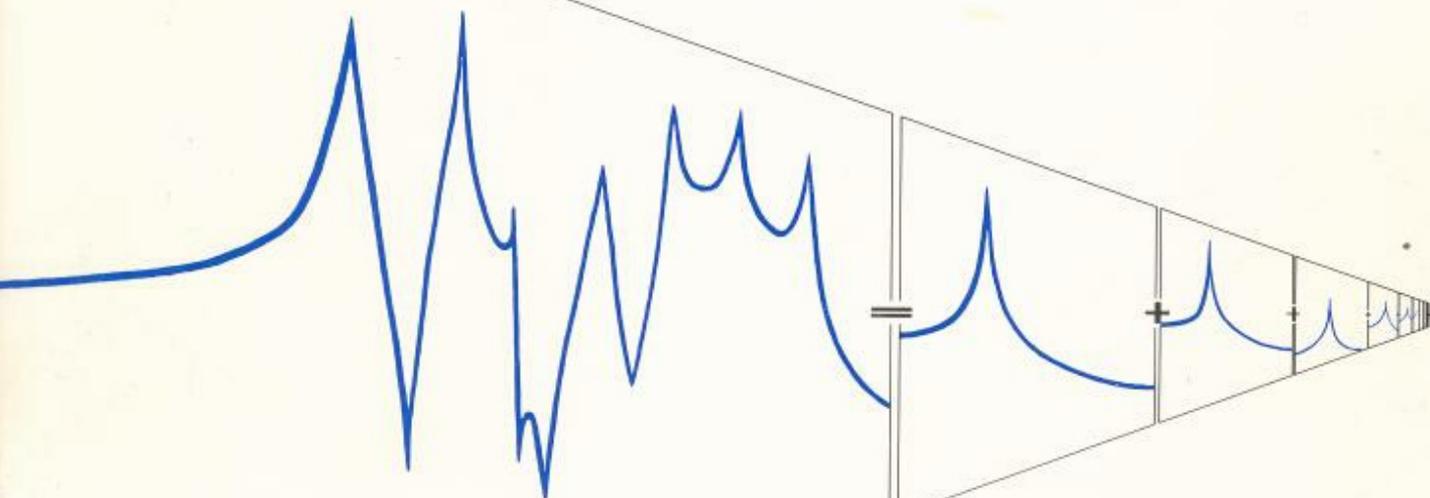


Испытания конструкций

Часть 1. Измерения механической подвижности



Испытания конструкций

Часть 1. Измерения механической подвижности

Оле Дэссинг, БрюльиКьер

См. стр.

См. стр.

Шум и механические колебания: причины и следствия	4
Анализ сигналов и анализ систем	6
Отыскание причин проблем	7
Приемы решения динамических проблем	9
Анализ мод колебаний	11
Математические динамические модели	12
Применение данных мод колебаний	13
Проверка аналитической математической модели	14
Частотные характеристики	15
Измерение подвижности — определения	17
Оценки частотных характеристик	18
Двухканальный анализатор, выполняющий быстрое преобразование Фурье	22
Ошибки	24

Выбор оптимальной оценки частотной характеристики	26
Возбуждение	27
Проведение возбуждения	29
Измерение реакции	31
Случайное возбуждение	34
Псевдослучайное возбуждение	35
Ударное возбуждение	36
Ударные испытания и функция когерентности	39
Весовые функции при ударных испытаниях	40
Импульсная весовая функция	41
Экспоненциальная весовая функция	42
Сравнение различных форм возбуждения	43
Калибровка	44
Пример: механические колебания порталного крана	46

Предисловие

Глубокое понимание динамики механических систем имеет большое значение для проектирования, создания и усовершенствования новых конструкций, а также для решения проблем, связанных с шумом и механическими колебаниями существующих конструкций.

Анализ мод колебаний является эффективным средством описания, понимания и моделирования динамического поведения конструкций. Изучение результатов анализа мод колебаний является основой правильного понимания динамики механических конструкций.

Данная брошюра *Испытания конструкций* содержит описание теоретических основ анализа мод колебаний и динамики механических конструкций и систем. Если текст прочитан и полностью усвоен, мы уверены, что специалист, вооруженный простым набором измерительных данных и правильной их интерпретацией, в состоянии решить 90% связанных с шумом и механическими колебаниями проблем, с которыми приходится сталкиваться в промышленности.

Мы предполагаем, что читатель знаком с фундаментальными методами измерения механических колебаний и анализа сигналов. В данной работе проведено четкое различие между аналитическими и экспериментальными методами с уделением главного внимания экспериментальным методам. Математические выкладки используются в ограниченном объеме и с соответствующими пояснениями. Основное внимание уделяется методам широкополосных испытаний, проводимых с помощью двухканальных анализаторов, выполняющих быстрое преобразование Фурье (БПФ), но также приводятся основы теории других методов испытаний.

Брошюра *Испытания конструкций* разделена на две части:

Часть 1: Измерения механической подвижности

Часть 2: Анализ мод колебаний и моделирование

Шум и механические колебания: причины и следствия

Шум и механические колебания в повседневной жизни и в промышленности возникают в связи с процессами, происхождение которых сопровождается возбуждением конструкций динамическими силами.

Следствия шума и механических колебаний самые различные: от раздражения и чувства дискомфорта до возникновения опасности для здоровья. На человеческом теле, на машинном оборудовании, на транспортном средстве следствиями шума и механических колебаний могут быть износ, снижение производительности, неправильная работа и/или невозможные в той или иной степени повреждения.

Механические колебания и шум (определяемый здесь как нежелательный звук) тесно связаны друг с другом. Шум представляет собой колебательную энергию конструкции, излучаемую в виде колебаний давления воздуха, которые воспринимаются человеческим слухом.

Основные проблемы, возникающие в связи с шумом и механическими колебаниями, связаны с резонансами. Резонанс возникает, когда динамические силы возбуждают колебания при собственных частотах (или моды механических колебаний) конструкций. Это одна из причин необходимости изучения мод колебаний.

Другой причиной необходимости изучения мод колебаний является тот факт, что они образуют основу полного динамического описания конструкции.

• Существует ли проблема?

