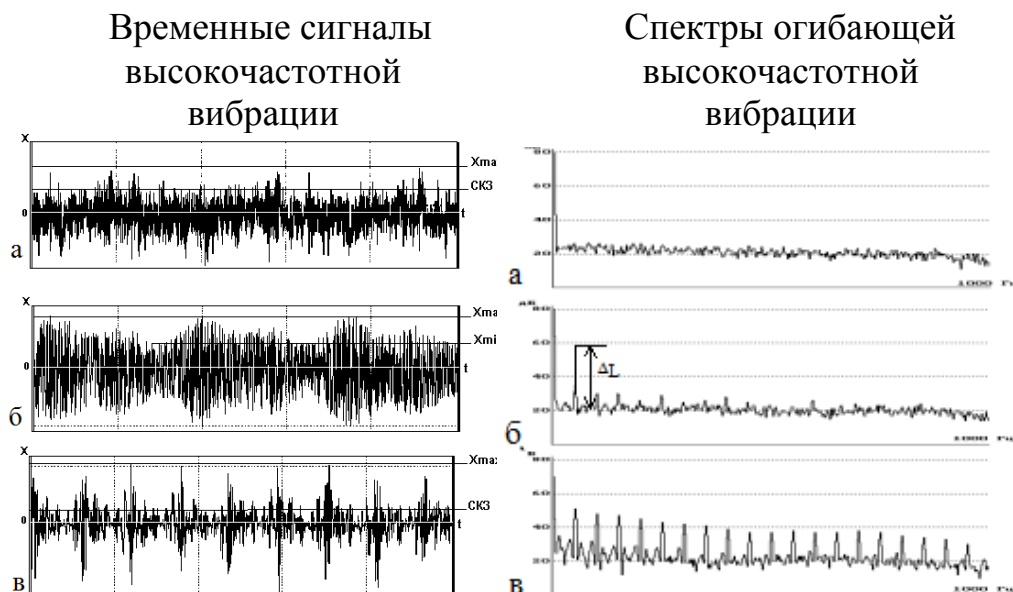


Рис.3.18. Временные сигналы высокочастотной вибрации подшипника качения и спектры ее огибающей:

- а) - исправный подшипник;
- б) - подшипник с износом поверхности трения;
- в) - подшипник с раковиной на поверхности качения

Глубина модуляции m связана с разностью ΔL уровней гармонической и случайной составляющих спектра огибающей (рис.3.18) выражением

$$m = \sqrt{(10^{\Delta L/10} - 1) \frac{\Delta f_a}{\Delta f_\phi}}, \quad (59)$$

где Δf_ϕ - ширина полосы фильтра, выделяющего высокочастотную вибрацию; Δf_a - разрешающая способность при анализе спектра огибающей высокочастотной вибрации, (ширина полосы пропускания частот полосового фильтра одного канала анализатора спектра огибающей), равная

$$\Delta f_a = f_{zp} / n. \quad (60)$$

Здесь f_{zp} - граничная частота спектра огибающей, n - число частотных линий (число частотных каналов).

Структурная схема анализатора спектра огибающей высокочастотной вибрации приведена на рис.3.19. Ее отличие от обычного анализатора спектра - наличие полосового фильтра детектора огибающей (с полосой пропускания частот Δf_ϕ), выделяющего из сигнала вибрации ее высокочастотную

составляющую, и детектора огибающей. Далее структурная схема аналогична обычному анализатору спектра, только теперь уже анализируется не весь сигнал вибрации, а только ее огибающая.

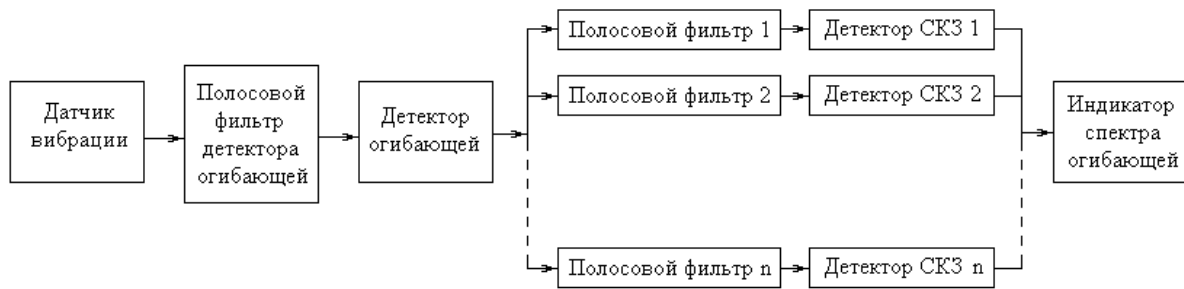


Рис.3.19. Упрощенная структурная схема анализатора спектра огибающей высокочастотной вибрации

Другой путь формирования спектра огибающей - использование преобразования Гильберта для получения огибающей с дальнейшим преобразованием Фурье для получения спектра огибающей.

К достоинствам метода анализа параметров модуляции высокочастотной случайной вибрации, т.е. спектрального анализа огибающей, можно отнести следующее.

Возможность локализации дефекта. Она определяется свойством высокочастотной вибрации быстро затухать при распространении, что позволяет оценивать техническое состояние именно того узла, вблизи которого установлен датчик вибрации. По этой же причине спектр огибающей высокочастотной вибрации не «затемнен» составляющими от других узлов контролируемой машины или оборудования, что повышает достоверность диагноза.

Высокая чувствительность. В отличие от спектрального анализа низкочастотной и среднечастотной вибрации, где требуются относительно большие силы для ее возбуждения, а следовательно, достоверно обнаружить можно только развитые дефекты, для изменения параметров высокочастотной вибрации требуется гораздо меньшие силы. Поэтому наличие даже зарождающихся дефектов приводит к появлению модуляции высокочастотной вибрации контролируемого узла, а значит и к появлению гармонических составляющих в спектре огибающей этой вибрации.

Высокая достоверность определения вида и величины каждого из дефектов. Если сравнивать метод огибающей со спектральными методами анализа низкочастотной и среднечастотной вибрации, то высокая достоверность определяется использованием не абсолютных значений составляющих вибрации, как при спектральном анализе, а относительных значений - парциальных глубин модуляции. При изменении уровня вибрации, например, из-за изменения коэффициента усиления или изменения чувствительности датчика, глубина модуляции, обусловленная появлением дефекта, остается неизменной. В отличие от известного метода анализа высокочастотной вибрации, названного методом резонансной демодуляции, когда анализируются соб-

ственные колебания контролируемого узла, методом огибающей анализируются вынужденные колебания, которые полностью передают характеристики колебательных сил. Как следствие, резкое уменьшение погрешности определения свойств и отличительных признаков дефектов, что также повышает достоверность идентификации вида дефекта и степени его развития.

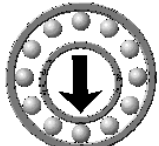

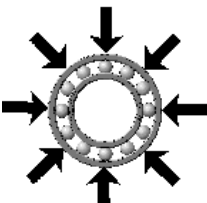
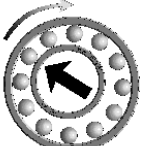
Возможность постановки диагноза и прогноза по однократным измерениям вибрации. Она определяется использованием относительных измерений, т.е. измерений глубин модуляции высокочастотной вибрации и отсутствием каких бы то ни было гармонических составляющих в спектре огибающей бездефектного подшипника. Знание предельных глубин модуляции всех возможных сильных дефектов и скоростей развития каждого вида дефекта позволяет не только определять вид и степень развития любого дефекта, но и прогнозировать время безаварийной работы контролируемого узла без предварительного построения эталонов [1]. Исключение составляет только дефект смазки, для определения которого создается эталон или по нескольким первым измерениям (обычно по трем), или по группе однотипных машин (обычно не менее пяти).

Таким образом, метод огибающей высокочастотной вибрации позволяет обнаружить, идентифицировать и прогнозировать состояние подшипников качения с дефектами, сопровождающимися появлением модуляции высокочастотной вибрации из-за изменения сил трения и появлением высокочастотных импульсов из-за возникновения микроударов.

Из всех рассмотренных методов наиболее эффективным и чувствительным для диагностики многих видов узлов машин и оборудования является метод, основанный на анализе спектра огибающей их высокочастотной вибрации. Однако в том случае, когда узел находится в стадии деградации и в нем имеется целый ряд развитых дефектов, модуляция его высокочастотной вибрации приобретает случайный характер в результате суперпозиции многих модуляционных процессов. В этом случае высокочастотная вибрация вновь становится стационарным процессом с постоянной во времени мощностью. Поэтому, для того чтобы по одиночным измерениям обнаружить предаварийные состояния машины или оборудования, наиболее целесообразно, кроме метода огибающей, использовать и спектральный анализ их низкочастотной и среднечастотной вибрации. В таком случае окончательный диагноз ставится по результатам совместного спектрального анализа вибрации (при этом эталон может быть построен по группе однотипных машин, обычно пять машин) и спектрального анализа огибающей ее высокочастотных составляющих [11].

Следует отметить, что диагностические признаки, характеризующие вид дефекта узла машины или определенное сочетание дефектов, могут изменяться в зависимости от вида нагрузки, действующей на этот узел. В табл.3.1 приведены четыре основных вида нагрузки в подшипниках качения.

Таблица 3.1. Вид нагрузки в подшипниках качения

Вид нагрузки в подшипниках качения	Графическое изображение
Радиальная статическая нагрузка на одну точку поверхности качения (на одно тело качения). Например, подшипник качения в машине горизонтального исполнения.	
Радиальная статическая нагрузка на две противоположные точки поверхности качения. Например, подшипник с перекосом наружного кольца.	
Радиальная статическая нагрузка на все тела качения. Например, подшипник в машине вертикального исполнения или в машине с осевым поджатием подшипника.	
Вращающаяся нагрузка, действующая на одно тело качения. Например, подшипник качения в машине с неуравновешенным ротором или боем вала.	

Кроме возможного изменения нагрузки на вращающийся узел, существует еще целый ряд особенностей, которые следует учесть при постановке диагноза и прогноза.

- Часть диагностических признаков, используемых для идентификации одного вида дефекта, может совпадать с признаками другого вида дефекта, что требует дополнительной оценки вероятности правильного определения вида каждого дефекта.
- Возможность изменения частоты вращения машины, с которой связаны значения других диагностических параметров диагностируемого узла.
- Возможность ошибок при определении конструктивных характеристик диагностируемого узла, например, числа тел качения или диаметров поверхностей качения в определенном типе подшипника, что искажает расчетные значения ряда подшипниковых частот, а, следовательно, и диагностических признаков.
- Влияние других узлов машины и их дефектов на работу диагностируемого узла, и в частности, на параметры нагрузки, передаваемой на диагностируемый узел, что может, изменить свойства процессов, модулирующих вибрацию этого узла.

Необходимость учета всех перечисленных особенностей приводит к тому, что для постановки только одного диагноза, например, для подшипника качения, следует проанализировать более пятисот различных признаков и

параметров, а это возможно лишь в системах диагностики с искусственным интеллектом.

Приведенное выше краткое описание основных методов анализа виброакустических сигналов позволяет сделать вывод, что для быстрого принятия решения об остановке машины следует использовать измерения общего уровня вибрации в широкой полосе частот. Это может быть либо низкочастотная вибрация машины в целом, либо ультразвуковая вибрация подшипников качения. Для получения большого объема информации, необходимой при решении диагностических задач и, особенно, задач долгосрочного прогноза, следует проводить узкополосный спектральный анализ как самого сигнала вибрации, так и процессов, описывающих изменение во времени информативных параметров этого сигнала, например мощности или огибающей отдельных компонент вибрации. Естественно, что для спектрального анализа сигналов требуется значительно большее время и более сложная аппаратура, чем для измерения их мощности или общего уровня.

В то же время для решения сложных задач диагностики и прогноза состояния машин и оборудования недостаточно использовать только спектральный анализ вибрации и ее огибающей, необходимо дополнительно измерять уровень вибрации как на низких, так и на высоких частотах, а в ряде случаев проводить и специальные виды анализа сигналов. Например, в системах диагностики подшипников качения для достоверной оценки и прогноза их технического состояния целесообразно *одновременно* использовать:

- анализ ультразвуковой вибрации с оценкой величины среднего значения и пик-фактора (крест-фактора, куртоза) для обнаружения зарождающихся дефектов смазки и поверхностей качения, которые приводят к появлению ударных импульсов при контакте тел качения с неподвижным кольцом и возбуждению ультразвуковой вибрации последнего. В отличие от спектрального, этот анализ может быть эффективен и в случае возникновения непериодических ударных импульсов. Кроме того, он не требует проведения длительных измерений с последующими усреднениями результатов (время измерения составляет обычно один-два оборота вала). Такой анализ вибрации обычно не используется на низких скоростях вращения подшипника (ниже 50 – 100 об/мин), так как в этом случае масляная пленка подшипника оказывается нестабильной и в ней возникают частые разрывы даже при отсутствии дефектов, а следовательно, ударные импульсы возникают и в бездефектных подшипниках, особенно в редукторах;
- спектральный анализ огибающей высокочастотной случайной вибрации для обнаружения и определения вида зарождающихся дефектов поверхностей качения и скольжения, сопровождающихся периодическим изменением и ростом сил трения, а также появлением периодических ударных импульсов. Этот анализ наиболее эффективен при идентификации и наблюдении за развитием дефектов;

- спектральный анализ низкочастотной и среднечастотной вибрации для обнаружения и идентификации средних и сильных дефектов подшипников, сопровождающихся появлением в подшипниковом узле периодических колебательных сил кинематического, параметрического, или ударного происхождения. Такой анализ наиболее эффективен при определении величин развитых дефектов с целью принятия решения о начале и объеме ремонтных работ;
- контроль общего уровня низкочастотной вибрации в полосе частот от 10 Гц до 1 кГц (границы частотного диапазона могут изменяться в зависимости от вида и скорости вращения машины) для обнаружения предаварийного состояния машины в целом, когда из-за частичного разрушения подшипника колебательные силы в нем перестают быть периодическими и могут скачкообразно изменяться во время измерения. Такой контроль наиболее эффективен для интегральной оценки уровня дефектов на стадии деградации машин и оборудования, когда спектральный анализ низкочастотной вибрации может потерять чувствительность к группе одновременно растущих сильных дефектов.

Как и для подшипников качения, для диагностики и прогноза состояния других видов вращающихся узлов используются те же методы анализа вибрации. Диагностика машин по воздушному шуму проводится с применением тех же методов анализа сигналов, но гораздо реже. Трудности в диагностике по воздушному шуму связаны с тем, что в любую точку контроля шум от всех узлов и других машин доходит практически без потерь и, кроме того, в эту точку доходят и многократно отраженные эхосигналы, искажающие его структуру и значительно усложняющие процессы анализа и обработки результатов. Обычно диагностика по шуму производится тогда, когда узел недоступен для измерения вибрации, а шум узла можно измерить с помощью направленного микрофона.

Из специальных видов анализа вибрации в современных системах мониторинга и диагностики для повышения достоверности, эффективности и увеличения вероятности правильного обнаружения дефектов, могут дополнительно использоваться:

- анализ траекторий (орбит) движения вала в подшипниках скольжения, применяемый обычно для диагностики крупных машин и агрегатов, в том числе турбин, электрических машин большой мощности и т.п.
- статистический анализ шума и вибрации с оценкой всех моментов распределения их значений.

Глава 4. СРЕДСТВА ИЗМЕРЕНИЯ И АНАЛИЗА ВИБРОАКУСТИЧЕСКИХ СИГНАЛОВ

Измерение и анализ сигналов вибрации и шума являются одними из основных операций виброакустической диагностики. От качества измерения и анализа диагностических сигналов в значительной степени зависят эффективность и глубина диагноза.

Для виброакустического мониторинга и диагностики могут применяться различные средства измерения и анализа, основанные как на простых, так и на сложных алгоритмах анализа сигналов.

Многие годы при применении простейших систем виброакустической диагностики ориентировались на слуховые ощущения специально подготовленных операторов, основным измерительным инструментом которых являлся стетоскоп. Стетоскоп (слухач), преобразовывающий низкочастотную вибрацию точки контакта в пульсацию давления воздуха в ушной раковине, позволял обнаружить сильные дефекты и определить их местоположение. Опытные операторы, прослушивая воздушный шум, излучаемый вибрирующей поверхностью, могли обнаружить даже слабые и средние дефекты (по шуму на частотах 1 – 15 кГц).

Первыми техническими средствами, которые стали использоваться в вибрационной диагностике, являлись виброметры, измеряющие величину низкочастотной вибрации (до 1000 Гц). Они использовались как контрольные приборы при допуске машин и оборудования в эксплуатацию, позволяя уйти от субъективных ощущений операторов, но не давая информации о наличии многих развитых дефектов, так как не обеспечивали возможности разделения вибрации на составляющие разной частоты. Именно поэтому такие средства не могли заменить опытных операторов, определяющих состояние машин и оборудования «на слух», а лишь дополняли субъективные ощущения оператора минимальной количественной оценкой вибрационной энергии машины на низких частотах.

Второй этап в развитии виброакустической диагностики связан с появлением приборов, измеряющих ультразвуковую вибрацию, которая не попадает в диапазон звуковых частот, воспринимаемых органами слуха человека. Такие приборы ориентированы в первую очередь на обнаружение зарождающихся дефектов в подшипниках качения, так как высокочастотная вибрация хорошо возбуждается даже микроударами, возникающими при разрыве слоя смазки. В связи с этим приборы, измеряющие вибрацию узлов машин и оборудования на частотах выше 15 – 25 кГц с целью обнаружения зарождающихся дефектов, стали называться индикаторами состояния диагностируемых узлов, причем, прежде всего, подшипников качения. Но и эти приборы не позволяли определять реальную опасность обнаруживаемых дефектов, а также часто не реагировали на появление сильных дефектов, пропуская предаварийные ситуации. В последние годы в состав индикаторов

состояния подшипников стали включаться дополнительно виброметры для измерения уровня низкочастотной вибрации, а также «звуковые каналы», преобразующие вибрацию в звуковом диапазоне частот в воздушный шум, прослушиваемый оператором с помощью наушников.

Третий этап развития средств виброакустической диагностики связан с появлением вычислительной техники для спектрального анализа сигналов с помощью быстрого преобразования Фурье. Разделение сигнала вибрации и шума на большое число (400 и более) частотных составляющих позволило создать приборы с возможностями, превышающими характеристики органов слуха человека. Последующее появление доступных для многих пользователей средств измерения и спектрального анализа вибрации привело к созданию эффективных систем вибрационного мониторинга и диагностики роторных машин и агрегатов.

Измерение и анализ сигналов в системах виброакустической диагностики вращающихся машин и оборудования чаще всего производится с помощью приборов, приспособленных для работы в промышленных условиях. В то же время эти операции могут выполняться и с помощью компьютера, на входе которого устанавливаются устройства, питающие измерительные преобразователи, усиливающие электрические сигналы и преобразующие сигналы в цифровую форму. Компьютер с такими устройствами называется виртуальным прибором для измерения и анализа вибрации и шума.

К измерительной и анализирующей аппаратуре, используемой для мониторинга и диагностики машин и оборудования, предъявляются весьма жесткие требования. В частности она должна выполнять следующие основные операции:

- обеспечивать с помощью первичных измерительных преобразователей (датчиков) линейное преобразование шума и вибрации, измеряемых в заданных точках контроля, в электрический сигнал в широкой полосе частот;
- обеспечивать линейное усиление сигналов, передачу их (если требуется) на большие расстояния и ввод в анализирующие приборы, системы и/или ЭВМ;
- проводить автоматический контроль состояния измерительной и анализирующей аппаратуры;
- проводить в широких частотном и динамическом диапазонах анализ этих сигналов во временной и частотных областях, а также, если необходимо, в пространстве и/или по множеству измерений;
- автоматически обрабатывать и хранить в памяти данные измерений и результаты анализа;
- обеспечивать визуальное (графическое) отображение необходимой информации со сжатием и масштабированием во времени.
- Кроме этого современные анализирующие приборы и системы должны уметь обмениваться данными с программным обеспечением для мониторинга виброакустического состояния и диагностики технического со-

стояния объектов контроля. В свою очередь, указанное программное обеспечение должно выполнять:

- сортировку, накопление и хранение данных измерений, результатов анализа и другой необходимой информации;
- автоматическое формирование заданий на измерения и их передачу в измерительные приборы;
- допусковой контроль вибрации или шума машин и оборудования по действующим в различных отраслях промышленности нормам и требованиям;
- решение задач мониторинга, т.е. автоматическое обнаружение изменений вибрационного (акустического) состояния контролируемых машин и оборудования, наблюдение за их развитием и прогноз виброакустического состояния;
- решение задач технической диагностики, т.е. автоматическое обнаружение дефектов с определением вида и глубины каждого из них, наблюдение за их развитием и долгосрочный прогноз технического состояния;
- автоматическую выдачу рекомендаций по обслуживанию и ремонту машин и оборудования с учетом их фактического состояния.

4.1. Измерительные преобразователи

Для преобразования шума и вибрации в электрический сигнал служат измерительные преобразователи, которые могут быть двух типов - генераторные и параметрические.

