

Общество с ограниченной ответственностью

"Научно-техническая фирма "Микроникс"

УТВЕРЖДАЮ

Главный инженер ООО НТФ "Микроникс"

В.Е. Жицкий

"\_\_" \_\_\_\_\_ 2004 г.

**МЕТОДИЧЕСКИЕ РЕКОМЕНДАЦИИ  
ПО ПРИМЕНЕНИЮ ДАТЧИКОВ ВИБРАЦИИ,  
МЕТОДАМ ОБРАБОТКИ ПОЛУЧЕННЫХ ДАННЫХ  
И СПОСОБАМ ДИАГНОСТИКИ СОСТОЯНИЯ ОБОРУДОВАНИЯ  
НА ОСНОВЕ ДАННЫХ ВИБРОИЗМЕРЕНИЙ**

**Омск - 2004**



## СОДЕРЖАНИЕ

1. ВВЕДЕНИЕ.....	4
2. ОСНОВЫ ВИБРАЦИОННЫХ ИЗМЕРЕНИЙ .....	6
2.1 Вибрационный мониторинг .....	6
2.2 Вибрационная диагностика .....	6
2.3 Типы и основные параметры вибрационных процессов .....	7
2.4 Принципы измерения параметров вибрации .....	11
2.5 Линейные и логарифмические шкалы вибрационных измерений .....	12
3. ДАТЧИКИ ДЛЯ ИЗМЕРЕНИЯ ПАРАМЕТРОВ ВИБРАЦИИ .....	14
3.1 Физические основы работы датчиков вибрации .....	14
3.2 Типы вибродатчиков .....	19
4. ПЬЕЗОЭЛЕКТРИЧЕСКИЕ АКСЕЛЕРОМЕТРЫ.....	21
4.1. Принцип работы пьезоэлектрического акселерометра .....	22
4.2 Основные параметры акселерометров .....	22
4.3 Подготовка и проведение измерений .....	26
4.4 Выбор точек контроля вибрации .....	27
5. АНАЛИЗ ДАННЫХ ВИБРОИЗМЕРЕНИЙ.....	34
5.1 Технологии оценки технического состояния .....	34
5.2 Метрологическое обеспечение. Измерительная и анализирующая аппаратура.....	41
5.3 Нормы вибрации на агрегаты различного типа. Построение эталонов и определение пороговых значений.....	48
5.4 Оценка остаточного ресурса оборудования по уровню вибрации .....	52
6. ЗАКЛЮЧЕНИЕ .....	53
Приложение 1. Основы теории вибрации.....	54
П.1.2 Непериодические процессы .....	59
П.1.3 Энергетические характеристики вибрационных процессов .....	64
Приложение 2. Таблица соответствия уровней в дБ и амплитуды в мм/с .....	67
Приложение 3. Таблица соответствия уровней в дБ и соотношений амплитуд .....	67
Приложение 4. Пьезоакселерометр ВД06А .....	68
Литература .....	73

## 1. ВВЕДЕНИЕ

Затраты на обслуживание и ремонт являются одним из важнейших эксплуатационных показателей любой технической системы. Их минимизация в тех случаях, когда система является ремонтпригодной, практически невозможна без эффективного контроля состояния системы. В современных средствах контроля и диагностики, по крайней мере вращающегося оборудования, основным видом анализируемых процессов становится вибрация, активно вытесняя многие другие процессы, в том числе и тепловые. Причины не только в том, что вибрационная диагностика эффективнее, и имеется тенденция к быстрому снижению затрат на ее реализацию, но и в том, что начать диагностику по вибрации можно в любое время, в том числе и через несколько лет эксплуатации оборудования, когда затраты на профилактические работы и ремонт превысят экономически оправданную величину.

Возможности вибрационной диагностики не следует отождествлять с возможностями аварийной защиты оборудования по вибрации или вибрационного контроля. Средства аварийной защиты – простейшие измерители мощности вибрации, обнаруживающие предаварийное состояние объекта и отключающие его до или на начальном этапе аварии. Средства вибрационного контроля (мониторинга) – это измерители мощности составляющих вибрации, обнаруживающие ее изменения в процессе эксплуатации оборудования. Средства вибрационного контроля не предназначены для обнаружения зарождающихся дефектов и поэтому в ряде случаев регистрируют изменение состояния лишь после появления цепочки развитых дефектов, последний из которых наиболее сильно влияет на вибрацию. Такие цепочки дефектов появляются незадолго до аварии, поэтому высокую эффективность имеют только системы мониторинга, измеряющие вибрацию практически непрерывно.

В последнее десятилетие были разработаны несколько эффективных методов обнаружения основных дефектов машин и оборудования по вибрации на этапе зарождения дефектов. Естественно, что эти методы основаны, в основном, на анализе высокочастотной вибрации, для возбуждения которой не нужны большие колебательные силы, но и проявляется такая вибрация только в месте их действия, быстро затухая при распространении. Такие методы стали использоваться диагностами многих стран для перехода от вибрационного мониторинга к глубокой диагностике. Параллельно развивались методы автоматизации алгоритмов диагностики, что позволило ряду производителей диагностических систем заменить программным обеспечением высококлассных экспертов при решении типовых диагностических задач. Доля таких задач очень высока и превышает девяносто процентов от всех задач, реша-

емых путем анализа сигналов вибрации. Первые автоматические системы вибрационной диагностики были разработаны в 1991-1992 годах и постоянно совершенствовались.

В последние годы при отказе от обслуживания и ремонта техники *по регламенту*, её вывод в ремонт на практике осуществляется тремя основными способами:

- работа до отказа,
- вывод техники в ремонт по результатам экспертных оценок,
- вывод техники в ремонт по результатам диагностики и прогноза состояния.

Значительный экономический эффект дает только третий способ. Успешное его использование позволяет:

- сократить время, объем ремонта и количество запасных частей не менее, чем на треть,
- уменьшить число внезапных отказов в десятки раз,
- сократить упущенную прибыль из-за простоев в несколько раз.

Для последнего способа необходима полная диагностика объекта, причем желательно обнаруживать все дефекты, влияющие на ресурс, задолго до отказа, чтобы подготовиться к ремонту. В механике и электромеханике, как показала практика, эффективная диагностика машин возможна в основном по вибрации, так как:

- колебательные силы возникают непосредственно в месте появления дефекта, а машина "прозрачна" для вибрации;
- вибрация содержит максимальный объем диагностической информации;
- диагностировать можно на месте, без разборки и остановки оборудования.

Такие общепризнанные методы как контроль температуры, анализ смазки и другие при правильном подходе практически не требуются – их заменяет анализ вибрации.

## 2. ОСНОВЫ ВИБРАЦИОННЫХ ИЗМЕРЕНИЙ

Основное содержание виброметрии составляет измерение параметров вибрации. Вибрация тел является одним из наиболее сложных колебательных процессов, если иметь в виду все степени свободы тела и широкий спектр колебаний, которые могут быть и непериодическими. Сюда относятся колебания установившиеся, случайные, импульсные и т.д. Параметры вибрации: амплитуда, частота, размах и ряд других – измеряются с помощью специальных виброизмерительных установок и систем.

### 2.1 Вибрационный мониторинг

Его объектами являются прежде всего машины и оборудование – источники вибрации. Отличительной особенностью таких объектов можно считать наличие в них колебательных сил, возникающих, например, при движении отдельных узлов или потоков жидкости (газа), при действии переменных электромагнитных полей. Только в редких случаях объектами мониторинга может быть оборудование, не являющееся источником колебательных сил и вибрации, но по которому распространяется вибрация от другого источника.

Назначением вибрационного мониторинга является обнаружение изменений вибрационного состояния контролируемого объекта в процессе эксплуатации, причинами которых во многих случаях являются дефекты.

Мониторинг машин и оборудования проводится, прежде всего, по низкочастотной и среднечастотной вибрации, которая хорошо распространяется от места формирования до точек ее контроля. Число таких точек может быть сведено к минимуму, до одной-двух на каждый объект мониторинга, имеющий общий корпус, а измерения вибрации могут проводиться без изменения режима работы объекта. В системе мониторинга, если она не включена в систему быстросрабатывающей аварийной защиты, может использоваться аппаратура с одним каналом измерения вибрации, к которому последовательно подключаются все используемые датчики вибрации. Эти меры позволяют существенно снизить стоимость системы мониторинга без снижения достоверности получаемых результатов.

### 2.2 Вибрационная диагностика

Ее объектами являются те же машины и оборудование, которые охватываются системами вибрационного мониторинга. Вибрационная диагностика чаще всего используется или для выходного контроля качества изготовления (ремонта) и сборки машин, или для их предремонтной дефектации, или для обнаружения дефектов и слежения за их развитием в процессе эксплуатации. Для каждого из перечисленных случаев могут использоваться разные

методы диагностики. В последнем случае диагностические измерения могут проводиться без смены режима работы объекта диагностики.

В отличие от мониторинга назначением вибрационной диагностики в процессе эксплуатации оборудования является обнаружение изменений и прогноз развития не вибрационного, а технического состояния, причем каждого из его элементов, для которого существует реальная вероятность отказа в период между ремонтами. Для этого измеряется не только низкочастотная и среднечастотная, но и высокочастотная вибрация, а также используются более сложные, чем при мониторинге, методы анализа вибрации, позволяющие получать полный объем диагностической информации. Вибрация измеряется на каждом диагностируемом узле или, по крайней мере, в точках перехода высокочастотной вибрации от диагностируемого к другим узлам объекта, доступным для измерения вибрации. Используемая аппаратура также может иметь только один канал измерения и анализа вибрации.

Информация о вибрационных процессах в зависимости от назначения объекта и используемой системы сбора и обработки данных может обеспечить решение одного из следующих типов задач: воспроизведение динамической картины работы объекта после проведения испытаний; диагностика динамического состояния объекта в процессе его работы; регулирование динамической работы объекта и защита от аварий.

### 2.3 Типы и основные параметры вибрационных процессов

Простейшей формой вибрации, является гармоническое колебание, которое как функция времени представляет собой синусоиду (рис.1.1а).

В реальных условиях эта классическая форма вибрации встречается редко, практически только при вибрационных испытаниях на специальных стендах. Более распространенная форма вибрации – квазигармоническая с непрерывным изменением частоты (рис.1.1б).

Подобные вибрации возникают, например, при разгоне и торможении механизмов с вращающимися элементами.

Большая часть колебаний, встречающихся на практике, имеет форму искаженной синусоиды (рис.1.1в), поддающейся разложению на гармонические составляющие. Реже встречаются формы кривой вибрации, изменяющиеся по гармоническому закону с переходным процессом (рис.1.1г), и формы, имеющие место при биениях (рис.1.1д).

Широкополосная случайная вибрация, представленная на рис.1.1е поддается теоретическим и экспериментальным исследованиям значительно проще, чем узкополосная случайная вибрация (рис.1.1ж), с которой приходится сталкиваться наиболее часто в реальных условиях.

Основными параметрами гармонической и квазигармонической вибрации являются: амплитудные значения вибро смещения, виброскорости или виброускорения и частота вибрации. Кроме перечисленных параметров используются также действующее или эффективное значение колебательной величины (смещения, скорости, ускорения)

$$X_{\text{эфф}} = \sqrt{\left(\frac{1}{T}\right) \int_0^T x^2(t) dt} \quad (1)$$

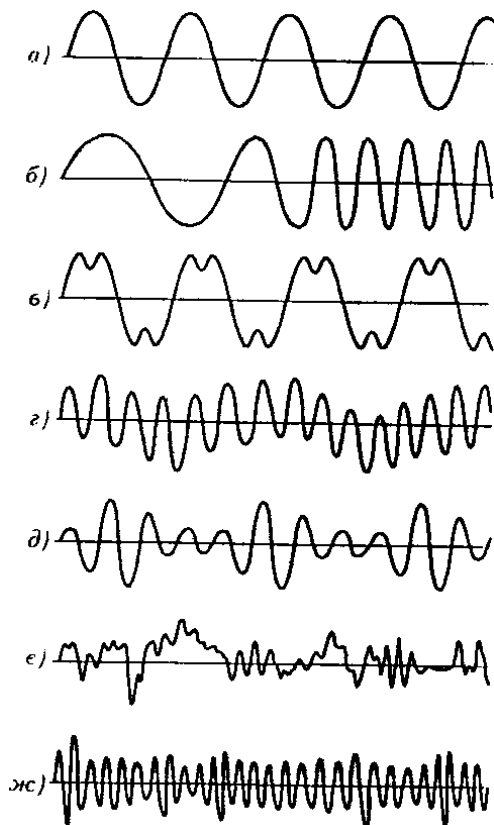


Рис.1.1. Формы вибрационных процессов

среднее значение колебательной величины (смещения, скорости, ускорения)

$$X_{\text{cp}} = \left(\frac{2}{T}\right) \int_0^{T/2} x^2(t) dt \quad (2)$$

коэффициент амплитуды

$$K_a = x_m / x_{\text{эфф}} \quad (3)$$

коэффициент формы

$$K_f = x_{\text{эфф}} / x_{\text{cp}} \quad (4)$$

Для синусоидальных вибраций важен также клирфактор или коэффициент гармоник



$$K = \frac{\sqrt{x_{эф2}^2 + x_{эф3}^2 + \dots + x_{эфn}^2}}{x_{эф1}} \quad (5),$$

где  $x_{эф1}, x_{эф2}, x_{эф3} \dots$  - действующие значения первой и остальных гармоник.

Клирфактор представляет собой количественную оценку степени отличия квазигармонической вибрации от синусоидальной (гармонической).

Периодическая вибрация практически всегда возникает при работе механизмов с вращающимися деталями. В качестве примера можно привести двигатель внутреннего сгорания. Спектр периодической вибрации, особенно акустический, богат высшими гармониками. Акустическая вибрация элементов конструкций возникает под воздействием воздушных волн от различных источников звука – винта самолета, выхлопов двигателя и т.д.

Для крупных агрегатов, например турбогенераторов, периодичность вибрации сохраняется весьма точно (рис.1.2). Но во многих других случаях строгой периодичности нет. Например, для поршневых четырехтактных двигателей даже два следующих один за другим периода не копируют в точности друг друга, так как каждый цилиндр имеет свои индивидуальные особенности (рис1.3).

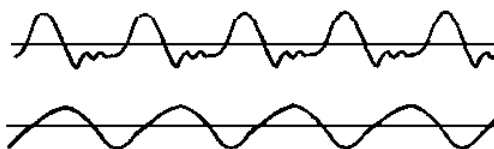


Рис. 1.2. Вибрация подшипников турбоагрегата

Периодические колебания исследуются разложением в ряд Фурье. Для основной гармоники (первой) определяется частота, амплитуда, период повторения. Сама же периодическая вибрация характеризуется действующим и средними значениями, а также коэффициентами амплитуды, формы или клирфактором.

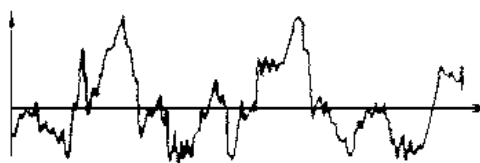


Рис. 1.3. Вибрация четырёхтактного двигателя

Непериодическая вибрация возникает, например, из-за люфтов во вращающихся деталях. При этом наравне с пиками, следующими хаотически, один за другим, удается все же обнаружить и некоторые элементы периодичности, связанные с числом оборотов вращающихся деталей. Однако часто такая вибрация, называемая дребезжанием, происходит совершенно независимо от вращения. Например, она может быть вызвана соударением гаек и

шайб, отвинтившихся во время работы машины из-за плохой сборки. В записи хаотической вибрации никакой упорядоченности пиков обычно не бывает. При анализе такой вибрации пользуются аппаратом теории случайных процессов. Основной характеристикой здесь является корреляционная функция. Используя связь спектральной плотности с корреляционной функцией, можно получить спектр вибрационного процесса.

К непериодической вибрации относятся также удары. Ударные процессы бывают одиночными, многократными и комплексными. Одиночные и многократные ударные процессы могут воздействовать на объект в горизонтальной, вертикальной и наклонной плоскостях. Комплексные ударные процессы оказывают воздействие на объект в двух или трех взаимно перпендикулярных плоскостях одновременно.

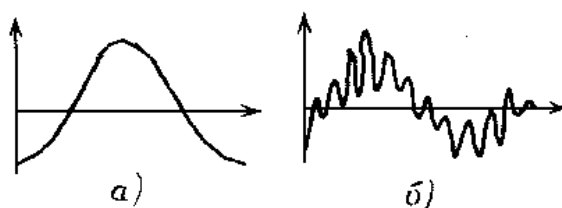


Рис.1.4. Формы ударных импульсов: а- простого, б- сложного

На рис.1.4.а. приведен простой одиночный ударный импульс. В практических условиях такие ударные импульсы встречаются редко, однако они нашли широкое применение при проведении ударных испытаний в лабораторных условиях. На рис.1.4б. показан сложный одиночный ударный импульс, наиболее часто встречающийся в реальных условиях. Как правило, такие импульсы представляют собой сочетание простого ударного импульса с наложенными колебаниями. На рис.1.5а приведен пример многократно повторяющегося ударного воздействия, которое наиболее часто встречается при транспортировке объектов. На рис.1.5б показан комплексный ударный процесс, воздействующий на объект в двух взаимно-перпендикулярных плоскостях.

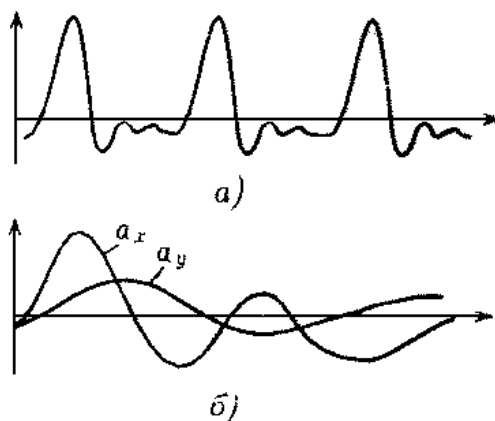


Рис. 1.5. Формы ударных процессов:

а – многократно повторяющихся, б – комплексных.

Вибрации такого типа вызываются ударами копров, работой ковочного и штамповочного оборудования, неровностями дорожного покрытия, толчками при посадке самолетов, срабатыванием пиропатронов и т.д. Наиболее важными параметрами удара являются амплитуда ударного импульса, его длительность и крутизна фронтов, действующее значение и интегральный параметр импульса.

#### 2.4 Принципы измерения параметров вибрации

Характеристики и параметры вибрационных процессов определяются из экспериментальных данных, полученных с помощью специальной виброизмерительной аппаратуры – виброизмерительных установок и систем.

При исследовании параметров вибрации используют два принципа измерения – кинематический и динамический. Кинематический принцип заключается в том, что измеряются координаты точек исследуемого объекта относительно выбранной неподвижной системы координат, например, неподвижных конструкций испытательного стенда. Динамический принцип основан на измерении параметров вибрационного процесса относительно неподвижной системы отсчета, в большинстве случаев центра тяжести инерционного элемента датчика. Другими словами, динамический принцип измерения вибрации обеспечивается за счет использования инерционной массы, закрепленной на упругом подвесе, который при достаточно высоких частотах вибрации сохраняет инерционный элемент практически в состоянии покоя.

Реализовать описанные принципы измерения можно с помощью контактных и бесконтактных методов измерения вибрации. При применении практически любых (кроме индукционных) датчиков вибрации выходные сигналы с них не превышают нескольких десятков милливольт. Поэтому выход датчика подключается к устройству усиления и нормирования сигнала измерительной информации. Затем нормализованный сигнал подается на вход регистрирующего устройства. В качестве регистрирующих устройств используются самопишущие приборы, осциллографы, магнитные регистраторы, аналого-цифровые преобразователи.

Регистрирующее устройство представляет измерительную информацию в виде, удобном для непосредственного восприятия наблюдателем, но не производит даже предварительной обработки сигнала, который фиксируется в виде виброграммы, записанной на бумаге, фотопленке или магнитной ленте, а также в памяти ЭВМ.