Определенные шум и механические колебания являются побочным эффектом любого динамического процесса. Для некоторых типов машинного оборудования и рабочих условий существуют международные стандарты, которые могут быть использованы для вынесения решения о существовании или отсутствии проблемы, связанной с шумом и механическими колебаниями. В других ситуациях

можно результаты измерений шума и механических колебаний соотнести с техническими данными изготовителя оборудования. Однако, присутствие обусловленной шумом и механическими колебаниями проблемы часто проявляется в виде ненадежной работы, неправильного функционирования или даже поломки оборудования



• Кто несет ответственность?

Если уровни наблюдаемого шума или механических колебаний превышают заданные пределы, кто несет за это ответственность?

В любой ситуации всегда имеются три фактора:

- источник - где создаются динамические силы
- путь - как передается энергия
- приемник - какие уровни шума или механических колебаний являются допустимыми.

Любой из этих факторов может являться причиной возникновения проблемы и может быть исследован для отыскания соответствующего оптимального решения. Возьмем для примера водителя автомобиля, который чувствует, что уровень шума внутри этого транспортного средства слишком высокий. В данном случае источником является трансмиссия автомобиля, путь - кузов автомобиля, а приемник - ухо водителя.

Маловероятно, что слух водителя слишком чувствителен. Решение путем применения личных защитных средств является возможным, но во всяком случае нежелательным. Поэтому проблема ограничена кузовом автомобиля и его трансмиссией. Кто несет ответственность в этом случае?

Конструкторы кузова автомобиля и конструкторы трансмиссии могут заявить, что их отдельные компоненты работают удовлетворительно. Но факт остается фактом - взаимодействие между компонентами приводит к возникновению серьезной проблемы.



Анализ сигналов и анализ систем

Прежде чем приступать к устранению проблем, связанных с шумом и механическими колебаниями, мы должны сделать четкое различие между двумя путями, которые могут быть при этом избраны, т.е. между анализом сигналов и анализом систем.

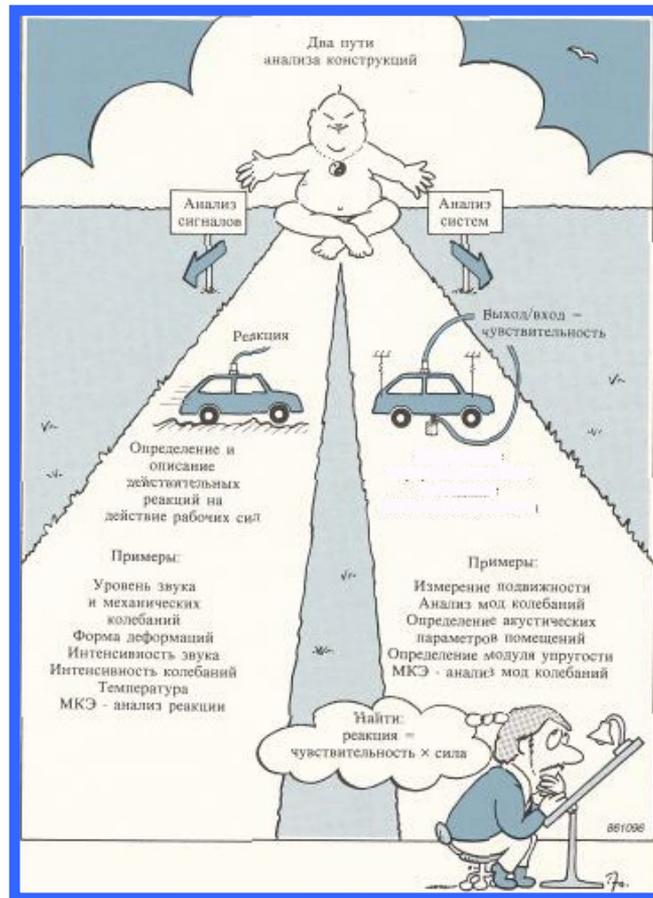
Анализ сигналов представляет собой процесс определения откликов системы на неизвестное в общем случае возбуждение и представления их в такой форме, которую легко интерпретировать.

Анализ систем является методом определения характерных свойств систем. Он может быть проведен путем возбуждения системы с помощью замеряемых сил и определения отношения отклик/сила (чувствительность). Для линейных систем это отношение является независимым, присущим этим системам параметром. Этот параметр остается постоянным независимо от того, если система находится в возбужденном состоянии или в состоянии покоя.

Уровень качества проигрывателя с высокой точностью воспроизведения звука определяется его частотными характеристиками, которые остаются неизменными независимо от того, если пластинка содержит музыку Баха или Битлз. Эти характеристики определяют качество воспроизведения проигрывателем записанных сигналов.

Автомобиль имеет одинаковую форму мод колебаний и идентичные собственные частоты, когда он стоит в гараже и когда он идет со скоростью 100 км/ч по шоссе. Параметры мод колебаний представляют собой показатели динамических характеристик автомобиля и определяют комфорт и безопасность езды.

Какую бы линейную систему мы не взяли, *характеристики системы* всегда определяют *сигналы*, воспринимаемые при определенных рабочих условиях.



Отыскание причин проблем

Анализ сигналов

Давайте рассмотрим вопрос о том, какая информация может быть получена в результате измерения и анализа ответных сигналов, полученных на автомобиле во время его работы. **Внутри** салона можно закрепить акселерометр, если возможно, в точке, из которой исходит больше всего шума.

Изучение развития во времени ускорения механических колебаний дает немного полезной информации. Путем преобразования в частотную область получается спектр ускорения механических колебаний. Такой спектр очень часто имеет особенности, которые могут указать на концентрацию энергии в районе одной или нескольких дискретных частот (тонов).

Сведения о действующих в системе механизмах позволяют соотнести четко выраженные частотные составляющие с отдельными механическими компонентами и таким путем выявить источник механических колебаний и/или шума.