Генераторные (энергетические) преобразователи представляют собой измерительные преобразователи, которые при воздействии на них измеряемых колебаний вырабатывают за счет энергии этих колебаний электрический сигнал в виде тока, заряда или напряжения. Таким образом происходит преобразование одного вида энергии в другой. Вспомогательный источник электрической энергии, в общем случае, принципиально *не нужен*. Мощность электрического сигнала на выходе преобразователя пропорциональна интенсивности измеряемых колебаний.

Параметрические преобразователи - это измерительные преобразователи, в которых при воздействии на них измеряемого колебательного процесса и за счет его энергии изменяется какой-либо электрический параметр (активное сопротивление R , индуктивность L или емкость C). Параметрическим преобразователям требуется электрическая энергия от *вспомогательного источника*.

4.1.1. Измерительные преобразователи шума - микрофоны

Измерительные преобразователи воздушного шума, называемые микрофонами, также делятся на генераторные и параметрические. Среди микро-

фонов генераторного вида встречаются электромагнитные, электродинамические, электретные и пьезоэлектрические. Среди параметрических микрофонов чаще всего встречаются угольные и конденсаторные.

По частотному *диапазону* микрофоны делятся на узкополосные (речевые), и широкополосные, а по *направленности* - на ненаправленные, одно-сторонние, двухсторонние (восьмерочные), и остронаправленные.

Одним из широко распространенных преобразователей шума является **электростатический (конденсаторный) микрофон**. Это параметрический преобразователь звукового давления в электрический сигнал, работающий от источника постоянного напряжения (рис.4.1).

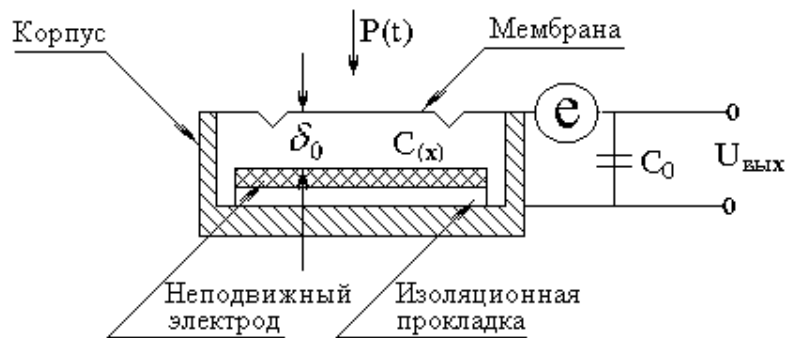


Рис.4.1. Схема микрофона

Тонкая никелевая мембрана, закрепленная параллельно проводящему основанию, образует совместно с ним конденсатор емкостью $C(x)$. Последовательно к конденсатору $C(x)$ включен конденсатор C_0 и источник постоянного напряжения e .

Переменное напряжение $U_{\text{вых}}(t)$, пропорциональное величине переменного давления воздуха $P(t)$, снимается с емкости C_0 .

Определим связь перемещения мембраны $x(t)$ с действующим на нее звуковым давлением $P(t)$.

С учетом того, что $x(t) = P(t) \cdot S / k$, получим следующее выражение для переменной составляющей напряжения на выходе микрофона:

$$U_{\sim \text{вых}} = (e / 4\delta_0) \cdot x(t) = P(t)eS / 4\delta_0k \sim \nu \cdot P(t), \quad (61)$$

где S – площадь мембраны, $x(t)$ – смещение мембраны под действием звукового давления, k – жесткость мембраны, $\nu = U_{\sim \text{вых}} / P(t) = eS / 4\delta_0k$ – чувствительность микрофона, мВ/Па.

Типовые микрофоны не должны обладать направленностью, чтобы их чувствительность не зависела от угла падения звуковой волны. Для выполнения этого условия размеры мембраны не должны превышать половины длины звуковой волны с частотой, соответствующей верхнему значению частот-

ного диапазона микрофона. Так, для граничной частоты $f_{гр}=15$ кГц диаметр мембраны не должен превышать 12 мм.

Очевидно, что чем больше диаметр мембраны микрофона D , тем больше его чувствительность ν , но меньше диапазон частот, так как с увеличением массы мембраны снижается ее резонансная частота f_0 .

Верхнюю границу диапазона рабочих частот принято определять как $1/3$ или $1/2$ от резонансной частоты f_0 .

Достоинствами электростатических конденсаторных микрофонов являются:

- широкий частотный диапазон;
- малая неравномерность частотной характеристики;
- низкие нелинейные и переходные искажения;
- высокая чувствительность;
- низкий уровень шумов.

К недостаткам можно отнести необходимость внешнего источника питания.

Рассмотренный микрофон относится к классу параметрических. В качестве примера генераторных микрофонов можно назвать электретный микрофон, который по существу представляет собой тот же конденсаторный, но постоянное напряжение для него обеспечивается не обычным источником, а электрическим зарядом мембраны или неподвижного электрода, материалы которых отличаются тем, что способны сохранять этот заряд длительное время. Электреты - это поляризованные диэлектрики в виде пластин или пленок, несущие на противоположных сторонах связанные заряды разных знаков и создающие электрическое поле в окружающем пространстве. Время релаксации таких диэлектриков может достигать 10 лет и более.

4.1.2. Измерительные преобразователи вибрации

Измерительные преобразователи вибрации значительно различаются и по принципам действия и по конструкции в зависимости от диапазона частот измеряемой вибрации. В качестве измерительных преобразователей могут быть использованы датчики колебательных смещения, скорости или ускорения. Особенности их применения:

- **датчики виброремещения (виброперемещения)** чаще всего используются для измерения вибрации на низких и сверхнизких частотах, причем, как правило, являются параметрическими;
- **датчики виброскорости** используются для измерения вибрации на низких и средних частотах и могут быть как генераторными, так и параметрическими. Чаще всего нормирование вибрации объектов контроля производится именно по виброскорости;
- **датчики виброускорения** используются для измерения вибрации в широком диапазоне частот - от низких до ультразвуковых. Исключение составляют сверхнизкие частоты, на которых точности измерения падают,

а уровень собственных шумов растет. Наибольшее распространение получили пьезоэлектрические датчики вибрации генераторного типа. Эти же датчики с электрическим интегратором на выходе используются для измерения виброскорости, а иногда с двойным интегратором для измерения вибросмещения.

4.1.2.1. Измерительные преобразователи виброперемещения

Во множестве существующих типов датчиков смещения, называемых **проксиметрами**, используются различные принципы преобразования вибрации в электрический сигнал.

Вихретоковые вибропреобразователи

Вихретоковые вибропреобразователи получили наиболее широкое применение среди датчиков вибросмещения. Они предназначены для бесконтактного измерения вибрации и перемещения электропроводящих объектов относительно неподвижной точки, в которой устанавливается датчик. Приоритетной областью использования вихретоковых преобразователей является контроль осевого смещения и поперечного биения валов больших турбин, компрессоров, электромоторов и других машин, в которых используются подшипники скольжения.

Вихретоковый вибропреобразователь представляет собой систему (рис.4.2) из катушки индуктивности, закрепленной на конце диэлектрического стержня, и электронного устройства. Эта катушка со специально подобранной емкостью образует резонансный контур. На вход контура с электрического генератора, входящего в состав электронного блока, подается высокочастотный сигнал. Если катушку поместить на небольшом расстоянии от электропроводящей поверхности, на поверхности будут возникать токи Фуко и часть электрической энергии контура будет передаваться на нее и преобразовываться в тепло. Потери в контуре изменяют его добротность и снижают амплитуду резонансных колебаний. Таким образом, амплитуда колебаний зависит от расстояния между катушкой индуктивности и электропроводящей поверхностью. Естественно, что колебания этой поверхности приводят и к аналогичным колебаниям добротности резонансного контура и, как следствие, к амплитудной модуляции резонансных колебаний в контуре. Сигнал с контура подается на амплитудный детектор, и затем выпрямляется и из него вычитается опорная составляющая. Выходной сигнал преобразователя в итоге становится пропорциональным расстоянию от катушки до контролируемого объекта.

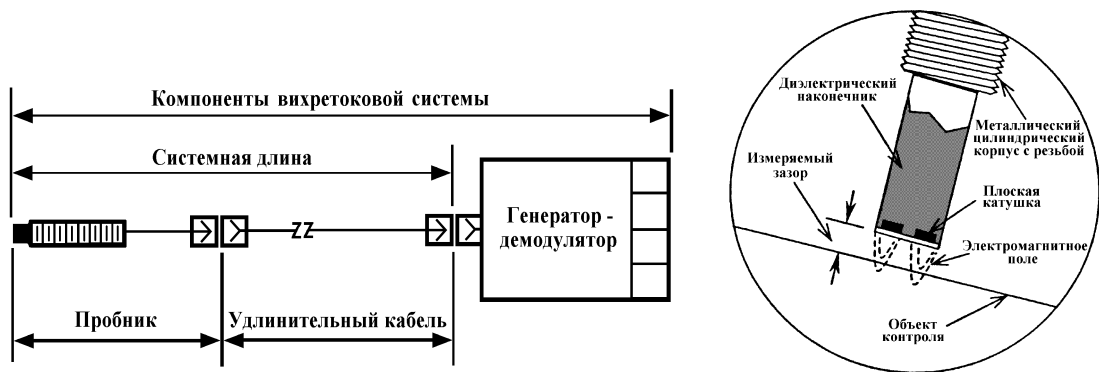


Рис.4.2. Вихретоковый вибропреобразователь

Резонансная частота контура (и частота генерируемых колебаний) зависит от верхней границы частотного диапазона преобразователя и превышает ее не менее чем в три раза. Максимальное расстояние от катушки до контролируемого объекта зависит от размеров катушки и расстояния от катушки до ближайших неподвижных электропроводящих поверхностей. Обычно это расстояние составляет от 0,5 до 1,0-3,0 мм. Поскольку от расстояния между катушкой и контролируемой поверхностью зависят не только активные потери в контуре, но и индуктивность катушки, а следовательно, и резонансная частота контура, приходится принимать специальные меры в виде автоподстройки частоты генератора или учета изменений индуктивности в полезном сигнале на выходе преобразователя. Иногда для снижения влияния неподвижных электропроводящих поверхностей, находящихся в непосредственной близости к датчику, на точность его показаний, контур помещают в ферритовый сердечник, открытый со стороны контролируемой поверхности.

Наиболее часто вихретоковые датчики применяются для измерения **относительного** перемещения между шейкой вала, закрепленной в подшипнике скольжения, и корпусом подшипника скольжения.

Во многих случаях устанавливаются два датчика перпендикулярно валу, которые ориентированы относительно друг друга под углом 90° , что позволяет визуально наблюдать орбиту движения вала в радиальной плоскости (рис.4.3 а).

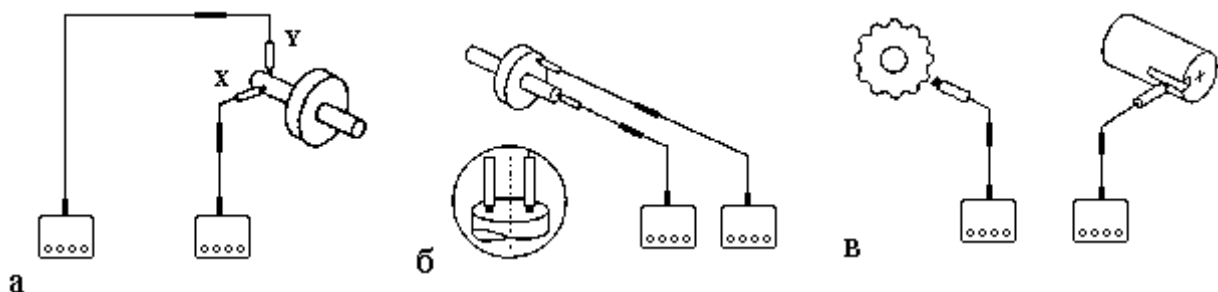


Рис.4.3. Измерение величины: радиальной вибрации (а), осевого смещения (б) и частоты вращения или углового положения ротора (в)

Часто вихретоковые датчики используются для измерения частоты вращения или углового положения ротора (рис.4.3в). Формирование отклика датчика обеспечивается небольшим выступом или углублением на валу. Вихретоковый датчик в виде формирователя фазовой метки часто используют совместно с X-Y датчиками радиальной вибрации для определения ориентации орбиты движения вала относительно фазовой метки. Это позволяет легко определить место установки противовеса для устранения дисбаланса вала. Для измерения углового положения идеально подходит зубчатое колесо. Количество импульсов, соответствующих числу зубьев от начала отсчета, определяет текущее угловое положение вала.

Отношение сигнал/шум вихретоковых датчиков зависит от состояния поверхности вала, а также от качества внешнего источника питания датчика. Реальная оценка составляет 20-40 дБ в частотном диапазоне от 0 до 1000 Гц. Температурный диапазон обычно составляет от -40°C до $+85^{\circ}\text{C}$.

На показания вихретоковых датчиков влияют:

- биения вала;
- царапины на поверхности вала или другие дефекты;
- изменение состава материала;
- присутствие на поверхности намагниченных областей;
- присутствие вблизи датчика посторонних проводящих материалов;
- попадание в зазор между датчиком и поверхностью измеряемой детали посторонних проводящих частиц.

К числу недостатков бесконтактных датчиков смещения, использующих вихревые токи, следует также отнести:

- необходимость устойчивой опоры, так как датчик измеряет относительное смещение, поэтому он должен оставаться неподвижным;
- требование внешнего источника питания;
- сложность его калибровки, которую необходимо выполнять при каждой установке датчика и смене материала контролируемого объекта.

4.1.2.2. Измерительные преобразователи виброскорости

Особо широкое распространение получили преобразователи виброскорости электродинамического типа, называемые **велосиметрами**. Схема подобного генераторного датчика приведена на рис.4.4.

В велосиметре катушка с проводником крепится к инерционному элементу m , упруго закрепленному на магните. Выходное напряжение такого преобразователя зависит от скорости перемещения v проводника в постоянном магнитном поле и равно

$$U_{\sim vlx} = -Blv = -Bl\dot{x}(t), \quad (62)$$

где B - магнитная индукция, Тл; l - общая длина проводника, находящегося в магнитном поле, м.

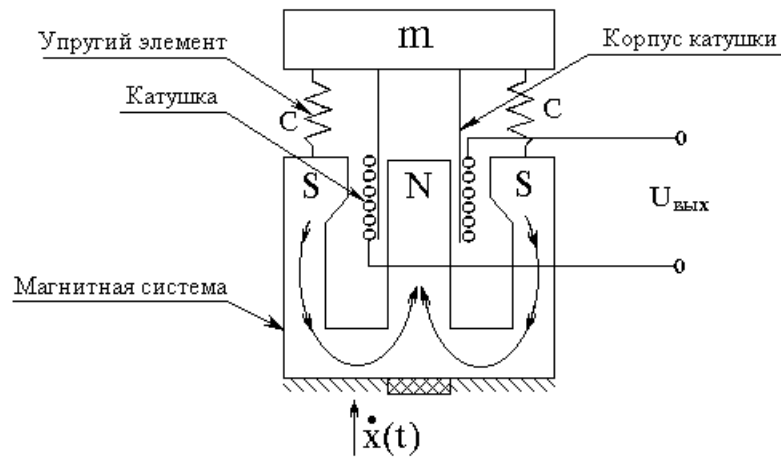


Рис.4.4. Схема измерительного преобразователя виброскорости

Рабочий диапазон частот электродинамических преобразователей лежит выше утроенного значения собственной частоты колебаний инерционного элемента m на упругих элементах c .

Преимуществом такого датчика является его достаточно мощный выходной сигнал, так как ток в контуре I определяется выражением (62). Это обеспечивает высокую помехоустойчивость в условиях действия электромагнитных помех. К недостаткам преобразователей электродинамического типа можно отнести их относительно большие габариты. Поскольку нижняя граница частотного диапазона такого датчика часто даже выше аналогичной границы акселерометра с интегратором на его выходе, электродинамические велосиметры не получили широкого распространения.

4.1.2.3. Измерительные преобразователи виброускорения

Во многих практических случаях для мониторинга и диагностики используются измерительные преобразователи виброускорения. Это объясняется тем, что выходной электрический сигнал таких датчиков, пропорциональный ускорению механических колебаний, эффективно измеряет высокочастотную вибрацию, а при необходимости выходной сигнал виброускорения с помощью интеграторов может быть преобразован в сигнал скорости и перемещения. На практике в основном используются пьезоэлектрические датчики ускорения (акселерометры), представляющие собой генераторные преобразователи вибрации.

В качестве пьезоэлектрических материалов в акселерометрах применяется искусственно поляризованная керамика с металлизированными обкладками, процесс поляризации которой аналогичен процессу намагничивания железа в магнитном поле. При воздействии кратковременного импульса высокого напряжения на обкладки происходит ориентация доменов молекулярной структуры материала в одном направлении, как это представлено на рис.4.5 [4].

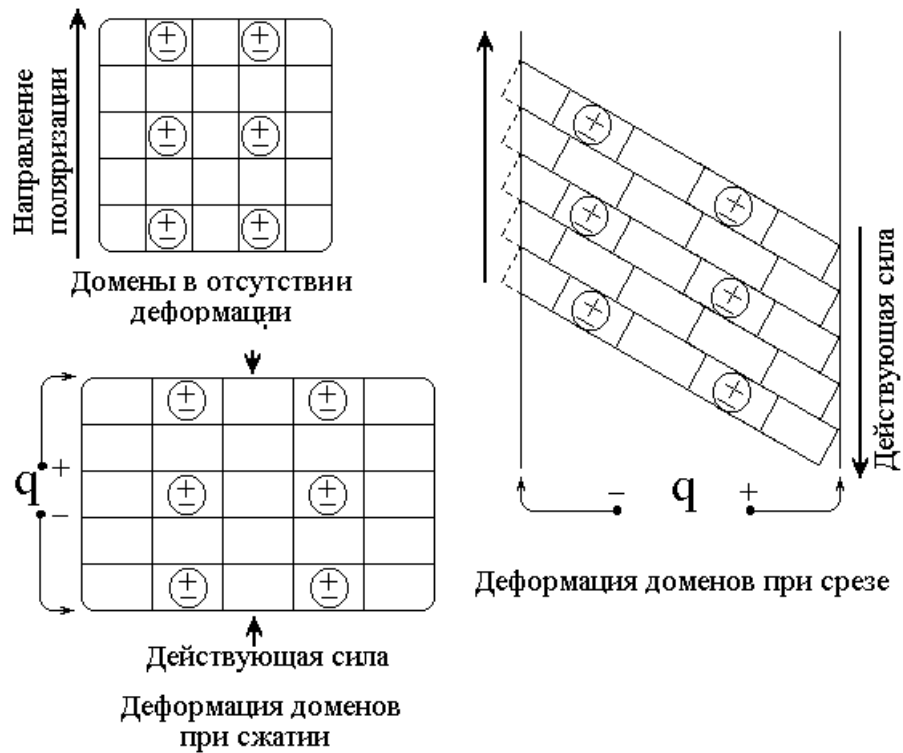


Рис.4.5. Упрощенная модель пьезоэлектрического эффекта искусственно поляризованной керамики [4]

Деформация пьезоэлементов может быть вызвана *сжимающим* или *срезающим* усилием. И в одном и в другом случае электрический заряд образуется на поверхностях, находящихся под воздействием силы. Следует отметить, что при сжатии возникает паразитный электрический заряд из-за изменений температуры окружающей среды, а при срезающем усилии нет. Поэтому акселерометры, работающие на срезающем усилии, предпочтительны с этой точки зрения.

Схема одного из возможных вариантов акселерометра, работающего на сжатие, представлена на рис.4.6.

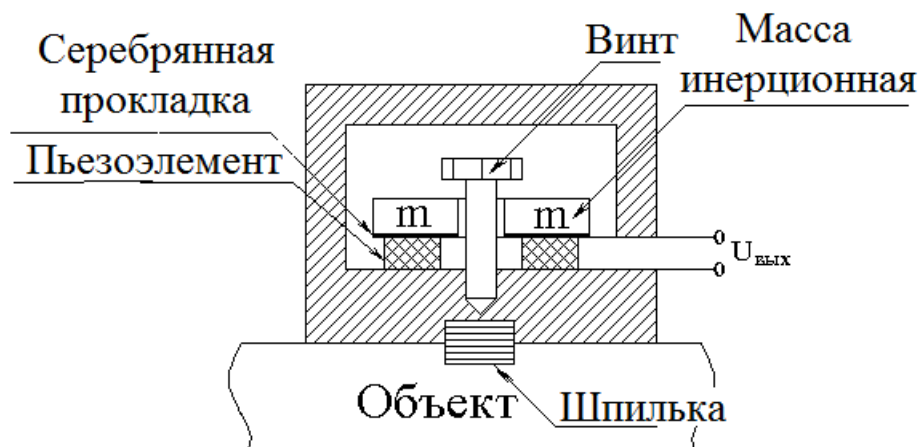


Рис.4.6. Схема измерительного преобразователя виброускорения

Основными элементами акселерометра являются пьезоэлемент в виде поляризованной шайбы (или пластины) с металлическими обкладками и инерционный элемент m . Вибродатчик ускорения основан на пьезоэлектрическом эффекте. Воздействующие на акселерометр механические колебания приводят к тому, что на пьезоэлемент действует динамическая сила $F(t)$, равная произведению ускорения инерционной массы $\ddot{x}(t)$ на саму массу m :

$$F(t) = m \cdot \ddot{x}(t). \quad (63)$$

Под действием динамической силы $F(t)$, пропорциональной ускорению объекта $\ddot{x}(t)$, на котором установлен акселерометр, деформируется пьезоэлемент, в нем появляется объемный заряд $q(t)$, а на его обкладках - напряжение $U_{\text{вых}}(t)$. Величина заряда равна

$$q(t) = F(t) \cdot d = m\ddot{x}(t) \cdot d = v_q \ddot{x}(t), \quad (64)$$

где d - пьезомодуль керамики, максимальная величина которого близка к $3 \cdot 10^{-10} \text{ Кл} / \text{Н}$, v_q - чувствительность акселерометра по заряду.