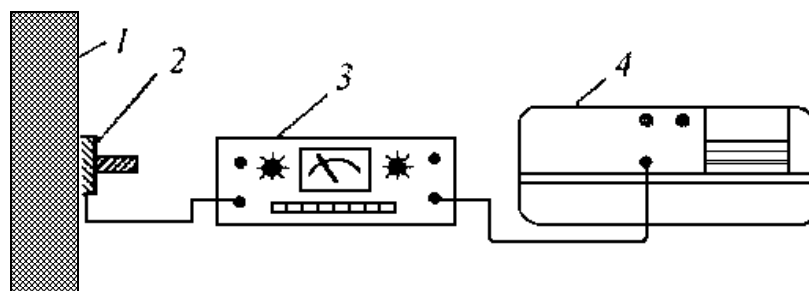


Рис.1.6. Одноканальная виброизмерительная система

На рис.1.6. представлен вариант одноканальной схемы виброизмерительной системы. Объект исследования 1 совершает колебательное движение, которое измеряется датчиком 2. Сигналы с датчика поступают на нормализующий усилитель 3 и далее на регистрирующее устройство 4.

При решении подавляющего большинства задач виброметрии погрешности измерения параметров вибрации могут составлять 10...15%. Основная доля суммарной погрешности измерений в тракте преобразования измерительной информации приходится на датчик. Датчик по сравнению с другой аппаратурой находится в наиболее тяжелых эксплуатационных условиях. Помимо вибрации на него действуют, как правило, целый ряд других, так называемых влияющих величин, к которым относятся: температура, давление, влажность, электромагнитные и электростатические поля, радиация. Хотя предпринимаются меры к снижению чувствительности датчиков к влияющим величинам, сделать ее равным нулю не удастся.

Усилительно-преобразующая аппаратура может находиться на значительном удалении от объекта исследования, т.е. в зоне, где уровень влияющих величин значительно ослаблен. Поэтому и погрешности при преобразовании сигнала с датчика, как правило, невелики.

## 2.5 Линейные и логарифмические шкалы вибрационных измерений

Линейные шкалы значений амплитуд и частоты процесса используются при измерении механических колебаний в случаях, если нужно большое разрешение по тому и другому параметру. Линейная шкала частоты дает возможность выделения находящихся близко друг к другу частотных составляющих и способствует обнаружению расположенных через идентичные частотные интервалы гармоник исследуемых механических колебаний.

При вибрационных измерениях в широком динамическом и частотных диапазонах для регистрации результатов необходима шкала амплитуд, позволяющая наглядно представить данные, начиная от нижнего предела рабочего динамического диапазона используемой виброметрической аппаратуры до присущих механическим ударам пиковых значений. Шка-

ла частот должна обеспечивать идентичное относительное (процентное) разрешение на всех частотах в широком диапазоне значений.

Указанным требованиям удовлетворяют логарифмические шкалы амплитуды и частоты. При использовании логарифмической шкалы амплитуд пользуются понятием *уровня вибрации*. Уровнем любой величины называется умноженный на определенный коэффициент логарифм отношения двух амплитудных значений этой величины, причем одно из значений часто является установленным опорным значением. Уровень в децибелах (дБ) механических колебаний определяется следующим выражением:

$$N = 10 \lg(a^2/a_0^2) = 20 \lg(a/a_0),$$

где  $N$  – уровень в дБ;

$a$  – значение амплитуды механических колебаний;

$a_0$  – заданное опорное значение.

Стандартом ИСО 1683 установлены следующие опорные значения механических колебаний:

перемещения -  $10^{-12}$  м,

скорости -  $10^{-8}$  м/с,

ускорения -  $10^{-6}$  м/с<sup>2</sup>.

Числовые значения уровней ускорения и скорости перемещения механических колебаний с синусоидальной формой волны и с угловой частотой  $\omega = 1000 \text{ рад/с}$  (частота приблизительно 159 Гц) равны друг другу. Приведенные выше опорные значения нужно учитывать и указывать при выражении амплитуды ускорения, скорости или перемещения механических колебаний в дБ. Следовательно, нужно указать, например, уровень ускорения 110 дБ относительно  $10^{-6}$  м/с<sup>2</sup>. При сравнении амплитуд механических колебаний можно указать лишь разность соответствующих уровней (в дБ), отнесенных к одному и тому же опорному значению. Следовательно, достаточно сказать что один уровень на  $A$  дБ (например на 20 дБ) выше другого, а учтенное опорное значение вообще не нужно указывать.

При регистрации механических колебаний и их составляющих в частотной области часто целесообразно использовать логарифмическую шкалу частоты, которая способствует относительному расширению области низких частот и сжатию области высоких частот. Преимущества применения логарифмической шкалы частот особенно важны при графическом представлении спектров механических колебаний и при исследованиях в широком частотном диапазоне.

### 3. ДАТЧИКИ ДЛЯ ИЗМЕРЕНИЯ ПАРАМЕТРОВ ВИБРАЦИИ

Из всего многообразия существующих датчиков вибрации наибольшее распространение получили датчики с пьезоэлектрическими преобразователями. Датчики, предназначенные для измерения вибросмещений, получили название *виброметров*. Датчики, которые обеспечивают измерение виброскорости, называются *велосиметрами*, а ускорения – *акселерометрами*.

#### 3.1 Физические основы работы датчиков вибрации

Ускорение относится к неэлектрическим величинам, которые невозможно без дополнительных преобразований трансформировать в электрический сигнал. Функцию подобных промежуточных преобразований выполняет чувствительный элемент (ЧЭ) датчика. На рис.3.1 приведена конструкция виброакселерометра. Основными элементами конструкции являются инерционная (сейсмическая) масса и собственно преобразователь  $\Pi$  неэлектрической величины (усилия  $F_y$ ) в электрическую. Чувствительным элементом в данном случае является инерционная масса  $m$ , жестко укрепленная на преобразователе  $\Pi$ .

Характеристики ЧЭ, следовательно, зависят не только от величины  $m$ , но и от жесткости  $K$  преобразователя  $\Pi$ , а также от наличия демпфирования (т.е. сопротивления движения по скорости).



Рис.3.1. Простейшая конструкция виброакселерометра

Сила упругости  $F_y$ , действующая на инерционную массу, как известно равна

$$F_y = -kx, \quad (6)$$

где  $k$  - коэффициент жесткости, Н/м,

$x$  - величина смещения, м.

Преобразователь  $\Pi$ , с точки зрения реакции на сжимающее или растягивающее усилие  $F_y$ , можно заменить механическим аналогом – пружиной, которая имеет такое же значение жесткости. Тогда эквивалентная схема вибродатчика представляет собой массу на пружине, причем последняя укреплена на основании датчика (рис.3.2).

Характерной особенностью виброакселерометров является то, что они рассматриваются как системы с кинематическим возбуждением. В таких системах измеряемая величина действует не на ЧЭ, а на его основание.

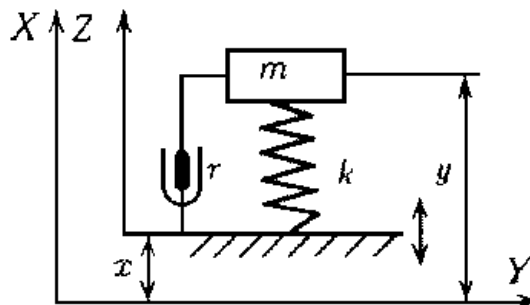


Рис.3.2. Механический аналог вибродатчика

Рассмотрим схему механического аналога вибродатчика, представленную на рис.3.2. Введем две системы координат: абсолютную  $X$ , расположенную произвольно, и систему  $Z$ , жестко связанную с основанием вибродатчика. Тогда

$$\begin{aligned} F_y &= -k(y - x); \\ F_\delta &= -r[d(y - x)/dt]; \\ F_{ин} &= m[d^2 y/dt^2] \end{aligned}$$

где  $F_y$  – сила упругости;

$F_\delta$  – демпфирующая сила;

$F_{ин}$  – инерционная сила;

$r$  - коэффициент демпфирования.

В соответствии с принципом Даламбера

$$F_{ин} = F_y + F_\delta$$

или

$$m[d^2 y/dt^2] = -k(y - x) - r[d(y - x)/dt] \quad (7)$$

Преобразуем уравнение (7) к следующему виду:

$$\begin{aligned} d^2 z/dt^2 + dz/dt + kz &= -md^2 x/dt^2 \\ z &= y - x \end{aligned} \quad (8)$$

Величина  $z$  представляет собой смещение сейсмической массы относительно корпуса датчика, а  $x$  – смещение корпуса датчика относительно абсолютной системы отсчета.

Пусть вибросмещение  $x$  меняется по гармоническому закону, тогда

$$\begin{aligned} d^2/dt^2 &\Rightarrow -\omega^2, \\ d/dt &\Rightarrow j\omega \end{aligned}$$

и

$$-\omega^2 z(t) + (r/m)j\omega z(t) = \omega^2 x(t),$$

причем  $z(t)$  и  $x(t)$  – гармонические функции.

Если в последнем уравнении выполняются условия  $k/m \ll \omega^2$ ;  $r/m \ll \omega$ , то  $z(t) \approx -x(t)$ . Последнее означает, что ЧЭ работает в режиме виброметра, т.е. в установившемся режиме отслеживает величину вибросмещения.

Если же  $r/m \gg \omega$  и  $r/m \gg k/m$ , то  $(r/m)z(t) \approx -j\omega x(t)$  и ЧЭ работает в режиме велосиметра, т.е. величина  $z(t)$  оказывается пропорциональной виброскорости.

Если  $k/m \gg \omega r/m$  и  $k/m \gg \omega^2$ , то это режим работы виброакселерометра.

Каждый из рассмотренных режимов может быть реализован выбором соответствующих характеристик ЧЭ:  $m$ ,  $k$ ,  $r$  и диапазона рабочих частот. Так для виброметра важно обеспечить малость отношений  $k/m$  и  $r/m$ , поскольку он работает в зарезонансной области частот. Для велосиметра необходимо использовать глубокое демпфирование, а для акселерометра - преобразователь с большой жесткостью. В режиме акселерометра, как вытекает из вышеизложенного,  $r \ll k/\omega$  для  $\omega \ll \omega_0$ ,  $\omega_0$  – частота собственных колебаний датчика.

Так как в виброметрии в основном используются акселерометры, то проанализируем их работу более подробно. Для этого заменим оригиналы в уравнении (8) их изображениями:

$$\begin{aligned} z(t) &= Z(p); x(t) = X(p), \\ d/dt &= p; \\ d^2/dt^2 &= p^2; \end{aligned}$$

где  $p$  - оператор Лапласа, и введем следующие обозначения :

$T = \sqrt{m/k}$  - период круговой собственной частоты датчика;

$\eta = 2\xi T$  – коэффициент демпфирования. Тогда уравнение (33) можно представить в следующем виде:

$$(T^2 p^2 + 2\xi T p + 1)Z(p) = -p^2 X(p) T^2$$

или

$$W_1(p) = Z(p)/p^2 X(p) = T^2 / (T^2 p^2 + 2\xi T p + 1).$$

Это выражение представляет собой передаточную функцию ЧЭ по ускорению, так как

$$a(p) = p^2 X(p) = d^2 x(t) / dt^2.$$



Амплитудно-частотная  $A(\omega)$  и фазо-частотная  $\psi(\omega)$  характеристики могут быть получены заменой  $p$  на  $j\omega$  в передаточной функции ЧЭ и определением модуля и аргумента комплексного частотного спектра  $W(j\omega)$  соответственно:

$$A(\omega) = W(j\omega), \quad (9)$$

$$\psi(\omega) = \arctg[W(j\omega)] \quad (10)$$

Выполнив указанные преобразования, получаем

$$A(\omega) = T^2 \sqrt{(1 - T^2 \omega^2)^2 + 4\xi^2 T^2 \omega^2} \quad (11)$$

$$\psi(\omega) = -\arctg\{2\xi T \omega / (1 - T^2 \omega^2)\} \quad (12)$$

График частотных характеристик виброакселерометра приведен на рис.3.3.

Анализируя график амплитудно-частотной характеристики, замечаем, что только в диапазоне  $[0, \omega_0]$  синусоидальное ускорение преобразуется ЧЭ без динамической (частотной) погрешности. Если задана допустимая величина динамической погрешности  $\delta_0$ , определяемая как

$$\delta_0 = \{A_1(\omega_0) - A_1(0)\} / A_1(0),$$

то граничная частота  $\omega_0$  рабочего диапазона находится из условия

$$1 / \sqrt{\{(1 - T^2 \omega_0^2)^2 + 4\xi^2 T^2 \omega_0^2\}} - 1 = \delta_0.$$

Частота  $\omega_0$ , на которой имеет место резонанс системы “чувствительный элемент-преобразователь“ называется *резонансной* и определяется по формуле

$$\omega_0 = \sqrt{k/m} \quad (13)$$

Для расширения диапазона рабочих частот необходимо, как следует из (13), уменьшить сейсмическую массу  $m$  или увеличить жесткость ее крепления. Однако при этом уменьшается и чувствительность датчика в целом, поскольку она пропорциональна величине  $T^2$  (см.11). Поэтому высокочастотные датчики менее чувствительны, что иллюстрирует график на рис.3.3.

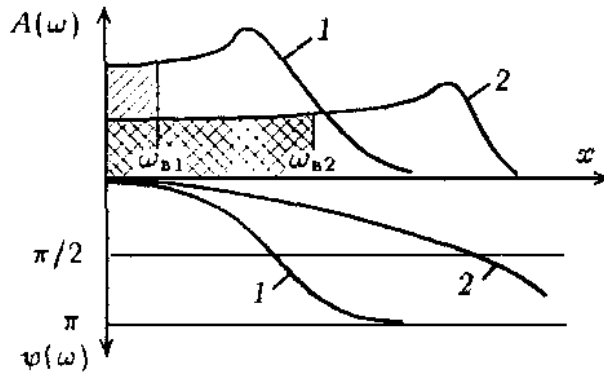


Рис.3.3. Частотные характеристики ЧЭ виброакселерометра

Важной характеристикой ЧЭ является также его импульсная переходная характеристика, определяемая как обратное преобразование Лапласа от функции  $W(p)$ :

$$K(t) = (1/2\pi j) \int_{c-j\omega}^{c+j\omega} W(p) e^{pt} dp \tag{14}$$

где  $K(t)$  - импульсная функция;

$c$  - абсцисса абсолютной сходимости.

В свою очередь  $W(p)$  может быть выражена через импульсную переходную функцию  $K(t)$  путем применения к последней прямого преобразования Лапласа:

$$W(p) = \int_0^{n \rightarrow \infty} K(t) e^{-pt} dt$$

Подставив функцию  $W(p)$ , определяемую посредством соотношения (34), в формулу (14) получаем

$$K(t) = -\left\{ T / \sqrt{(1-\xi^2)} \right\} e^{-\xi t/T} \sin \left\{ \sqrt{(1-\xi^2)}/T t \right\} \tag{15}$$

График импульсной переходной функции для рассматриваемого случая приведен на рис.3.4.

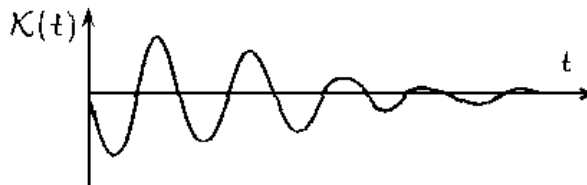


Рис.3.4. Импульсная переходная функция виброакселерометра

Известно, что импульсная переходная функция представляет собой реакцию системы на дельта воздействие Дирака, т.е. импульс бесконечно малой длительности и бесконечно большой амплитуды, интегральный параметр которого равен единице. Если на вход системы

действует непериодический сигнал, то в общем случае функция отклика  $y(t)$  определяется интегралом Дюамеля:

$$y(t) = \int_{n \rightarrow \infty}^t x(\tau)K(t-\tau)d\tau, \quad (16)$$

где  $x(\tau)$  – функция входного воздействия.

Если же  $x(\tau)$  представляет собой импульсный сигнал конечной длительности и амплитуды, то при малой длительности этого импульса по сравнению с периодом циклической резонансной частоты справедлива формула

$$y(t) = S_0 K(t), \quad (17)$$

$$S_0 = \int_0^{t_n} x(\tau) d\tau_n,$$

где  $t_n$  - длительность импульса..

### 3.2 Типы вибродатчиков

В настоящее время в виброметрии используется большое количество различных типов вибродатчиков, отличающихся друг от друга чувствительным элементом, преобразующим ускорение инерционной массы датчика в электрический сигнал. По виду чувствительного элемента (ЧЭ) наибольшее применение нашли следующие датчики:

- 1. Датчики с резистивными (тензорезистивными) ЧЭ.** В таких датчиках преобразование силы, действующей при ускорениях на сейсмическую массу, в электрическую величину осуществляется металлическими или полупроводниковыми тензорезисторами, включенными в схему двухплечного или четырехплечного моста. Резистивные преобразователи, являющимися пассивными преобразователями, пригодны также для частоты, равной нулю. Это означает, что такие и подобные им преобразователи ускорения могут быть использованы для измерения постоянных центробежных ускорений или для измерения наклона в поле земного притяжения. Резистивные преобразователи работают до ускорений примерно до  $10^4 \text{ м}^2/\text{с}$  и с частотами до 1-2 кГц.
- 2. Датчики с индуктивными ЧЭ.** Индуктивные преобразователи ускорения имеют вместо резистивной измерительной системы индуктивную измерительную систему, обладающую высокой чувствительностью, с поперечным перемещением якоря, включенную в двухплечную мостовую схему. Они могут использоваться для статических измерений и допускают возможность простой градуировки в поле земного притяжения с изменением ускорения на 2 g путем поворота на  $180^\circ$ . Благодаря высокой чувствительности они особенно пригодны для измерения наклона в зоне земного притяжения. Максимальные

ускорения, воспринимаемые этими датчиками, составляют примерно  $2500 \text{ м}^2/\text{с}$  в диапазоне частот от 0 до 1000 Гц.

3. **Датчики с емкостными чувствительными элементами.** Такие датчики подобны тензорезистивным датчикам в которых преобразование ускорения в электрический сигнал происходит из-за изменения емкости при движении инерционной массы. Эти пассивные датчики также могут быть пригодны для измерений углов наклона в поле земного притяжения. Характеристики таких датчиков аналогичны характеристикам тензорезистивных датчиков. Такие датчики выпускают западные фирмы MOTOROLA и ANALOG DEVICES в виде полупроводниковых микросхем обычно для бытовой техники.
4. **Датчики с пьезоэлектрическими ЧЭ.** Пьезоэлектрические преобразователи являются активными преобразователями, которые создают измерительное напряжение без подачи на них напряжения от постороннего источника. При ускорениях, возникающих в направлении оси датчика, сейсмическая масса преобразователя создает соответствующую силу, действующую на пьезоэлектрический ЧЭ, на поверхности которого создается электрический заряд и, следовательно, электрическое напряжение, пропорциональное ускорению. Из-за очень высокой частоты собственных колебаний (от 30 до 50 кГц) пьезоэлектрические акселерометры особенно пригодны для высокочастотных процессов в диапазоне до 20 кГц. Нижняя предельная частота таких преобразователей определяется применяемым усилителем и лежит в пределах 0,5-10 Гц. Максимальные ускорения определяются конструкцией датчиков и могут составлять величины от 1 до  $10^5 \text{ м}^2/\text{с}$ .

Рассмотрим подробнее последний тип датчиков ускорения.

#### 4. ПЬЕЗОЭЛЕКТРИЧЕСКИЕ АКСЕЛЕРОМЕТРЫ

В мировой практике наиболее эффективными при оценке и прогнозировании технического состояния различных объектов являются пьезоэлектрические акселерометры, благодаря их возможности измерять вибрацию в широком частотном и амплитудном диапазоне, малым габаритным размерам и массе, долговечности в эксплуатации и простоте в установке.

Прямая пропорциональность между выходным электрическим сигналом акселерометра и ускорением механических колебаний сохраняется в широком динамическом и частотном диапазонах (рис.4.1 и 4.2).

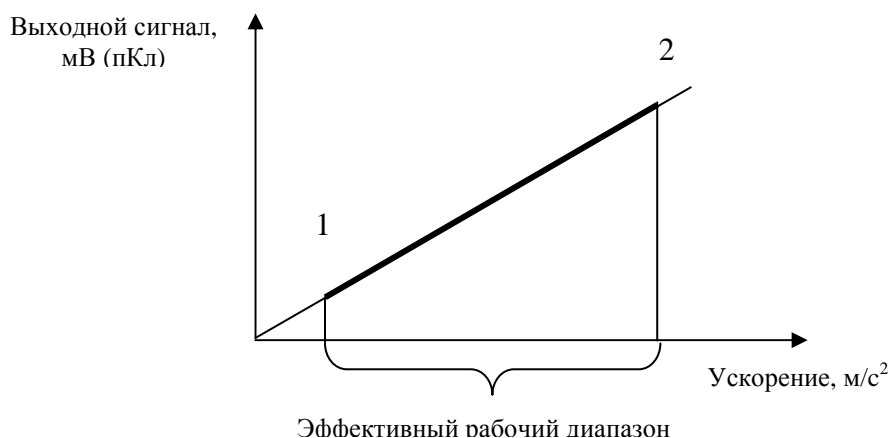


Рис.4.1. Зависимость выходного сигнала акселерометра от воздействующих на него механических колебаний

1 - нижний предел, определенный собственным шумом усилителя и условиями окружающей среды,

2 - верхний предел, определенный параметрами акселерометра.