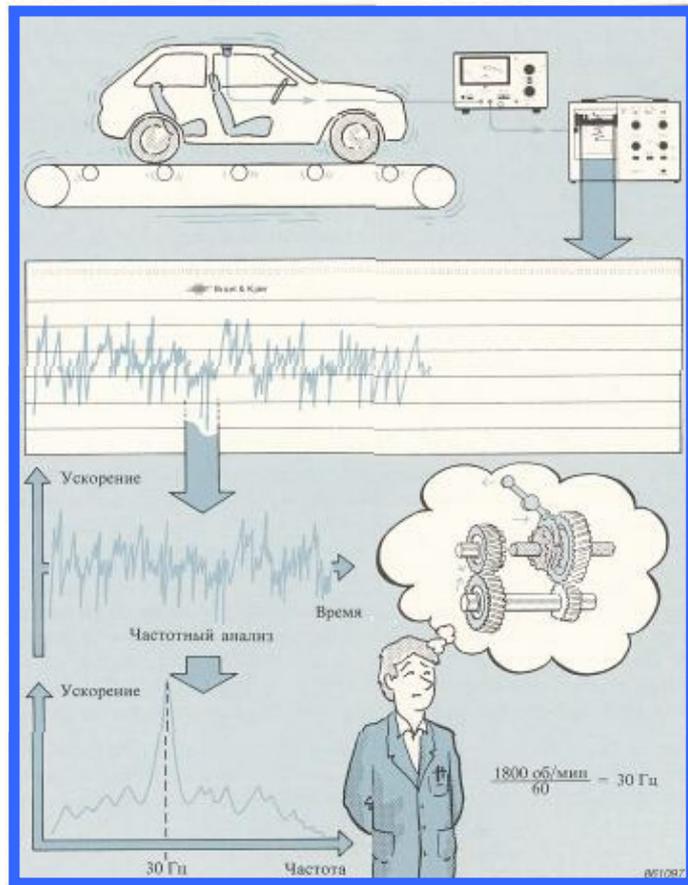
В нашем примере определенная дискретная составляющая спектра ускорения может быть соотнесена с частотой вращения определенного вала в системе трансмиссии. Это дает четкое подтверждение того, что данный компонент является источником механических колебаний или шума.

После выявления источника возникают новые вопросы:

«Имеет ли источник достаточное количество свободной энергии для того, чтобы возбудить механические колебания соответствующей конструкции?»

или

«Является ли система «динамически слабой» или податливой при данной частоте с чрезмерной реакцией на воздействие обычных сил?»



• Анализ систем

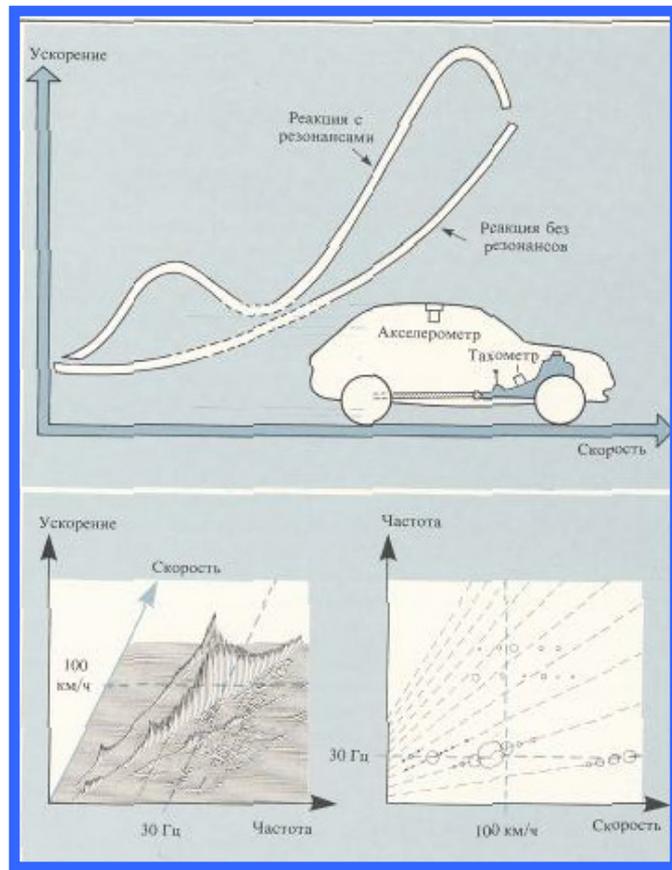
После выявления источника механических колебаний можно сконцентрировать свои усилия на системе. Свойства путей передачи механических колебаний от источника или источников к приемнику или приемникам представляют собой внутренние характеристики составных механических систем.

Первым шагом к описанию свойств путей распространения механических колебаний является проведение испытаний при разгоне автомобиля и движении по инерции, во время которых при различных скоростях измеряются реакции системы (ускорение). Затем строятся графики зависимости этих реакций от скорости. Такие графики дают качественную индикацию значительных резонансов в диапазоне рабочих частот, так как частота возбуждения пропорциональна скорости.

Метод разгона/движения по инерции может быть использован для построения трехмерных графиков. Это могут быть графики спектров при различных скоростях (каскадные графики) или графики зависимости уровня механических колебаний и частоты для нескольких гармоник от скорости (диаграммы Кемпбелла).

Если на графике зависимости реакции от скорости имеются пики, как в нашем примере, есть основания предположить, что система имеет резонансы. Но так как действующие силы неизвестны, это предположение не обязательно будет правильным. Упомянутые пики могут соответствовать пикам действующих сил.

При проведении испытаний по методу разгона/движения по инерции проводится замер только реакции при различных частотах возбуждения, а амплитуда возбуждающей силы изменяется неконтрольно. Поэтому такие измерения могут дать только грубую качественную информацию о свойствах исследуемой системы.