Одна из существенных особенностей акселерометров - их очень большое сопротивление, исчисляемое гигаомами, что характерно для пьезо-керамики.

Как было упомянуто выше, более предпочтительными являются акселерометры, работающие на срезающих усилиях. Упрощенная модель подобного преобразователя ускорения приведена на рис.4.7.

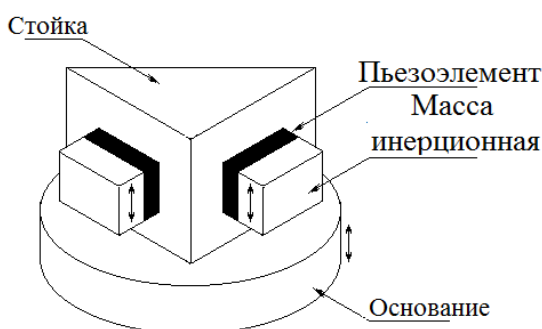


Рис.4.7. Упрощенная модель пьезоэлектрического акселерометра

На треугольной стойке акселерометра крепятся его активные элементы, изготовленные из пьезоэлектрического материала. Они выполняют роль пружин, осуществляющих механическую связь между треугольной стойкой, соединенной с основанием датчика, и тремя инерционными массами. Поскольку амплитуда и фаза ускорения инерционных масс в широком частотном диапазоне идентичны амплитуде и фазе ускорения основания акселерометра, общий электрический заряд пропорционален ускорению основания и, следовательно, ускорению механических колебаний поверхности объекта, на котором закреплен акселерометр.

Для прочно закрепленного акселерометра $m_{осн} \gg m_{ин}$, и можно считать, что $m_{осн} \rightarrow \infty$. Тогда квадрат частоты резонанса закрепленного на объекте акселерометра будет равен

$$\omega_m^2 = \frac{k}{m_{ин}}. \quad (65)$$

где $m_{ин}$ - инерционная масса; k - эквивалентная жесткость акселерометра.

Определенная таким образом резонансная частота является основным параметром акселерометра. На практике нельзя закрепить акселерометр на поверхности с бесконечной массой и жесткостью, следовательно, нельзя определить экспериментальным путем действительное значение его резонансной частоты.

Приближенное значение резонансной частоты закрепленного на объекте акселерометра принято определять, устанавливая его на стальном кубике массой 180 г и подвергая воздействию механических колебаний с фиксированной амплитудой ускорения и с регулируемой в широком диапазоне частотой.

Значение частоты собственного резонанса незакрепленного акселерометра в значительной степени зависит от отношения общего значения $m_{ин}$ к значению $m_{осн}$. Практическим правилом можно считать $m_{ин} \approx m_{осн}$, тогда

$$\omega_m / \omega_{рез} \approx 1 / \sqrt{2}. \quad (66)$$

Частота резонанса закрепленного на объекте датчика уменьшается с увеличением податливости крепежного приспособления k . Таким образом, метод крепления может быть причиной возникновения нового резонанса с меньшей частотой.

Вид амплитудно-частотной характеристики акселерометра и амплитудная погрешность при его использовании приведены на рис.4.8 [4].

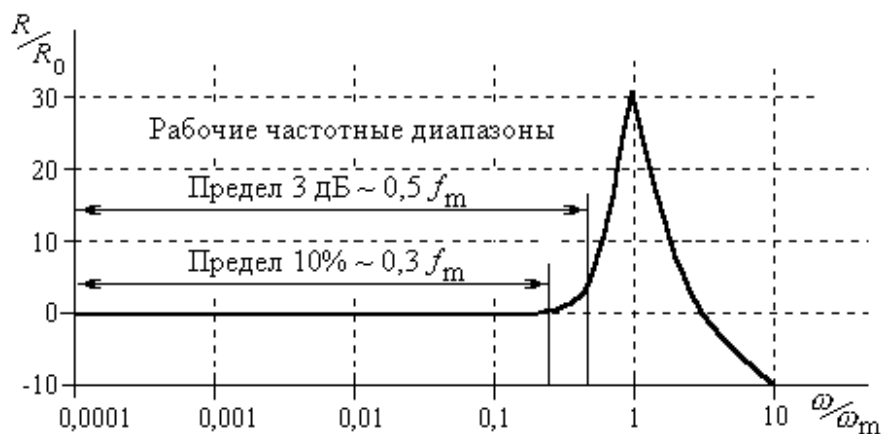


Рис.4.8. Амплитудно-частотная характеристика акселерометра

Нижний предел частоты акселерометра определяется двумя факторами:

1) нижней частотой среза f_H используемого вместе с акселерометром предусилителя ($f_H \approx 0,003$ Гц);

2) влиянием изменений температуры окружающей среды. Как уже отмечалось ранее, минимальной чувствительностью к изменению температуры обладают акселерометры, пьезоэлемент которых работает под срезывающим усилием. Как правило, эта величина не превышает 0,1 Гц.

Верхний предел частоты акселерометра определяется резонансом закрепленного датчика. Так, для акселерометров общего назначения резонансная частота равна $f_{рез} \approx 20 \dots 30$ кГц, при малой массе датчика $f_{рез} \rightarrow 180$ кГц.

В инженерной практике часто используется эмпирическое правило: если верхняя частота рабочего частотного диапазона акселерометра в три раза меньше его резонансной частоты, то погрешность измерений не превышает +12%.

К основным характеристикам вибропреобразователя ускорения относятся чувствительность V_q , масса m , динамический диапазон.

Чувствительность не является критическим параметром, так как акселерометры всегда используются с предусилителями. Обязательное применение предварительного усилителя обусловлено, в первую очередь, необходимостью согласования акселерометра, внутреннее электрическое сопротивление которого очень велико и составляет десятки или сотни гигаом, с усилителем, входное сопротивление которого намного порядков меньше. Поэтому пьезоэлемент датчика можно представить как параллельную комбинацию конденсатора емкостью C_A и резистора R_A с таким большим сопротивлением, что им можно пренебречь.

Пьезоэлектрический акселерометр может представлять собой (рис.4.9):

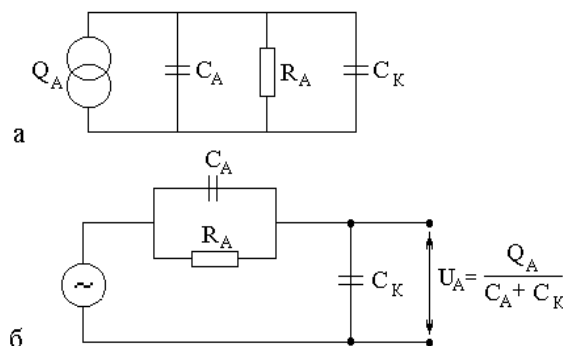


Рис.4.9. Эквивалентные схемы акселерометров:
а - с источником заряда, б - с источником напряжения

источник электрического заряда, тогда его можно рассматривать как идеальный источник заряда Q_A с параллельно соединенными конденсато-

ром емкостью C_A и емкостью соединительного кабеля C_K , которая является нагрузкой;

источник напряжения, тогда его можно рассматривать как источник напряжения в последовательном соединении с конденсатором C_A , работающим на нагрузку, представляющую собой емкость соединительного кабеля C_K [4].

Для акселерометра чувствительность по заряду V_q ($nКл/м \cdot c^{-2}$) определяется отношением электрического заряда к ускорению механических колебаний

$$V_q = Q_A / \ddot{x},$$

а чувствительность по напряжению V_u ($мВ/м \cdot c^{-2}$) рассчитывается как отношение выходного напряжения акселерометра U_A к ускорению механических колебаний \ddot{x} :

$$V_u = U_A / \ddot{x}.$$

Следует отметить, что величина выходного напряжения акселерометра U_A зависит от емкости кабеля C_K , а величина заряда Q_A не зависит от C_K . Следовательно, применение различных кабелей или кабелей различной длины влияет на чувствительность по напряжению и требует повторной калибровки. Это обстоятельство и определяет преимущественное использование усилителей заряда, а не усилителей напряжения.

Изменение чувствительности акселерометра по заряду в пределах рабочего частотного диапазона составляет меньше $\pm 5\%$, а по напряжению менее $+10\%$ (рис.4.10).

Акселерометр обладает основной чувствительностью вдоль его продольной оси, но имеет и некоторую поперечную чувствительность, как показано на рис.4.11.

Отношение поперечной чувствительности V_{non} к продольной V_{prod} составляет величину порядка

$$V_{non} / V_{prod} \approx 4...10\% .$$

Минимальная величина этого соотношения соответствует идеальному случаю: акселерометр хорошо закреплен на ровной и гладкой поверхности.

Амплитудно-частотные характеристики акселерометров отличаются исключительной линейностью (рис.4.12). Снизу ограничения рабочего диапазона определяются собственными шумами предусилителя, кабеля и окружающей среды. Верхний предел амплитудно-частотной характеристики, выше которого характеристика становится нелинейной, определяется непосредственно акселерометром. При уровнях ускорения, превышающих верхний предел, характеристика становится нелинейной и может возникнуть

осевое перемещение стяжного кольца, закрепляющего пьезоэлементы. В этом случае кольцо может соприкоснуться с основанием и тогда акселерометр выходит из строя и его невозможно восстановить. Нижний предел частотного диапазона датчика определяется параметрами предусилителя и условиями окружающей среды.

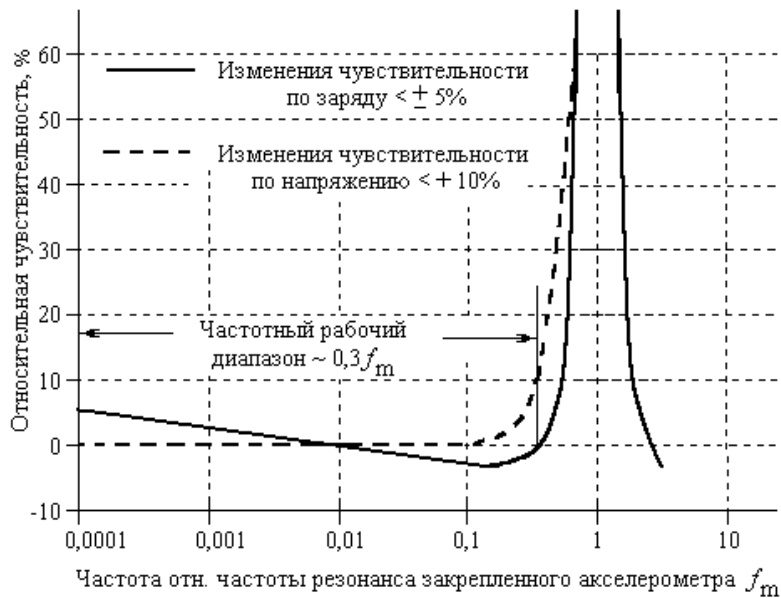


Рис.4.10. Чувствительность акселерометра по заряду и по напряжению [4]

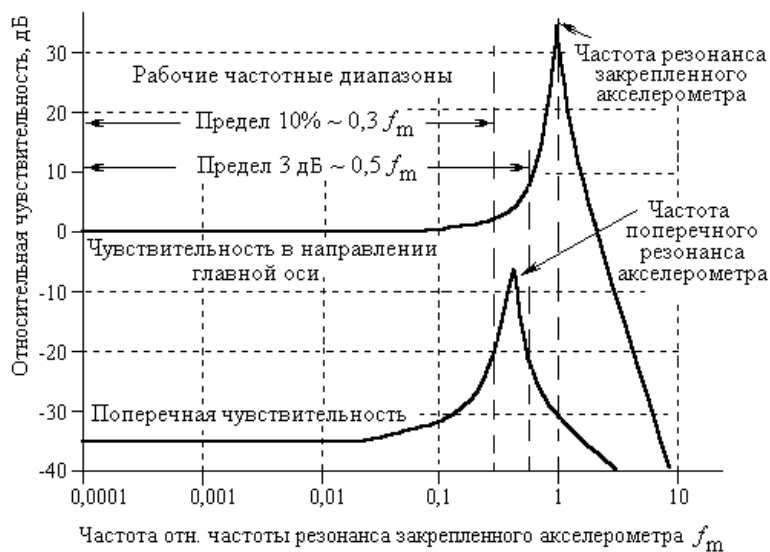


Рис.4.11. Продольная и поперечная чувствительность [4]

Современные акселерометры снабжены пьезоэлектрическими или сегнетоэлектрическими чувствительными элементами, работающими при сжатии или срезающем усилии. Их отличают высокая стойкость к воздействию окружающей среды и высокая стабильность. Помимо акселерометров общего назначения выпускаются специальные датчики, например, акселерометры для измерения сильных механических ударов, механических колебаний низкой частоты и малой амплитуды, специальные акселерометры для работы при высокой или изменяющейся температуре, специальные

акселерометры для калибровки и легкие акселерометры для измерений и анализа колебаний миниатюрных и легких конструкций.



Рис.4.12. Динамический диапазон акселерометра

Области применения отдельных акселерометров до некоторой степени перекрываются, однако большая номенклатура позволяет проводить оптимальный выбор датчика для конкретной области использования. Так, в табл. 4.1 для примера приведены основные технические данные некоторых типов акселерометров.

Крепление акселерометров

Качество крепления акселерометров (см.рис.4.13) в значительной степени может влиять на его рабочие характеристики (частотный и динамический диапазоны). Среди известных способов крепления следует выделить крепления с помощью шпильки, воска, магнита, клея, липкой пластины и ручного шупа.

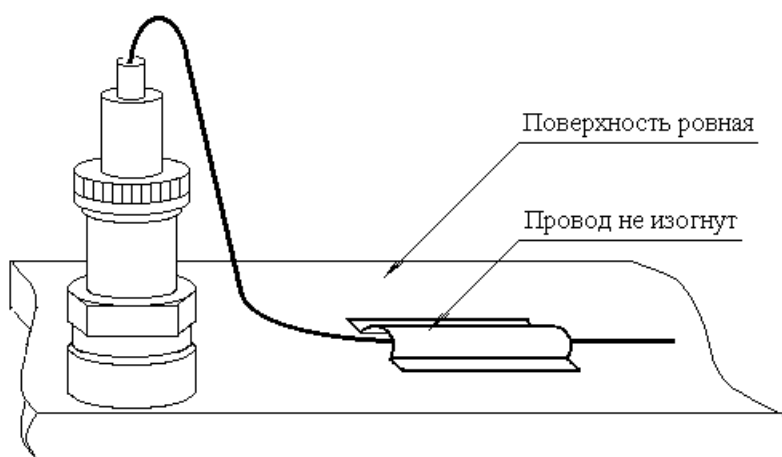


Рис.4.13. Правильно установленный акселерометр

Крепление с помощью шпильки

Этот вид крепления (см.рис.4.14) требует предварительного высверливания необходимого диаметра отверстия на поверхности машины или оборудования, ввинчивания шпильки в резьбовое отверстие и навинчивание на укрепленную шпильку акселерометра.

Особо следует убедиться в том, чтобы шпилька не доходила до дна отверстия в акселерометре.

Таблица 4.1 Первичные преобразователи

	<p align="center">Вибропреобразователь AP-97 Зарядовый, до 2500С</p> <ul style="list-style-type: none"> • Коэффициент преобразования ($\pm 20\%$) - 10 пКл/г • Рабочий диапазон частот (неравномерность ± 1дБ) - 1...10 000 Гц • Диапазон измерений - $\pm 10\ 000\ g$
	<p align="center">Вибропреобразователь 601 ICP, от 0,27 Гц, маломощный</p> <ul style="list-style-type: none"> • Коэффициент преобразования ($\pm 20\%$) - 100 мВ/г • Рабочий диапазон частот (неравномерность ± 3 дБ) - 0,27...10000 Гц • Диапазон измерений - $\pm 50\ g$ ($\pm 490\ m/c^2$)
	<p align="center">Вибропреобразователь AP-28B ICP, изолированный, 1ExibIIAT4</p> <ul style="list-style-type: none"> • Коэффициент преобразования ($\pm 10\%$) - 30 мВ/г • Рабочий диапазон частот (неравномерность ± 1дБ) - 0,5...10 000 Гц • Диапазон измерений - $\pm 160\ g$
	<p align="center">Вибропреобразователь 606 ICP, для стационарной установки, с кабелем 3 м</p> <ul style="list-style-type: none"> • Коэффициент преобразования ($\pm 20\%$) - 100 мВ/г • Рабочий диапазон частот (неравномерность ± 3 дБ) - 0,5...10000 Гц • Диапазон измерений - $\pm 50\ g$ ($\pm 490\ m/c^2$)

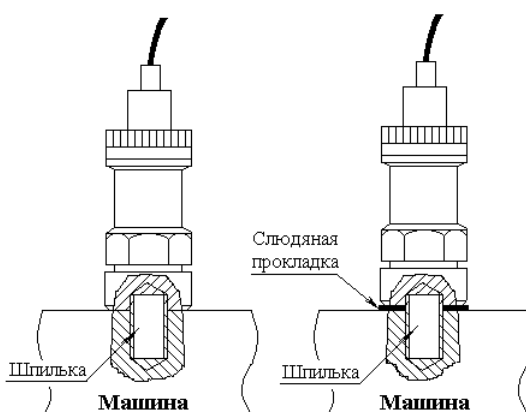


Рис.4.14. Крепление с помощью шпильки

Крепление с помощью шпильки является одним из самых надежных способов, не искажающих его эксплуатационные характеристики, резонансную частоту и динамический диапазон.

Такой вид крепления используется в стационарных системах контроля, мониторинга и диагностики; позволяет измерять колебания с большими амплитудами ускорения, а также высокочастотные колебания.

Крепление с помощью воска

При креплении с помощью воска следует обратить внимание на то, что воск следует наносить тонким слоем. Этот слой должен быть таким, чтобы только обеспечить заполнение зазора между основанием акселерометра и поверхностью машины.

Резонансная частота акселерометра при таком виде крепления практически сохраняется и лишь незначительно меньше, чем в случае крепления с помощью шпильки.

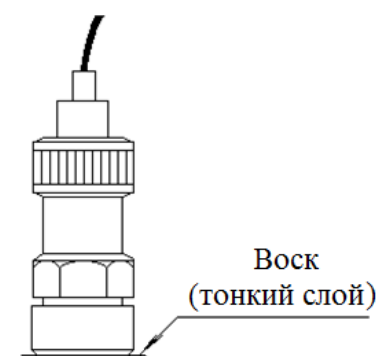


Рис.4.15. Крепление с помощью воска

Этот быстрый и несложный способ крепления используется обычно в условиях, когда нежелательно или невозможно крепление шпилек или винтов либо когда сам акселерометр не имеет резьбовых отверстий. Однако применение воска ограничивает диапазон рабочих температур. Как правило, верхняя граница рабочей температуры составляет величину около $+40^{\circ}\text{C}$. Определенные ограничения имеются и для верхней границы рабочего динамического диапазона - это ускорения не более 100 м/с^2 .

Крепление с помощью магнита

Магнит, закрепляемый на основании акселерометра с помощью резьбового соединения, широко используется, обеспечивая быструю установку и возможность перемещать датчик по поверхности объекта из ферромагнитного материала. Использование магнита практически сохраняет динамический диапазон акселерометра, но несколько уменьшает верхнюю границу его диапазона рабочих частот. В зависимости от конструкции магнита и от кривизны магнитопроводящей поверхности объекта в точке контроля собственная частота колебаний датчика на магните может лежать в диапазоне от 3 до 12 кГц. Для сохранения максимально возможного значения частоты закрепленного акселерометра применяется тонкий слой консистентной силиконовой смазки, который наносится и на основание датчика, и на поверхность объекта в месте крепления. В этом случае при сохранении частоты резонанса датчика на магните снижается его добротность. Кроме этого, смазка на ча-

стотах выше резонанса выполняет функции воска, обеспечивая передачу высокочастотной вибрации на корпус датчика с минимальными потерями.