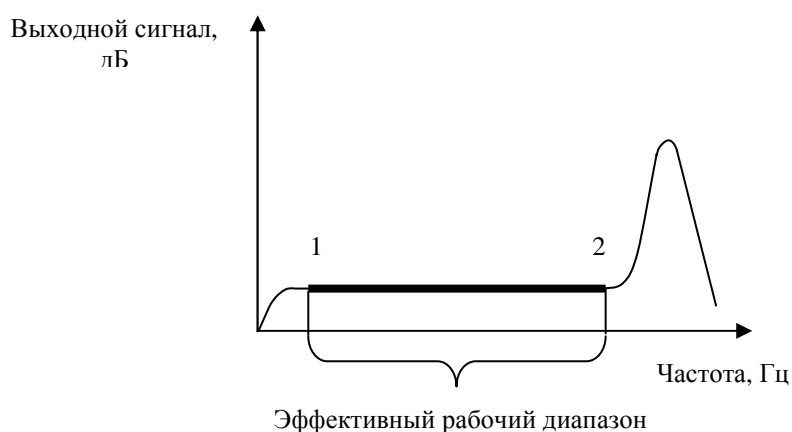


Рис.4.2. Амплитудно-частотная характеристика акселерометра, подвергающегося воздействию с фиксированным ускорением:

- 1 - нижний предел, определенный параметрами усилителя,
- 2 - верхний предел, определенный параметрами акселерометра

#### 4.1. Принцип работы пьезоэлектрического акселерометра

На поверхности пьезоэлектриков, таких как кварц, керамика из титаната-цирконата свинца и др. при воздействии механического напряжения возникает электрическое поле (рис.4.3). В зависимости от направления действия механических напряжений различают поперечное, продольное и сдвиговое возбуждение.

Ниже показаны основные соотношения при продольном возбуждении.

Для пьезокерамики пьезоэлектрическая постоянная давления  $g_{33} = 20 \cdot 10^{-3}$  В.м/н.

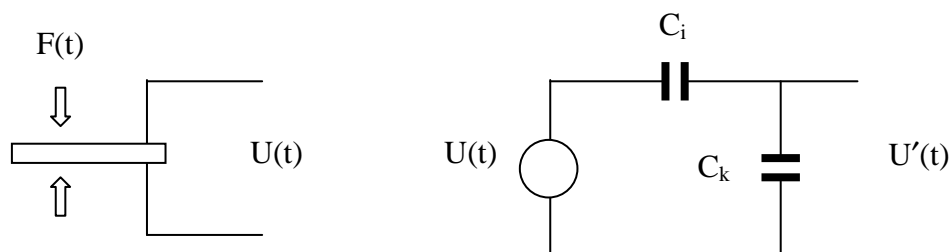


Рис.4.3. Пьезоэлектрический принцип при продольном возбуждении колебаний и эквивалентная схема пьезоэлемента

$A$  - площадь электрода,

$d$  - толщина пьезоэлемента

$F$  - сила

$U$  - электрическое напряжение холостого хода

$C_i$  - внутренняя емкость,  $C_k$  - емкость кабеля

$$U(t) = g_{33} * d/A * F(t), \quad U'(t) = U(t) * c_i / (c_i + c_k)$$

#### 4.2 Основные параметры акселерометров

Для получения достоверных результатов виброизмерений необходимо знать технические характеристики акселерометров, их взаимосвязь между собой и влияние на них условий окружающей среды. В каждом конкретном случае, исходя из условий применения, должны выбираться оптимальные тип и модификация акселерометра. Правильный выбор типа акселерометра определяется оптимальным соотношением таких параметров, как чувствительность, масса и частотная характеристика.

**Частотная характеристика.** Рабочий участок амплитудно-частотной характеристики (АЧХ) пьезоэлектрического акселерометра с достаточной для практики степенью приближения можно описать выражением:

$$U(t) = K + \sum r_k W_k^{A2},$$

$$U_f / U_n = 1 / (1 - f^2 / f_0^2) \times 1 / \sqrt{\left[1 + 1 / \left[4\pi^2 f^2 R^2 (C_{\text{вак}} + C_k + C_n)^2\right]\right]}, \quad (18)$$

где  $U_n$  – напряжение на нагрузке акселерометра на частоте, принятой за базовую (обычно при  $f=159$  Гц),

$f$  - частота измеряемого процесса,

$f_0$  – собственная резонансная частота акселерометра,

$C_{\text{вак}}, C_k, C_n$  – емкости акселерометра, кабельной линии и нагрузки, соответственно,  $R$  - сопротивление нагрузки.

При допускаемой неравномерности АЧХ не более 1дБ (принятый в мировой практике стандарт) из (18) получается выражение для рабочего диапазона частот:

$$290 / R (C_{\text{вак}} + C_k + C_n)^2 \langle f \rangle f_0 / 3,$$

где сопротивление в Ом, емкость в нФ, частота в Гц.

**Чувствительность.** Чувствительность выражают в единицах электрического напряжения на единицу ускорения: мВ\*с<sup>2</sup>/м или мВ/г ( $K_u$ ), или в единицах электрического заряда на единицу ускорения пКл\*с<sup>2</sup>/м или пКл/г ( $K_q$ ). Из приведенной на рис.4.3 эквивалентной схемы следует, что выходное напряжение зависит от емкости соединительного кабеля, а выходной заряд не зависит от нее. Следовательно, данные калибровки коэффициента преобразования по напряжению всегда относятся к акселерометру вместе с используемым при калибровке кабелем. Емкость присоединительного кабеля при калибровке указывается в паспорте. Зная коэффициент преобразования по заряду, можно определить коэффициент преобразования по напряжению  $K_n$  при любой нагрузочной емкости  $C_n$ :

$$K_n = K_u (C_{\text{вак}}) / (C_{\text{вак}} + C_n) = K_q / (C_{\text{вак}} + C_n) \quad (19)$$

Если же известен коэффициент преобразования по напряжению при одной нагрузочной емкости  $C_n$ , то при переходе к другому значению нагрузочной емкости  $C'_n$  пересчет производится по формуле

$$K_n = K_n (C_{\text{вак}} + C_n) / (C_{\text{вак}} + C'_n), \quad (20)$$

**Поперечная чувствительность.** Поперечная чувствительность акселерометра - относительный коэффициент поперечного преобразования - определяется его чувствительностью

к колебаниям в плоскости, перпендикулярной главной оси. Обычно выражается в процентах от максимальной чувствительности акселерометра и должна быть минимальной, т.е. близкой к нулю. Реально он не превышает 5% (мировой стандарт).

**Влияние условий окружающей среды.** Эффект воздействия условий окружающей среды оценивается с помощью функций влияния - зависимостей выходного сигнала или метрологических характеристик от уровня какого либо одного фактора при отсутствии других факторов. Почти во всех случаях функции влияния эксплуатационных факторов сводятся к прямой пропорциональности и могут характеризоваться одним параметром - коэффициентом влияния. С учетом паразитных воздействий выходной сигнал акселерометра в общем случае может быть выражен формулой

$$U(t) = K(1 + \sum K_i W_i^M) [\alpha(\tau) + \sum P_j W_j^{A1}] + \sum r_k W_k^{A2} \quad (21)$$

где  $a(t)$  - виброускорение;

$K$  - чувствительность к виброускорению; каждый из остальных членов представляет собой вклад влияющего фактора  $W_i^M$ ,  $W_j^{A1}$ ,  $W_k^{A2}$ .

По природе оказываемого воздействия влияющие факторы делятся на несколько групп: факторы  $W_i^M$ , воздействующие на чувствительность к измеряемой величине. Их вклад отсутствует, если  $a(t) = 0$ . Поэтому они называются мультипликативными, а первая скобка в (49) является реальной чувствительностью акселерометра. Коэффициенты влияния их обозначены

$K_i$ ;

факторы  $W_j^{A1}$ , оказывающие механическое воздействие на ЧЭ акселерометра и в этом смысле однородные с измеряемой величиной. При  $K=0$  их влияние на выходной сигнал равно нулю, однако не обращается в нуль вместе с  $a(t)$ . Так как оно является добавкой к сигналу от измеряемой величины, эти факторы называются аддитивными 1-ого рода, а их коэффициенты обозначены через  $P_j$ ;

факторы  $W_k^{A2}$ , воздействие которых сказывается на ЧЭ, а не на другие элементы акселерометра, их влияние не определяется ни ускорением, ни чувствительностью. Эти факторы называются аддитивными 2-ого рода. Так как значения членов в первой скобке имеет порядок не выше  $10^{-1}$ , слагаемыми  $K_i W_i^M$  можно пренебречь. Подробней рассмотрим основные влияющие факторы.

**Температура.** Верхний диапазон рабочих температур определяется конструкцией акселерометра и используемым ЧЭ. Изменения температуры влияют на датчики двойным образом. Медленные изменения влияют только на чувствительность акселерометра, следовательно квазистатическая температура является мультипликативным фактором. Более быст-



рые изменения температуры вызывают аддитивный ложный сигнал импульсной формы, главным образом из-за термических деформаций ЧЭ. В пьезоэлектрических акселерометрах сигнал от перепадов температуры заметен лишь при скоростях изменения больших  $20 \text{ }^{\circ}\text{C}/\text{с}$ . Кроме того, при повышении температуры уменьшается сопротивление утечки пьезоэлемента и кабеля, что приводит к сужению частотного диапазона со стороны нижних частот. Однако этот эффект сказывается лишь при высоких температурах.

**Перепад внешнего давления** близок к перепаду температуры с той оговоркой, что инерционность акселерометра по отношению к давлению пренебрежительно мала и, следовательно, уровень ложного сигнала растет с увеличением скорости изменения давления. Форма сигнала - кратковременный виброимпульс. Перепад давления воздействует и на объект измерения, вызывая в нем затухающие колебания, воспринимаемые акселерометром нормальным образом. Эта составляющая сигнала является преобладающей.

**Динамическая деформация** поверхности, на которой установлен акселерометр, передаваясь через основание ЧЭ, вызывает паразитный сигнал, не зависящий прямо от действующего ускорения, поэтому деформацию можно считать аддитивным фактором. Чувствительность к деформации зависит от степени ослабления деформации основанием акселерометра (отношение деформаций его нижней и верхней сторон), конструктивной схемы последнего и др. Уровень относительной деформации на современных объектах может приближаться к 0,001. Так как деформация возникает из-за линейного перемещения (прогиба, растяжения) элементов объекта, которое уменьшается с частотой, уровень деформации также падает с ростом частоты. Чтобы довести до минимума деформационную чувствительность, акселерометры обычно имеют прочные и массивные основания.

**Электромагнитные воздействия** оказывают влияние почти исключительно только на кабельную линию. Наиболее интенсивные помехи создаются электростатическим полем и корпусными напряжениями, возникающими при протекании по корпусу объекта токов от мощных источников электроэнергии, один полюс которых часто соединен с корпусом. Уровень этих помех может достигать сотен милливольт, а их спектр сосредоточен в низко- и среднечастотном диапазоне. К прямому воздействию магнитного поля акселерометр не чувствителен.

**Влажность.** Акселерометры имеют герметичную конструкцию и могут эксплуатироваться при влажности окружающей среды до 98%. Разъем акселерометра перед эксплуатацией должен быть герметично уплотнен в соответствии с рекомендациями раздела «Крепление акселерометров».

**Акустический шум.** Конструкция пьезоэлектрических акселерометров отличается большой прочностью и высокой механической изоляцией, так что изменения давления окружающей среды почти на них не влияет. Акустическая чувствительность пьезоэлектрических акселерометров не более  $5 \cdot 10^{-2} \text{ \% / кПа}$ .

**Кабельный эффект.** Механические воздействия на кабель вызывают изменения его емкости, вследствие чего сигнал акселерометра модулируется в такт с ними. Кроме того, если происходят местные нарушения контакта проводящей жилы или экранирующей оплетки с изоляцией кабеля, в этих местах возникают электрические заряды, индуцирующие напряжения помех. Оба эти явления объединяются названием «кабельный эффект». Если на длине кабеля укладывается целое число длин волн изгиба, возникающие заряды теоретически компенсируют друг друга. Поэтому уровень помех определяется амплитудой волны и длиной участка, оставшегося некомпенсированным. Оба эти параметра быстро уменьшаются с ростом частоты, так что кабельный эффект заметен лишь на низких частотах от 20 до 100 Гц. У специально изготовленных кабелей – с проводящим покрытием изоляционного слоя или симметрично витых – кабельный эффект пренебрежительно мал. Если же кабельная линия проложена без учета кабельного эффекта, напряжение помех в ней может достигать десятков и сотен милливольт.

#### 4.3 Подготовка и проведение измерений

**Выбор усилителя.** При измерении виброускорений усилительная аппаратура обеспечивает уровень сигнала, необходимый для нормальной работы регистратора, и определяет частотный диапазон измерения, если усилителю отводится роль полосового фильтра или фильтра верхних частот. Поэтому при выборе типа аппаратуры исходят из следующих требований к ее основным параметрам:

коэффициент передачи должен быть не ниже отношения номинального выходного сигнала к ожидаемому сигналу акселерометра;

диапазон допустимых входных напряжений должен быть не ниже максимального ожидаемого сигнала акселерометра;

коэффициент нелинейности амплитудной характеристики должен быть не более 1...2 %;

входное сопротивление, являющееся активной нагрузкой акселерометра должно быть не ниже граничного значения  $R_n$ , определенной допустимой частотной погрешностью  $\Delta f$  на нижней граничной частоте  $f_n$ :

$$R_n = 1 / [f_n (C_{\text{вак}} + C_k + C_n)].$$

Однако чрезмерное увеличение входного сопротивления нежелательно, так как при этом возрастает уровень помех от кабельного эффекта, изменений температуры, деформаций и электрических наводок.

С учетом ожидаемого максимального уровня виброускорений акселерометр должен выбираться таким образом, чтобы его максимальное выходное напряжение составляло примерно 60% от номинального. Это позволит иметь, по крайней мере, 50% запас по уровню сигнала. Динамический диапазон выходного напряжения составит в этом случае примерно 26 дБ. По результатам первого измерения амплитудный диапазон уточняется.

**Модули для обработки сигналов вибрации.** Для обработки сигналов вибрации и приведение их к виду удобному для последующей обработки ряд фирм выпускает нормирующие модули 4-20 мА. В качестве примера приведем технические данные модуля MTN/6100 английской фирмы MONITRAN LTD.

Размер передней панели модуля 128,5 x 25,4 мм. Входным сигналом модуля является сигнал с датчика чувствительностью 100 мВ/г. Выходной сигнал - 4-20 мА, или 0-10 В. При этом диапазон измерений виброскоростей составляет 0-20 мм/с и 0-200 мм/с. Диапазон рабочих частот от 2 Гц до 10 кГц. Разрешение по виброскорости - 0,2 мм/с. Точность  $\pm 2,5\%$ . Модуль снабжен установками двух пороговых уровней опасности. Имеет выходы на дисплей и другие сервисные функции.

#### 4.4 Выбор точек контроля вибрации

**Диагностика подшипников скольжения.** Диагностика подшипников скольжения производится по вибрации, измеряемой на корпусе подшипникового узла. Обязательным условием измерений являются:

-наличие непосредственного контакта вкладышей подшипника (наиболее нагруженного из вкладышей) с той частью корпуса подшипникового узла, на которую крепится датчик вибрации;

-выбор такой точки крепления в которой обеспечивается повторяемость результатов измерения спектров вибрации при повторной установке датчика;

-выбор направления измерения, по возможности, перпендикулярного оси вращения и проходящего через эту ось (см. рис. 4.4)

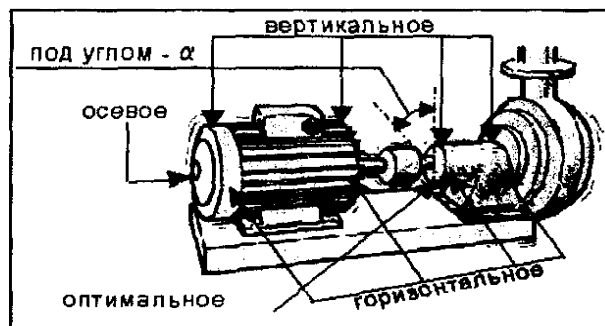


Рис.4.4. Выбор направления проведения измерений

**Подшипники скольжения.** Для измерения выбирается одна точка контроля вибрации, если в подшипниковом узле установлен один или несколько подшипников вплотную друг к другу. Если подшипники разнесены в пространстве и разделены контактными поверхностями, число точек контроля может быть увеличено, как это показано на рис.4.5.

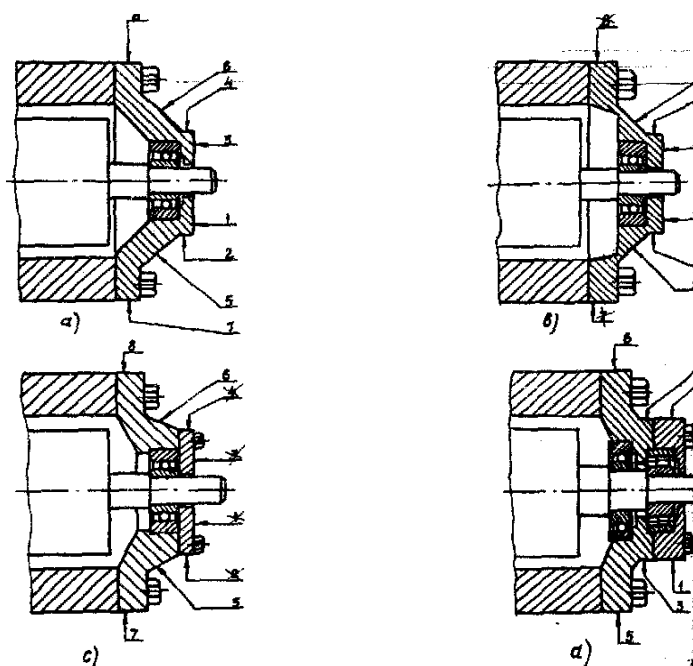


Рис.4.5. Примеры выбора точек контроля вибрации на подшипниковых щитах.

Во втором случае (рис.4.5б) толщина корпуса подшипникового щита неоднородна и вибрация, возбуждаемая силами трения в подшипнике при распространении до точек 7 или 8 ослабляется, а следовательно, в эту точку может давать значительный вклад высокочастотная вибрация от других узлов машины, что может привести к ошибкам диагностики. Таким образом для подшипниковых щитов переменной толщины точки контроля 7-8 желательно не использовать, если крышка не контактирует непосредственно с наружным кольцом подшипника.

В третьем случае (рис.4.5с) подшипниковый щит имеет крышку с болтовыми соединениями. Поскольку между корпусом подшипникового щита, в который запрессовано наружное кольцо, и крышкой есть дополнительная контактная поверхность, а непосредственного контакта крышки с подшипниковым кольцом может и не быть, точки контроля вибрации 1-4 желательно не использовать.

Особенности выбора точек контроля на подшипниковых щитах со спаренными подшипниками определяется конструкцией подшипникового узла. Если посадочное место подшипника является общим, то рекомендуется использовать общую точку контроля для двух подшипников и разделять дефектный и бездефектный подшипники по диагностическим параметрам, которые могут быть разными для разных типов подшипников. Если посадочные места подшипников разделены, как это показано на рис.4.5d, рекомендуется для каждого подшипника выбрать свою точку контроля вибрации. Так, для диагностики роликового подшипника оптимальными для контроля вибрации является точка 1(2), а для шарикового подшипника точки 3 или 5 (4 или 6). При этом в общем случае возможны ошибки диагностики, связанные с тем, что во всех точках контроля могут быть сопоставимые вклады в измеряемую высокочастотную вибрацию обоих подшипников, однако, вероятность таких ошибок меньше, так как имеется возможность сравнения спектров огибающей вибрации в двух выбранных для диагностики такого подшипникового узла точках контроля. Места крепления датчиков аналогичны, показанным на рис.4.4.