Приемы решения динамических проблем

Для устранения динамических проблем необходимо понять динамическое поведение конструкции. Это означает, что необходимо определить деформацию конструкции при критической частоте. Снова могут быть выбраны два подхода:

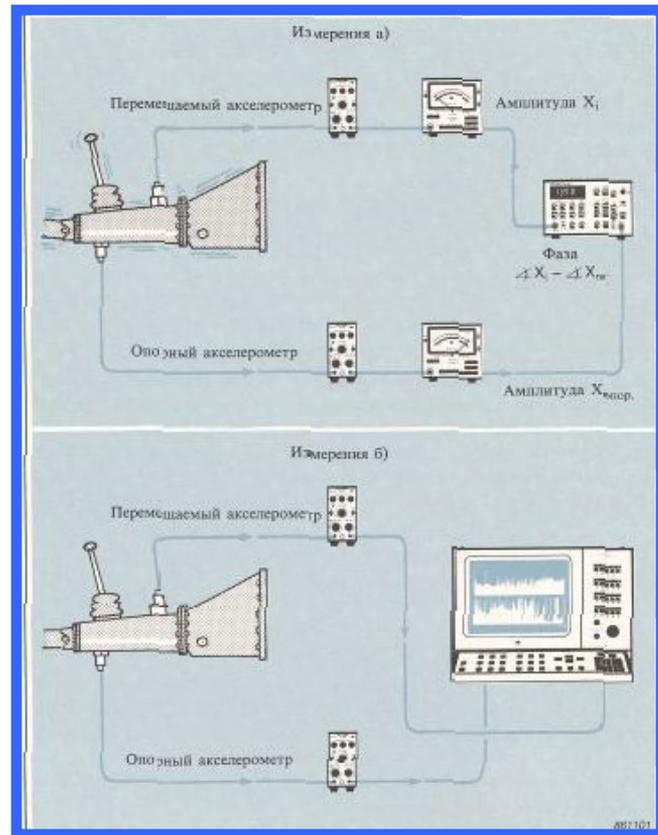
- анализ сигналов = измерение формы деформации во время работы
- анализ систем = модальные испытания

• Измерение формы деформации

Целью измерений деформации (формы прогиба, изгиба и т.п.) во время работы является определение вынужденной динамической деформации при рабочей частоте.

Самым простым и наиболее точным методом является установка акселерометра в какой-либо точке, которая принимается за опорную, и применение перемещаемого акселерометра, который устанавливается в различных точках и, при необходимости, в различных направлениях. Для обеспечения нужной разрешающей способности точки замера должны быть выбраны с достаточно малым промежутком. Измерения разницы амплитуды и фазы отдаваемых опорным и перемещаемым акселерометрами сигналов во всех точках проводятся при установившемся режиме работы. Применяемыми приборами могут быть две отдельные одноканальные системы или двухканальный анализатор, выполняющий быстрое преобразование Фурье.

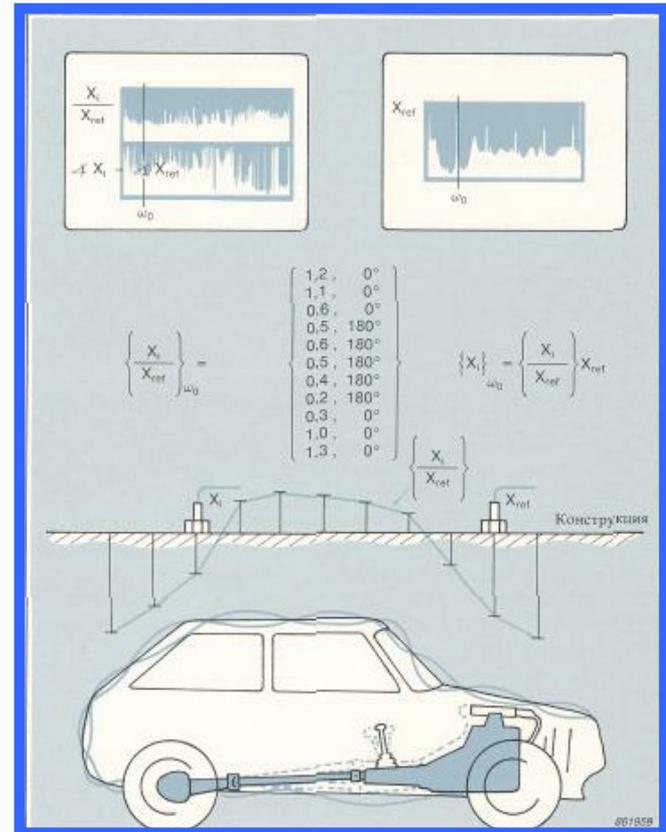
После этого по результатам измерений строятся графики, с помощью которых определяются деформации и перемещения отдельных частей конструкции, как абсолютные, так относительные.



Форма деформации во время работы представляет собой абсолютную деформацию конструкции вследствие влияния неизвестных, но реально существующих сил. Форма деформации не дает информации о независимых динамических свойствах системы. Поэтому с ее помощью не может быть получена информация об перемещениях, отклонениях и т.п., вызванных другими силами или при других частотах.

В нашем примере форма деформации показывает, что система трансмиссии и двигатель перемещаются в вертикальном направлении. На основе данной информации можно заключить, что хорошим решением проблемы, связанной с шумом, было бы ограничение этих перемещений трансмиссии и двигателя. Это может быть сделано путем увеличения жесткости - лучше всего, между точками, разница присущих которым амплитуд максимальна, т.е. между точками, в которых движения происходят в противофазе.

Увеличение жесткости приводит к росту собственных частот, причем предполагается, что этот рост происходит за пределами рабочего частотного диапазона. Мера нужного увеличения жесткости может быть определена только методом проб и ошибок с использованием инженерного опыта.



Анализ мод колебаний

• Свойства мод колебаний

Большинство встречающихся на практике проблем с шумом и механическими колебаниями связано с резонансами, при которых действующие силы возбуждают одну или несколько мод колебаний. Моды колебаний, лежащие в пределах частотного диапазона действующих динамических сил, всегда представляют собой потенциальную проблему.