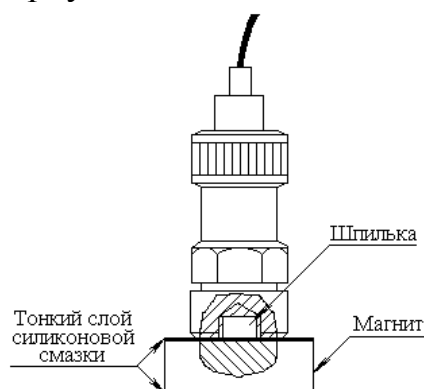


Рис.4.16. Крепление с помощью магнита

Следует отметить, что определенные марки крепежных магнитов позволяют устанавливать акселерометры на искривленные поверхности, например, на трубы и т.п. Однако в этом случае сужается рабочий частотный диапазон и тем больше, чем меньше радиус закругления поверхности объекта. Поэтому при периодическом контроле вибрации одних и тех же объектов в точках контроля вибрации рекомендуется специально готовить установочную поверхность, зашлифовывая, приваривая или приклеивая ровную площадку по размерам установочного магнита.

Крепление с помощью клея

Используется при стационарном креплении акселерометров в том случае, когда исключается их установка с помощью шпилек. Возможно непосредственное крепление акселерометра таким образом или предварительное крепление клеем или цементом шпильки на поверхность объекта. Использование клея практически не изменяет его рабочих частотного и динамического диапазонов. Применение, например, цианакрилового клея требует совершенно гладких и ровных поверхностей. Возможно использование эпоксидных смол, но следует помнить, что для их отверждения требуется определенное время. Кроме того, если это не специальные эпоксидные смолы, то они имеют ограничение верхнего предела рабочих температур приблизительно $+80^{\circ}\text{C}$. Использование "мягких" клеев сужает рабочий частотный диапазон акселерометров, ограничивает диапазон рабочих температур и не обеспечивает достаточной жесткости крепления.

Крепление с помощью ручного щупа

В этом случае акселерометр навинчивается на крепежную шпильку ручного щупа. Измерения механических колебаний акселерометром, закрепленном на ручном щупе, ограничены частотами до 1000 Гц. Кроме того, использование такого вида крепления возможно, когда нет жестких требований к точности измерений. При измерениях конец щупа следует смазать тонким

слоем консистентной силиконовой смазки и с некоторым усилием прижать к вибрирующей поверхности. Для расширения рабочего диапазона частот можно использовать так называемый "перевернутый" ручной щуп, когда датчик прижимается упругим щупом к контролируемому объекту.

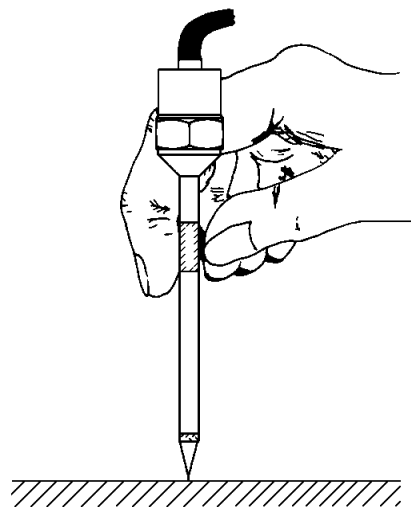


Рис. 4.17. Крепление с помощью ручного щупа

4.2. Анализаторы

Для анализа виброакустических сигналов используются приборы, называемые анализаторами. Основными видами анализа, выполняемыми этими приборами, являются анализ формы сигнала, его частотный и спектральный анализ. Лишь в редких случаях используются двухканальные приборы, параллельно анализирующие два сигнала. Такие двухканальные приборы дополнительно могут измерять форму колебаний на плоскости (орбиты движения вала в подшипнике) и взаимные спектры виброакустических сигналов, но эти дополнительные операции анализа обеспечиваются за счет резкого усложнения прибора со всеми вытекающими из этого последствиями. Во многих случаях, когда необходим многоканальный анализ, оптимальным решением оказывается подключение большого числа датчиков шума, вибрации и других сигналов к одному входу анализатора через управляемый коммутатор и затем проведение последовательного анализа сигналов.

Анализатором виброакустического сигнала может стать любой анализатор электрических сигналов, если на его вход подан электрически согласованный с ним сигнал с выхода датчика шума или вибрации. Это может быть и виртуальный анализатор, выполненный на базе персонального компьютера с устройством преобразования аналогового сигнала в цифровую форму на входе компьютера. Основной проблемой использования таких анализаторов является их метрологическая аттестация.

Поскольку в подавляющем большинстве систем контроля, мониторинга и диагностики машин и оборудования используется их вибрация, анализируемая проще, чем воздушный шум, в котором смешиваются компоненты от разных узлов многих машин, ограничимся рассмотрением одного из

лучших российских анализаторов вибрации в настоящее время - виброанализатора типа СД-12М (рис.4.18) [10].



*Рис. 4.18. Использование анализатора СД-12М
а – внешний вид анализатора, б – измерительный комплекс на его базе*

Это малогабаритный анализатор электрических сигналов, адаптированный к работе в промышленных условиях. Он имеет один аналоговый и один управляющий входы, дополнительный сигнальный процессор и внутреннее матобеспечение для цифрового анализа сигналов, энергонезависимую память для хранения программ и результатов анализа, а также интерфейс связи с компьютером.

Аналоговый вход рассчитан на прием сигнала в диапазоне частот от 0 до 25,6 кГц. Диапазон измерения напряжения от ± 1 мкВ до ± 3 В (размах сигнала). Для подключения датчиков различных физических величин должно использоваться согласующее устройство. Для каждого типа датчика такое устройство имеет свои характеристики. Так, для датчиков вибрации может использоваться один из трех видов таких устройств:

- усилитель заряда (для пьезоакселерометров с зарядовым выходом, частотный диапазон 0,5 Гц - 25,6 кГц);
- усилитель напряжения (для пьезоакселерометров со встроенным усилителем напряжения, частотный диапазон 2 Гц - 25,6 кГц);
- ICP-адаптер (для пьезоакселерометров со встроенным усилителем по стандарту ICP, частотный диапазон 0,5 Гц - 25,6 кГц).

На вход анализатора могут быть подсоединены и датчики тока (напряжения) со своими согласующими устройствами, различные типы микрофонов и т.п. Согласующие устройства могут питаться как от внешнего источника, так и от сборщика данных. Предусмотрена возможность подключения нескольких согласующих устройств через коммутатор до 16 каналов, управляемый от анализатора.

Управляющий вход рассчитан на прием стандартного сигнала, например, от датчика оборотов. Для инфракрасного датчика оборотов ФД-2 в ана-

лизаторе предусмотрен специальный источник питания, обеспечивающий эффективную работу канала измерения скорости вращения с расстояния до 30 см от вращающейся поверхности. Наличие управляющего входа позволяет проводить синхронный фазовый анализ вибрации, необходимый в первую очередь для балансировки машин. В анализатор встраивается и программа балансировки, специально адаптированная к решению задачи балансировки машин на месте эксплуатации в сложных условиях.

Виброанализатор СД-12М обеспечивает следующие виды анализа:

- фильтрацию сигнала полосовыми фильтрами и измерение параметров в этих полосах;
- измерение частоты, временного интервала, и разности фаз;
- сравнение параметров сигнала с пороговыми значениями;
- синхронное накопление и анализ формы сигнала;
- узкополосный спектральный анализ собственно сигнала или его части;
- узкополосный спектральный анализ огибающей сигнала;
- построение амплитудно-частотных и фазочастотных характеристик механизмов с переменной скоростью вращения.

Для решения указанных задач в анализаторе установлен один антилайзинговый фильтр с полосой пропускания от 0 до 25 кГц, а все дальнейшие операции, в том числе и антилайзинговые с более низкими граничными частотами, выполняются в цифровой форме с использованием специального сигнального процессора.

Основные характеристики спектрального и других видов анализа приведены ниже.

Вход анализатора

- Частотный диапазон 0,5 Гц - 25,6 кГц.
- Отношение сигнал/шум не менее 70 дБ.
- Дополнительно прибор имеет цифровые линии для управления внешним коммутатором на 4, 8 и 16 каналов.

Датчики вибрации пьезоэлектрические:

- Без предусилителя, с предусилителем, IСР.
- Входной сигнал: от 1мкВ до 3 В (амплитудное значение);

Датчики оборотов (оптические, магнитные, токовихревые).

- Выходной сигнал TTL.

Спектральный анализ

- Верхние граничные частоты: 25, 50, 100, 200, 400, 800, 1600, 3200, 6400, 12800, 25600 Гц.
- Число спектральных полос: 400, 800, 1600.
- Полосовые фильтры детектора огибающей с центральными частотами:

- Третьоктавные: 800, 1000, 1250, 1600, 2000, 2500, 3200, 4000, 5000, 6400, 8000, 10000, 12500, 16000, 20000 Гц;
- Октавные: 8000, 16000 Гц.
- Емкость памяти анализатора:

Число линий	Число спектров
400	1400
800	800
1600	400
- Весовая функция: Ханнинг.
- Спектральные усреднения: 1- 256.
- Единицы измерения амплитуды: g, м/с², мм/с, мкм, in./s, mils, вольт.
- Представление спектра: линейное, логарифмическое (дБ).

Временной сигнал

- Частоты дискретизации: 64, 128, 256, 512 Гц, 1, 2, 4, 8, 16, 32, 65 кГц.
- Количество отсчетов: 200, 400, 1000, 2000, 4000.
- Единицы измерения амплитуды: g, м/с², В.

Общий уровень

- Полосы измерения: 2 – 200 Гц; 3 – 300; 5 – 500; 2 – 1000; 10 – 1000; 10 – 2000; 10 – 5000; 5 – 10 кГц; 10 – 25 кГц.
- Количество измерений: 1 – 200.
- Значение сигнала: СКЗ, пик, пик-пик, пикфактор.
- Представление результатов: линейное, логарифмическое (в дБ)
- Единицы измерения амплитуды: g, м/с², мм/с, мкм, in./s, mils, вольт.

Скорость вращения машины

- Диапазоны измерения: 120 – 1200; 900 - 18000 об/мин
- Единицы измерения: об/мин, Гц.
- Точность определения скорости вращения: погрешность + 1 %, не более.

Синхронный амплитудно-фазовый анализ

- Диапазон частот вращения машины: 0,5 - 1500 Гц
- Единицы измерения: об/мин, Гц.

Точность определения:

- - частоты +1 %.
- - амплитуды +1 дБ, не более.
- - фазы + 5°, не более.
- Автоматический контроль параметров сигнала с датчика оборотов и достоверности измерений.
- Единицы измерения амплитуды: g, м/с², мм/с, мкм, in./s, mils, вольт.
- Значение сигнала: СКЗ, пик, пик-пик.

- Питание для датчика оборотов: встроенное, 5 В постоянного тока, 18 мА.

Общие данные

- Температура окружающей среды: - 20...+ 50° С.
- Относительная влажность: до 90%, без конденсации.
- Вес: 1,7 кг (в стальном корпусе).
- Размеры: 150 x 255 x 45 мм.
- Аккумуляторная батарея: никель-металл-гидрид (без эффекта памяти).
- Время непрерывной работы от аккумуляторной батареи: не менее 8 часов.
- Время полной зарядки аккумуляторной батареи: не более 2,5 часов.
- Время хранения данных в энергонезависимой памяти: не менее 2 лет.
- Интерфейс связи: RS-232.

В анализаторе установлена энергонезависимая память объемом 2 Мб, что обеспечивает хранение около 400 спектров сигнала с 1600 - частотными полосами или более 50 файлов с временными выборками сигнала объемом в 32 кб.

Наличие последовательного интерфейса RS-232 позволяет разгружать (загружать) информацию из анализатора менее чем за 15 мин. Программная поддержка модема, имеющаяся в анализаторе, позволяет автоматически загружать и разгружать сборщик по стандартным линиям связи.

Виброанализатор типа СД может проводить измерения по маршрутной карте или вне маршрута. Предусмотрена возможность ввода в анализатор с его клавиатуры буквенно-цифровой информации.

4.3. Программное обеспечение для вибрационного мониторинга и диагностики

Составной частью современных диагностических систем являются программы для персонального компьютера, облегчающие работу оператора по анализу данных, полученных с помощью различных средств измерения и анализа диагностических сигналов, а также дающие возможность сохранять результаты первичных измерений и другую полезную информацию. Основой подобного программного обеспечения является программа мониторинга, главными задачами которой, кроме сбора и хранения данных, являются сравнение результатов измерений с пороговыми значениями, обнаружение неслучайных изменений и анализ обнаруженных тенденций.

Для решения более сложных задач идентификации причин обнаруженных изменений и тенденций служат экспертные диагностические программы, дающие оператору дополнительную информацию о диагностических признаках и параметрах дефектов в той конкретной практической ситуации, описание которой составляет оператор при обращении к экспертной программе. Например, в качестве такой информации может выступать

список частот подшипниковых составляющих в спектре вибрации при конкретной задаваемой оператором частоте вращения ротора с показом этих составляющих на анализируемом спектре вибрации.

Самыми сложными являются программы автоматической диагностики оборудования, основными функциями которых являются автоматическое формирование заданий на диагностические измерения, автоматический анализ результатов измерений, автоматический переход от вибрационных параметров к техническим с указанием вида и величины обнаруженных дефектов, автоматическая постановка диагноза и долгосрочного прогноза технического состояния и автоматическое формирование рекомендаций по обслуживанию и ремонту оборудования.

В последние годы программное обеспечение для мониторинга стали выпускать практически все производители технических средств измерения и анализа вибрации. Возможности программ мониторинга большинства производителей приблизительно одинаковы, и отличаются они лишь построением баз данных и качеством графического анализа. Экспертные программы выпускают лишь некоторые из крупных производителей приборов и систем, привлекая для их создания ведущих экспертов – диагностов из разных стран, причем возможности различных программ могут отличаться в десятки раз. Что касается программ автоматической диагностики машин и оборудования, то их созданием занимаются не отдельные предприятия, а научные школы, имеющие в своем составе экспертов с многолетним стажем работы, специализирующихся в виброакустической диагностике конкретных видов оборудования и обладающих опытом подготовки высококвалифицированных специалистов в этой области. Все попытки разрабатывать подобные программы, копируя первоисточники, не позволяют добиваться высокой достоверности получаемых результатов, поэтому наибольшее распространение получает лишь то программное обеспечение, которое имеет богатую историю.

Именно к таким программам автоматической диагностики относится пакет программ Dream для Windows, выпускаемый в России и используемый во многих странах мира [11, 12]. Этот пакет предназначен как для вибрационного мониторинга, так и для автоматической диагностики, и обеспечивает выполнение следующих функций:

- формирование заданий на мониторинговые и диагностические измерения в виде маршрутных карт или команд с учетом реального состояния объекта;
- передачу заданий в измерительную систему и прием результатов измерений, в том числе и результатов тех измерений, которые выполнены не по заданию Dream-32 (вне маршрутные измерения);
- размещение и хранение в базе данных конструктивных характеристик объектов контроля, данных о системе измерений, первичных результатов измерений, результатов мониторинга и диагностики;

- анализ вновь поступающих данных мониторинговых и диагностических измерений или по команде оператора данных измерений, хранящихся в базе, сравнение результатов с порогами и эталонами;
- построение диагностических эталонов бездефектных и дефектных узлов по заложенным в программу правилам и данным измерений диагностических параметров группы идентичных машин (эталон по группе) или группы последовательных измерений параметров одного узла (эталон по истории);
- составление заключений и рекомендаций по данным измерений на дату, выбранную оператором, формирование прогноза состояния в виде рекомендуемой даты следующего измерения;
- импорт и экспорт как данных первичных измерений, так и результатов мониторинга, диагностики и прогноза, в том числе экспорт данных в стандарте “Мимоза”, или в форме, необходимой для поддержки пользователей по Интернету;
- графический анализ данных первичных измерений, а также конечных и промежуточных результатов их анализа;
- выдача отчетов и различных справочных данных.

Глава 5. ВИБРОАКУСТИЧЕСКИЕ ДИАГНОСТИЧЕСКИЕ МОДЕЛИ УЗЛОВ И МАШИН

Особенности построения вибродиагностической модели конкретных машин или их узлов в значительной степени определяются назначением тех систем аварийной защиты, мониторинга и диагностики, в которых они используются. В системах вибрационного мониторинга используются достаточно простые модели, рассчитанные на контроль и краткосрочный прогноз вибрационного состояния машины в целом. В экспертных системах диагностики, рассчитанных на определение причин роста контролируемой вибрации, используются более сложные диагностические модели. Еще сложнее диагностические модели в системах превентивной поузловой диагностики объектов, в значительной степени зависящей от количества обнаруживаемых дефектов, глубины диагностирования и необходимости долгосрочного прогноза технического состояния отдельных узлов или машины в целом. Кроме того, диагностическая модель зависит от того, принимается ли решение о состоянии контролируемого объекта по одному или нескольким измерениям, а также от вида используемой виброизмерительной и анализирующей аппаратуры.

Несмотря на особенности построения каждой конкретной диагностической модели определенной машины или ее узла, существует ряд общих подходов и процедур, используемых в процессе создания и отработки таких моделей.

5.1. Общая последовательность процедур при построении диагностической модели

Для построения диагностической модели любого узла, машины или оборудования необходимо, как правило, выполнить следующую последовательность действий:

1. Выявить типовые дефекты, от которых зависит ресурс узла или машины, на основе анализа статистики отказов.
2. Провести анализ функционирования машины (или узла) с оценкой типовых механизмов формирования возмущающих сил и возбуждения вибрации и шума.
3. Оценить влияние дефектов на параметры вибрации или акустического шума и выбрать наиболее информативные из таких параметров.
4. Оценить влияние условий и режимов работы машины на те же параметры и выбрать такие параметры, которые в большей степени зависят от дефектов и в меньшей от режимов и условий работы.
5. Выбрать оптимальную совокупность диагностических параметров для контроля развития всех типовых дефектов, определяющих ресурс

диагностируемого узла или машины в целом. При этом желательно, чтобы каждый из выбранной совокупности параметров был бы чувствителен к появлению преимущественно одного вида дефекта.

6. Определить законы распределения значений выбранных диагностических параметров для каждого вида дефекта по множеству однотипных узлов или по множеству ретроспективных измерений параметров одного и того же узла в процессе эксплуатации машины.
7. Оценить пороговые значения диагностических параметров для каждого вида дефекта.

При построении диагностических моделей машин и оборудования, используемых в различных отраслях промышленности, часто возникают сложности, связанные с постоянной модификацией однотипных машин и оборудования, затрудняющей построение диагностических моделей по группе одинаковых машин. Это относится прежде всего к сложным силовым агрегатам, таким как авиационные и судовые газотурбинные двигатели, паровые турбины, крупные электрические машины и другие. Для построения диагностических моделей по ретроспективным данным измерения вибрации и шума конкретной машины требуется длительный срок, достигающий до одного года, в течение которого эти данные накапливаются.

Наиболее общим подходом при построении диагностических моделей является построение моделей для однотипных узлов, имеющих одинаковую природу образования возмущающих (вынуждающих) сил.

Так, например, в ряде узлов, таких как подшипники качения и скольжения, а также рабочие колеса потокосоздающих машин, большинство дефектов возникает на поверхностях трения, и для таких узлов можно использовать один класс диагностических моделей. В машинах возвратно-поступательного действия основной причиной дефектов, кроме сил трения, являются ударные нагрузки, и для этих машин необходим другой класс диагностических моделей. Аналогичная ситуация имеет место и для электромагнитных систем электрических машин, в которых дефекты возникают, в основном, под действием электромагнитных и электродинамических сил.

Рассмотрим основные особенности построения вибродиагностических моделей на примере узлов, в которых основным источником вынуждающих сил являются силы трения. У многих машин наиболее часто встречаются отказы, связанные с износом узлов с поверхностями трения. Особое место среди этих узлов занимают подшипники качения. Так, например, отказы судовых асинхронных электродвигателей более чем на 90% определяются отказами подшипниковых узлов, ресурс которых, как правило, много меньше ресурса собственно машины. Обычно плановая смена подшипников за время эксплуатации каждой машины происходит несколько раз. В то же время результаты визуальной дефектации подшипников, выработавших свой плановый ресурс, показывают, что многие подшипники могут работать в 2-5 раз дольше планового срока при наличии информации об их реальном техническом состоянии.

На первом этапе построения диагностической модели анализируются дефекты подшипников. Типовые дефекты, влияющие на надежность и ресурс подшипника качения, можно разделить на три группы: дефекты изготовления, сборки и эксплуатации.

Дефекты изготовления подшипника проявляются в виде отклонения размеров и форм тел и дорожек качения от расчетных. Это может быть овальность и гранность дорожек качения, разноразмерность тел качения. Все это влияет на колебания ротора в подшипниках качения. Кроме того, возможно ухудшение параметров шероховатости поверхностей качения, что изменяет уровень высокочастотной вибрации и шума подшипника, создаваемых силами трения.

Дефекты сборки подшипниковых узлов и машины в целом проявляются в отклонении формы и размеров посадочных мест от расчетных, изменении вида радиальной нагрузки на тела качения, к которой, кроме силы тяжести ротора, могут добавиться силы радиального натяга или вращающиеся силы. Это может быть обусловлено перекосом наружного или внутреннего колец, изломом оси валов сопрягаемых механизмов, несоосностью осей вращения и симметрии валов и колец подшипника. Если дефекты сборки не приводят к изменению радиальных или осевых нагрузок на поверхности качения, то такие дефекты не влияют на ресурс подшипника, а лишь изменяют вибрацию ротора.