**Механические передачи.** Динамические силы, возникающие в механических передачах при наличии дефектов передаются на корпус в основном через подшипники ведущего и ведомого вала. Поэтому подшипники являются теми узлами механических передач, вибрация которых изменяется при дефектах соединительных муфт, шкивов, шестерен, червяков, ремней, цепей и собственно подшипников. Естественно, что точки контроля вибрации механической передачи выбираются на корпусе подшипниковых узлов, по одной на каждом узле. Весьма важным является выбор направления измерения для диагностики по спектру вибрации механической передачи. Лучше всего его выбирать радиальным к оси вращения валов и в плоскости, проходящей через эти оси. Дополнительной рекомендацией может считаться выбор для крепления датчика вибрации той части подшипникового узла, которая ближе к точке максимальной нагрузки на поверхности трения подшипника. При мониторинге желательно измерять не только радиальную вибрацию подшипника, но и осевую.

**Диагностика редукторов.** Динамические силы, возникающие в редукторах при наличии дефектов, передаются на корпус, в основном, через подшипники шестерен. 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. Кроме того, у планетарных редукторов рекомендуется одну точку выбрать на корпусе короны. 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. В многоступенчатых редукторах рекомендуется минимизировать углы между направлениями измерений и передачи статической нагрузки. В качестве примера на рис.4.6 показаны предпочтительные направления измерений и передачи статической нагрузки.

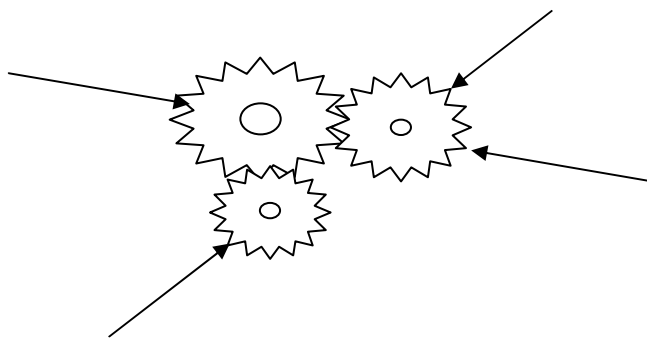


Рис.4.6. Предпочтительные направления измерения вибрации.

**Диагностика рабочих колес.** Динамические силы, возникающие при вращении рабочего колеса в потоке, передаются на корпус машины, во-первых, через подшипники, а во-вторых, через жидкость или газ, находящийся, прежде всего между торцевыми поверхностями лопастей и корпусом машины (направляющим аппаратом). Поэтому для полной диагностики машины с рабочими колесами точки контроля выбираются на корпусе подшипниковых узлов и на корпусе машины в точке с минимальным расстоянием до торцевых поверхностей рабочего колеса. У насосов для разделения двух видов дефектов (кавитация и неоднородность потока) рекомендуется использовать еще одну точку контроля на входном трубопроводе, также конфигурируя ее как рабочее колесо. Направление измерения вибрации желательно выбирать перпендикулярными к направлению движения потока и оси вращения рабочего колеса.

**Диагностика электромагнитной системы электромашин.** Дефекты электромагнитной системы электрических машин (ЭМ) влияют, прежде всего, на уровни отдельных составляющих низкочастотной и среднечастотной вибрации статора и ротора. Таким образом, в качестве диагностических параметров выбираются уровни отдельных составляющих спектра вибрации ЭМ, а не характеристики спектров ее огибающих. Точки измерения вибрации

желательно выбирать две, причем в каждой точке необходимо производить измерение вибрации в двух направлениях, а именно, в радиальном и тангенциальном по отношению к оси вращения ротора (рис.4.7).

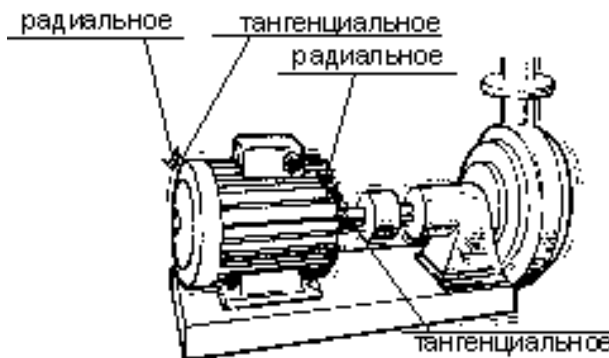


Рис.4.7. Пример выбора точек контроля вибрации электрической машины

**Установка акселерометра.** Установка акселерометров должна производиться в местах, выбранных исходя из поставленной задачи. При этом необходимо предохранить акселерометр от воздействия эксплуатационных факторов, которые могут существенно исказить получаемую информацию. Наиболее часто этими факторами являются температура и динамическая деформация. Поэтому следует заранее оценить или измерить интенсивность таких факторов в местах установки акселерометров и, если она окажется достаточно большой, внести коррективы в схему их размещения.

При установке необходимо руководствоваться требованиями габаритно-установочного чертежа, в частности, предусмотреть достаточное место вокруг акселерометра с резьбовым креплением, чтобы не повредить кабель при завинчивании. Следует обходиться по возможности без переходных устройств (планок, кронштейнов и т.п.). Геометрическая ось акселерометра должна отклоняться от направления измеряемого ускорения не более чем на  $2^{\circ}$ . Необходимо обратить внимание на качество подготовки площадки под акселерометр. Площадка должна иметь неплоскостность не более 0,05 и чистоту обработки не хуже  $R_a=2,5$ . Существует три основных способа крепления акселерометров: резьбовой, фланцевый и клеевой. Для оперативных измерений используется способ крепления на магните, а также измерения при помощи щупа.

**Резьбовое крепление** основывается на установке акселерометра при помощи хвостовика с резьбой M12x0,75. Этот способ является наиболее надежным методом крепления пьезоэлектрических акселерометров. Минимальная глубина отверстия для установки акселерометра 4 мм. Чтобы основание акселерометра прилегало к площадке полностью, резьбу следует выполнить неполной.

**Резьбовое крепление с применением стальной шпильки.** Этот метод установки используется в тех местах, где невозможна установка акселерометра при помощи хвостовика. Ось резьбового отверстия для крепления акселерометра должна быть перпендикулярной к плоскости установки (отклонение не более  $2^\circ$ ). Используемую при креплении шпильку не следует ввинчивать в акселерометр до упора, так как опирающаяся в дно резьбового отверстия в основании шпилька может быть причиной изменения чувствительности акселерометра. Максимальный крутящий момент при креплении с помощью стальной шпильки с резьбой М5 – 5-10 Нм, с резьбой М8 – 1-15 Нм.

**Резьбовое крепление на бобышке.** В случае невозможности установки акселерометра прямо на объект рекомендуется установка его на привариваемой или приклеиваемой бобышке высотой 10...20 мм из металла или стеклопластика. Приклеивание бобышки к объекту рекомендуется производить клеем К300-61 по ОСТ 92-0948 или другими типами клеев с аналогичными характеристиками. Прочность склеивания на отрыв должна составлять не менее 1500 Н (150 кгс). Качество приклейки рекомендуется проверять на образцах, изготовленных из одинакового с бобышкой материала и имеющих одинаковое с ней сечение. Все резьбовые соединения должны контрится клеями К300-61, ЭПК-1 по ОСТ 92-0948. В случае, если поверхность испытываемого объекта не совсем ровная, целесообразно смазать ее тонким слоем консистентной силиконовой смазки еще до крепления акселерометра.

**Клеевое крепление** акселерометра при температуре эксплуатации до  $100^\circ\text{C}$  возможно с использованием клея К-153 ТУ6-05-1584. Если акселерометры используются при температуре окружающей среды выше  $100^\circ\text{C}$ , рекомендуется использовать клей К-300-61. Усилие прижима при склейке должно составлять  $0,5...2 \text{ кгс/см}^2$  и равномерно распределяться по всей поверхности акселерометра.

**При фланцевом креплении** используется установка акселерометра при помощи винтов. Это крепление используется в том случае, когда невозможно использовать акселерометры с резьбовым креплением. Фланцевое крепление используется в большинстве конструкций акселерометров, предназначенных для измерения в тяжелых условиях эксплуатации, а также в акселерометрах достаточно больших габаритов. Поверхность для установки акселерометра должна иметь неплоскостность не более 0,05 и чистоту обработки поверхности не хуже  $R_a = 0,63$ .

**Крепление при помощи удерживающего магнита.** Связь с магнитным объектом можно осуществить при помощи удерживающего магнита. Сила сцепления такого магнита



приводится в ТУ акселерометра. Тогда, зная массу акселерометра, можно оценить максимальное передаваемое ускорение

$$a_{max} = F_{сцепл.} / m.$$

**Использование измерительного щупа.** Для ориентировочных измерений на низких и средних частотах, особенно при измерениях в труднодоступных местах, допускается использование измерительного щупа. При этом следует обратить внимание на сильное снижение резонансной частоты.

На рис.17 приведены АЧХ пьезоакселерометра при различных способах крепления на объекте. Эти данные необходимо учитывать при выборе способа крепления акселерометра.

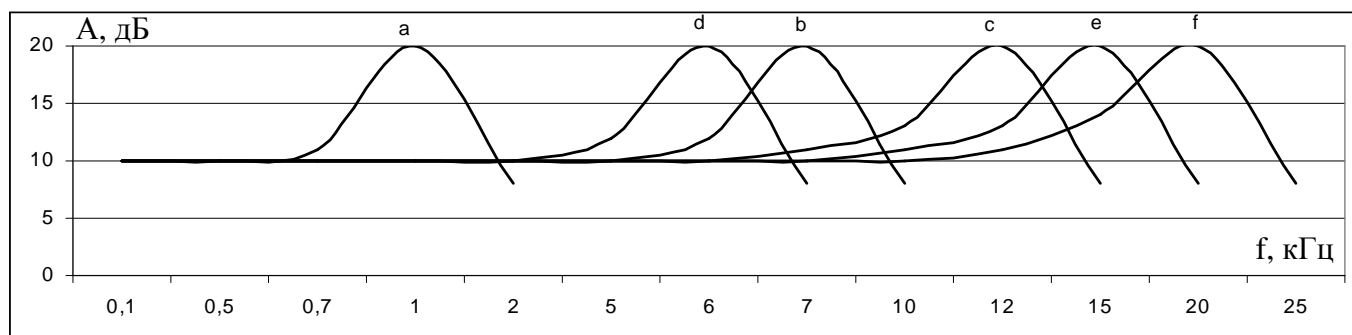


Рис.4.4. АЧХ датчика вибрации с резонансной частотой 20 кГц при различных способах крепления на объекте

a - измерительный щуп, b - изолирующий фланец, c- стопорный винт, d - удерживающий магнит, e - клеящий воск, f - прямое крепление (штифт с резьбой М5)

**Кабель акселерометра** располагается так, чтобы исключить его натяг и возможность соударения с элементами объекта. Рекомендуется жесткое закрепление кабеля на объекте, при этом должно обеспечиваться отсутствие относительных перемещений и перекручивание кабеля. Участок кабеля длиной 15...20 мм от места кабельной заделки должен находиться в плоскости, параллельной основанию акселерометра. При этом изгиб кабеля в этой плоскости не допускается. Остальной участок кабеля может иметь изгибы не менее 10 наружных диаметров. Рекомендуется закреплять кабель хомутиками с резиновыми прокладками с шагом не более 50 мм. Первое обязательное крепление кабеля на расстоянии 10 мм от корпуса акселерометра. Разъем акселерометра должен эксплуатироваться в соответствии с требованиями эксплуатационной документации на него. Все разъемы от акселерометра до вторичной аппаратуры с примыкающими участками кабеля длиной 20 мм необходимо загерметизировать герметиком типа ВГО-1.

## 5. АНАЛИЗ ДАННЫХ ВИБРОИЗМЕРЕНИЙ

### 5.1 Технологии оценки технического состояния

Методы и средства оценки технического состояния машин и энергетического оборудования развивались поэтапно. Сначала использовались средства контроля различных параметров, затем мониторинга, и, на последнем этапе, системы диагностики и прогноза технического состояния. Внедрение каждого последующего вида систем дает пользователю новые возможности для перехода на обслуживание машин и оборудования по фактическому состоянию.

Так, *контроль* дает информацию о величинах параметров и зонах их допустимого отклонения. При *мониторинге* появляется дополнительная информация о тенденциях изменения параметров во времени, которая может использоваться и для прогноза. Еще больший объем информации дает диагностирование, а именно, идентификацию места, вида и величины дефекта. Наиболее сложна задача прогноза развития дефекта, а не изменений контролируемых параметров, решение которой позволяет определить остаточный ресурс или прогнозируемый интервал безаварийной работы.

В настоящее время под термином "мониторинг" часто понимается решение всего комплекса процедур оценки состояния, но существующие системы, называемые системами мониторинга, далеко не всегда решают вопросы идентификации дефектов и прогноза их развития. Поэтому в дальнейшем под термином "мониторинг" следует понимать контроль основных параметров, выявление тенденций их изменений и прогноз развития контролируемых параметров, а под термином "диагностика" - идентификацию дефектов и прогноз их развития.

Современные системы мониторинга и диагностики машин и энергетического оборудования строятся на базе неразрушающих методов контроля и диагностирования.

Используемые в них методы диагностирования можно разделить на две основные группы. К первой относятся *методы тестовой диагностики*, требующие формирования искусственных возмущений, воздействующих на объект диагностики. По степени искажения возмущений судят о состоянии объекта. Возмущения имеют известные характеристики, и предметом изучения являются только те искажения, которые возникают при их передаче через объект. Подобные методы строятся на базе достаточно простых информационных технологий и широко используются для диагностирования различных узлов на этапе их изготовления, а также машин и оборудования в неработающем состоянии.

Вторая группа включает в себя *методы функциональной (рабочей) диагностики*, используемые, в первую очередь, для машин, являющихся источником естественных возмуще-

ний в процессе их работы. Эти методы ориентированы, прежде всего, на анализ процессов формирования возмущений, а не их искажений во время распространения. Более того, искажения обычно усложняют анализ измеряемых сигналов и, как следствие, используемую информационную технологию. Лишь для ограниченного круга задач функциональной диагностики используется информация, получаемая в результате анализа искажений естественных возмущений при прохождении их через диагностируемый объект.

Простейшей из основных является *энергетическая технология*, основанная на измерении мощности или амплитуды контролируемого сигнала. В качестве диагностического сигнала может использоваться температура (перепад температур), давление, шум, вибрация и многие другие физические параметры. Технология строится на измерении величин сигналов в контрольных точках и сравнении их с пороговыми значениями.

Развитием энергетической технологии является информационная *частотная технология*, предполагающая выделение из измеряемого сигнала составляющих в определенных частотных диапазонах и дальнейший энергетический анализ выделенных составляющих. Технология частотного анализа используется не только для контроля и диагностики машин, но и для их аварийной защиты. Примером может быть частотно-дуговая защита электрических машин по высокочастотным составляющим тока, защита машин по вибрации с частотой ее вращения и многие другие. Частотный анализ далеко не всегда использует для разделения составляющих электронные фильтры. Это могут быть, например, резонансные датчики тока, вибрации, шума, светового потока или других величин. Один из таких датчиков - стетоскоп для преобразования низкочастотной вибрации контролируемых узлов машин в шум, воспринимаемый органами слуха человека.

Еще одна, *фазо-временная технология*, основана на сравнении формы сигналов, измеренных через фиксированные интервалы времени. Эта технология успешно используется для контроля состояния машин возвратно-поступательного действия с несколькими одинаковыми узлами (цилиндрами и поршнями), нагружаемыми последовательно через одинаковые интервалы времени. В качестве примера на рис.5.1 приведен сигнал вибрации двигателя автомобиля, по форме которого можно определить качество работы каждого из цилиндров.

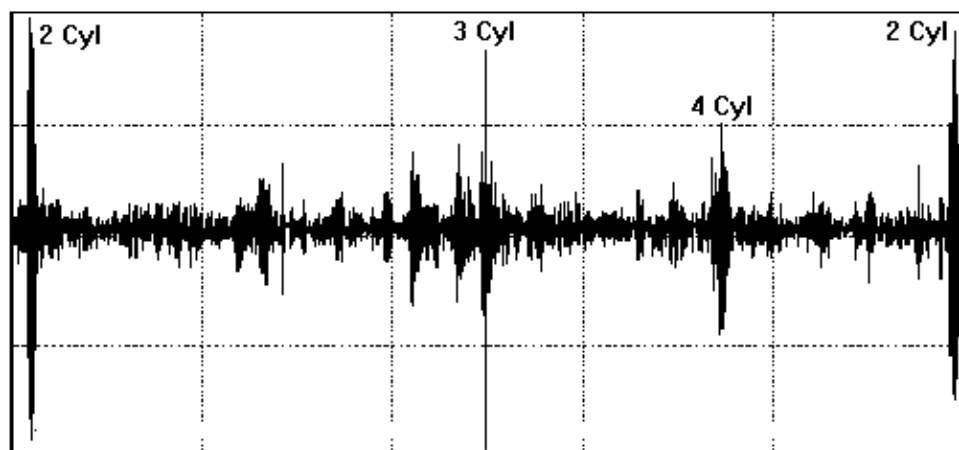


Рис.5.1. Сигнал вибрации двигателя автомобиля, измеренный в точке между 2 и 3 цилиндрами.

Сравнение формы сигналов, но уже с эталонной, можно осуществлять с помощью еще одной информационной технологии - *спектральной*, основанной на узкополосном спектральном анализе сигналов. При использовании такого вида анализа сигналов диагностическая информация содержится в соотношении амплитуд и начальных фаз основной составляющей и каждой из кратных ей по частоте составляющих. Такая технология применяется для анализа сигналов с датчиков давления, вибрации, шума, а также датчиков тока и напряжения в электрических машинах и аппаратах. В качестве примера на рис.5.2а приведены формы сигналов вибрации трансформатора без дефектов и на рис. 5.2б формы сигналов вибрации трансформатора с магнитным насыщением активного сердечника.

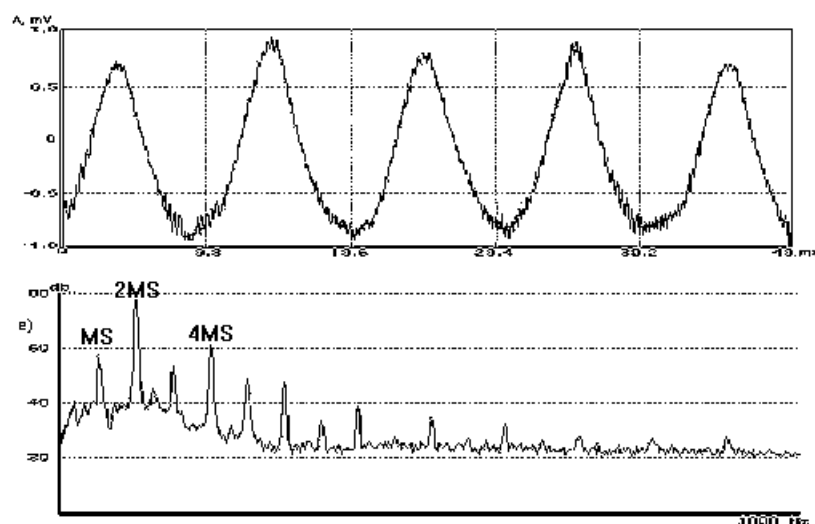


Рис. 5.2а. Формы и спектры вибрации сердечника трансформатора, работающего в нормальном режиме (а, в).  $f_c$  - частота питающего напряжения.

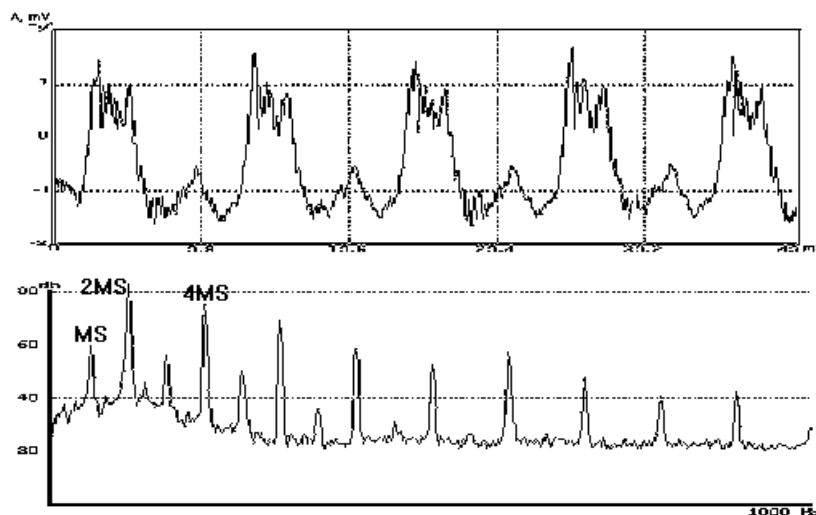


Рис. 5.2б. Формы и спектры вибрации сердечника трансформатора при перегрузке, сопровождающейся магнитным насыщением сердечника (б, г).  $f_c$  - частота питающего напряжения.