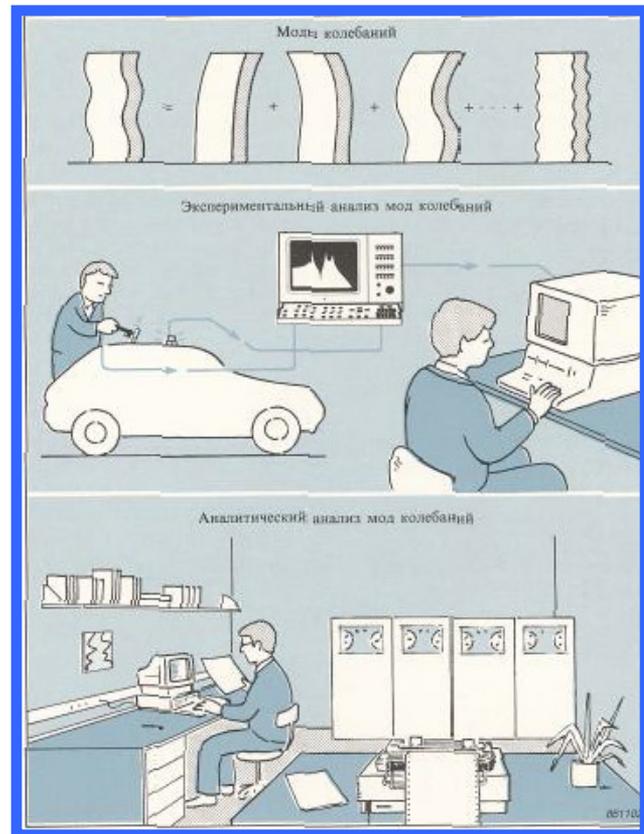
Важным свойством мод колебаний является то, что любая вынужденная или свободная динамическая реакция конструкции может быть представлена в виде дискретного набора мод.

Имеются следующие параметры мод колебаний:

- модальная частота
- модальное затухание
- модальная форма

Модальные параметры всех мод в пределах заданного частотного диапазона составляют полное динамическое описание конструкции. Следовательно, моды колебаний представляют собой динамические свойства, присущие *свободной* конструкции (конструкции, на которую не действуют никакие силы).

Анализ мод колебаний является процессом определения всех модальных параметров, результаты которого достаточны для создания математической динамической модели. При анализе мод колебаний можно применять аналитические или экспериментальные методы.



Математические динамические модели

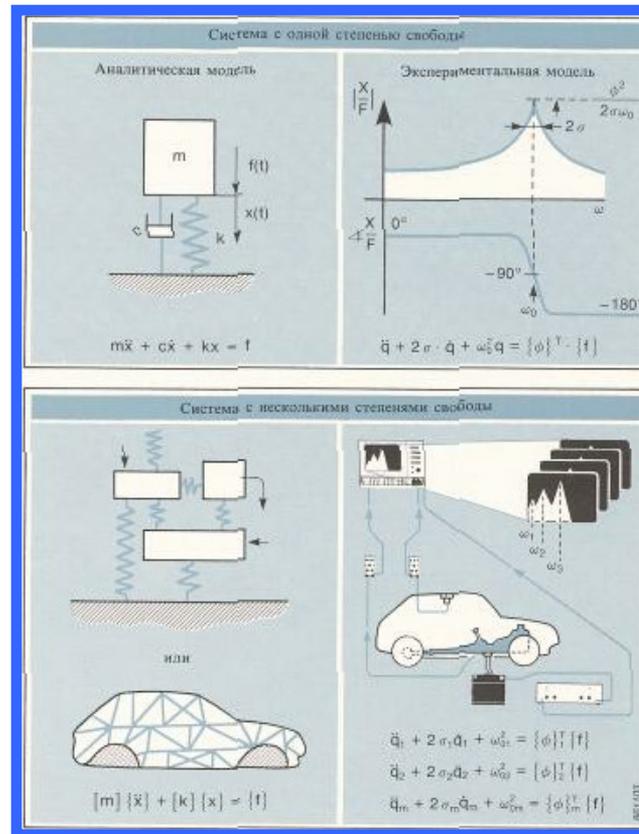
Математические модели разрабатываются по определённому ряду причин:

- для понимания поведения конструкции под воздействием **динамических сил** и нагрузок
- для моделирования или оценки реакции системы на воздействие внешних сил
- для моделирования изменений динамических характеристик в связи с изменениями физических условий.

Математическая модель обычно не является моделью самой конструкции. Скорее эти модели являются моделями динамического поведения конструкции, созданными с учетом ряда предположений и граничных условий.

Аналитические математические модели базируются на результатах расчетов распределения масс и жесткости при определенных граничных условиях. Эти расчеты обычно выполняются по методу конечных элементов (МКЭ) и в результате выводится система большого числа *зависимых* дифференциальных уравнений, которые могут быть решены только с помощью больших ЭВМ.

Экспериментальные математические модели могут быть построены по замеренным данным мод колебаний, которые представляют соответствующие системы при тех условиях, при которых были проведены экспериментальные исследования. Модель обычно состоит из системы *независимых* дифференциальных уравнений, по одному для каждой моды с определенными экспериментальными параметрами. Соответствующие модели обычно называют «модальными моделями».



Применение данных мод колебаний

Сейчас мы рассмотрим применение данных, полученных в результате экспериментального анализа мод колебаний.

Результаты испытаний и анализа мод колебаний могут иметь различную степень сложности:

- простые функции частотных характеристик (ФЧХ), показывающие слабое динамическое состояние конструкции в виде модальных частот, или набор частотных характеристик, способствующий определению частот и форм мод колебаний
- данные по формам отдельных мод колебаний или данные, допускающие создание математической динамической модальной модели.

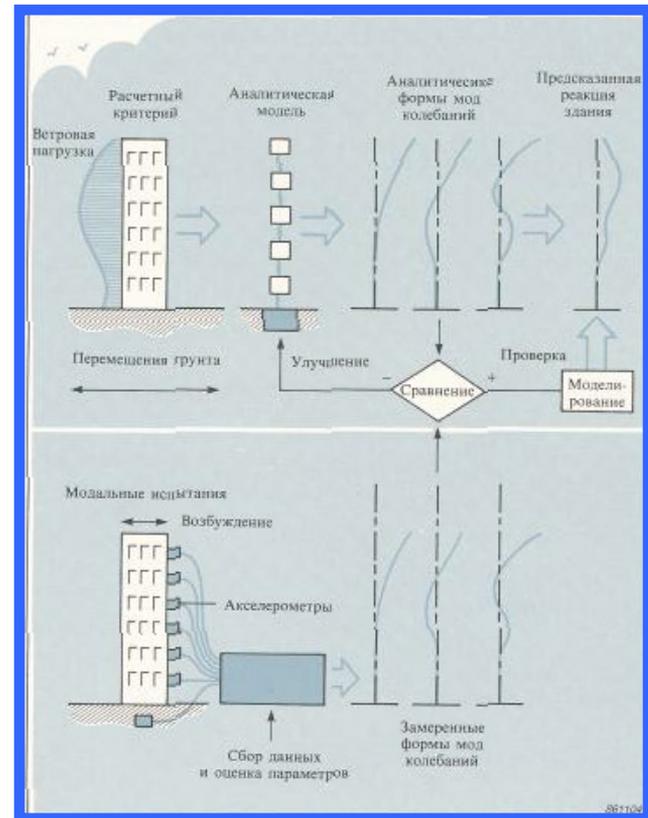
Диапазон применений модальных данных очень обширен и включает в себя:

- проверку модальных частот
- построение качественных дескрипторов форм мод - вспомогательного средства понимания динамического поведения конструкции для отыскания причин динамических проблем
- проверку и улучшение аналитических моделей
- моделирование с помощью ЭВМ (на основе модальных моделей) для разработки прототипа или для эффективного отыскания неисправностей, при котором необходимо
 - предсказать реакции на предполагаемые возбуждения и проверить динамические характеристики
 - предсказать изменения динамических свойств вследствие физических изменений, таких как увеличение полезной нагрузки или увеличение жесткости
 - предсказать необходимые физические изменения для получения требуемых динамических свойств
 - предсказать комбинированное динамическое поведение сопряженных механических конструкций.

Проверка аналитической математической модели

В качестве примера мы проследим за этапами проектирования небоскреба, который должен выдерживать землетрясения и составную ветровую нагрузку. Сначала разрабатывается математическая модель с учетом действия расчетных сил. Результаты показывают удовлетворительное динамическое поведение. После окончания строительства должна быть проведена проверка конструкции. Математическая модель содержит некоторые идеальные распределения сил инерции и элементов жесткости, которые не могут быть проверены экспериментальным путем. Полномасштабные испытания не могут быть проведены. Что жеможно сделать? Анализ мод колебаний конструкции и модели дают решение. Вершина здания возбуждается с помощью электродинамического вибростенда или эксцентричного вибратора. После этого в заданном частотном диапазоне прикладывается определенная сила и проводятся замеры реакций в нескольких выбранных точках. По соответствующим результатам определяются параметры мод колебаний. Проводится непосредственное сравнение модальных параметров, определенных аналитическим и экспериментальным путем. Если результаты не сходятся, то аналитическая модель модифицируется до достижения достаточно хорошего совпадения. Наконец повторяются расчеты по модифицированной модели, после чего могут быть предсказаны реакции исследуемой конструкции на действие расчетных сил. Если аналитическое динамическое поведение соответствует критериям проектирования, результирующие динамические свойства в отношении безопасности небоскреба считаются проверенными.

Аналитическая модель также дает возможность оценки комфорта находящихся в здании людей. После этого может быть повторено моделирование и внесены предложенные улучшения динамических свойств.



Частотные характеристики

Одной из эффективных моделей линейной системы является модель в частотной области, в которой выходной спектр выражен через входной спектр, умноженный на дескриптор системы

$$X(\omega) = H(\omega) \cdot F(\omega)$$

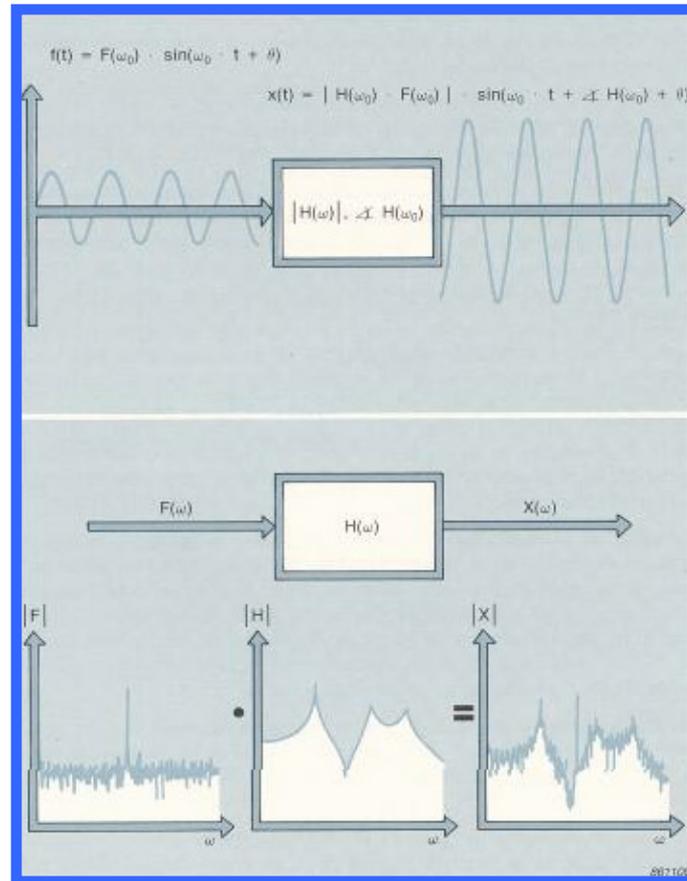
Этот дескриптор системы $H(\omega)$ является частотной характеристикой (ЧХ), которая определяется следующим образом:

$$H(\omega) = \frac{X(\omega)}{F(\omega)}$$

Она представляет собой комплексное отношение между выходом и входом в зависимости от частоты ω . Под понятием комплексный мы имеем в виду, что частотная характеристика является комплексной функцией, имеющей амплитуду $|H(\omega)|$ (и фазу $\angle H(\omega) = \phi(\omega)$).

Физическая интерпретация частотной характеристики заключается в том, что синусоидальная сила (воздействие на входе) при частоте ω приводит к возникновению синусоидального перемещения (реакция на выходе) с той же самой частотой. Амплитуда на выходе умножается на $|H(\omega)|$, а фаза между выходом и входом сдвинута на $2\angle H(\omega)$.