Дефекты эксплуатации проявляются в виде ухудшения свойств смазки, эрозионного износа поверхностей качения, сколов, раковин, трещин, износа шеек сепаратора. На начальной стадии развития они слабо влияют на вибрацию ротора, изменяя лишь величину и свойства сил трения, а следовательно, и уровень или параметры высокочастотной вибрации и шума, создаваемых силами трения и микро ударами. Зарождающиеся дефекты эксплуатации могут даже не изменять уровень вибрации или шума, а приводить лишь к появлению модуляции ее высокочастотных составляющих или к появлению импульсов от микроударов. При значительных дефектах износа изменяется геометрия поверхностей качения и, как следствие, растет среднечастотная вибрация подшипникового узла. По мере дальнейшего роста дефектов растет и низкочастотная вибрация ротора, а следовательно, и машины в целом. В предаварийном состоянии подшипника вибрация машины на низких частотах может даже снизиться из-за нарушения ее периодичности, но на средних и высоких частотах уровень вибрации машины в целом, как правило, быстро растет.

К наиболее опасным дефектам следует отнести раковины, появляющиеся одновременно на разных поверхностях качения, и сопутствующие им силы, разрывающие сепаратор, а также питтинговая коррозия и сколы на телах качения, приводящие к абразивному износу сепаратора.

Одним из опасных дефектов подшипника является и ухудшение качества смазки из-за примесей или коксования.

Следующим этапом построения диагностической модели является анализ тех составляющих вибрации и шума подшипника качения и машины в

целом, которые появляются и растут по мере возникновения и роста типовых дефектов.

5.2. Основные частоты вибрации подшипников качения

Для определения основных частот подшипниковой вибрации достаточно знать скорость вращения машины n (об/мин) и следующие геометрические параметры подшипника (рис. 5.1, 5.2) [7]:

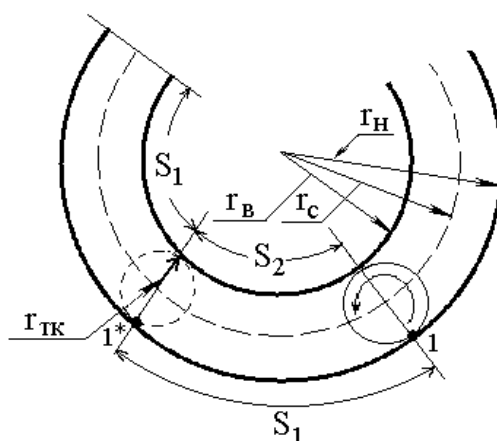


Рис.5.1. Подшипник качения

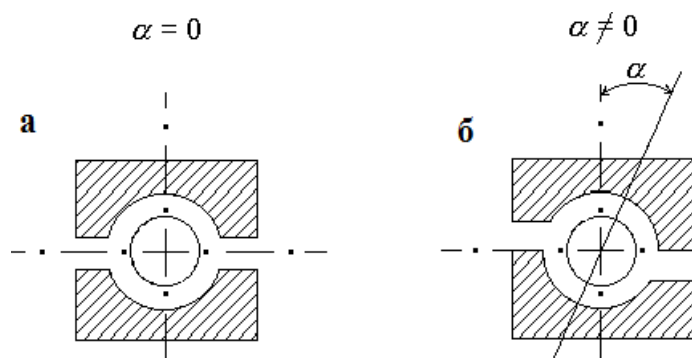


Рис.5.2. Радиальный (а) и радиально-упорный (б) подшипники

- $d_C \approx (d_H + d_B)/2$ - диаметр сепаратора, т.е. диаметр окружности, проходящей через центры тел качения. Здесь $d_H = 2r_H$ - наружный диаметр подшипника; $d_B = 2r_B$ - внутренний диаметр подшипника;
- $d_{TK} = 2r_{TK}$ - диаметр тела качения;
- α - угол контакта тел качения с дорожками качения;
- Z - число тел качения.

Для любого типа подшипника качения его основные частоты вибрации по мере роста их величин всегда располагаются в определенном порядке, начиная с частоты вращения сепаратора и кончая частотой перекатывания тела качения по внутреннему кольцу, а именно:

$$f_c = 1/2 \cdot f_{\text{вр}} \left(1 - \frac{d_{\text{мк}}}{d_c} \text{Cos} \alpha\right)$$

$$f_{\text{мк}} = 1/2 \cdot f_{\text{вр}} \cdot \frac{d_c}{d_{\text{мк}}} \left(1 - \frac{d_{\text{мк}}^2}{d_c^2} \text{Cos}^2 \alpha\right) = f_c \left(\text{Cos} \alpha + \frac{d_c}{d_{\text{мк}}}\right)$$

$$f_{\text{н}} = 1/2 \cdot f_{\text{вр}} \left(1 - \frac{d_{\text{мк}}}{d_c} \text{Cos} \alpha\right) \cdot Z = f_c \cdot Z$$

$$f_{\text{с}} = 1/2 \cdot f_{\text{вр}} \left(1 + \frac{d_{\text{мк}}}{d_c} \text{Cos} \alpha\right) \cdot Z = (f_{\text{вр}} - f_c) \cdot Z$$

Здесь: $f_{\text{вр}}$ – частота вращения вала; $f_{\text{в}}$ – частота перекачивания тел качения по внутреннему кольцу; $f_{\text{н}}$ – частота перекачивания тел качения по наружному кольцу; $f_{\text{тк}}$ – частота вращения тел качения; $f_{\text{с}}$ – частота вращения сепаратора.

В зависимости от состояния подшипника качения возможно увеличение его вибрации или шума на приведенных выше основных подшипниковых частотах, на их кратных гармониках, на различных комбинационных частотах. Каждый вид дефекта характеризуется определенным набором составляющих с повышенным уровнем вибрации или шума, что и является диагностическим признаком конкретного дефекта.

Однако диагностические признаки, характеризующие вид дефекта или определенное сочетание дефектов, могут несколько изменяться в зависимости от вида нагрузки, действующей на подшипник.

Достоверность идентификации вида дефекта при диагностировании подшипника в процессе эксплуатации машины зависит от двух основных факторов. К первому относится наличие информации о результатах диагностирования подшипников на новой машине или после замены подшипника. Наличие дефектов монтажа может несколько изменить диагностические признаки дефектов, возникающих из-за износа подшипников. Второй фактор определяется тем, на основании какого ряда гармоник в спектре огибающей принимается решение о виде обнаруженного дефекта.

Кроме наличия в спектре огибающей вибрации одного или нескольких групп гармонических составляющих идентификация вида обнаруженных дефектов производится по субгармоникам этих частот, боковым гармоникам и ряду других признаков, при этом каждому виду дефектов может соответствовать появление нескольких альтернативных групп признаков.

При высокой эффективности обнаружения и идентификации видов и глубин развития слабых и средних дефектов подшипников качения чувствительность метода огибающей высокочастотной случайной вибрации может снижаться при обнаружении сильных дефектов. Поэтому для повышения достоверности и вероятности правильного обнаружения сильно развитых дефектов и снижения вероятности их пропуска используется и спектральный анализ низкочастотной и среднечастотной вибрации.

Таблица 5.1. Диагностические признаки дефектов линии вала в подшипниках качения

Вид дефекта	Диагностические признаки в спектре вибрации		Диагностические признаки в спектре огибающей высокочастотной вибрации	
	основные	дополнительные	основные	дополнит.
Бой вала (муфты)	kf_{BP}	Нет роста ВЧ	kf_{BP} , $k < 10$	нет роста ВЧ
Неоднородный радиальный натяг	$2f_{BP}$	$2kf_{BP}$, нет роста ВЧ	$2kf_{BP}$	$2kf_{BP}$, нет роста ВЧ
Перекося наружного кольца	$2f_H$	$2kf_H$, нет роста ВЧ	$2f_H$	$2kf_H$, нет роста ВЧ
Износ наружного кольца	f_H	kf_H , $k \leq 3$	f_H	kf_H , $k \leq 3$, рост ВЧ
Раковины (трещины) на наружном кольце	kf_H , $k > 3$	Рост ВЧ	kf_H , $k > 3$	Рост ВЧ
Износ внутреннего кольца	kf_{BP}	f_B , рост ВЧ	kf_{BP}	f_B , рост ВЧ
Раковины (трещины) на внутреннем кольце	kf_B	kf_{BP} , рост ВЧ	$k_1f_B \pm k_2f_{BP}$	kf_{BP} , рост ВЧ
Износ тел качения и сепаратора	f_C , ($f_{BP} - f_C$)	kf_C , $k(f_{BP} - f_C)$, рост ВЧ	f_C , ($f_{BP} - f_C$)	kf_C , $k(f_{BP} - f_C)$, рост ВЧ
Раковины, сколы на телах качения	$2kf_{TK}$	$k_1f_{TK} \pm k_2f_C$, рост ВЧ	$2k_1f_{TK} \pm k_2f_C$	$k_1f_{TK} \pm k_2f_C$, рост ВЧ
Неуравновешенность ротора	f_{BP}	Нет роста kf_{BP} , нет роста ВЧ	Нет kf_{BP} , $k > 1$	Нет роста ВЧ
Дефекты узлов крепления	Рост УНЧ ($< 0,5 f_{BP}$)	Есть другие дефекты	Не обнаруживаются	
Дефекты смазки	Рост ВЧ	-	Рост ВЧ	Нет сильных составляющих
Дефект муфты	kf_{BP} , $k > 7$	Нет роста ВЧ	kf_{BP} , $k \geq 10$	нет роста ВЧ
Неидентифицированный дефект	Рост других гармонических составляющих			

Поскольку задача описания всех возможных совокупностей групп признаков крайне сложна, так как их число составляет несколько сотен, далее рассмотрим только основные группы, по которым можно с высокой степенью достоверности идентифицировать виды дефектов более чем в 70-80 % случаев.

Для примера в табл.5.1 приведены диагностические признаки, а именно, частоты составляющих спектров вибрации и ее огибающей, используемые для обнаружения и идентификации дефектов линии вала в подшипниках качения по периодическим измерениям вибрации.

Примечание: f_{BP} – частота вращения вала; f_B – частота перекатывания тел качения по внутреннему кольцу; f_H – частота перекатывания тел качения по наружному кольцу; f_{TK} – частота вращения тел качения; f_C – частота вращения сепаратора; ВЧ – высокочастотная область спектра вибрации; УНЧ – низкочастотная область спектра вибрации ($<0,5 f_{BP}$); $k=1,2,3,4,\dots$

Глава 6. ПРАКТИЧЕСКАЯ ДИАГНОСТИКА УЗЛОВ ПРИВОДА СУШИЛЬНЫХ ГРУПП БУМАГОДЕЛАТЕЛЬНОЙ МАШИНЫ

В данной главе рассматриваются примеры диагностирования бумагоделательной машины с электроприводами постоянного тока одного из картоно-полиграфических комбинатов. Выбор объекта диагностирования обусловлен тяжелыми условиями работы узлов машины при повышенных температурах и влажности, а также сложностью её конструкции и связанной с этим трудоемкостью её обслуживания и ремонта. Обслуживание по результатам диагностики, то есть по фактическому состоянию машины, позволяет предотвратить аварийные ситуации и существенно снизить нерегламентные потери времени.

Рассмотрим приводы сушильных групп бумагоделательной машины (БДМ).

6.1. Описание принципиальной схемы современной бумагоделательной машины

Бумаго- и картоноделательные машины предназначены для выработки бумаги или картона из волокнистой суспензии и представляют собой совокупность агрегатов, которые обеспечивают напуск и обезвоживание волокнистой суспензии, каландрирование и намотку готового полотна.

Бумагоделательные и картоноделательные машины включают в себя напускное устройство (одно или несколько), сеточную часть, прессовую часть, сушильную часть, каландр, накат, систему вентиляции и рекуперации тепла, паропровод, вакуумную систему, систему подачи свежей и осветленной воды, систему подачи сжатого воздуха, в том числе и очищенного (для приборов автоматики), систему автоматического управления, привод регулируемый и нерегулируемый, устройства для отведения брака, трубопроводы для подачи волокнистой суспензии на машину и перекачки жидкого брака для переработки в размольно-подготовительный отдел. Принципиальная схема современной бумагоделательной машины приведена на рис. 6.1 [8, 9]. Общий вид бумагоделательной машины показан на рис. 6.2.

Сеточная часть предназначена для формования и обезвоживания бумажного полотна и включает напорный ящик и сеточный стол. Напорный ящик предназначен для равномерного и непрерывного напуска массы на сетку по всей ширине. Бумажная масса на сетку выливается при помощи напускного устройства, обеспечивающего выход с одинаковой скоростью и в одинаковом количестве по всей ширине сетки, подачу массы спокойным потоком, без перекрещивания струй, завихрений и хлопьеобразования.

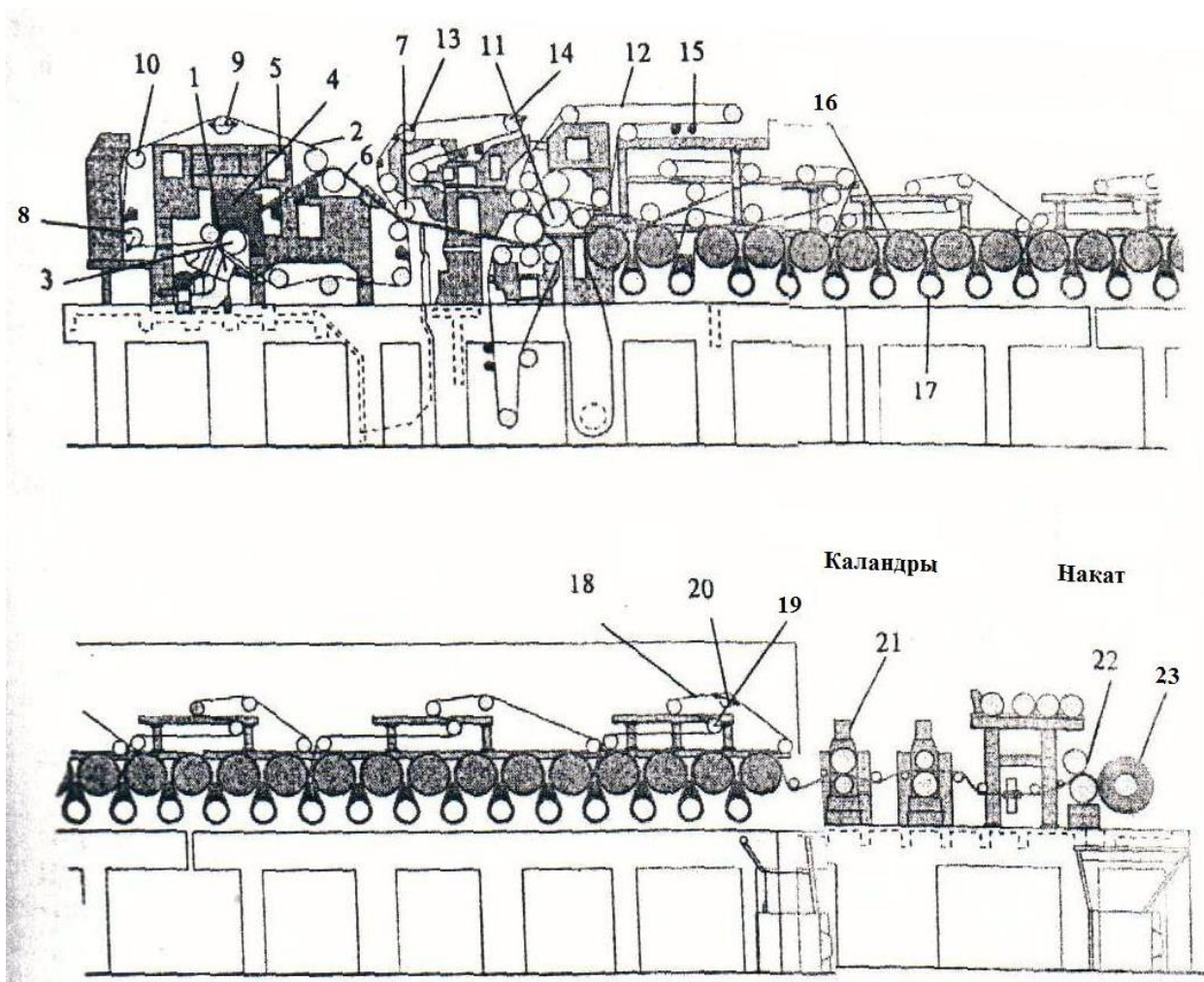


Рис. 6.1. Принципиальная схема бумагоделательной машины
 1 – напорный ящик; 2 – сетка; 3 – грудной вал; 4 – формирующий башмак;
 5 – отсасывающий ящик; 6 – гауч-вал; 7 – пересасывающее устройство;
 8 – сетконатяжной вал; 9 – сеткоправильный вал; 10 – сетководущий вал;
 11 – четырехвальный пресс; 12 – сукно; 13 – сукноправильный вал;
 14 – натяжной вал; 15 – сукномойки; 16 – сушильный цилиндр;
 17 – вакуумный перфорированный вал; 18 – сетка; 19 – натяжной вал;
 20 – сеткоправильный вал; 21 – каландр; 22 – цилиндр наката;
 наматываемый рулон бумаги

У бумагоделательных машин старой конструкции сеточный стол представляет собой горизонтальную плоскость, образованную сеткой, натянутой между грудным валом и отсасывающим гауч-валом. Под верхней ветвью сетки по направлению ее хода последовательно от грудного до гауч-вала, расположены: формирующая доска, гидропланки или регистровые валики, отсасывающие ящики. Основное назначение этих элементов – формирование бумажного полотна за счет создания режима обезвоживания бумажной массы на сетке.



Рис. 6.2. Общий вид бумагоделательной машины

Современные бумагоделательные машины с двухсеточным формованием имеют более сложную конструкцию сеточной части, состоящую из двух сеток, между которыми происходит процесс формования и начального обезвоживания волокнистой массы (рис. 6.1).

Прессовая часть, общий вид которой представлен на рис.6.3, служит для дальнейшего механического обезвоживания полотна бумаги после сеточного стола и состоит из двух или трех двухвальных прессов. В каждом прессе имеется сукно, охватывающее один из валов. Основное назначение сукон - предохранение структуры полотна бумаги от раздавливания во время прессования, впитывания влаги, транспортирования слабого сырого полотна в прессе и его передача в следующий пресс.

Сушильная часть, представленная на рис.6.4-6.5, служит для окончательного обезвоживания полотна бумаги испарением влаги. Сушильная часть состоит из сушильных цилиндров, расположенных в два яруса в шахматном порядке. Сушильный цилиндр - это полый стальной цилиндр диаметром 1500 или 1800 мм, изнутри обогреваемый паром. Поверхность цилиндров, как и прессовых валов, имеет высокую степень обработки - она отшлифована и отполирована. Число цилиндров зависит от вида вырабатываемой бумаги и скорости машин, например, для выработки газетной и мешочной бумаги число цилиндров доходит до 50 или 80.



Рис. 6.3. Прессовая часть БДМ с лицевой стороны.



Рис. 6.4. Сушильная часть БДМ с лицевой стороны.

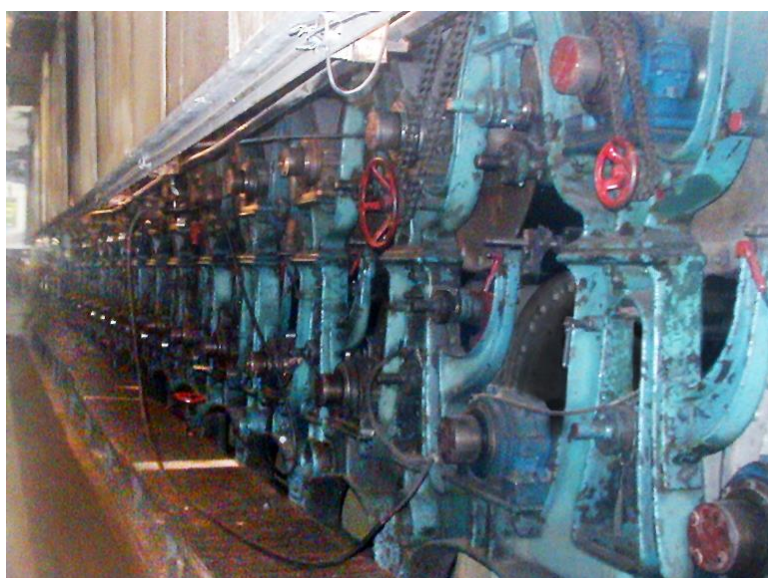


Рис. 6.5. Сушильная часть БДМ со стороны привода.

Отделочная часть состоит из машинного каландра и наката. Установленный между сушильной частью и накатом машинный каландр служит для повышения лоска, гладкости и объемной массы бумаги. Каландр состоит из 5 - 8 горизонтально расположенных один над другим валов, приводящихся в движение от нижнего вала. После машинного каландрирования бумага поступает на накат, где наматывается в рулон.

Приводы бумагоделательной машины предназначены для привода в движение всех частей бумагоделательной машины. Они обеспечивают плавное изменение скорости отдельных частей в определенных пределах, строгое постоянство скорости приводимых частей при установившемся режиме работы машины. Прессовая часть БДМ со стороны привода представлена на рис.6.6.