Там же приведены и спектры сигнала их вибрации, анализ которых показывает, что появление магнитного насыщения активного сердечника сопровождается искажением формы и ростом составляющих вибрации на гармониках питающего напряжения.

Перечисленные выше информационные технологии применялись еще в прошлом столетии для контроля работоспособности паровых машин. Лишь последняя, спектральная технология, начала широко использоваться в середине 20 века после создания относительно простых анализаторов спектра сигналов различной природы. И в настоящее время эти технологии широко применяются в системах контроля и управления машин и оборудования.

Все они, однако, имеют общий недостаток при использовании в задачах диагностики, когда требуется обнаружить зарождающиеся дефекты различных узлов. Он связан с тем, что разброс величин измеряемых параметров даже в группе одинаковых бездефектных машин, как правило, превышает изменения, характерные для появления зарождающихся дефектов. В качестве примера можно привести результаты статистических исследований вибрации многих видов бездефектных машин, выполненных в ряде стран. Эти исследования показали, что типовой разброс величин многих составляющих лежит в пределах 20 дБ, т.е. 10 раз, а для некоторых составляющих оказывается еще выше. В то же время дефекты в начальной стадии развития могут оказывать значительно меньшее влияние, изменяя характерные для этих дефектов величины параметров вибрации всего в 2-3 раза.

Развитие средств измерений и вычислительной техники в последние годы позволило частично решить проблемы контроля и диагностики путем создания систем мониторинга

машин и оборудования на базе рассмотренных информационных технологий. Такие системы, ориентированные на непрерывный контроль диагностических параметров конкретной машины или оборудования, имеют специальные режимы адаптации на начальном этапе эксплуатации, когда дефекты чаще всего отсутствуют. На этом же этапе выявляются и учитываются особенности влияния режимов работы машины и изменения внешних условий, таких как температура, качество электрического питания или топлива и т.п., на диагностические параметры. Это снижает вероятность ложного срабатывания системы мониторинга при смене режимов или внешних условий.

Параллельно развитию систем мониторинга на базе уже существующих информационных технологий во многих странах шел поиск новых методов анализа сигналов для решения диагностических задач. Так, в 1968 году специалистами Швеции был запатентован метод давший понятие информационной *технологии ударных импульсов*, которая дала начало многим поколениям систем диагностики подшипников качения. Принцип действия метода ударных импульсов иллюстрируется сигналом, приведенным на рис.5.3.

Как видно из рисунка, вибрация, возбуждаемая короткими импульсами, значительно изменяет мгновенную (пиковую) амплитуду сигнала, практически не изменяя ее среднеквадратичное значение (мощность). Отношение пикового значения (пик) к среднеквадратичному (СКЗ), называемое пикфактором, является тем параметром, который реагирует на появление отдельных коротких импульсов. Так, у случайного сигнала без ударных импульсов типовое значение пикфактора лежит в пределах от 3 до 4, а при появлении редких, но сильных импульсов может превышать значения порядка 20-30. Именно в подшипниках качения при плохой смазке или появлении раковин на поверхностях качения возникают такие импульсы. Поскольку импульсы короткие, они наиболее сильно возбуждают высокочастотную вибрацию. Сигнал, приведенный на рис.5.3, включает в себя составляющие высокочастотной вибрации, возбуждаемой как силами трения (стабильные во времени составляющие), так и ударами, число которых в единицу времени не должно быть большим, так как в последнем случае растет среднеквадратичное значение вибрации и падает величина пикфактора измеряемого сигнала.

$$\text{пикфактор} = \frac{\text{ПИК}}{\text{СКЗ}} \approx 15$$

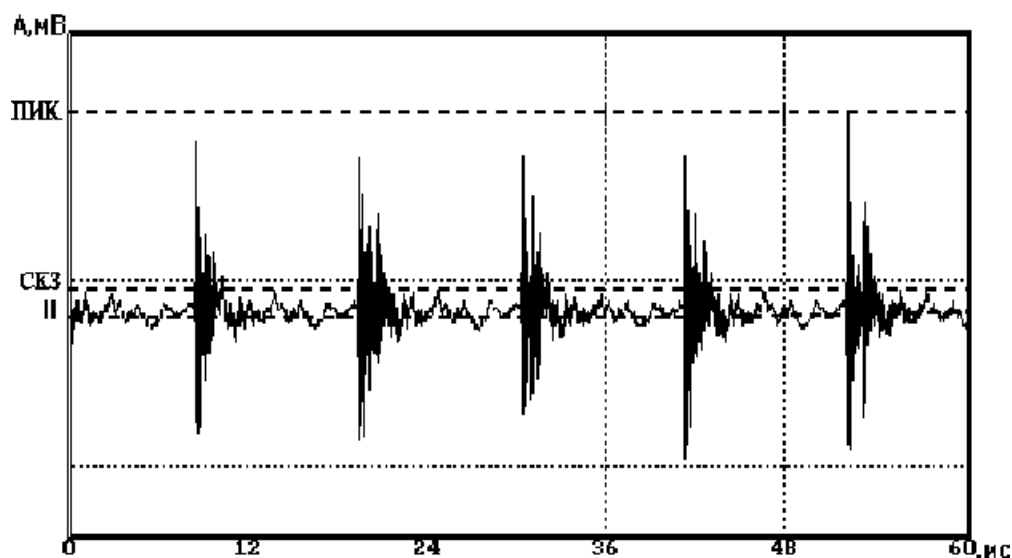


Рис.5.3. Вибрация, возбуждаемая ударными импульсами.

Рассмотренная информационная технология позволяет использовать для решения диагностических задач простейшие средства измерения. Этот факт и определил широкое распространение технологии ударных импульсов, особенно на территории стран СНГ, однако необходимость решения более сложных диагностических задач и существенно ограниченные возможности данной технологии явились основной причиной поиска новых, более совершенных диагностических технологий. В частности, необходимо было расширить номенклатуру обнаруживаемых дефектов, в том числе тех, при которых в диагностируемых узлах не возникают ударные импульсы. Не менее важно было минимизировать вероятность пропуска аварийноопасных ситуаций при выполнении периодических измерений со значительными перерывами между ними. Метод ударных импульсов не позволяет увеличивать эти интервалы выше 5-10 дней, так как именно на такой минимальный срок в начале развития дефектов возрастает величина пикфактора. С дальнейшим ростом дефекта из-за увеличения числа ударных импульсов в единицу времени величина пикфактора падает, в то время как уровень вибрации продолжает расти, но весьма медленно.

В 1978 году специалисты АО «Виброакустические системы и технологии» предложили метод и информационную технологию для диагностирования многих видов узлов роторных машин, известную как *технология огибающей*. Эта технология в настоящее время широко распространена во многих странах и используется даже в медицинской диагностике. Суть заключается в анализе колебаний мощности измеряемого сигнала. Такая технология может применяться для высокочастотного сигнала, мощность которого изменяется значительно медленнее его периода. Поскольку мощность сигнала определяется значением его огибающей, эта информационная технология основана именно на анализе огибающей высокочастотного сигнала. На рис.5.4 приведена форма высокочастотного сигнала, а также спектр

огибающей, в котором отчетливо видна гармоническая составляющая, отвечающая за периодическое изменение мощности первичного сигнала.

Наибольшие успехи метода огибающей, также как и метода ударных импульсов, достигнуты при решении задач диагностики подшипников качения. В настоящее время метод огибающей, обладающий более широкими возможностями, постепенно заменяет метод ударных импульсов. С его помощью решаются задачи диагностики тех узлов роторных машин, которые являются источниками сил трения и динамических нагрузок. Это подшипники качения, скольжения, рабочие колеса насосов и турбин, зубчатые колеса механических передач и многие другие.

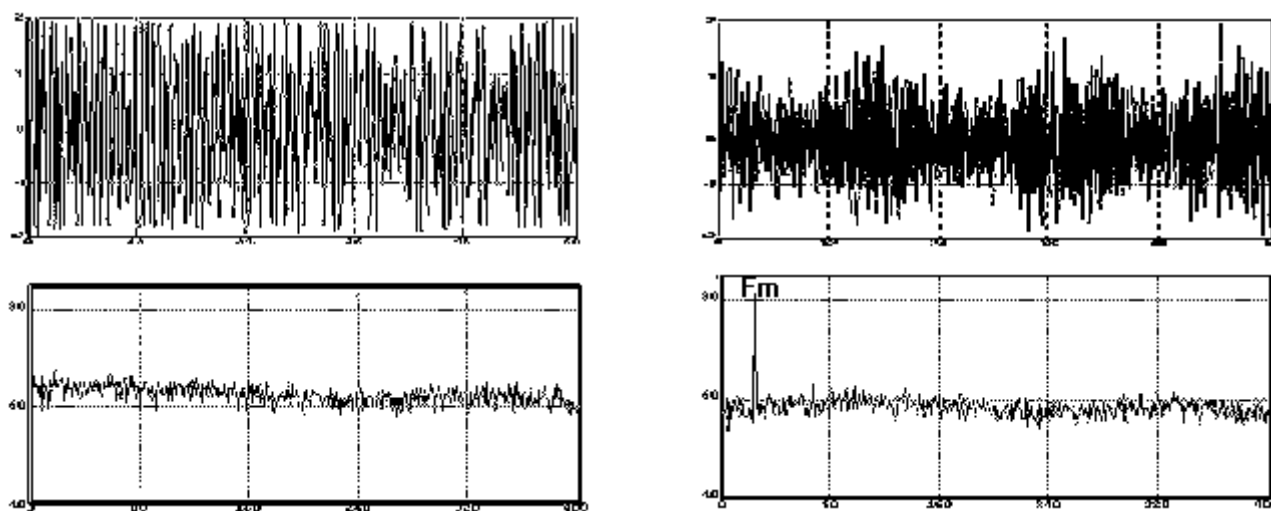


Рис.5.4. Сигнал высокочастотной случайной вибрации, возбуждаемой силами трения, и спектр его огибающей для бездефектного подшипника (а, б) и для подшипника с износом поверхности качения (в, г).

$f_m$  - частота модуляции сил трения.

Метод огибающей и метод ударных импульсов являются широко используемыми методами анализа сигналов для решения диагностических задач и практически не используются в системах автоматического управления, контроля и защиты машин и оборудования. Они обладают значительными преимуществами при обнаружении дефектов на ранней стадии их развития, уступая ряду других методов в задачах обнаружения развитых дефектов в предаварийных ситуациях. Главные их преимущества определяются тем, что используемые этими методами свойства сигналов появляются только с момента зарождения дефектов и для их обнаружения нет необходимости предварительной адаптации, т.е. не требуется выполнять несколько периодически повторяющихся измерений диагностических сигналов. Эти свойства сигналов обнаруживаются по первому же измерению, причем не абсолютной, а относительной величины, что не требует особой точности при выполнении измерений. Точность



измерения величины диагностического параметра определяется, в основном, параметрам технических средств для анализа сигналов.

Приведенный краткий анализ основных методов обработки сигналов позволяет производить оценку практически всех информационных технологий, используемых в современных системах мониторинга и функциональной диагностики машин и оборудования. Особо следует выделить еще одну перспективную технологию получения диагностической информации - технологию *статистического распознавания состояний* (образов). Она разрабатывается уже несколько десятилетий и на первых этапах не получила особого практического применения из-за требуемых от аппаратуры вычислительных возможностей. В настоящее время интенсивно развиваются самообучающиеся информационные технологии для решения задач распознавания состояний, описываемых множеством параметров, получившие название "нейронные сети". Это позволяет надеяться, что в ближайшие годы можно будет решать и задачи идентификации динамических процессов со значительными случайными компонентами. Естественно, что подобная технология из-за своей сложности сможет на первых этапах использоваться только в стационарных системах мониторинга, снижая вероятность принятия ошибочных решений о появлении дефектов, прежде всего, при смене режима работы объектов диагностирования.

Следует обратить внимание, что среди рассмотренных информационных технологий сознательно не упоминались те, в которых производятся многоканальные измерения вибрации или шума. Это объясняется тем, что такие виды измерений как корреляционные, когерентные и т.п. используются для анализа искажений при распространении вибрации или шума и позволяют эффективно решать задачи тестовой диагностики машин и оборудования. В функциональной диагностике, когда вместо простого тестового сигнала с известными параметрами используется сложный сигнал, формирующийся в узлах машины, эффективность этих методов может снижаться. Их можно применять в частных случаях при отсутствии источников возбуждения тестового сигнала вибрации или шума. Необходимость использования этих методов вместо тестовых может быть вызвана также массогабаритными ограничениями, когда оптимальные точки доступны для установки только небольших датчиков и недоступны для установки излучателей тестового сигнала с размерами, в несколько раз превышающими размеры датчиков.

## 5.2 Метрологическое обеспечение. Измерительная и анализирующая аппаратура

Составной частью информационной технологии на базе любого из методов обработки сигналов являются соответствующие средства измерения, анализа и передачи информации. В

развитии технических средств для диагностических информационных технологий можно выделить три основных этапа.

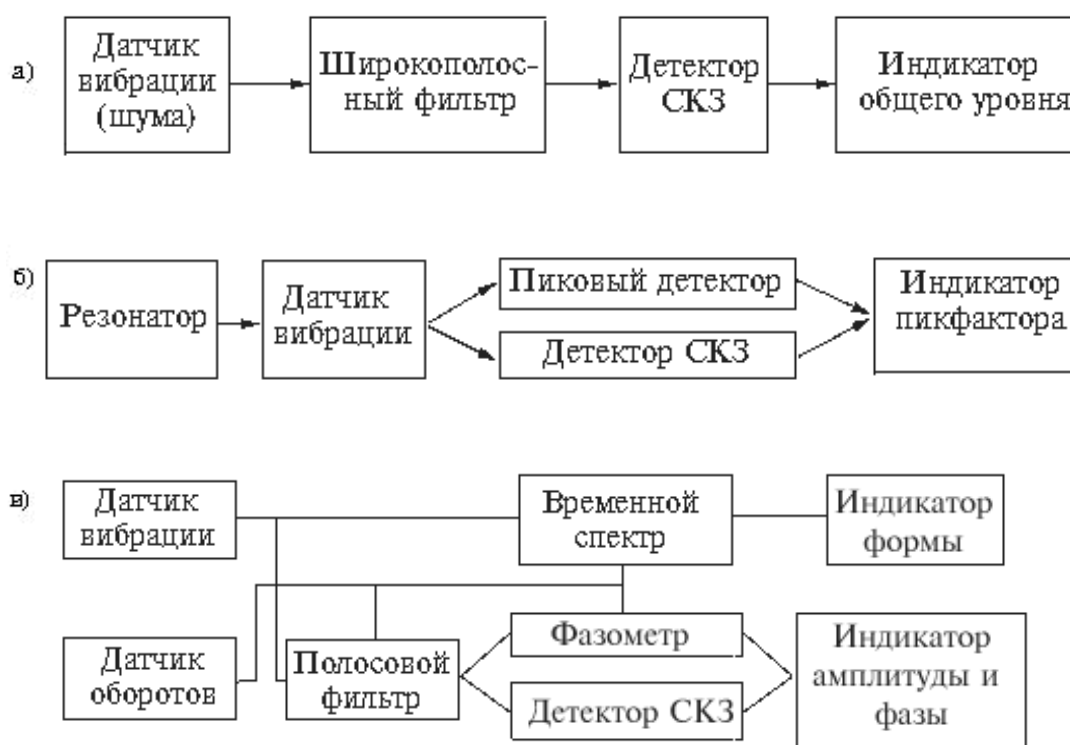
Первый относится к начальным шагам в диагностике и, прежде всего, виброакустической, когда средствами оценки технического состояния машин по их шуму или вибрации были органы чувств человека. Органы слуха способны воспринимать и анализировать акустические сигналы в звуковой области частот. Вибрация механизмов в этой области частот всегда является источником звука, а на низких частотах человек воспринимает ее контактным путем. Избирательность анализа вибрации можно обеспечить существующими сотнями стетоскопами (слухачами). Все эти возможности человека всегда определяли преимущественное развитие диагностики по сигналам вибрации и шума до последних нескольких десятилетий.

Следующий этап определяется моментом создания виброакустических приборов для измерения вибрации и шума выше звукового диапазона частот и спектрального анализа виброакустических сигналов. Именно с появлением этих приборов в сороковые-пятидесятые годы 20 столетия начались интенсивные исследования по поиску методов анализа сигналов, специализированных для решения диагностических задач. Качественный шаг в диагностике машин, сделанный в шестидесятые-семидесятые годы, заключался не только в разработке метода ударных импульсов и метода огибающей, позволивших решать ряд диагностических задач по однократным измерениям вибрации или шума, но и в развитии методов диагностирования на основе узкополосного спектрального анализа сигналов. В эти же годы были проведены многочисленные исследования по изучению влияния различных видов дефектов на функционирование машин и на диагностические сигналы. Результаты этих исследований показали, что наибольшей диагностической информацией обладает сигнал вибрации, а многие другие виды сигналов практически дублируют ту или иную информацию, содержащуюся в сигнале вибрации. Кроме того, стало очевидным, что дефекты начинают развиваться задолго до возникновения аварийных ситуаций, а во многих типах узлов еще в первой половине их жизненного цикла. И практически сразу же дефекты начинают влиять на возбуждаемые этими узлами вибрацию и шум. Основной проблемой при обнаружении вызываемых ими изменений в сигнале вибрации является разделение их с теми изменениями, которые происходят из-за флуктуаций нагрузки, частоты вращения, температуры узлов и других параметров машины и внешних условий. Эта проблема становится одной из первостепенных при решении задач диагностирования машин и оборудования.

Третий этап в создании технических средств диагностики стал следствием бурного развития компьютерных техники и технологий. Именно в это время появились цифровые анали-

заторы спектра, позволяющие вести параллельно фильтрацию нескольких сотен частотных составляющих сигнала. И именно тогда появилась возможность замены специалиста по диагностированию различных видов машин сначала экспертными программами, а позднее и программами автоматического диагностирования и прогнозирования технического состояния машин и их отдельных узлов. Появление мощных персональных компьютеров дало также импульс для разработки новых информационных технологий на базе статистических методов распознавания образов, которые частично уже используются в задачах виброакустической диагностики машин.

В основе всех средств измерения и анализа сигналов вибрации и шума лежат три типа устройств, выполняющих разные операции. Первый - датчик вибрации или микрофон, преобразующий колебания в электрический сигнал. Второй - фильтр, выделяющий компоненты сигнала в необходимой области частот. Третий - детектор, служащий для оценки амплитуды (мощности) выделенных компонент. Далеко не всегда фильтр подключается к выходу датчика и выполняется в виде электронного устройства. Он может быть акустическим, как, например, резонатор или механическим, как, например, упругая прокладка, и устанавливаться перед датчиком. Различные приборы содержат разные комбинации этих трех типов устройств, в зависимости от того, с какой информационной технологией они используются. Ниже показаны структуры основных видов приборов для контроля и диагностики машин и оборудования по вибрации или шуму.