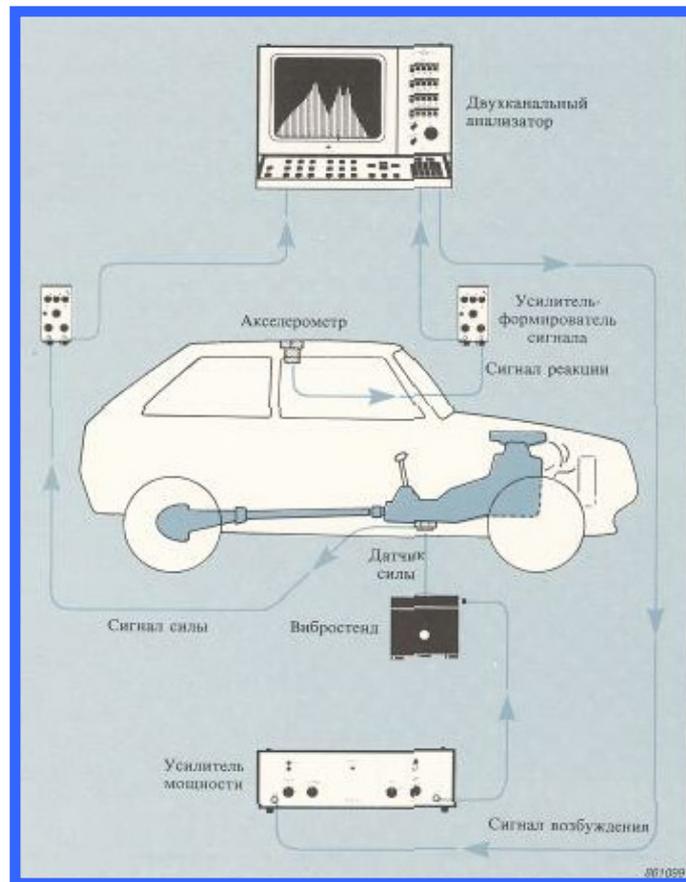
Так как мы ограничились рассмотрением только линейных систем, любой входной или выходной спектр может быть представлен в виде суммы синусоид. Частотные характеристики описывают динамические свойства систем независимо от типа сигналов, используемых при испытаниях. Поэтому концепция частотных характеристик одинаково применима к гармоническому, кратковременному (импульсному или ударному) и случайному возбуждению.



Значения конкретной частотной характеристики могут быть определены последовательно при дискретных частотах или одновременно при нескольких частотах. Эффективным методом является использование возбуждающей силы, спектр которой перекрывает широкий частотный диапазон. Это приводит к значительному снижению продолжительности экспериментальных работ по сравнению с синусоидальным возбуждением, при котором за один раз проводится измерение при одной частоте.

В нашем примере при измерении частотной характеристики на основе возбуждающей силы и сигнала, отдаваемого опорным акселерометром на коробке передач, имеется вторая собственная частота вблизи рабочей частоты вращения вала 30 Гц. Это приводит к динамическому усилению реакции и созданию шума с высоким уровнем в салоне автомобиля.

Резонансы в рабочем частотном диапазоне могут считаться индикаторами слабых мест конструкции. Опасность резонанса зависит от амплитуды частотной характеристики между точкой на конструкции, где приложены рабочие силы, и точкой, где определяется реакция.



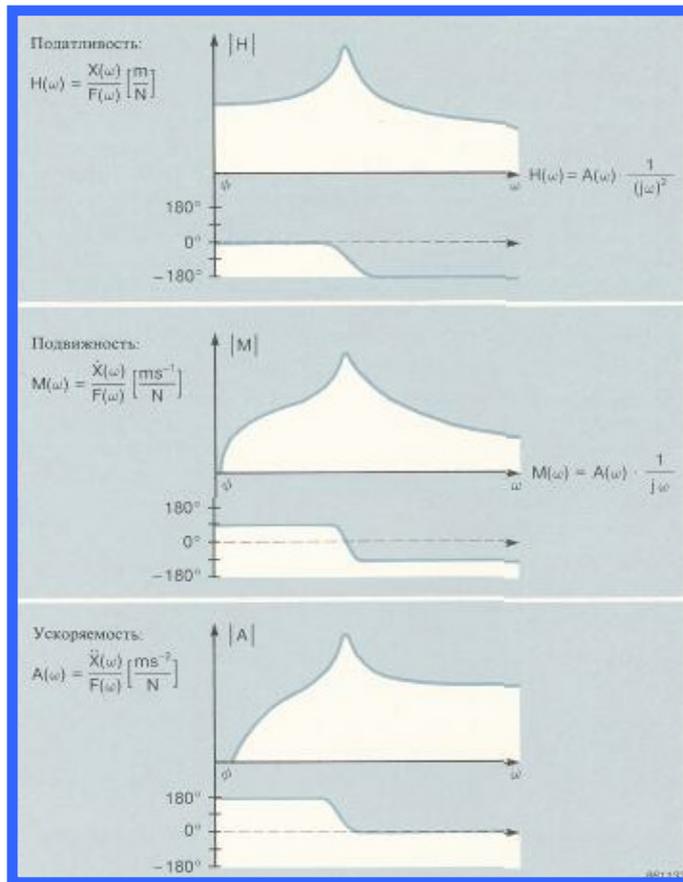
Измерение подвижности - определения

Основой одного особого класса экспериментального модального анализа являются измерения набора частотных характеристик.

Движение может быть описано в терминах перемещения, скорости и ускорения. Соответствующие частотные характеристики можно назвать характеристиками «податливости», «подвижности» и «ускоряем ости». В общем случае термин «измерение подвижности» используется для обозначения механической частотной характеристики любого вида.

При *моделировании* наиболее часто учитываются частотные характеристики податливости. При *измерениях* обычно определяются частотные характеристики ускоряем ости, так как наиболее удобным датчиком для измерения движения является акселерометр.

Податливость, подвижность и ускоряемость алгебраически связаны друг с другом. Результаты измерений одной из соответствующих частотных характеристик могут быть использованы для расчета другой.