Рис. 6.6. Прессовая часть БДМ со стороны привода

6.2. Приводы сушильных групп бумагоделательной машины как объект диагностирования

Рассмотрим привод сушильной группы бумагоделательной машины. Приводными электродвигателями сушильных цилиндров являются двигатели постоянного тока со следующими характеристиками.

Число пар полюсов $p=2$.
Число зубцов якоря $Z_{я}=43$.
Число пластин коллектора $Z_{в}=129$.
Частота вращения $f=24,4-30,8$ Гц.

Регулирование частоты вращения привода и, соответственно, сушильных цилиндров, осуществляется регулируемым статическим регулируемым выпрямителем с автоматическим поддержанием постоянной скорости движения сетки $V=400$ м/мин, совпадающей с окружной скоростью сушильных цилиндров и сетководущих роликов. Во избежание разрывов бумаги при переходе из одной сушильной секции в другую вращение сеток разных секций синхронизируется системой автоматического регулирования по фазе.

Диаметр сушильного цилиндра (СЦ) составляет 1,5 м, диаметр сетководущего ролика – 0,36 м. Ширина полотна – 6 м.

Передача крутящего момента между сушильными цилиндрами происходит через шестерни, для сохранения направления вращения цилиндров устанавливаются паразитные шестерни в собственных подшипниках качения. Между сушильными цилиндрами расположены сетководущие ролики, увеличивающие площадь контакта бумаги с сушильным цилиндром за счет изменения направления движения сетки. В каждой сушильной секции сушильные цилиндры разбиты на две группы, т.е. в каждой секции организовано синхронное движение двух сеток. Некоторые из сетководущих роликов в группе выполняют функции натяжителей соответствующей сетки. Вращение сетководущих роликов производится за счет сил трения между сеткой и наружной поверхностью роликов.

Общая схема привода сушильной группы №1 представлена на рис. 6.7.

Редуктор типа Ц2У400Н имеет две ступени и три вращающихся вала с шестернями. С валом электродвигателя ведущий (быстроходный) вал редуктора 1 с шестерней $Z=19$, где Z – количество зубьев шестерни, соединяется через пальчиковую муфту. Промежуточный вал 2 с двумя шестернями $Z=19$ и $Z=77$ передает крутящий момент на тихоходный вал редуктора 3 с двумя шестернями $Z=68$, с которого он через выходную шестерню передается на нижний сушильный цилиндр 4 с шестерней $Z=73$. Через паразитную шестерню $Z=66$ промежуточного вала 5 крутящий момент передается на верхний сушильный цилиндр 6, обеспечивая при этом смену направления вращения и сохранение скорости вращения. Между собой другие сушильные цилиндры верхнего и нижнего рядов связаны группой из трех паразитных шестерен, одна с $Z=68$ и две с $Z=66$, насаженными на соответствующие промежуточные валы (7 и т.д.) в собственных подшипниках. Такая схема позволяет сохранять одинаковое направление вращения сушильных цилиндров верхнего ряда и противоположное направление – у сушильных цилиндров нижнего ряда (рис. 6.8)

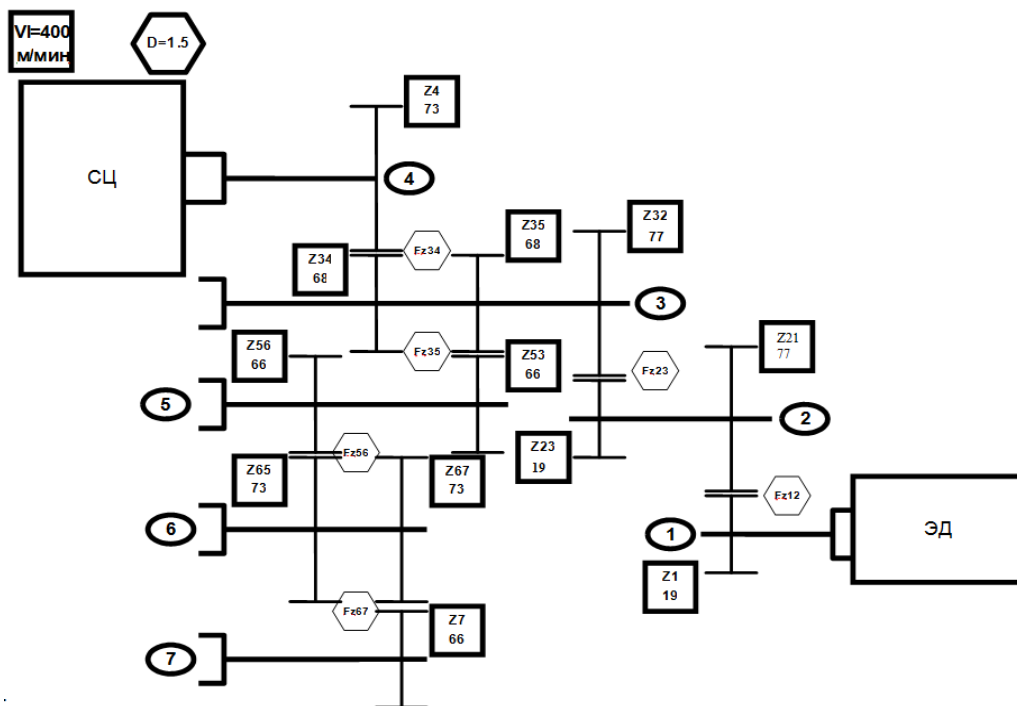


Рис. 6.7. Общая схема привода сушильной группы

③ - вал с его номером, в данном случае 3

$\begin{matrix} Z32 \\ 77 \end{matrix}$ - шестерня редуктора, где Z32 означает шестерню на третьем валу с зацеплением с шестерней на втором валу, 77 – количество зубьев шестерни

$\begin{matrix} Fz12 \end{matrix}$ - частоты зацеплений одной шестерни с другой, в данном случае частота зацепления шестерни на первом валу с шестерней на втором валу

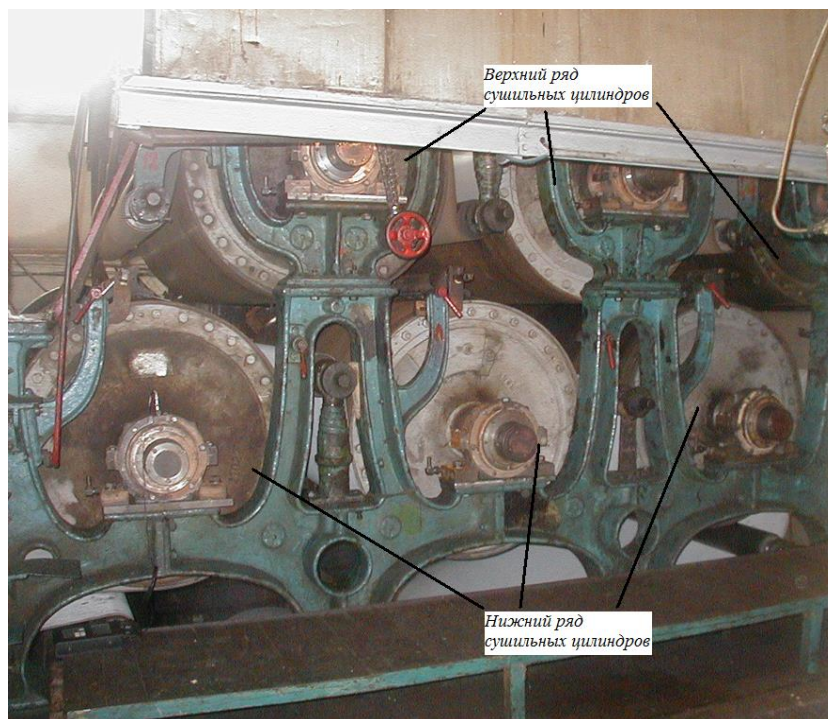


Рис. 6.8. Сушильная часть БДМ

6.3. Экспериментальная вибрационная диагностика сложных механических передач по вибрации.

6.3.1. Выбор точек контроля вибрации, вибродиагностических признаков и средств вибрационной диагностики

Динамические силы, возникающие в редукторах при наличии дефектов, передаются на корпус, в основном, через подшипники вращающихся валов. Поэтому подшипники являются теми узлами редуктора, вибрация которых изменяется при дефектах шестерен, валов, соединительных муфт и собственно подшипников. Таким образом, точки контроля вибрации редуктора рекомендуется выбирать на корпусе подшипниковых узлов по одной на каждом узле (рис.6.9).

Весьма важным является выбор направления измерения вибрации. В одноступенчатых редукторах рекомендуется вибрацию измерять в радиальном к осям вращения шестерен направлении и в плоскости, проходящей через эти оси. Проблемы в выборе направления возникают в многоступенчатых редукторах, в которых оси шестерен могут не находиться в одной плоскости, и в угловых редукторах, в которых оси шестерен находятся под углом друг к другу. В этом случае рекомендуется минимизировать углы между направлениями измерений и передачи статической нагрузки, а при изменяющейся в широких пределах нагрузке производить измерения в вертикальном направлении.

Следует отметить, что при диагностике редукторов по спектру огибающей вибрации их подшипников основные признаки дефектов определяются параметрами высокочастотной вибрации подшипника, а для их определения выбор направления измерения вибрации не очень важен. Гораздо более важным является выбор точки установки датчика вибрации, до которой высокочастотная вибрация подшипника должна доходить с минимальными потерями.

При диагностике редукторов по спектрам низкочастотной вибрации направления измерений следует выбирать перпендикулярно оси вращения и встречно к направлению нагрузки. Ещё одна рекомендация по выбору точек измерения вибрации редуктора относится к выбору реперных точек, по которым осуществляется мониторинг его состояния. Поскольку при некоторых дефектах шестерен может возникать их вибрация в осевом направлении, но она не используется при глубокой диагностике узлов редуктора, рекомендуется хотя бы одну из реперных точек выбирать таким образом, чтобы направление измерения позволяло обнаружить рост уровней осевой вибрации любой из шестерен редуктора.

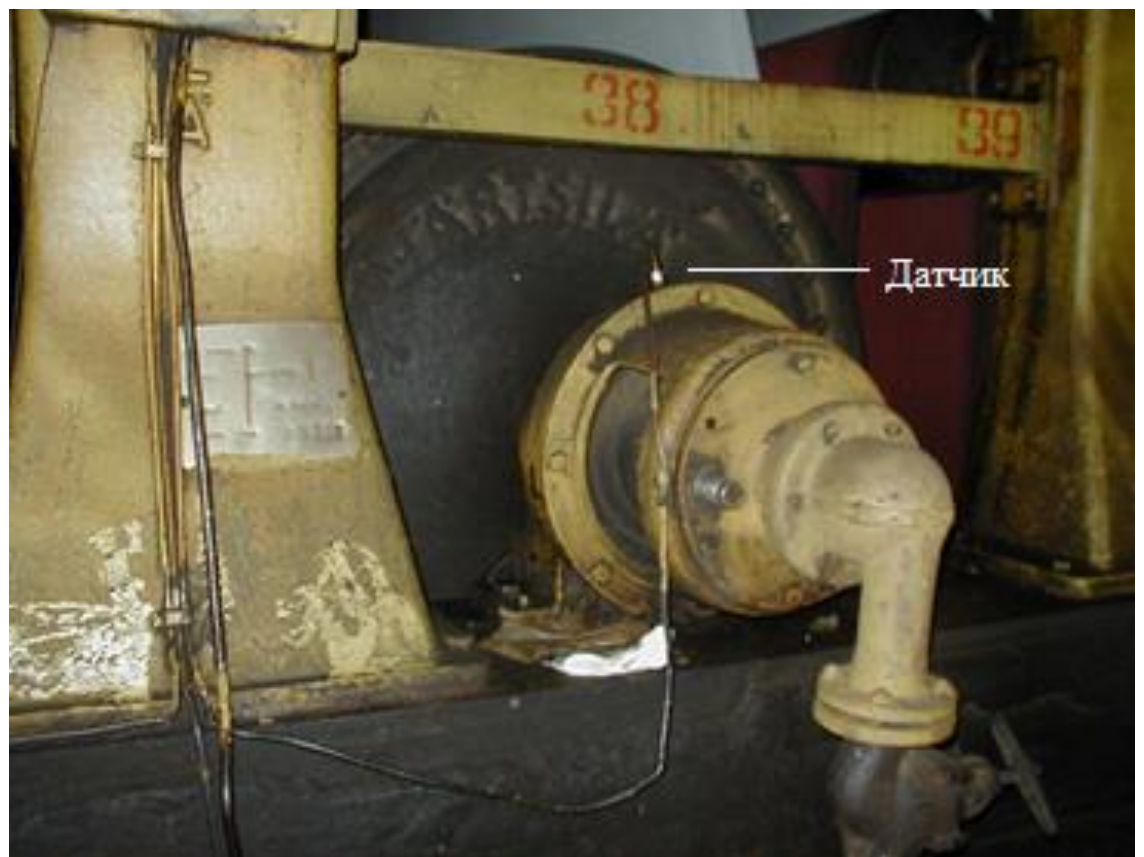
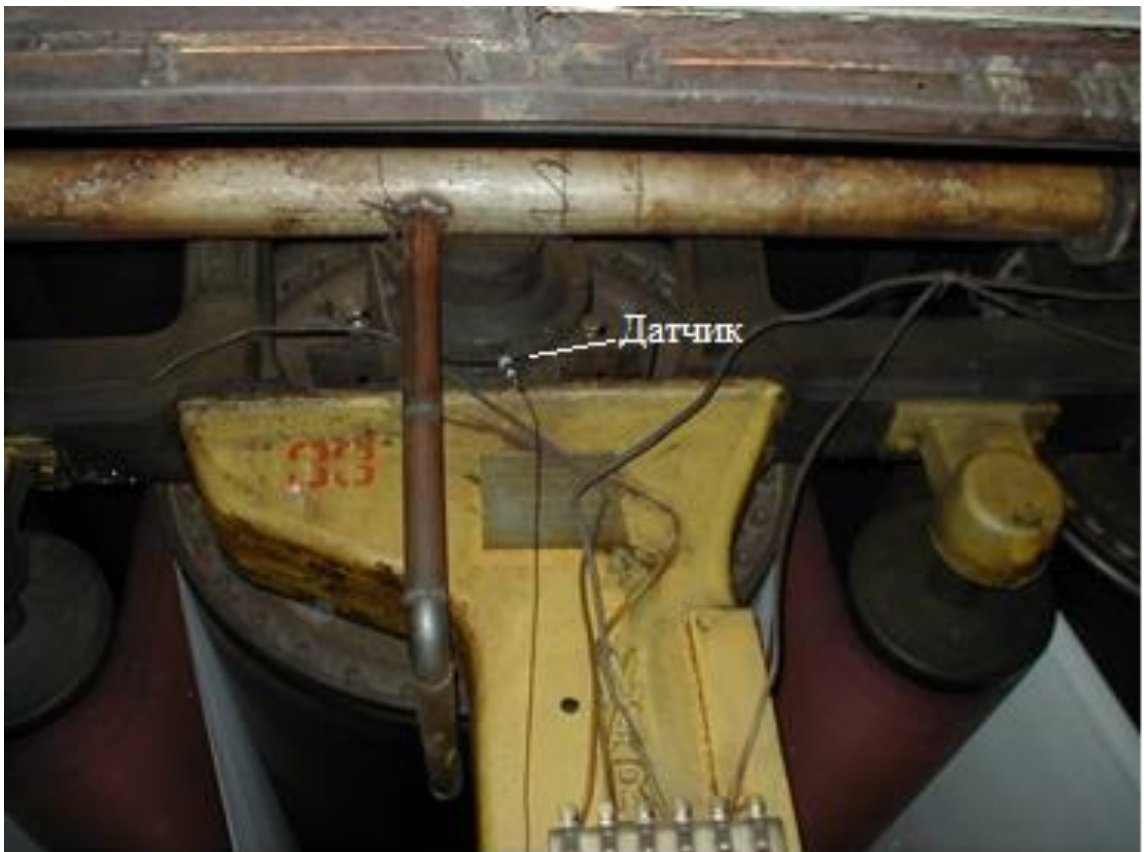


Рис. 6.9. Установка датчика вибрации в радиальном направлении на подшипниковом щите подшипника СЦ с лицевой стороны

В качестве системы вибрационной диагностики механических передач и электродвигателей использовалась типовая система производства Ассоциации ВАСТ на основе виброанализатора СД-12 и программного обеспечения DREAM-4, приведенная ранее на рис. 4.18.

6.3.2. Результаты экспериментального диагностирования сложных механических передач по их вибрации.

В этом разделе рассмотрим результаты диагностики отдельных узлов сушильной части, в том числе электропривода и приводного редуктора, позволяющие оценить возможности вибродиагностики зубчатых передач с подшипниками качения.

Расчет частот вращения валов и элементов их подшипников:

Скорость вращения сушильного цилиндра:

$$V_{cy} = 400 \text{ м / мин} ; \quad D_{cy} = 1,5 \text{ м} ;$$

$$L = \pi D = 3,14 \times 1,5 = 4,71 \text{ м} ;$$

$$n = \frac{400}{4,71} = 84,9 \text{ об / мин} ,$$

где V_{cy} - скорость движения ленты, D_{cy} - диаметр сушильного цилиндра, L - длина окружности, n - число оборотов в минуту цилиндра.

Частоты вращения валов привода

$$f_{вр4} = n / 60 = 84,9 / 60 = 1,42 \text{ Гц} ;$$

$$f_{вр3} = f_{вр4} \frac{Z_4}{Z_{34}} = 1,42 \frac{73}{68} = 1,52 \text{ Гц} ;$$

$$f_{вр2} = f_{вр3} \frac{Z_{32}}{Z_{23}} = 1,52 \frac{77}{19} = 6,2 \text{ Гц} ;$$

$$f_{вр1} = f_{вр2} \frac{Z_{12}}{Z_1} = 6,2 \frac{77}{19} = 24,9 \text{ Гц} ;$$

$$f_{вр5} = f_{вр3} \frac{Z_{35}}{Z_{53}} = 1,52 \frac{68}{66} = 1,56 \text{ Гц};$$

$$f_{вр6} = f_{вр5} \frac{Z_{56}}{Z_{65}} = 1,56 \frac{66}{73} = 1,41 \text{ Гц};$$

$$f_{вр7} = f_{вр6} \frac{Z_{67}}{Z_7} = 1,41 \frac{73}{66} = 1,56 \text{ Гц};$$

где $f_{вр1}, f_{вр2}, f_{вр3}$ - частоты вращения быстроходного, промежуточного и тихоходного валов редуктора Ц2У400Н1 соответственно;

$f_{вр5}, f_{вр7}$ - частоты вращения промежуточных валов;

$f_{вр4}, f_{вр6}$ - частоты вращения валов нижнего СЦ и верхнего СЦ соответственно;

$Z_1, Z_{12}, Z_{23}, Z_{32}, Z_{34}, Z_{35}, Z_{53}, Z_{56}, Z_{65}, Z_{67}, Z_4, Z_7$ - количество зубьев шестерен вала главного редуктора, промежуточных валов и валов СЦ.

Зубцовые частоты зубчатых зацеплений

$$f_{z1} = f_{вр1} Z_1 = 30,8 \times 19 = 473,9 \text{ Гц};$$

$$f_{z2} = f_{вр2} Z_{23} = 6,2 \times 19 = 117,8 \text{ Гц};$$

$$f_{z3} = f_{вр3} Z_{34} = 1,52 \times 68 = 103,4 \text{ Гц}.$$

Зубцовые частоты сушильных цилиндров и паразитных шестерен совпадают между собой и равны:

$$f_{z4} = f_{z5} = f_{z6} = f_{z7} = f_{вр4} Z_4 = 1,42 \times 73 = 103,4 \text{ Гц}.$$

Расчёт подшипниковых частот подшипников редуктора

Подшипник входной (быстроходной) ступени редуктора со стороны электродвигателя. Тип подшипника SU7612A

$$d_e = 60 \text{ мм}; \quad d_n = 130 \text{ мм}; \quad d_{mk} = 17 \text{ мм}; \quad \alpha = 12^\circ; \quad Z = 16;$$

$$f_{\text{вп1}} = 24,9 \text{ Гц} \text{ (Из расчёта частот вращения валов привода).}$$

Здесь $d_{\text{в}}$ - внутренний диаметр подшипника, $d_{\text{н}}$ - наружный диаметр подшипника, $d_{\text{мк}}$ - диаметр тел качения, α - угол контакта тел качения с дорожками качения, Z - число тел качения, $f_{\text{вп1}}$ - частота вращения быстроходного вала.

$$\text{Диаметр сепаратора: } d_c = \frac{(d_{\text{н}} + d_{\text{в}})}{2} = \frac{(130 + 60)}{2} = 95 \text{ мм}.$$

Частота вращения сепаратора:

$$f_c = \frac{1}{2} f_{\text{вп1}} \left(1 - \frac{d_{\text{мк}}}{d_c} \cos \alpha\right) = \frac{1}{2} 24,9 \left(1 - \frac{17}{95} \cos 12^\circ\right) = 10,3 \text{ Гц}.$$

Частота контакта тел качения с одним из колец:

$$f_{\text{мк}} = f_c \left(\cos \alpha + \frac{d_c}{d_{\text{мк}}}\right) = 10,3 \left(\cos 12^\circ + \frac{95}{17}\right) = 67,3 \text{ Гц}.$$

Частота перекатывания тел качения по наружному кольцу:

$$f_{\text{н}} = f_c Z = 10,3 \times 16 = 164,8 \text{ Гц}.$$

Частота перекатывания тел качения по внутреннему кольцу:

$$f_{\text{в}} = (f_{\text{вп1}} - f_c) Z = (24,9 - 10,3) \times 16 = 233,6 \text{ Гц}.$$

Подшипник входной (быстроходной) ступени редуктора с противоположной стороны от электродвигателя. Тип подшипника и расчет подшипниковых частот – тот же.