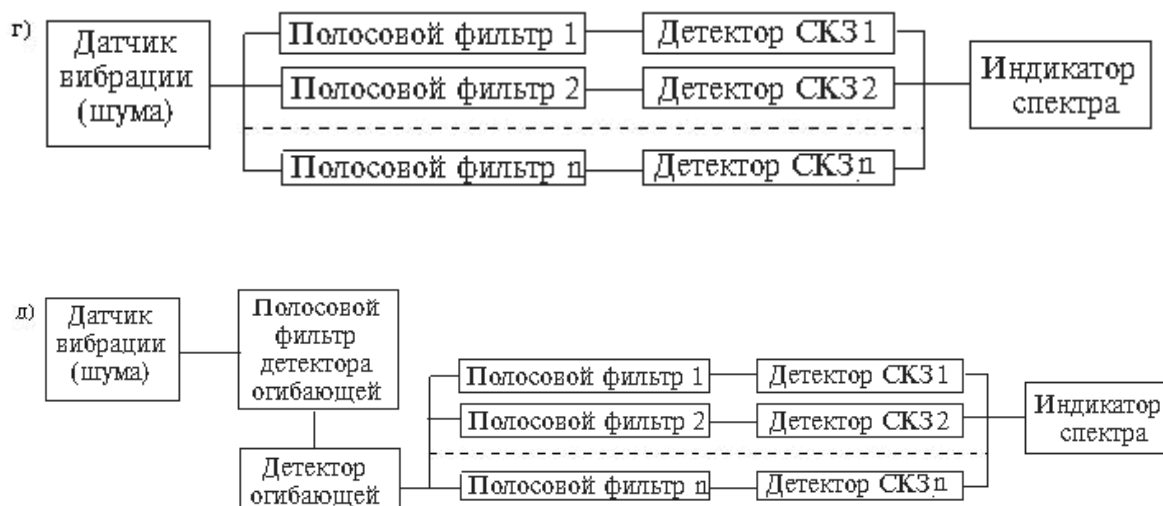


Рис. 5.5. Структура основных видов приборов для измерения и анализа сигналов вибрации и шума. СКЗ - среднеквадратичное значение.

Простейшими являются **измеритель общего уровня** вибрации (шума) и **прибор для измерения пикфактора** сигнала вибрации, т.е. регистратор ударных импульсов. Структура этих приборов показана на рис.5.5а и рис.5.5б соответственно. В измерителе общего уровня фильтр может отсутствовать, если нет специальных требований к полосе частот измеряемого сигнала. В измерителе пикфактора для простоты реализации обычно используется механический резонатор в виде металлического стержня с резонансом на частотах выше 25 кГц. Столь высокая частота резонанса, с одной стороны, снижает габариты резонатора, а с другой стороны, позволяет получить более высокую величину пикфактора за счет того, что на высоких частотах стабильная во времени вибрация, являющаяся помехой и возбуждаемая силами трения в контролируемых узлах машины, минимальна.

Рассмотренные простейшие приборы были доступны по цене на всех этапах развития средств измерения, поэтому долгое время именно на них ориентировалась практическая диагностика. В настоящее время быстрое развитие вычислительной техники и снижение на нее цен позволяет в полной мере использовать на практике все, даже наиболее сложные, информационные технологии. Цифровые анализаторы сигналов в настоящее время по стоимости сравниваются с простейшими аналоговыми приборами, вытесняя их при решении диагностических задач.



Рис.5.6. Структура входного устройства. АЦП - аналого - цифровой преобразователь.

Из наиболее часто используемых средств измерений, реализуемых на базе вычислительной техники, можно выделить анализаторы формы, спектральные анализаторы и анализаторы спектра огибающей, структура которых также приведена на рис.5.5. Функции **анализатора формы** (рис.5.5в) заключаются в измерении амплитуд и фаз отдельных составляющих сигнала и в сравнительном анализе формы отдельных участков сигнала, начало и конец которых определяется углом поворота вала. Подобные анализаторы широко используются для диагностики машин возвратно-поступательного типа и роторов в процессе их балансировки.

**Анализатор спектра.** Такое средство измерения позволяет использовать любую из рассмотренных информационных технологий или их комбинации. В качестве перечисленных устройств с небольшой доработкой можно применять профессиональные звуковые платы. Могут быть использованы также выпускаемые рядом фирм специальные входные устройства, структура которых приведена на рис.5.6, и соответствующее программное обеспечение к ним.

Подобные средства измерения и анализа сигналов не отличаются малыми габаритами и могут использоваться в лабораторных или стендовых условиях. Для измерения вибрации в полевых условиях можно воспользоваться средствами измерения и анализа, построенными по тем же правилам, но уже на базе переносных компьютеров типа Portable, Notebook или Penbook. В первые устанавливаются те же платы, что и в обычные компьютеры. Ряд модификаций второго и третьего типа компьютеров имеет дополнительные входы по стандарту PC-Card. В этом же стандарте выпускаются звуковые карты или карты с устройствами ввода аналоговых сигналов. Тогда для их измерения и анализа достаточно иметь эту карту и входное устройство, включающее датчик вибрации (шума).

Цифровые анализаторы производятся под определенную группу близких по принципу обработки сигналов технологий, и лишь немногие из них рассчитаны на использование всех известных технологий. Как правило, во всех видах анализаторов предусмотрен узкополосный спектральный анализ сигналов и очень редко - спектральный анализ огибающей полосового сигнала, необходимый для использования информационной технологии по методу огибающей. Причина состоит в том, что для такого вида анализа при ограниченных объемах памяти в анализаторе приходится вместо одного процессора, как это имеет место в персональном компьютере, иметь два параллельно работающих процессора. Один из них, сигнальный, служит для предварительной обработки высокочастотных сигналов в реальном времени. Подобный анализатор достаточно сложен и выпускается лишь некоторыми приборостроительными фирмами, в том числе тремя предприятиями России. Анализ основных тенденций развития средств вычислительной техники показывает, что в ближайшие годы можно ожидать широкого распространения малогабаритных приборов различного назначения, в корпус которых встраивается один микрокомпьютер с большими вычислительными возможностями и стандартной операционной системой. Очевидно, что в этом направлении будет развиваться и техника для измерения и анализа виброакустических сигналов. А это, в свою очередь, приведет к ее дальнейшему удешевлению. Еще одна перспектива - использование общих информационных технологий в технической и медицинской диагностике, что может привести к росту выпуска и дальнейшему снижению цен на анализирующие приборы.

Увеличение мощности микрокомпьютеров стимулирует развитие еще одного направления в создании технических средств для диагностики машин и оборудования. Это объединение в одном приборе возможностей функциональной и тестовой диагностики.

Количество блоков измерения и анализа сигналов в стационарных системах обычно определяется числом точек контроля и предельно допустимым интервалом между измерениями. Количество датчиков на один блок может составлять от одного до нескольких десятков. В функции блока измерений входит и анализ вибрации или шума, а также других физических величин по программе, задаваемой диагностическим центром. Алгоритмы программы автоматически изменяются в зависимости от результатов диагностирования, т.е. от состояния объекта контроля. Иногда в функции блока измерений входит и сравнение результатов измерения и анализа с порогами, задающими границы допустимого изменения диагностических параметров. Если же допустимое время между периодическими измерениями достаточно велико, в системе может использоваться один блок, к которому датчики подключаются через электронные устройства коммутации сигналов. Блок измерений при этом может конструктивно объединяться в один корпус с диагностическим центром. Диагностический центр

представляет собой либо один компьютер, объединенный в одну сеть с блоками измерений, либо группу компьютеров, работающих параллельно или с разделением функций.

Для этого необходимо обеспечить возможности многоканального анализа сигналов, в том числе корреляционного, взаимоспектрального и других, а также ввести в программное обеспечение прибора функции формирования тестовых сигналов и управления внешними источниками этих сигналов.

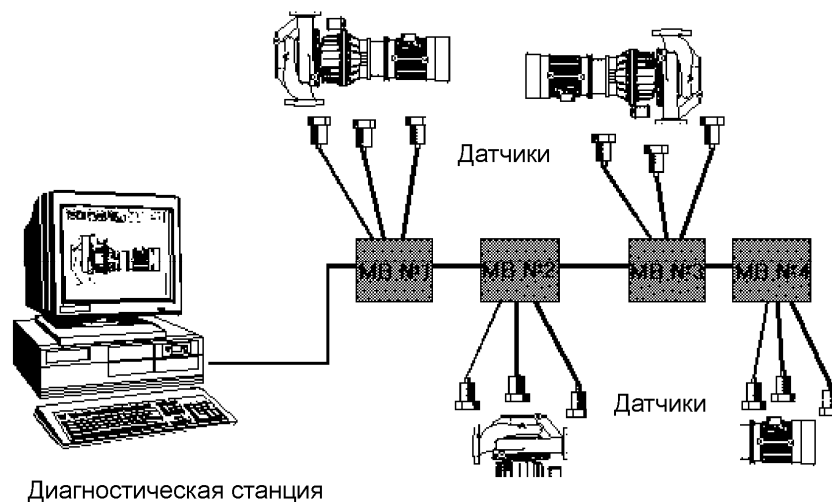


Рис.5.7. Структура стационарной системы мониторинга и диагностики.

Технические средства измерения и анализа сигналов в стационарных системах мониторинга и диагностики машин функционально не отличаются от средств, используемых в рассмотренных переносных системах. Различия лишь в технической реализации, что связано с необходимостью повторять измерения в одних и тех же контрольных точках со столь малым временным интервалом, который обеспечивал бы своевременное отключение машины даже при появлении лавинообразно развивающихся дефектов. Типовая структура стационарной системы приведена на рис.5.7.

Перспектива развития стационарных систем мониторинга связана также с развитием возможностей микрокомпьютеров. Результатом этого развития может стать разделение функций между блоками измерений и диагностическим центром. Блок измерений может взять на себя функции мониторинга, обращаясь к диагностическому центру только при появлении дефектов с целью их идентификации. Очевидно, что в таком случае одна система диагностики может работать с большим числом блоков измерений, контролируя состояние оборудования всего предприятия.

### 5.3 Нормы вибрации на агрегаты различного типа. Построение эталонов и определение пороговых значений

Основными диагностическими признаками появления дефектов в системах мониторинга и диагностики являются:

- рост амплитуды отдельных составляющих в спектре вибрации;
- рост эффективного значения группы составляющих спектра вибрации в выбранной полосе частот;
- появление модуляции отдельных гармонических составляющих вибрации гармоническим или низкочастотным случайным процессом;
- появление модуляции случайных составляющих вибрации в выбранной полосе частот гармоническим или низкочастотным случайным процессом;
- изменение формы периодических колебаний объекта, сопровождающееся изменением соотношения амплитуд составляющих в гармоническом ряду.

Для обнаружения, идентификации вида и величины дефекта результаты количественной оценки диагностических параметров сравниваются с эталонами бездефектных машин и их узлов, с эталонами различных дефектов. В качестве примера ниже приведены диагностические признаки для подшипников качения и подшипников скольжения. Аналогичные данные имеются для редукторов, для рабочих колес, для механических передач и для электрических машин.



Таблица 5.1. Частоты составляющих спектров вибрации и ее огибающей для обнаружения и идентификации дефектов подшипника скольжения

№ п/п	Вид дефекта	Спектр вибрации		Спектр огибающей	
		основные	дополнительные	основные	дополнительные
1	Неуравновешенность ротора	$f_{вр}$	нет роста $kf_{вр}, k>1$	нет роста $kf_{вр}, k>1$	-
2	Бой вала (муфты)	$kf_{вр}$	нет роста ВЧ	$kf_{вр}$	нет роста ВЧ
3	Дефекты узлов крепления	УНЧ ( $<0,5f_{вр}$ )	есть другие дефекты	не обнаруживаются	не обнаруживаются
4	Автоколебания вала	$kf_{вр}/2, kf_{вр}/3,$	-	$kf_{вр}/2, kf_{вр}/3,$	-
5	Перекося подшипника	$k2f_{вр}$	-	$k2f_{вр}$	-
6	Износ подшипника	$kf_{вр}$	рост ВЧ	$kf_{вр}, k>7,$ подъем спектра на НЧ <sub>о</sub>	рост ВЧ
7	Удары в подшипнике	$kf_{вр}$	рост ВЧ	$kf_{вр}, k>7$	рост ВЧ
8	Дефекты смазки	рост ВЧ	нет роста $kf_{вр}$	рост ВЧ	нет сильных составляющих
9	Неидентифицированные дефекты	Рост других гармонических составляющих			

$f_{вр}$  – частота вращения ротора;

ВЧ – высокочастотная часть спектра вибрации;

УНЧ – составляющие спектра на частотах менее  $0,5f_{вр}$ ;

НЧ<sub>о</sub> – низкочастотная часть спектра огибающей;

$k = 1,2,3\dots$

Таблица 5.2. Частоты составляющих спектра огибающей вибрации, используемых для обнаружения и идентификации дефектов подшипников качения по однократным измерениям вибрации

№ п/п	Вид дефекта	Частоты основных признаков	Частоты дополнительных признаков
1	Обкатывание наружного (неподвижного) кольца	$f_{вр}$	Нет роста ВЧ
2	Неоднородный радиальный натяг	$2kf_{вр}$	Нет роста ВЧ
3	Перекус наружного (неподвижного) кольца	$2f_n$	-
4	Износ наружного кольца	$f_n$	Рост ВЧ
5	Раковины, трещины на наружном кольце	$kf_n$	Рост ВЧ
6	Износ внутреннего кольца	$kf_{вр}$	Рост ВЧ
7	Раковины, трещины на внутреннем кольце	$kf_b$	$kf_{вр}, k_1f_b +/- k_2f_{вр}$ Рост ВЧ
8	Износ тел качения и сепаратора	$kf_c$	$k(f_{вр}-f_c)$ , рост ВЧ
9	Раковины, сколы на телах качения	$2kf_{тк}$	$2k_1f_{тк} +/- k_2f_c$ , рост ВЧ
10	Сложный (составной) дефект	или $kf_n+k_1f_c$ , или $kf_n+k_1f_{вр}$ , или $kf_n+k_1f_b$ , или $kf_n+k_1f_{вр}/k_3$	Рост ВЧ
11	Проскальзывание кольца	$kf_{вр}, k>10$ , рост ВЧ	Нет других составляющих
12	Дефект смазки	Рост ВЧ	Нет сильных дефектов поверхностей качения
13	Неидентифицированный дефект	Рост других гармонических составляющих	Рост других гармонических составляющих

$f_{вр}$  - частота вращения вала;

$f_b$  - частота перекатывания тел качения по внутреннему кольцу;

$f_n$  - частота перекатывания тел качения по наружному кольцу;

$f_{тк}$  - частота вращения тел качения;

$f_c$  - частота вращения сепаратора;

ВЧ - высокочастотная область спектра вибрации;

$k=1,2,3,\dots, k_1=1,2,3,\dots, k_2=1,2,3,\dots$

Данные, приведенные в таблицах, прежде всего, пригодны для целей диагностики, для целей же мониторинга используют пороговые значения параметров вибрации тех или иных агрегатов. Чаще всего используются данные пороговых значений скорости вибрации. Измерение скорости вибрации - стандартный метод, используемый для непрерывного контроля за состоянием работающего оборудования. В характерных точках оборудования (подшипниковые узлы, узлы крепления оборудования и т.п.) устанавливаются вибродатчики, с которых в

ходе обработки сигналов снимаемых с датчиков, находятся среднеквадратичные значения скорости вибрации  $V_{cp}$ , которые сравниваются с рядом пороговых значений, соответствующих различным стадиям механического износа. По результатам сравнения вырабатывается оценка состояния объекта.

В ряде отраслей промышленности установлены пороговые значения виброскорости, ориентируясь на которые обслуживающий персонал принимает решение об отключении оборудования и его ремонте (или предусматривается автоматическое отключение оборудования по достижении предельно допустимого порогового значения виброскорости). Так в [1] приведены пороговые значения виброскорости и предписываются действия, принимаемые персоналом по оценке вибросостояния оборудования и оценке длительности его эксплуатации. Эти данные могут быть использованы и для контроля вибросостояния электрогенераторов и другого аналогичного оборудования.

Таблица 5.3. Нормы вибрации магистральных и подпорных насосов

Среднеквадратичное значение виброскорости, мм/с	Оценка вибросостояния насоса	Оценка длительности эксплуатации
До 2,8	отличная	длительная
Свыше 2,8 до 4,5	хорошая	длительная
Свыше 4,5 до 7,1 (для номинальных режимов)	удовлетворительная, необходимо улучшение	ограниченная
Свыше 4,5 до 7,1 (для режима отличного от номинального)	удовлетворительная	длительная
Свыше 7,1 до 11,2 (для режима отличного от номинального)	удовлетворительная, необходимо улучшение	ограниченная
Свыше 11,2	недопустимо	недопустимо

Для вспомогательного оборудования установлены предельно допустимые нормы виброскорости в зависимости от габаритов оборудования (величины высоты вращения ротора).

Таблица 5.4. Предельно допустимые нормы вибрации при эксплуатации насосов вспомогательного оборудования

Величина высоты оси вращения ротора, мм	Среднеквадратичное значение виброскорости, мм/с
До 80	1,8
От 80 до 132	2,8
От 132 до 222	4,5

Свыше 222	7,1
-----------	-----

#### 5.4 Оценка остаточного ресурса оборудования по уровню вибрации

По результатам измерения вибрации в течение длительного времени наблюдения для каждой контрольной точки (точки установки вибродатчиков) строится график (тренд) изменения среднеквадратичного значения виброскорости в зависимости от наработки, на основании которого прогнозируется остаточный ресурс работы оборудования до его остановки на ремонт или техническое обслуживание.

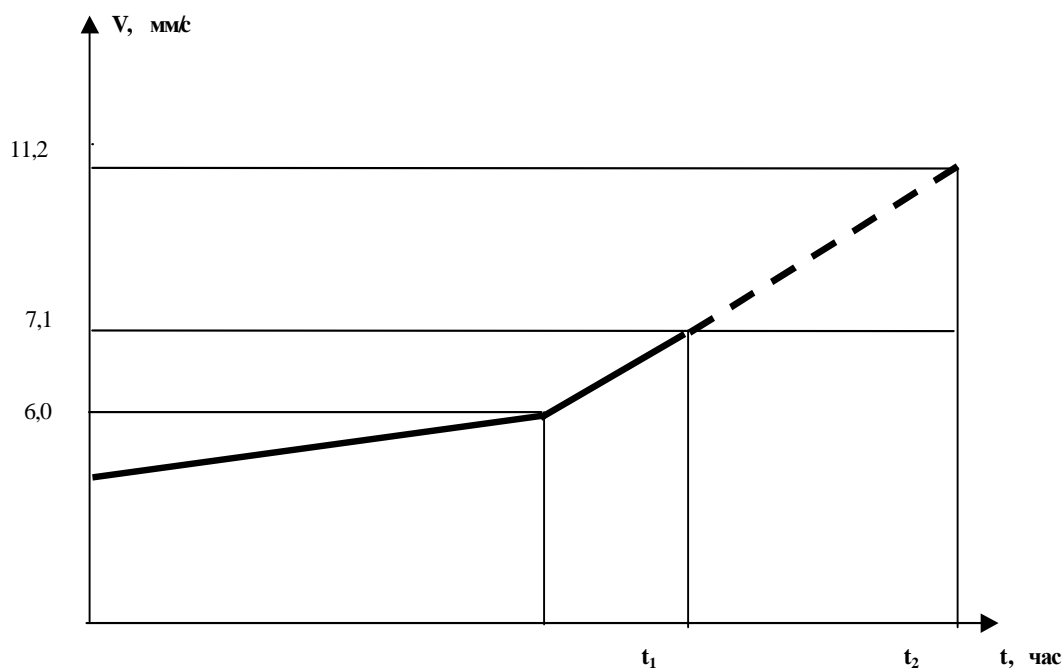


Рис. 5.8. К определению остаточного ресурса агрегата по виброскорости

До виброскорости 6,0 мм/с линию тренда можно принять прямой линией, проведенной согласно полученным значениям виброскорости (на рис.5.8 не показано). Далее линия тренда проводится по значениям виброскорости, соответствующим наработке агрегата после значения виброскорости 6,0 мм/с. Эта линия будет располагаться, как правило, под большим углом к оси  $t$  и позволяет оценить (пунктирные линии) время наступления предельно допустимого значения виброскорости  $t_1$  - предельное значение 7,1 мм/с и  $t_2$  – предельное значение 11,2 мм/с.

## 6. ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Приведенное выше изложение основ вибродиагностики, практические рекомендации по монтажу пьезоэлектрических акселерометров и сведения по интерпретации экспериментальных данных позволят, на наш взгляд, лучше понять поставленные перед обслуживающим персоналом задачи по вибромониторингу агрегатов и машин.

Это позволит приступить к разработке системы вибрационного контроля роторных машин, которая предусматривает периодические измерения уровня вибрации этих машин в заранее заданных точках, запоминание измеренных значений в памяти прибора с последующей передачей их в базу данных, обработку этих значений и сравнение с предельно допустимыми уровнями. Если ставится задача проведение лишь мониторинга машин, то предпочтительной является система обработки результатов вибрационных измерений, ориентирующаяся на предельно допустимые уровни вибрации, работающая по принципу реле и имеющая, как правило, два порога срабатывания. Первый порог – предупреждение о начале развития дефекта в машине (см. предыдущий параграф), второй порог – автоматическое отключение машины при достижении предельно допустимого уровня вибрации. Трудности заключаются в определении для конкретного типа машин предельно - допустимых уровней вибрации.