На рис. 6.10. приведён спектр огибающей вибрации подшипника быстроходного вала редуктора со стороны ЭД одной из секций сушильных цилиндров с диагностическими признаками дефектов. Один из них - бой вала (муфты), (27 %; сильный; вероятность 50 %). Признаком является наличие в спектре огибающей большого числа гармонических составляющих с частотой вращения быстроходного вала ($k f_{\text{вп1}}$). Вторым дефектом – раковина на внутреннем кольце подшипника, (7 %, средний, вероятность 60 %). Признаком является наличие в спектре огибающей гармонического ряда составляющих, кратных частоте перекатывания тел качения по внутреннему кольцу

$f_{\text{в}}$

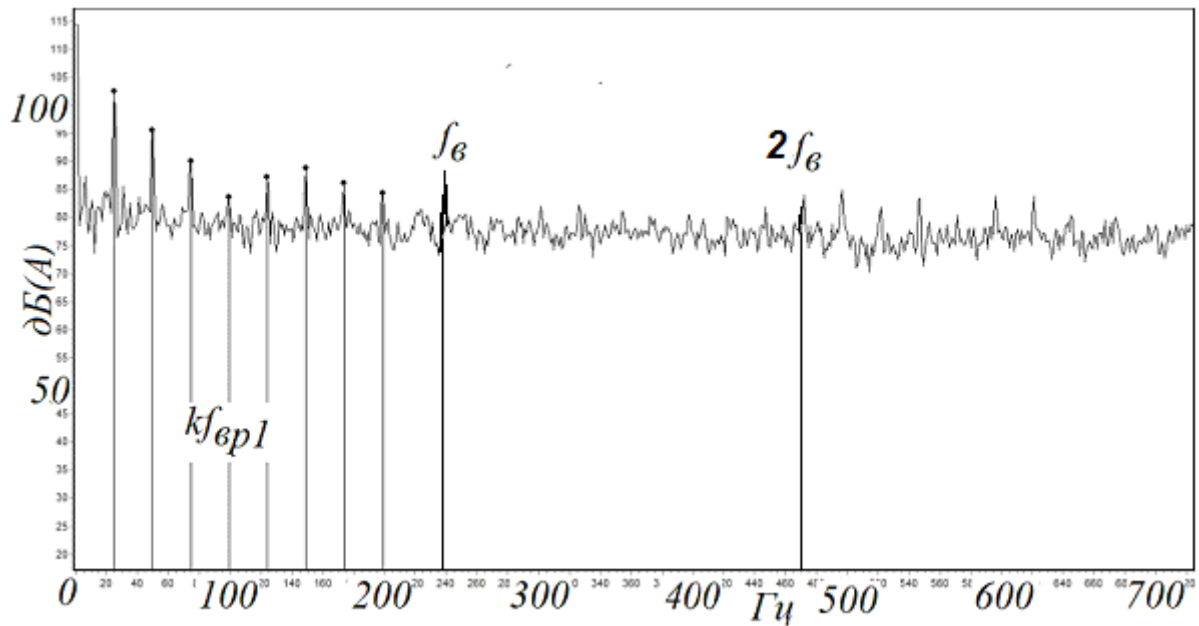


Рис. 6.10. Спектр огибающей вибрации подшипника быстроходного вала редуктора со стороны электродвигателя с признаками боя вала ($k f_{вp1}$) и признаками раковины на внутреннем кольце подшипника ($k f_в$)

На рисунках 6.11 и 6.12 приведены спектр вибрации и спектр огибающей высокочастотной вибрации подшипника быстроходного вала редуктора со стороны привода. В спектрах видны признаки боя вала (муфты), (27 %; сильный; вероятность 70 %), и дефекта малой шестерни (27 %; сильный; вероятность 80 %). Об этом свидетельствует наличие в спектре и в спектре огибающей большого числа гармонических составляющих, кратных частоте вращения быстроходного вала ($f_{вp1}$).

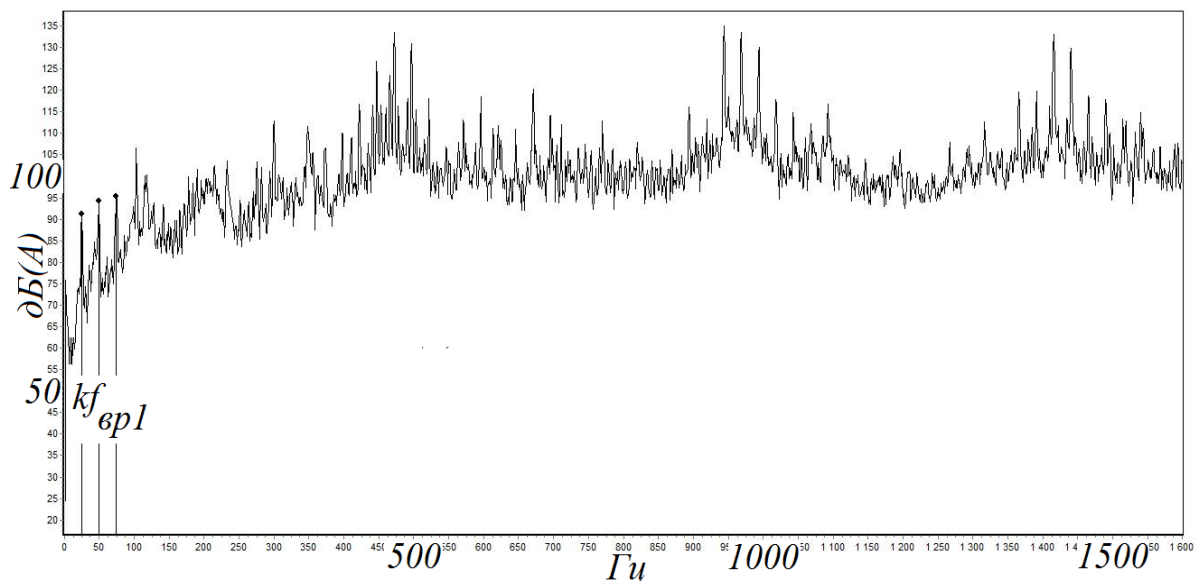


Рис. 6.11. Спектр вибрации подшипника быстроходного вала редуктора со стороны привода с признаками дефекта - боя вала (муфты) и дефекта малой шестерни ($k f_{вp1}$)

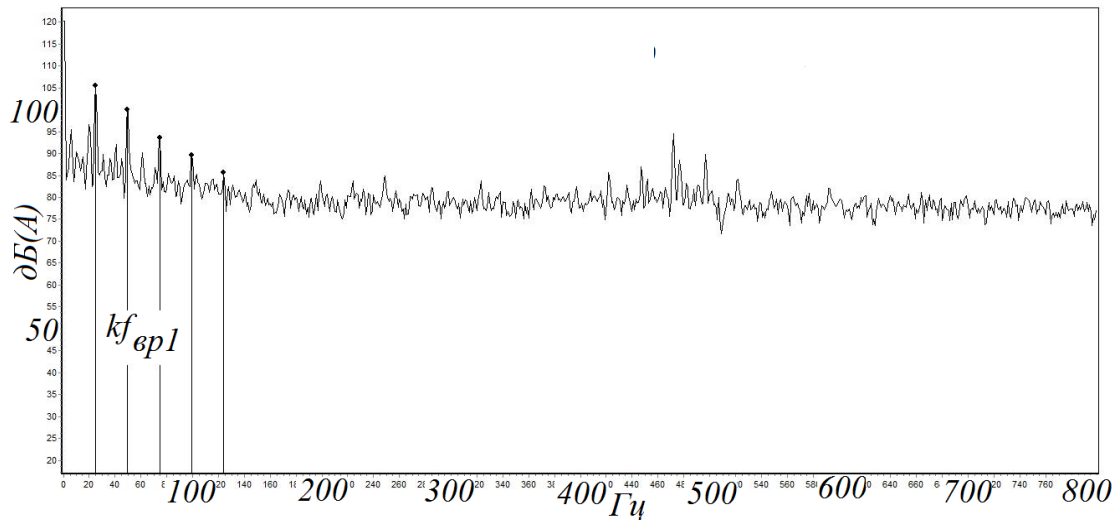


Рис. 6.12. Спектр огибающей вибрации подшипника быстроходного вала со стороны привода с признаками дефекта - бой вала (муфты) и дефекта малой шестерни ($kf_{вр1}$)

Подшипник SU7620A.

Подшипник промежуточного вала редуктора со стороны привода.

$$d_в = 100\text{мм}; d_н = 215\text{мм}; d_{мк} = 27,5\text{мм}; \alpha = 12^\circ; Z = 16.$$

Частота вращения $f_{вр2} = 6,154 \text{ Гц}$ (из расчёта частот вращения валов редуктора),

где $d_в$ - внутренний диаметр подшипника, $d_н$ - наружный диаметр подшипника, $d_{мк}$ - диаметр тел качения, α - угол контакта тел качения с дорожками качения, Z - число тел качения $f_{вр2}$ - частота вращения промежуточного вала.

$$\text{Диаметр сепаратора: } d_c = \frac{(d_н + d_в)}{2} = \frac{(215 + 100)}{2} = 157,5\text{мм}.$$

Частота вращения сепаратора:

$$f_c = \frac{1}{2} f_{вр2} \left(1 - \frac{d_{мк}}{d_c} \cos \alpha\right) = \frac{1}{2} 6,2 \left(1 - \frac{27,5}{154,5} \cos 12^\circ\right) = 2,55 \text{ Гц}.$$

Частота контакта тел качения с одним из колец:

$$f_{мк} = f_c \left(\cos \alpha + \frac{d_c}{d_{мк}}\right) = 2,55 \left(\cos 12^\circ + \frac{154,5}{27,5}\right) = 17,1 \text{ Гц}.$$

Частота перекачивания тел качения по наружному кольцу:

$$f_n = f_c Z = 2,55 \times 16 = 40,8 \text{ Гц}.$$

Частота перекачивания тел качения по внутреннему кольцу:

$$f_e = (f_{ep2} - f_c) Z = (6,2 - 2,55) \times 16 = 57,8 \text{ Гц}.$$

На рис. 6.13. приведён спектр вибрации подшипника промежуточного вала со стороны привода с диагностическими признаками дефекта большой шестерни, (27 %; сильный; вероятность 60 %), о чём свидетельствует наличие в спектре гармонических составляющих с частотой зацепления первой ступени редуктора и боковых гармоник, отличающихся на частоту вращения промежуточного вала ($f_{z1} \pm f_{ep2}, 2f_{z1} \pm f_{ep2}, 3f_{z1} \pm f_{ep2}$).

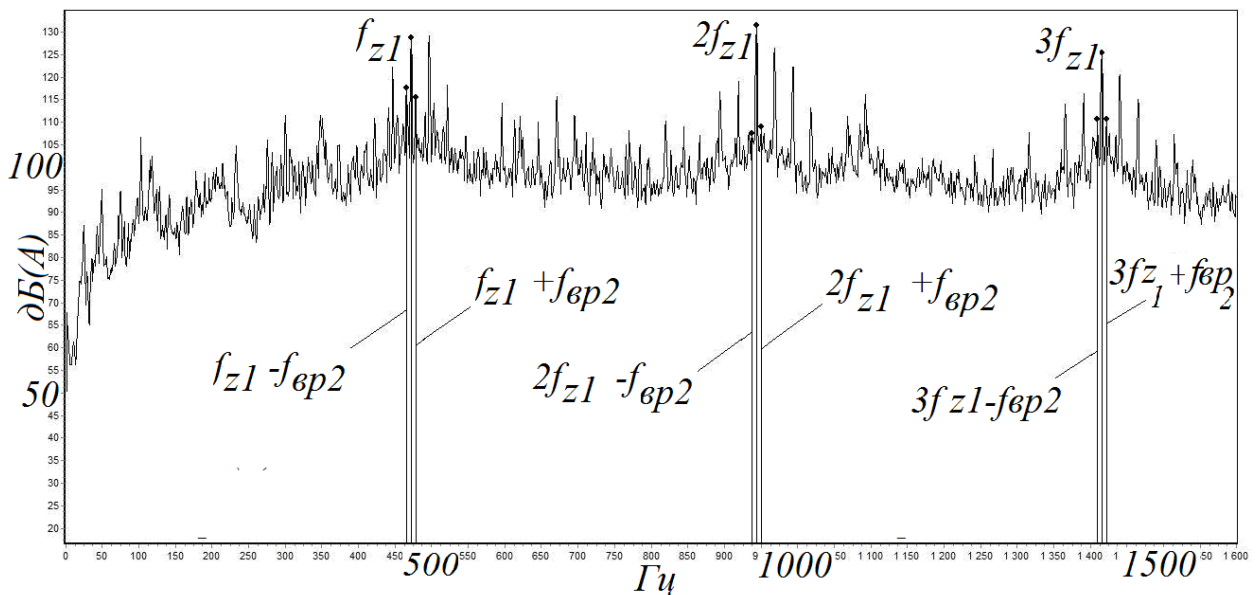


Рис. 6.13. Спектр подшипника промежуточного вала со стороны привода с признаками дефекта большой шестерни ($f_{z1} \pm f_{ep2}, 2f_{z1} \pm f_{ep2}, 3f_{z1} \pm f_{ep2}$)

На рис. 6.14 приведен спектр огибающей вибрации подшипника промежуточного вала со стороны привода с диагностическими признаками дефекта малой шестерни (6 %; слабый; вероятность 30 %), и дефекта в виде боя вала (муфты), (6 %; слабый; вероятность 20 %). Дефект малой шестерни подтверждается наличием в спектре огибающей гармонических составляющих с частотами, кратными частоте вращения промежуточного вала ($f_{ep2}, 10f_{ep2}$). Имеет место и дефект на другой оси, (22 %; сильный; вероятность 50 %), что характеризуется наличием в спектре огибающей гармонических составляющих с частотой вращения быстроходного вала ($f_{ep1}, 2f_{ep1}, 3f_{ep1}, 4f_{ep1}$). Ещё

один дефект, признаки которого обнаружены в спектре огибающей, - раковины на наружном кольце, (3 %; слабый; вероятность 20 %), о чём свидетельствует наличие в спектре огибающей гармонических составляющих с частотой перекатывания тел качения по наружному кольцу подшипника ($f_n, 2f_n$).

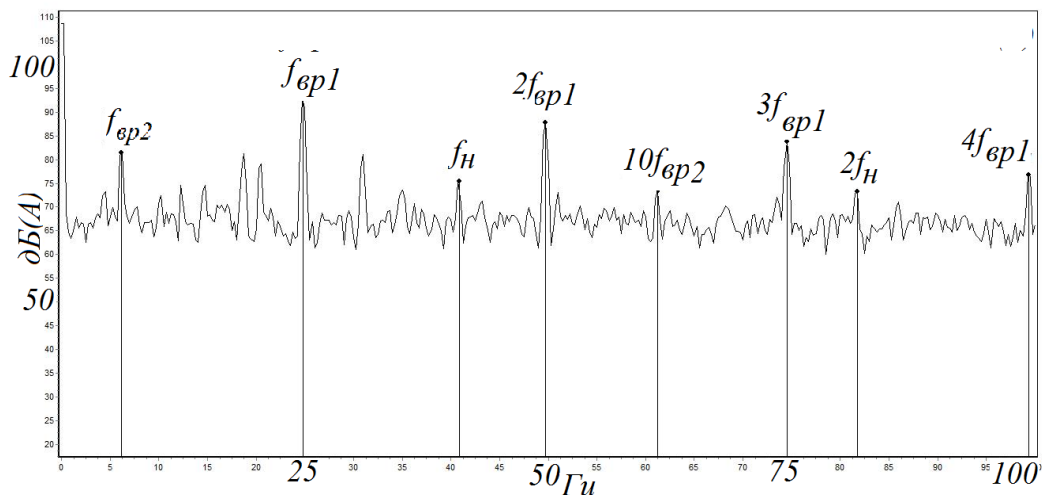


Рис. 6.14. Спектр огибающей подшипника промежуточного вала со стороны привода с признаками дефекта малой шестерни, боя вала ($f_{вр2}, 10f_{вр2}$), дефекта на другой оси ($f_{вр1}, 2f_{вр1}, 3f_{вр1}, 4f_{вр1}$) и раковины на наружном кольце ($f_n, 2f_n$) подшипника

Подшипник SU7528A.

Подшипник тихоходного вала со стороны электродвигателя.

$$d_e = 140\text{мм}; \quad d_n = 250\text{мм}; \quad d_{mk} = 27,2\text{мм}; \quad \alpha = 12^\circ; \quad Z = 20;$$

частота вращения $f_{вр3} = 1,5187 \text{ Гц}$ (Из расчёта частот вращения валов редуктора),

$$\text{Диаметр сепаратора: } d_c = \frac{(d_n + d_e)}{2} = \frac{(250 + 140)}{2} = 170\text{мм}.$$

Частота вращения сепаратора:

$$f_c = \frac{1}{2} f_{вр3} \left(1 - \frac{d_{mk}}{d_c} \cos \alpha\right) = \frac{1}{2} 1,52 \left(1 - \frac{27,2}{170} \cos 12^\circ\right) = 0,64 \text{ Гц}.$$

Частота контакта тел качения с одним из колец:

$$f_{mk} = f_c \left(\cos \alpha + \frac{d_c}{d_{mk}}\right) = 0,64 \left(\cos 12^\circ + \frac{170}{27,2}\right) = 4,6 \text{ Гц}.$$

Частота перекатывания тел качения по наружному кольцу:

$$f_n = f_c Z = 0,64 \times 20 = 12,8 \text{ Гц}.$$

Частота перекачивания тел качения по внутреннему кольцу:

$$f_v = (f_{ep3} - f_c) Z = (1,52 - 0,64) \times 20 = 17,6 \text{ Гц}.$$

На рис. 6.15 приведён спектр огибающей вибрации подшипника тихоходного вала со стороны ЭД с диагностическими признаками одного из дефектов на другой оси (быстроходный вал редуктора), (38 %; сильный; вероятность 50 %). О наличии этого дефекта свидетельствует появление в спектре огибающей большого числа гармонических составляющих, кратных частоте вращения быстроходного вала (kf_{ep1}).

На рис. 6.16 приведён тот же спектр огибающей подшипника тихоходного вала со стороны ЭД с диагностическими признаками второго дефекта на другой оси (промежуточный вал редуктора), (25 %; сильный; вероятность 50 %), о чём свидетельствует наличие в спектре огибающей большого числа гармонических составляющих, кратных частоте вращения промежуточного вала (kf_{ep2}).

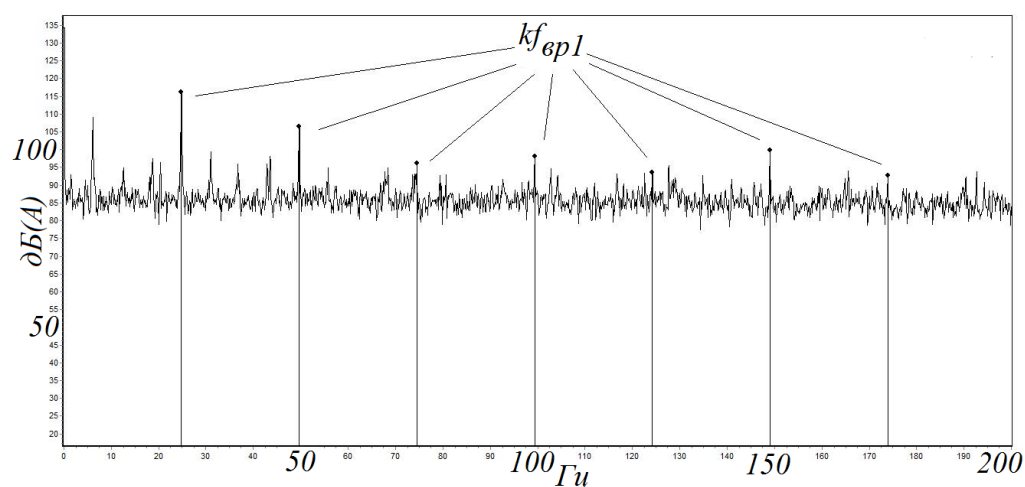


Рис. 6.15. Спектр огибающей вибрации подшипника тихоходного вала со стороны электродвигателя с признаками одного из дефектов на другой оси, (быстроходного вала, kf_{ep1})

Характерные частоты электромагнитной системы и подшипников приводного электродвигателя постоянного тока.

Характеристики электромагнитной системы:

Число пар полюсов $p=2$.

Число зубцов якоря $Z_{я}=43$.

Число пластин коллектора $Z_v=129$.

Частота вращения $f=24,4-30,8$ Гц.

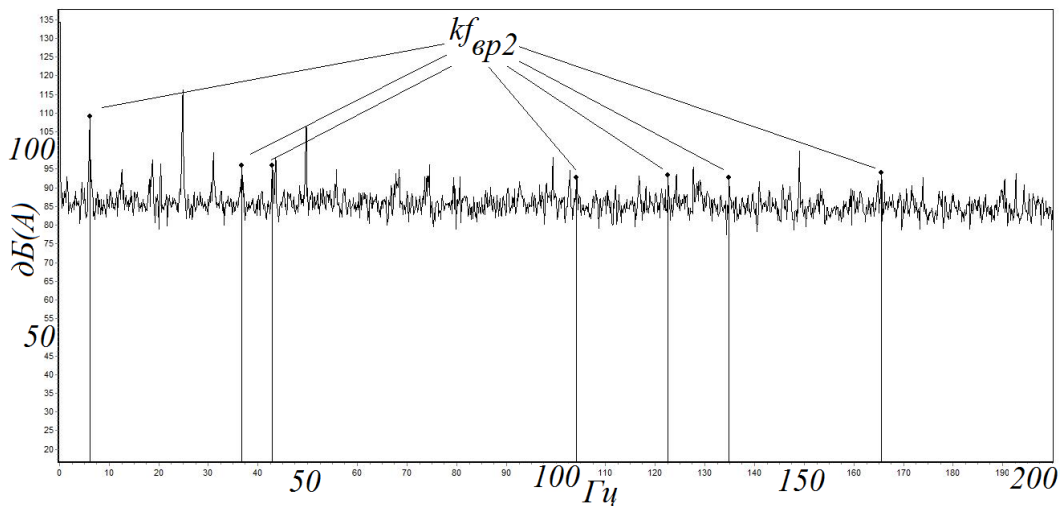


Рис. 6.16. Спектр огибающей вибрации подшипника тихоходного вала со стороны электродвигателя с признаками второго дефекта на другой оси (промежуточного вала редуктора $kf_{вр2}$)

Характерные частоты электромагнитной системы и подшипников приводного электродвигателя постоянного тока.

Характеристики электромагнитной системы:

Число пар полюсов $p=2$.

Число зубцов якоря $Z_{я}=43$.

Число пластин коллектора $Z_{в}=129$.

Частота вращения $f=24,4-30,8$ Гц

На момент диагностирования частота вращения машины (из расчета частот валов редуктора):

$$f = 24,9 \text{ Гц.}$$

Зубцовая частота электрической машины

$$f_z = f \times Z_{я} = 24,9 \times 43 = 1071 \text{ Гц.}$$

Щёточная частота:

$$f_{щ} = 2 \times p \times f = 2 \times 2 \times 24,9 = 99,6 \text{ Гц}$$

Коллекторная частота:

$$f_{Z_v} = Z_v \times f = 129 \times 24,9 = 3212 \text{ Гц.}$$

При диагностировании по спектрам вибрации дефекты электромагнитной части не были обнаружены ни в одной из четырех машин

Расчёт основных частот подшипников электродвигателя.

Подшипник SKF6214

Лицевой подшипник ЭД

$$d_e = 70 \text{ мм}; \quad d_n = 125 \text{ мм}; \quad d_{mk} = 16,67 \text{ мм}; \quad \alpha = 0^\circ; \quad Z = 11;$$

$$f = 24,9 \text{ Гц} \text{ (Из расчёта частот вращения валов редуктора),}$$

где d_e - внутренний диаметр подшипника, d_n - наружный диаметр подшипника, d_{mk} - диаметр тел качения, α - угол контакта тел качения с дорожками качения, Z - число тел качения f - частота вращения вала ЭД.

Диаметр сепаратора:

$$d_c = \frac{(d_n + d_e)}{2} = \frac{(125 + 70)}{2} = 97,5 \text{ мм}$$

Частота вращения сепаратора:

$$f_c = \frac{1}{2} f \left(1 - \frac{d_{mk}}{d_c} \cos \alpha\right) = \frac{1}{2} 24,9 \left(1 - \frac{16,67}{97,5} \cos 0^\circ\right) = 10,3 \text{ Гц.}$$

Частота контакта тел качения с одним из колец:

$$f_{mk} = f_c \left(\cos \alpha + \frac{d_c}{d_{mk}}\right) = 10,3 \left(\cos 0^\circ + \frac{97,5}{16,67}\right) = 70,8 \text{ Гц.}$$

Частота перекатывания тел качения по наружному кольцу:

$$f_n = f_c \times Z = 10,3 \times 11 = 113,3 \text{ Гц.}$$

Частота перекатывания тел качения по внутреннему кольцу:

$$f_v = (f - f_c) Z = (24,9 - 10,3) \times 11 = 160,6 \text{ Гц.}$$

На рис. 6.17. и 6.18. приведены спектр вибрации и спектр огибающей вибрации лицевого подшипника ЭД с диагностическими признаками дефекта - бой вала (муфты), (21 %; сильный; вероятность 90 %), о чём свидетельствует наличие в спектре и в спектре огибающей большого числа гармонических составляющих, кратных частоте вращения электродвигателя ($kf_{вр1}$).

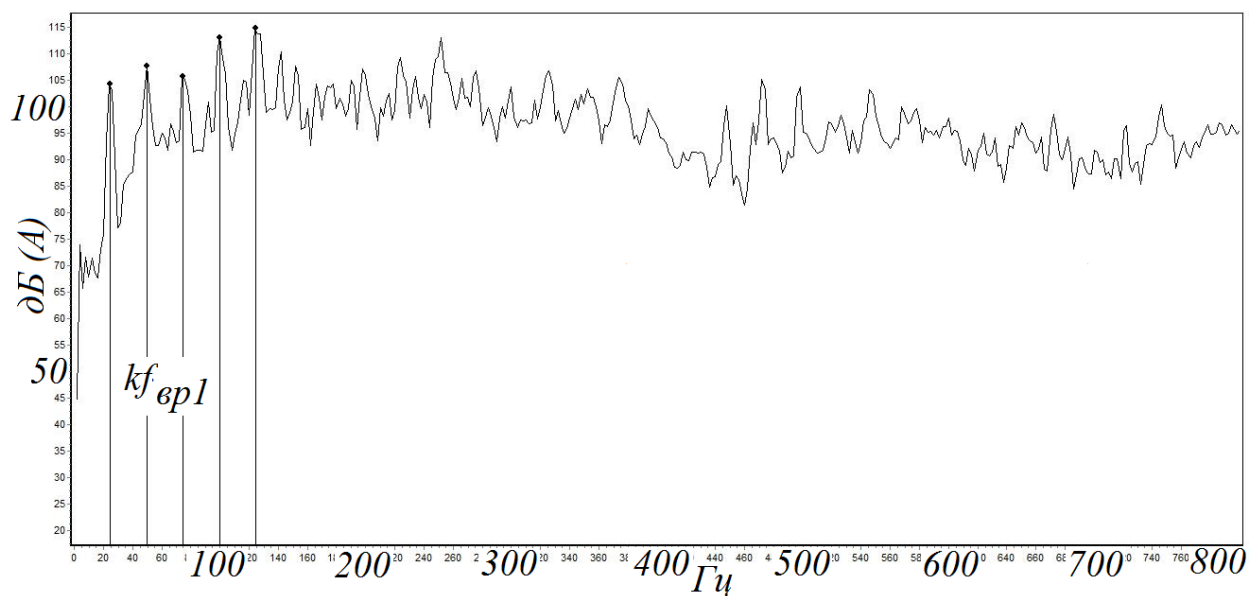


Рис. 6.17. Спектр вибрации лицевого подшипника электродвигателя с признаками боя вала ($kf_{вр1}$)

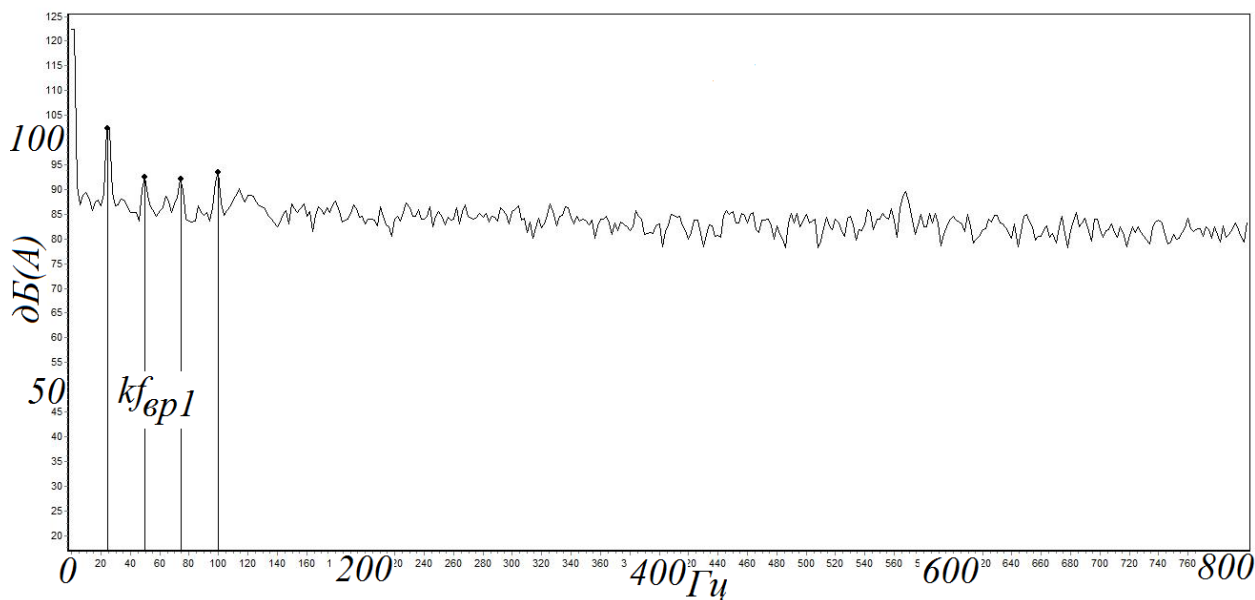


Рис. 6.18. Спектр огибающей вибрации лицевого подшипника электродвигателя с признаками боя вала ($kf_{вр1}$)

Подшипник SKF6314

Подшипник ЭД со стороны муфты

$d_в = 70\text{мм}$; $d_н = 150\text{мм}$; $d_{тк} = 25,4\text{мм}$; $\alpha = 0^\circ$; $Z = 8$;

$f = 24,94\text{ Гц}$ (Из расчёта частот вращения валов редуктора).

Здесь: $d_в$ - внутренний диаметр подшипника, $d_н$ - наружный диаметр подшипника, $d_{тк}$ - диаметр тел качения, α - угол контакта тел качения с дорожками качения, Z - число тел качения f - частота вращения вала ЭД.

Диаметр сепаратора:

$$d_c = \frac{(d_n + d_с)}{2} = \frac{(150 + 70)}{2} = 110 \text{ мм}$$

Частота вращения сепаратора:

$$f_c = \frac{1}{2} f \left(1 - \frac{d_{mk}}{d_c} \cos \alpha\right) = \frac{1}{2} 24,9 \left(1 - \frac{25,4}{110} \cos 0^\circ\right) = 9,6 \text{ Гц.}$$

Частота контакта тел качения с одним из колец:

$$f_{mk} = f_c \left(\cos \alpha + \frac{d_c}{d_{mk}}\right) = 9,6 \left(\cos 0^\circ + \frac{110}{25,4}\right) = 51,2 \text{ Гц.}$$

Частота перекатывания тел качения по наружному кольцу:

$$f_n = f_c Z = 9,6 \times 8 = 76,8 \text{ Гц.}$$

Частота перекатывания тел качения по внутреннему кольцу:

$$f_с = (f - f_c) Z = (24,9 - 9,6) \times 8 = 122,4 \text{ Гц.}$$

На рисунке 6.19. приведён спектр огибающей вибрации приводного подшипника ЭД с диагностическими признаками дефекта привода, (7 %; слабый; вероятность 40 %), о чём свидетельствует наличие в спектре большого числа гармонических составляющих с частотой вращения привода ($kf_{вр}$).

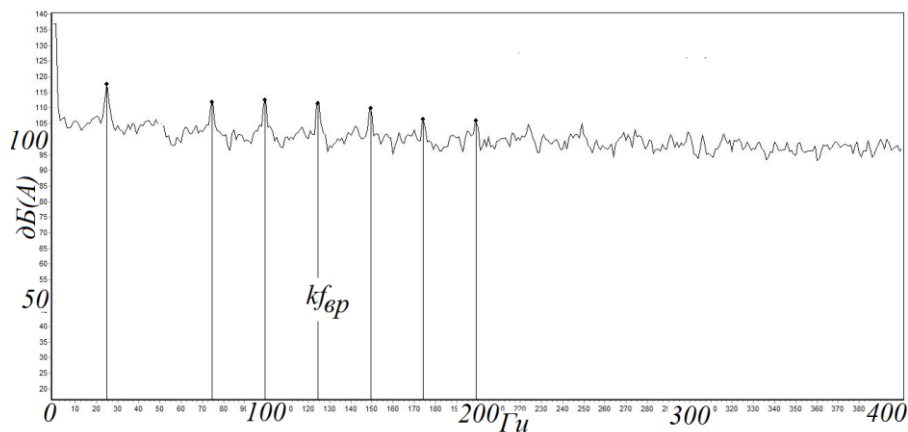


Рис. 6.19. Спектр огибающей вибрации приводного подшипника ЭД со слабым дефектом боя вала ($kf_{вр}$)

Заключение

Для контроля состояния вращающегося оборудования на каждом из возможных этапов его эксплуатации, определяемом глубиной развития дефектов, применяются разные методы виброакустической диагностики. Эти методы основаны на анализе особенностей формирования и распространения вибрации оборудования в разных частотных диапазонах и имеют различную чувствительность обнаружения разных по виду и развитости дефектов.

На первом этапе эксплуатации оборудования, когда идет приработка его элементов, необходимо в основном выявлять скрытые дефекты их изготовления и дефекты, возникающие при монтаже оборудования на месте эксплуатации. На втором этапе бездефектной эксплуатации оборудования, когда происходит только естественный износ его элементов, стоит задача определения начала третьего этапа, т.е. появления зарождающихся дефектов. На третьем этапе, когда появляются отдельные дефекты, многие из которых в процессе дальнейшей работы могут уменьшаться и даже исчезать, стоят задачи определения момента появления необратимых дефектов и момента появления «цепочки» быстро развивающихся дефектов. После появления цепочки дефектов необходим постоянный контроль за вибрацией оборудования или его остановка для выполнения ремонтных работ. На четвертом этапе быстрого развития цепочки дефектов с последующим отказом оборудования обычно решаются вопросы аварийной защиты оборудования и в ряде случаев задача прогноза остаточного ресурса оборудования. Для этого используются методы и средства вибрационного защитного мониторинга.

В том случае, когда ставится задача долгосрочного прогноза состояния оборудования, необходимо обнаруживать зарождающиеся дефекты в каждом его узле. Для этого используются методы профилактической вибрационной диагностики, наибольшая эффективность которых достигается при решении диагностических задач на втором и третьем этапах эксплуатации оборудования. И именно на этих этапах можно прогнозировать безотказную работу оборудования на длительный срок до шести месяцев и более.

При создании и применении систем мониторинга и диагностики различных машин и оборудования необходимо принимать во внимание следующие три правила, общие для всех видов технической диагностики:

1. Система защитного мониторинга (аварийной защиты) должна использовать каналы непрерывного измерения всех контролируемых величин и принимать решение об остановке машины в считанные доли секунды.

2. Система профилактической диагностики и долгосрочного прогноза состояния должна обеспечивать обнаружение всех потенциально опасных дефектов на стадии зарождения и идентифицировать вид каждого дефекта, так как разные дефекты имеют разную скорость развития.

3. При невозможности обнаружения каких-либо видов дефектов задолго до аварийной остановки машины особо важные объекты диагностики следует комплектовать обоими видами систем.

Следующие правила относятся ко всем системам виброакустического мониторинга и диагностики:

4. Системы профилактической диагностики должны обеспечивать обнаружение зарождающихся дефектов в первую очередь по высокочастотной вибрации, для возбуждения которой в ближней к дефекту зоне не нужны значительные колебательные силы.

5. Системы защитного мониторинга должны строиться на базе данных измерений низкочастотной вибрации машины, для возбуждения которой нужны значительные колебательные силы, сопровождающие появление сильных дефектов.

Из последних двух правил можно сделать весьма полезный вывод о том, что число точек контроля в системах защитного мониторинга может быть весьма ограниченным, так как на низких частотах машина чаще всего колеблется как единое целое и нет необходимости контролировать вибрацию каждого ее узла. Да и повторяемость результатов измерений вибрации бездефектной машины на низких частотах при смене режима ее работы или внешних условий гораздо выше.

Исходя из общих правил технической диагностики различных объектов, основных правил виброакустической диагностики роторных машин и оборудования, а также требований по надежности этих машин и ограничений на сроки, длительность и место выполнения диагностических измерений, назначением системы диагностики должен быть долгосрочный (не менее одного - двух месяцев) и достоверный (не хуже 95-98%) прогноз безаварийной работы машины. Это означает, что практически все дефекты должны обнаруживаться на ранней стадии развития, за несколько месяцев до возможного отказа узла, т.е. в основе систем должны быть методы обнаружения дефектов по высокочастотной вибрации.

Методы диагностики электродвигателей и механических передач по току двигателя хорошо дополняют вибрационные методы диагностики машин и оборудования. Минимальное количество точек контроля, необходимых для токовой диагностики (по одной на электродвигатель) позволяет создать простейшие стационарные системы диагностики. Такие системы могут эффективно работать в интервалы между проведением периодической глубокой диагностики машин и оборудования по вибрации.

Библиографический список

1. Barkov A., Barkova N., Mitchell J. Condition Assessment and Life Prediction of Rolling Element Bearings // Sound and Vibration, Part 1- June 1995, Part 2 - September 1995.
2. Азовцев Ю.А., Баркова Н.А., Доронин В.А. Диагностика и прогноз технического состояния оборудования целлюлозно-бумажной промышленности в рыночных условиях // Целлюлоза бумага, картон. – 1999, май, №5.
3. Барков А.В., Баркова Н.А., Азовцев А.Ю. Мониторинг и диагностика роторных машин по вибрации. СПб.: СПбГМТУ, 2000, 158 с.
4. Баркова Н.А. Введение в виброакустическую диагностику роторных машин и оборудования: учеб. пособие: СПб.: СПбГМТУ, 2003, 158 с.
5. Барков А.В., Баркова Н.А. Вибрационная диагностика машин и оборудования. Анализ вибрации: учеб. пособие: СПб.: СПбГМТУ, 2004, 156 с.
6. Неразрушающий контроль: справочник / т. 7 / в 2 кн. / кн. 2 / Вибродиагностика / Ф.Я. Балицкий, А.В. Барков, Н.А. Баркова и др. - М.: Машиностроение, 2005, 378-505, 608-723 с.
7. Баркова Н.А., Борисов А.А. Вибрационная диагностика машин и оборудования. Расчет основных частот вибрации узлов машин, параметров измерительной аппаратуры и практическая экспертиза: учеб. пособие: СПб.: СПбГМТУ, 2009, 67 с.
8. Чичаев В.А., Глезин М.Л., Екимова В.А. и др. Оборудование целлюлозно-бумажного производства, в двух томах, т 1, Оборудование для производства волокнистых полуфабрикатов, М.: Лесная промышленность, 1981.
9. Кугушин И.Д., Терентьев О.А., Куров В.С. и др. Бумагоделательные и картоноделательные машины / под ред. В.С. Курова, Н.Н. Кокушина. – 2-е изд., испр. и доп. – СПб.: СПбГПУ, 2011, 598с.
10. Виброанализатор СД-12М. Руководство по эксплуатации. СПб.: Вибротехника, 2004.
11. Пакет программ для мониторинга и диагностики роторных машин (DREAM for Windows). Инструкция по эксплуатации. Ч. 1. Краткое описание системы. СПб.: Вибротехника, 2003.
12. Пакет программ для мониторинга и диагностики роторных машин (DREAM for Windows). Инструкция по эксплуатации. Ч. 2. Работа оператора с пакетом программ. СПб.: Вибротехника, 2004.

Учебное издание

Юрий Александрович Азовцев
Наталья Александровна Баркова
Александр Александрович Гаузе

**ВИБРАЦИОННАЯ ДИАГНОСТИКА
РОТОРНЫХ МАШИН И ОБОРУДОВАНИЯ
ЦЕЛЛЮЛОЗНО-БУМАЖНЫХ КОМБИНАТОВ**

Учебное пособие

Редактор и корректор Т.А. Смирнова

Техн. редактор Л.Я. Титова

Тем. план 1014 г., поз.15

Подп. к печати	Формат 60×84/16	Бумага тип.№1.	
Печать офсетная	Пуч. л. 8,5	Уч.-изд.л. 8,5	
Тираж 100 экз.	Изд.№15	Цена «С».	Заказ