Если ставится задача прогнозирования развития дефектов в агрегатах машин, то необходимо внедрение системы мониторинга. Для этого на предприятии должна быть создана лаборатория по мониторингу обслуживаемых машин со специально обученным персоналом. Хорошо отлаженная система вибрационного мониторинга позволяет внедрить в практику систему прогнозируемого обслуживания машин и отказаться от мало эффективной системы планово-предупредительных ремонтов. Система прогнозируемого обслуживания - наиболее прогрессивная система обслуживания оборудования, предусматривающая проведение периодических обследований технического состояния агрегатов, контроль трендов и тенденций развития характеристических параметров их работы, выявление дефектов на ранней стадии их возникновения, диагностирование и прогнозирование развития дефектов, планирование, подготовку и своевременное проведение необходимых ремонтов конкретных узлов. Внедрение и эффективное использование системы позволяет за счет предупреждения аварийных ситуаций, увеличения срока службы оборудования и диагностирования состояния агрегатов с точностью до дефектного узла, сократить затраты на обслуживание в среднем на 50%.

## Приложение 1. Основы теории вибрации

Колебательные процессы имеют большое значение в современной технике, применительно к которой многие виды механических колебаний называются вибрацией. Наличие таких колебаний может быть неотъемлемым условием исправного функционирования механизма, а может быть нежелательным и даже опасным явлением. Вредная вибрация наносит значительный ущерб промышленности, так как ее разрушающее действие может быть очень сильным. Сюда относятся повышенный износ осей, валов, подшипников; возникновение усталости металлов и поломки из-за этого деталей машин; образование трещин в фундаментах, стенах, резервуарах; обрывы тросов и проводов; поломки щеток электродвигателей; выход из строя электронной аппаратуры. Задачи изучения как вредной, так и полезной вибраций объединены общим теоретическим аппаратом, применением одинаковых методов технического расчета и одинаковой аппаратурой для контроля, измерения и анализа вибрации. Рассмотрим подробнее теорию вибрационных процессов. [2]

Колебательным движением называется такой процесс, при котором какой-либо характеризующей его величине свойственны переходы от возрастания к убыванию, чередующиеся с переходами от убывания к возрастанию.

Механические колебания можно рассматривать во *временной области*, в которой самой важной является зависимость амплитуд от времени (временное развитие). Эта зависимость может быть или детерминированной, т.е. поддающейся описанию математическими выражениями, или стохастической, т.е. допускающей описание только статистическими функциями. Физическими характеристиками механических колебаний в *частотной области* является распределение их амплитуд по частоте, т.е. их частотный спектр. Характеристики колебаний в этих двух областях связаны между собой *преобразованием Фурье*.

Колебательные процессы, протекающие в механических системах, называются вибрациями. Периодической вибрацией является колебательный процесс, при котором все значения колебательной величины  $q(t)$  повторяются через одинаковые промежутки времени  $T$  в той же последовательности. Величина  $T$  называется *периодом вибрации*.

Вибрация может быть *импульсной*, или в виде последовательности более или менее выраженных импульсов. Такой процесс характеризуется наличием пауз - конечных промежутков времени, в течение которых  $q(t)=0$ , и промежутков времени  $\tau_n$ , когда  $q(t)=0$  только в отдельных точках.

Одиночный механический импульс (даже когда он вызывает последующие колебания) называется *ударом*, если применительно к конкретным условиям его длительность можно считать малой, а результирующий эффект значительным.

В зависимости от характера функций, описывающих вибрационные процессы, последние подразделяются на детерминированные и случайные. Детерминированными называются вибрации, характеристики которых являются однозначными функциями времени. Случайными называются вибрации, характеристики которых для каждого момента времени являются случайными величинами.

Пусть  $x$  – значение смещения точки вибрирующей поверхности в выбранной системе отсчета. Очевидно  $x$  является функцией времени  $t$ , т.е.  $x=x(t)$ .

Производная от величины  $x$  по времени называется *виброскоростью*  $v=dx/dt$ , а вторая производная – *виброускорением*  $a=d^2x/dt^2$ . Третья производная – *резкостью*  $u=d^3x/dt^3$ .

Величины  $x$ ,  $v$ ,  $a$  и  $u$  являются колебательными величинами.

### Периодические колебательные процессы.

**Гармоническая вибрация.** Простейшим случаем периодической вибрации является гармоническая:

$$X = x_m \sin(\omega t + \varphi) \quad (\text{П1}),$$

где  $x_m$  - амплитуда вибросмещения, м;

$\omega$  - круговая частота вибрации, рад/с;

$\varphi$  - начальная фаза колебаний, рад.

Известно, что  $\omega=2\pi f$ , где  $f$  - циклическая частота процесса.

Таким образом, амплитуда колебательного процесса может быть представлена как в виде функции времени ( $t$  - область), так и в виде функции частоты ( $\omega$ -область), аperiodические процессы представляют обычно в комплексной области ( $p$ -область). В табл.П1 представлены амплитудные характеристики всех рассмотренных в данном разделе детерминированных колебательных процессов.

Дифференцируя дважды выражение (П1), получим:

$$\begin{aligned} v &= x_m \cos(\omega t + \varphi), \\ a &= -x_m \omega^2 \sin(\omega t + \varphi). \end{aligned}$$

Если известна величина виброускорения, то виброскорость и вибросмещение могут быть определены выражениями

$$v = \int a(t) dt; x = \int v(t) dt.$$

Сумма двух гармонических колебаний одинаковой частоты, в общем случае сдвинутых по фазе, является также гармоническим колебанием той же частоты. Пусть складываются два колебания  $x_1(t)=a_1\cos\omega t$  и  $x_2(t)=b_1\cos\omega t$ . Результирующее колебание описывается выражением

$$x_1(t) + x_2(t) = x_m \cos(\omega t - \varphi).$$

Поскольку  $x_m \cos(\omega t - \varphi) = x_m \cos\varphi \cdot \cos\omega t + x_m \sin\varphi \cdot \sin\omega t$ , то  $a_1 = x_m \cos\varphi$ ,  $b_1 = x_m \sin\varphi$  и  $x_m = \sqrt{a_1^2 + b_1^2}$ . Так как  $a_1^2 + b_1^2 = x_m^2 \cos^2\varphi + x_m^2 \sin^2\varphi$ , а  $\cos^2\varphi + \sin^2\varphi = 1$ , то можно получить выражение для сдвига фаз  $\varphi = \arctg(b_1/a_1)$ .

**Негармонические колебания.** Периодические колебания, являющиеся в общем случае негармоническими, с любой степенью точности могут быть аппроксимированы рядом Фурье (суммы берутся от  $k=0$  до  $\infty$ )

$$x(t) = \sum a_k \cos \omega t + \sum b_k \sin \omega t, \tag{П2}$$

где  $a_k$  и  $b_k$  - коэффициенты разложения в ряд Фурье:

$$a_k = (2/T) \int x(t) \cos(2\pi k/T) t dt, k = 0, 1, 2, \dots \tag{П3}$$

$$b_k = (2/T) \int x(t) \sin(2\pi k/T) t dt, k = 0, 1, 2, \dots \tag{П4}$$

Таким образом, составляющие компоненты являются гармоническими.

Спектр вибрационного процесса может быть получен, если формулу (П2) преобразовать следующим образом:

$$x(t) = a_0/2 + \sum s_k \sin(\omega_k t + \varphi_k)$$

$$s_k = \sqrt{a_k^2 + b_k^2}; \omega_k = 2\pi k/T; \varphi_k = \arctg(b_k/a_k).$$

где величина  $s_k$  представляет собой амплитудный, а  $\varphi_k$  - фазовый спектр сигнала.

Для гармонической реакции вида (П1)  $a_0=0$  и  $s_1=x_m$  (имеется в виду спектр вибросмещений).

Если же  $x(t)$  представляет собой суперпозицию ряда гармонических колебаний  $x_1(t), x_2(t), x_3(t)$ , т.е., если

$$x(t) = \sum x_{im} \sin(\omega_i t + \varphi_i), i = 1 \dots n,$$

то спектр такой вибрации также линеен по отношению к его составляющим:



$$s = \sum s_i, i = 1 \dots n.$$

Для простейшей гармонической вибрации, как вытекает из полученных выше соотношений, амплитудные значения виброскорости и виброускорения связаны с амплитудными значениями вибросмещения следующими соотношениями:

$$v_m = 2\pi f x_m; a_m = 4\pi^2 f^2 x_m.$$

Основным законом, связывающим кинематические и динамические величины, является второй закон Ньютона:  $F=ma$ , а так как разрушающее воздействие на механические и другие системы оказывает, в конечном счете, именно сила, особое значение в виброизмерительной технике имеет определение величин виброускорений. Поэтому в виброметрии введена специальная единица ускорения [g], представляющая собой отношение виброускорения к ускорению свободного падения  $g = 9,81 \text{ м/с}^2$ :

$$J = a/g.$$

Для амплитудного значения виброускорения гармонической вибрации

$$J_m = (4\pi^2/g) f^2 x_m. \quad (6)$$

В некоторых случаях, когда не требуется слишком высокая точность измерений, полагают  $\pi^2 = g$ , и формула (П6) упрощается:  $J_m = 4 f^2 x_m$ .

Для качественного выражения амплитуд периодической вибрации во временной области используют следующие значения (рис.П1):

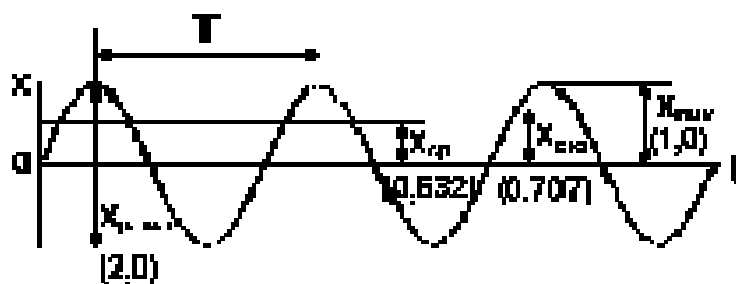


Рис.П1. Кривая формы волны и параметры синусоидальных механических колебаний.

Относящиеся к амплитуде значения могут быть величинами перемещения, скорости или ускорения:

$x_3$  – действующее (эффeктивное) значение. Является самым важным значением, так как оно в виде квадратного корня из усредненных по времени возведенных в квадрат мгновенных значений связано с энергией и, следовательно, с разрушающей способностью механиче-

ских колебаний.  $x_{эф}$  синусоидальных колебаний равно умноженному на амплитудному (пиковому) значению этих колебаний.

$x_m$  – амплитудное (пиковое) значение. Является максимальным значением механических колебаний, учитываемых чаще всего при количественной оценке кратковременных механических ударов. Амплитудное значение вообще не отражает временное развитие механических колебаний.

$x_{разм}$  – двойная амплитуда (размах). Используется при количественной оценке перемещения механических колебаний, но находит лишь ограниченное применение.

$x_{cp}$  – среднее значение. Связано с временным развитием механических колебаний, но его практическое применение ограничено ввиду того, что оно не имеет непосредственной связи ни с одной физической величиной этих колебаний.

*Пикфактор* (амплитудный коэффициент) является отношением пикового значения к среднеквадратичному значению. Пикфактор синусоидальных колебаний (рис.П1) равен  $\sqrt{2}$ . Чем более выражен импульсный или случайный характер механических колебаний, тем больше числовое значение присущего им пикфактора. Пикфактор легко вычислить на основе результатов измерений механических колебаний виброметром, снабженным пиковым и среднеквадратичным детекторами. При контроле механических колебаний отдельных деталей машин и механизмов, например, подшипников, на основе относящегося к широкой полосе среднеквадратичного значения обычно нельзя обнаружить обусловленное ухудшением состояния контролируемой детали увеличение амплитуды соответствующей составляющей сложных механических колебаний. Однако такая ситуация может привести к увеличению пикфактора исследуемых механических колебаний. Следовательно, путем контроля пикфактора можно обнаружить тенденции к ухудшению состояния или даже к выходу из строя определенных деталей или узлов оборудования. Другой важной областью, в которой целесообразно учитывать пикфактор механических колебаний, является область исследований и испытаний конструкций. Пикфактор сигнала возбуждения (например вынуждающей силы) дает ценную информацию об условиях возбуждения.

**Импульсные вибрационные процессы.** Пусть вибрация представляет собой последовательность прямоугольных импульсов длительностью  $\tau_i$  и периодом повторения  $T$ . Для этого случая

$$a_o = (2/T) \int_0^{\tau_i} x_m dt = 2x_m \tau_i / T;$$

$$a_k = (2/T) \int_0^{\tau_i} x_m \cos(2\pi k/T) t dt = (2\tau_i/T) x_m \sin(2\pi k \tau_i / T) / (2\pi k \tau_i / T);$$

$$b_k = (2/T) \int_0^{\tau_i} x_m \sin(2\pi k/T) t dt = (2\tau_i/T) x_m [1 - \cos(2\pi k \tau_i/T)] / (2\pi k \tau_i/T); \quad (\text{П8});$$

$$s_k = (2\tau_i/T) [\sin(2\pi k \tau_i/T) / (\pi k \tau_i/T)]$$

$$\varphi_k = \pi k \tau_i / T \quad (\text{П9}).$$

Величина  $\tau_i/T$  называется скважностью импульсной последовательности. Если  $T \rightarrow \infty$ , то спектр становится сплошным.

### П.1.2 Непериодические процессы

**Одиночный импульс.** Однократное импульсное воздействие называется ударом. Для удара характерна непериодичность, поэтому его нельзя анализировать с помощью ряда Фурье. Анализ спектров непериодических функций осуществляется с помощью интеграла Фурье

$$S(j\omega) = \int x(t) e^{-j\omega t} dt \quad (\text{П10}),$$

где  $S(j\omega)$  – комплексный спектр импульсного сигнала. Нетрудно видеть, что

$$S(j\omega) = a(\omega) - jb(\omega), \quad (\text{П11})$$

где  $a(\omega) = \int x(t) \cos \omega t dt$ ;  $b(\omega) = \int x(t) \sin \omega t dt$ , (интеграл берется от 0 до  $\infty$ ).

Модуль комплексного спектра называется функцией распределения амплитуд или плотностью спектра:

$$S(j\omega) = \sqrt{a^2(\omega) - b^2(\omega)}. \quad (\text{П12})$$

Аргумент комплексного спектра называется функцией начальных фазовых углов:

$$\varphi(\omega) = -\arctg[b(\omega)/a(\omega)]. \quad (\text{П13})$$

Для прямоугольного однократного импульсного сигнала

$$a(\omega) = \int_0^{\tau_i} x_m \cos \omega t dt = (x_m \sin \omega \tau_i) / \omega$$

$$b(\omega) = \int_0^{\tau_i} x_m \sin \omega t dt = 1 - (x_m \cos \omega \tau_i) / \omega,$$

откуда,

$$s(\omega) = (x_m / \omega) (\sin \omega \tau_i / 2);$$

$$\varphi(\omega) = (\omega \tau_i / 2) - \pi n, n = 0, 1, 2, \dots$$

В табл.П1 приведен график амплитуд спектра такого сигнала. Этот график характеризуется резкими скачками, а убывание пиков  $s(\omega)$  происходит пропорциональной  $1/\omega$

**Ступенчатое одиночное нагружение.** Ступенчатое нагружение также является апериодическим процессом. Ступенчатая функция может быть описана следующим образом:

$$X(t) = \begin{cases} 0 & \text{при } t < 0; \\ x_m & \text{при } t > 0. \end{cases}$$

Соотношение между функцией времени  $x(t)$  (оригиналом) и функцией комплексного переменного  $x(p)$  (изображением) получается путем прямого преобразования Лапласа

$$x(p) = \int_0^{n \rightarrow \infty} x(t) e^{-pt} dt = L\{x(t)\}.$$

В случае ступенчатой функции

$$x(p) = \int_0^{n \rightarrow \infty} x_m e^{-pt} dt = x_m / p.$$

В табл. П1 приведено графическое изображение функции  $x(p)$ .

**Случайные вибрационные процессы.** На практике часто приходится иметь дело с вибрационными процессами, для которых значения колебательной величины в различные моменты времени являются случайными. Такие процессы не могут быть описаны какой-нибудь определенной функциональной зависимостью.

Для случайных процессов очень часто оказывается существенной связь последующих состояний с предыдущими. Это так называемые процессы с последствием. Отсутствие последствия означало бы, что колеблющиеся элементы реальной системы безынерционны.

Случайный вибрационный процесс может рассматриваться как непрерывная случайная величина, которая может принимать любые значения в конечном интервале. Такие процессы в общем случае характеризуют:

плотностью распределения вероятностей

$$P(x_i) = \lim P(x_i \leq x \leq x_i + \Delta x / \Delta x), \Delta x \rightarrow 0,$$

вероятностью

$$P(x_i \leq x \leq x_{i+1}) = \int_{x_i}^{x_{i+1}} P(x) dx,$$

функцией распределения

$$P(x) = \int P(x) dx \text{ для } P(x_i \leq x \leq x_2)$$

$$P(x_i) = \int_{-\infty}^{x_i} P(x) dx,$$

математическим ожиданием (моментом 1-ого порядка)

$$M_1 = x = \int_{-\infty}^{+\infty} xP(x) dx, t = t_i,$$

и дисперсией

$$\sigma_2 = \int_{-\infty}^{+\infty} (x_i - x)^2 p(x) dx.$$

Случайный процесс стационарен в широком смысле, если его математическое ожидание не зависит от времени, а корреляционная функция определяется разностью моментов времени  $t_1$  и  $t_2$ , для которых находятся соответствующие реализации, т.е. для такого процесса справедливы следующие соотношения:

$$M[x(t)] = \int_{-\infty}^{+\infty} xp(x) dx \quad (\text{П16}),$$

$$R(\tau) = \iint \{ (x_1 - M[x(t)])(x_2 - M[x(t)]) \}^* p(x_1, x_2, \tau) dx_1 dx_2 \quad (\text{П17}),$$

где  $M[x(t)]$  - математическое ожидание случайного процесса;  $R(\tau)$  – корреляционная функция случайного процесса;  $\tau = t_2 - t_1$ ;  $P(x)$  - одномерная дифференциальная функция случайного процесса;  $p(x_1, x_2, \tau)$  – двумерная дифференциальная функция распределения.

Так как стационарные процессы обладают свойствами эргодичности, то математическое ожидание (или среднее по совокупности) равно среднему по времени на интервале усреднения  $T$

$$m = M[x(t)] \approx (1/T) \int x(t) dt,$$

а корреляционная функция

$$R(\tau) \approx (1/T) \int [x(t) - m] \times [x(t + \tau) - m] dt \quad (\text{П18}),$$

Корреляционная функция отражает линейную статистическую связь между значениями колебательной величины, сдвинутыми относительно друг друга на величину  $\tau$ .

На рис.П2 представлены примеры изображения вероятностных характеристик для гипотетического стационарного случайного колебательного процесса

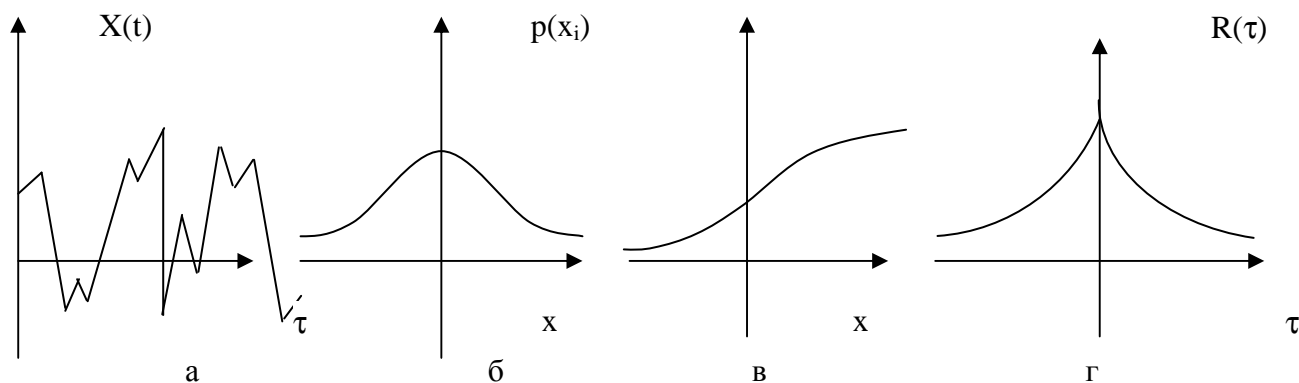


Рис.П2. Случайный стационарный колебательный процесс. а - процесс, б - плотность распределения, в - функция распределения, г - корреляционная функция

В практике виброизмерений особое место занимают нормальные случайные процессы, т.е. процессы для которых

$$P(x) = (1/\sigma_x \sqrt{2\pi}) \exp(-x^2/2\sigma^2) \quad (\text{П19}),$$

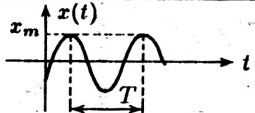
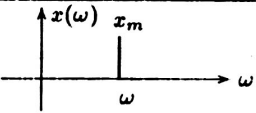
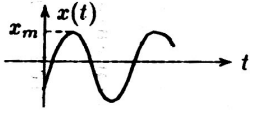
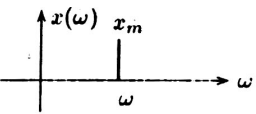
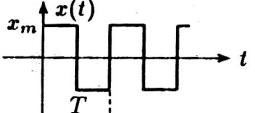
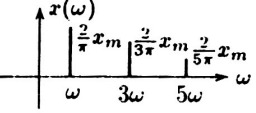
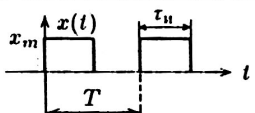
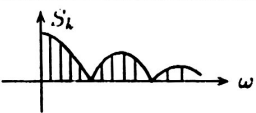
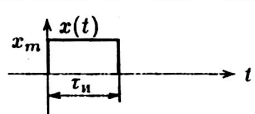
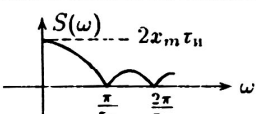
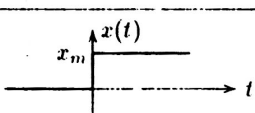
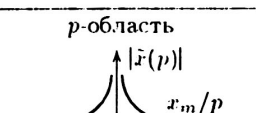
где  $\sigma_x$  – среднеквадратичное отклонение величины  $x$ .

Корреляционная функция в этом случае определяется по формуле

$$R(\tau) \approx (1/T) \int [x(t)x(t+\tau)] dt \quad (\text{П20}).$$

В результате большого объема экспериментальных исследований различных вибрационных процессов было установлено, что наиболее подходящими аппроксимирующими функциями для  $R(\tau)$  являются:

Таблица П1.

	$t$ -область	$\omega$ -область ( $\omega = 2\pi/T$ )	Математическая модель
Гармонические колебания			$x = x_m \sin(\omega t + \varphi)$
Сумма гармонических колебаний (одинаковой частоты)			$x_1 = a_1 \cos \omega t$ $x_2 = b_1 \sin \omega t$ $x_1 + x_2 = x_m \cos(\omega t - \varphi)$
Негармонические колебания			$x(t) = \sum_{k=0}^{\infty} a_n \cos k\omega t + \sum_{k=0}^{\infty} b_n \sin k\omega t$
Периодические прямоугольные импульсы			$S_k = \frac{2\tau_n}{T} \left  \frac{\sin \pi k \tau_n / T}{\pi k \tau_n} \right $ $\varphi_k = \frac{\pi k \tau_n}{T}$
Одиночный прямоугольный импульс			$S(\omega) = \frac{x_m}{\omega} \left  \sin \frac{\omega \tau_n}{2} \right $ $\varphi(\omega) = \frac{\omega \tau_n}{2} - \pi n \quad (n = 0, 1, 2 \dots)$
Ступенчатое нагружение		$p$ -область 	$\hat{x}(p) = \frac{x_m}{p}$

$$R(\tau) = \sigma_x^2 e^{-\alpha \tau};$$

$$R(\tau) = \sigma_x^2 e^{-\alpha \tau} \cos \beta \tau;$$

$$R(\tau) = \sigma_x^2 e^{-\alpha \tau} \sigma_x^2 e^{-\alpha \tau} \cos \beta * \tau.$$

Поэтому при исследовании случайных вибраций чаще всего из опытных данных определяются параметры  $\alpha$ ,  $\sigma$ ,  $\sigma^*$ ,  $\beta$ ,  $\beta^*$ . Такой подход существенно упрощает обработку результатов эксперимента.

Подобные задачи успешно решаются при помощи ЭВМ. Можно выполнить моделирование случайного процесса с заданными параметрами корреляционной зависимости опреде-

ленного вида и сравнить модель случайного процесса с его реализацией и, если адекватность (т.е. степень соответствия) модели и практической реализации подтверждается, то дальнейшее исследование вибрационного процесса может быть продолжено на основе его модели. Такой подход позволяет полностью автоматизировать обработку измерительной информации и сократить время обработки.

### П.1.3 Энергетические характеристики вибрационных процессов

Разрушающее действие вибрации определяется, в конечном счете, энергией источника вибрационного процесса. Поэтому важное значение приобретает анализ энергетических характеристик вибрации, которая может быть, как уже отмечалось, детерминированной или случайной.

Введем понятие текущего спектра  $S_T(j\omega)$  непериодического сигнала, определяемого с помощью прямого преобразования Фурье:

$$S_T(j\omega) = \int_{-T}^T x(t) e^{-j\omega t} dt,$$

причем

$$S(j\omega) = \lim_{T \rightarrow \infty} S_T(j\omega) / T.$$

Величина  $x^2(t)$ , как известно, пропорциональна энергии процесса. Если отвлечься от системы единиц измерения, то можно считать величину  $W = \int x^2(t) dt$  энергией процесса. Установим связь энергии  $W$  вибрационного процесса с его спектром. Для этого воспользуемся обратным преобразованием Фурье, т.е. учтем, что

$$x(t) = (1/2\pi) \int_{-T}^T S(j\omega) e^{j\omega t} d\omega,$$

а

$$\begin{aligned} \int x^2(t) dt &= (1/\pi) \int x(t) \left[ \int S(j\omega) e^{j\omega t} d\omega \right] dt = (1/\pi) \int S(j\omega) \left[ \int x(t) e^{j\omega t} dt \right] d\omega = \\ &= (1/2\pi) \int S(j\omega) S(-j\omega) d\omega \end{aligned}$$

Из теории функций комплексных величин известно, что  $S(j\omega) S(-j\omega) = S^2(\omega)$ , поэтому

$$W = \int S^2(\omega) d\omega \tag{П21}.$$

Равенство (П21) выражает теорему Релея.

Для текущего спектра аналогичным образом можно установить, что

$$W_T = \int S_T^2(\omega) d\omega,$$

где  $W_T$  – энергия, которая выделяется на временном отрезке  $[-T, T]$ ;



$S_T(\omega)$  – модуль текущего спектра.

Выражение для средней мощности процесса  $W_{cp}$  можно получить исходя из определения

$$W_{cp} = \lim W_{cpT} = \lim \left[ (1/2T) \int x^2(t) dt \right] (T \rightarrow \infty).$$

В силу теоремы Релея имеем

$$W_{cp} = \int (1/\pi) \lim [S_T^2(\omega)/T] d\omega = \int G(\omega) d\omega,$$

где  $W_{cpT} = W_T/T$ ;

$$G(\omega) = (1/\omega) \lim [S_T^2(\omega)/T]$$

Величина  $G(\omega)$  представляет собой спектр средней мощности процесса и называется энергетическим спектром, а величина  $W_{cp}(\omega) = G(\omega) d\omega$  является мощностью, приходящейся на полосу спектра шириной  $d\omega$

Для случайного процесса можно ввести понятие текущей автокорреляционной функции

$$R_T(\tau) = (1/2T) \int_{-T}^T x(t)x(t-\tau) dt,$$

спектр этой функции

$$S_{KT}(j\omega) = \int R_T(\tau) e^{-j\omega\tau} d\tau = (1/2T) \int \left[ \int x(t)x(t-\tau) dt \right] e^{-j\omega\tau} d\tau = \\ (1/2T) \int x(t) \left[ \int x(t-\tau) e^{-j\omega\tau} d\tau \right] dt.$$

Сделаем замену переменной  $\lambda = (t-\tau)$ . Тогда

$$S_{KT}(j\omega) = (1/2T) \int x(t) \left[ \int x(\lambda) e^{-(t-\lambda)j\omega\tau} d\lambda \right] dt = (1/2T) \int x(t) e^{-j\omega t} dt \int x(\lambda) e^{j\omega\lambda} d\lambda; \\ S_K(\omega) = \lim S_{KT}(j\omega) = \lim (1/2T) [S_{KT}(j\omega) S_{KT}(-j\omega)].$$

На основании формулы (П23) имеем

$$S_K(\omega) = (1/\pi T) \lim (\pi/2T) [S_{KT}(j\omega) S_{KT}(-j\omega)] = (1/\pi) \lim (\pi/2T) [S_{KT}^2(\omega)] = (\pi/2) G(\omega).$$

Таким образом, спектр автокорреляционной функции совпадает с точностью до постоянного множителя со спектром средней мощности  $G(\omega)$ . Поскольку функции  $G(\omega)$  и  $R(\tau)$  являются четными, то получаются важные соотношения:

$$R(\tau) = \int_0^{n \rightarrow \infty} G(\omega) \cos \omega\tau d\omega = \int_0^{n \rightarrow \infty} G(\omega) e^{j\omega\tau} d\omega \quad (\text{П24});$$

$$G(\tau) = (2/\pi) \int_0^{n \rightarrow \infty} R(\omega) \cos \omega\tau d\omega = (2/\pi) \int_0^{n \rightarrow \infty} R(\omega) e^{j\omega\tau} d\omega \quad (\text{П25})$$

Если  $\tau=0$ , то  $R(0) = W_{cp} = \int G(\omega) d\omega$

Статистический спектр есть не что иное, как энергетический спектр, а дисперсия представляет собой среднюю мощность процесса.

Приложение 2. Таблица соответствия уровней в дБ и амплитуды в мм/с

Таблица П2.

дБ	мм/с	дБ	мм/с	дБ	мм/с
60	0,05	90	1,6	120	50,0
62	0,063	92	2,0	122	63,0
64	0,079	94	2,5	124	79,0
66	0,1	96	3,2	126	100
68	0,13	98	4,0	128	130
70	0,16	100	5,0	130	160
72	0,2	102	6,3	132	200
74	0,25	104	7,9	134	250
76	0,32	106	10,0	136	320
78	0,4	108	13,0	138	400
80	0,5	110	16,0	140	500
82	0,63	112	20,0	142	630
84	0,79	114	25,0	144	790
86	1,0	116	32,0	146	1000
88	1,3	118	40,0	148	1300

Приложение 3. Таблица соответствия уровней в дБ и соотношений амплитуд

Таблица П3.

Уровень в дБ	Соотношение амплитуд	Уровень в дБ	Соотношение амплитуд
0	1	30	31
3	1,4	36	60
6	2	40	100
10	3,1	50	310
12	4	60	1000
18	8	70	3100
20	10	80	10000
24	16	100	100000

## Приложение 4. Пьезоакселерометр ВД06А

ООО НТФ «МИКРОНИКС» выпускает ряд акселерометров для промышленного мониторинга, в том числе акселерометр типа ВД06А, отличающийся от выпускаемых другими фирмами акселерометров наличием встроенного миниатюрного усилителя. Это позволяет согласовывать высокоомный выход чувствительного элемента с низкоомным входом регистратора, а также использовать для соединения акселерометра с регистратором более длинные кабельные линии. Ниже приведено описание акселерометра ВД06А.

### ПРЕОБРАЗОВАТЕЛЬ ВИБРОИЗМЕРИТЕЛЬНЫЙ (ДАТЧИК ВИБРАЦИИ)

ВД06А

ГСПК.402321.031 ПС

#### 1. Назначение устройства

Преобразователь виброизмерительный (далее — "датчик вибрации" или "датчик") ВД06А предназначен для преобразования механических колебаний в электрические сигналы, пропорциональные ускорению корпуса датчика. Усилитель соответствует стандарту ICP (токовый интерфейс 4..20 мА).

Датчик вибрации зарегистрирован в Государственном реестре средств измерений под № 37740-08.

Основное назначение датчика – работа в качестве чувствительного элемента виброизмерительных и вибродиагностических систем.

Датчик по устойчивости к воздействию климатических факторов соответствует 6 группе климатического исполнения ГОСТ 22261-94 и предназначен для работы в следующих условиях:

- температура окружающего воздуха от минус 50°С до 70°С;
- относительная влажность воздуха до 98% при температуре окружающего воздуха плюс 35 °С
- атмосферное давление 60 – 106,7 кПа.

Датчик относится к изделиям, ограниченно восстанавливаемым в условиях предприятия-изготовителя.

Крепление датчика к объекту осуществляется при помощи стальной шпильки М5 или удерживающего магнитного крепления "Микроникс КМ-2" ГСПК.402321.028.

Электрическое присоединение датчика к внешней аппаратуре производится с помощью коаксиального разъёма CP50-267ФВ или SMA-VJ, в зависимости от варианта изготовления.

## 2. Технические характеристики

### 2.1. Технические характеристики

В нормальных климатических условиях датчики соответствуют техническим характеристикам, представленным в таблице 1.

Таблица 1

№ п/п	Параметр	Единица измерения	Значение параметра	
			не менее	не более
1	Коэффициент преобразования осевой на частоте 159,159 Гц	мВ/м·с <sup>-2</sup>	9	11
2	Отклонение осевого коэффициента преобразования при использовании номинального пониженного напряжения питания	%	–	1
3	Нижняя рабочая частота	Гц	–	1
4	Верхняя рабочая частота	Гц	8000	–
5	Неравномерность осевого коэффициента преобразования в рабочем диапазоне частот	дБ	–	1
6	Относительный поперечный коэффициент преобразования	%	–	5
7	Верхний уровень измеряемого ускорения	м/с <sup>2</sup>	500	–
8	Номинальное напряжение питания, постоянный ток	В	18	30
9	Ток потребления	мА	4	20
10	Максимально допустимое значение статического потенциала	В	–	200
11	Габариты	мм	–	19x19x39
12	Масса, не более	г	–	36

### 2.2. Стойкость к механическим воздействующим факторам

Датчики соответствуют требованиям п.2.1. после воздействия следующих факторов:

- механического удара одиночного действия с пиковым ударным ускорением 4900 м/с<sup>2</sup> (500g);

- многократных присоединений/отсоединений к шпильке М5 при крутящем моменте не более 2 Н·м.

### 2.3. Надежность

2.3.1. Минимальная наработка датчиков в режимах и условиях, установленных ГОСТ 15150-69 и ГСПК.402321.023ТУ - 15000 ч.

2.3.2. Средний срок службы датчиков - не менее 10 лет.

2.3.3. Минимальный срок сохраняемости датчиков при хранении в отапливаемом хранилище или хранилище с кондиционированием воздуха, а также вмонтированных в защищенную аппаратуру или находящихся в защищенном комплекте ЗИП – 10 лет.

2.4. Содержание в датчике вибрации драгоценных и цветных металлов представлено в таблице 2.

Таблица 2

Наименование драгоценного или цветного металла	Суммарная масса в одном изделии, г	Место расположения составной части
Серебро	0,0821	Пьезоэлементы Разъём СР50-267ФВ
Сплав на основе вольфрама	5,000	Масса инерционная

### 3. Устройство и принцип работы

Датчик выполнен на основе пьезоэлектрических элементов и является абсолютным вибропреобразователем (т.е. вибрация преобразуется непосредственно в электрические колебания).

Пьезоэлементы датчика работают в режиме продольных колебаний, поэтому отличаются стойкостью к перегрузкам и высокой резонансной частотой.

Датчик ВД06А содержит усилитель, встроенный в корпус, для согласования высокого выходного сопротивления вибропреобразователя с низким входным сопротивлением соединительного кабеля и увеличения дальности размещения датчика от виброизмерительного устройства. Усилитель соответствует стандарту ICP (токовый интерфейс 4..20 мА).

Выходной сигнал датчика пропорционален виброускорению.

Общий вид датчика приведен на рис. 3.1.

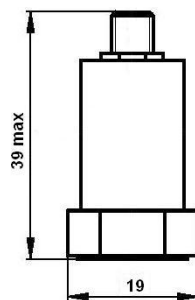


Рис. 3.1. Общий вид датчика вибрации ВД06А

Датчик выполнен в герметичном металлическом корпусе цилиндрической формы из нержавеющей стали.

Подключение кабеля к датчику осуществляется через коаксиальный разъём CP50-267ФВ (SMA-BJ), расположенный на торце датчика.

#### 4. Инструкция по эксплуатации

Установка датчика на объект может осуществляться при помощи шпильки М5 или магнитного крепления КМ-2.

4.1. Установку датчика при помощи шпильки производить в следующей последовательности:

- На поверхности объекта подготовить опорную площадку диаметром 25 мм, шероховатостью поверхности не более 0,63 и неплоскостностью не более 0,01 мм.

- Выполнить в центре площадки отверстие с резьбой М5, глубиной не менее 6 мм при неперпендикулярности оси отверстия относительно поверхности площадки не более 1°.

- Ввернуть до упора в резьбовое отверстие датчика шпильку и, вращая датчик, ввернуть его до упора в резьбовое отверстие опорной площадки и затянуть ключом. Крутящий момент при креплении датчика шпилькой не должен превышать 2 Н·м.

- Соединить датчик с виброизмерительным устройством при помощи кабеля.

4.2. Установку датчика при помощи магнитного крепления “Микроникс КМ-2” ГСПК.402321.028 производить в следующей последовательности:

- Соединить датчик с магнитным креплением.

- Установить датчик с магнитным креплением на объект измерений.

- Соединить датчик с виброизмерительным устройством при помощи кабеля.

4.3 При установке необходимо следить за тем, чтобы датчик был прикреплён прочно (не качался) на объекте измерений. В противном случае результаты измерений могут быть недостоверными.

Во избежание наводок на кабель датчика не допускается пересечение кабеля с другими кабелями и проводниками.

В случае использования датчика с разъёмом типа SMA, у которого шаг резьбы больше, чем у CP50-, для предотвращения откручивания гайки на кабельной части разъёма рекомендуется фиксировать её с помощью эластосила или его аналогов.

Запрещается снимать датчик, установленный на удерживающем магните, натяжением кабеля.

## 5. Техническое обслуживание

5.1. При эксплуатации датчика необходимо следить за состоянием его электрического разъёма. При загрязнении разъёма датчика либо присоединительного кабельного разъёма - промыть их в бензине и высушить.

5.2. При загрязнении корпуса датчика и резьбового крепёжного отверстия очистить их хлопчатобумажным тампоном, смоченным в бензине, высушить датчик.

## 6. Поверка

Методы и средства первичной и периодической поверки должны соответствовать МИ1873-88.

## 7. Гарантии изготовителя

7.1. Предприятие-изготовитель гарантирует соответствие датчиков требованиям технических условий ГСПК.402321.031ТУ при соблюдении потребителем условий и правил хранения, транспортирования и эксплуатации.

7.2. Гарантийный срок эксплуатации – 24 месяца со дня отгрузки, но не более чем 36 месяцев со дня изготовления.

7.3. Гарантийный срок хранения – 36 месяцев со дня изготовления.



## Литература

1. Руководство по организации эксплуатации и технологии технического обслуживания и ремонта оборудования и сооружений нефтеперерабатывающих станций. РД153.39 ТН-008-96 - Институт проблем транспорта и энергоресурсов.
2. Датчики теплофизических и механических параметров. Справочник. Т2., М., 2000 г., «Радиотехника», под общей ред. д.т.н., проф. Ю. Н. Коптева.
3. ГОСТ 24347-80. Вибрация. Обозначения и единицы величин. Введён с 01.01.81. – М.: ИПК Издательство стандартов, 1986. – 5 с.
4. ГОСТ Р ИСО 10816 – 3 – 99 . Вибрация. Оценка состояния машин по результатам измерений вибрации на не вращающихся частях. Ч.3. – Введён с 01.07.00. – М.: ИПК издательство стандартов, 2000. - 10 с.
5. ГОСТ Р ИСО 7919 – 3 – 99 . Вибрация. Оценка состояния машин по результатам измерений вибрации на не вращающихся частях. Ч.3. – Введён с 01.07.00. – М.: ИПК издательство стандартов, 2000. - 10 с.
6. ГОСТ Р ИСО 5348 – 99 . Вибрация и удар. Механическое крепление акселерометров. – Введён с 01.07.00. – М.: ИПК издательство стандартов, 2000. - 10 с.