Оценки частотных характеристик

В идеальном случае определение частотной характеристики подвижности включает в себя возбуждение конструкции с помощью замераемой силы, измерение реакции с последующим расчетом отношения спектров действующей силы и реакции. Однако, на практике возникает целый ряд проблем:

- наличие механического шума в конструкции, включая нелинейные процессы
- шум электрического характера в используемой аппаратуре
- ограниченная разрешающая способность при анализе.

Для сведения этих проблем до минимума необходимо применить некоторые статистические методы для оценки частотной характеристики по результатам проведенных измерений. Оценка по данным, содержащим случайные шумы, обычно требует применения какого-либо вида усреднения.

Какие методы могут быть использованы для усреднения значений отношения выход/вход?

- Можно ли взять сумму n спектров реакции и разделить ее на сумму n спектров силы?

$$H(\omega) = \frac{\sum X(\omega)}{\sum F(\omega)}$$

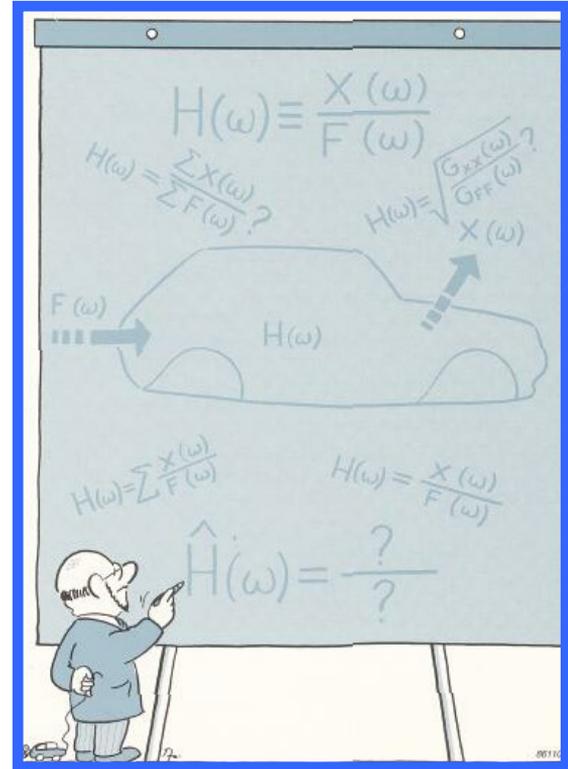
Нет, нельзя. Спектры являются комплексными величинами, и их суммы будут стремиться к нулю, так как разница фаз между отдельными спектрами имеет случайный характер.

- Можно ли взять сумму n отношений реакций и сил и разделить ее на n ?

$$H(\omega) = \frac{1}{n} \sum \frac{X(\omega)}{F(\omega)}$$

Нет, нельзя. Если сила имеет случайный характер, она может

быть равна нулю при любой частоте в отдельном спектре. Соответствующая составляющая частотной характеристики будет при этом неопределенной.



Анализ результатов проведенных измерений может привести к получению полезной оценки.

• Шум на выходе исследуемой системы

При проведении измерений исследуемая конструкция каким-либо образом подвешивается. Измерение сигнала силы осуществляется с помощью датчика силы, подсоединенного непосредственно в точке приложения силы. Кроме очень низких уровней электрического шума, может быть замерено действительное возбуждение. Другие динамические процессы (машины, ветер, шаги людей и т.п.) могут совместно с акустическими и внутренними динамическими процессами привести к возникновению паразитных механических колебаний исследуемого объекта. Сигнал реакции содержит не только реакцию на измеряемое возбуждение, но также реакцию на случайное возбуждение от воздействия окружающей среды. Поэтому такие измерения можно охарактеризовать как измерения, имеющие шум в выходном сигнале.

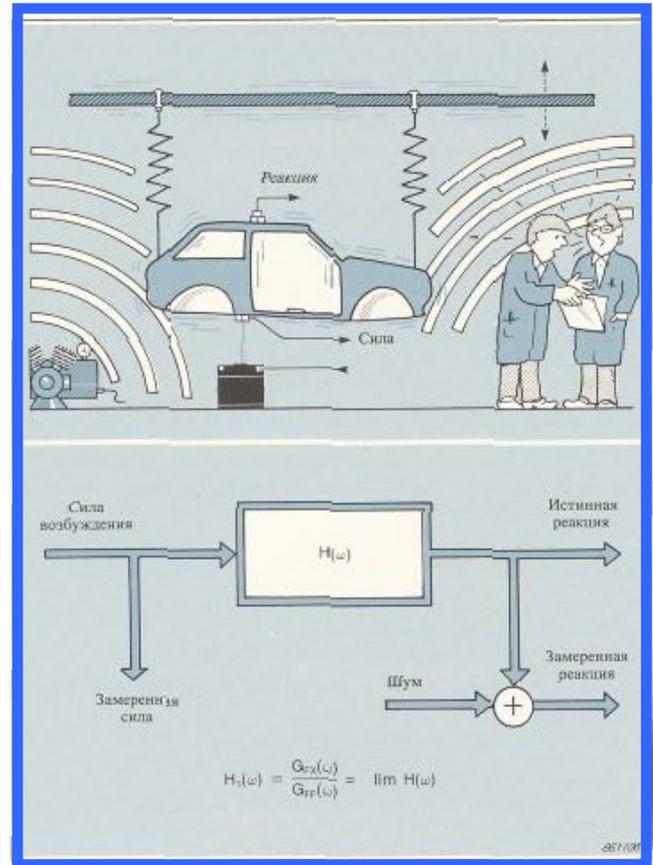
Используя метод наименьших квадратов для сведения до минимума влияния шума на выходе, находим, что наилучшей оценкой частотной характеристики будет

$$\hat{H} = \frac{\sum F^* \cdot X}{\sum F^* \cdot F}$$

Эту оценочную функцию мы назовем H_1 . Можно показать, что она равна взаимному спектру реакции и силы, разделенному на собственный спектр силы

$$H_2(\omega) = \frac{G_{XX}(\omega)}{G_{FF}(\omega)}$$

Понятия собственного и взаимного спектров описываются в разделе, посвященном двухканальному анализатору сигналов.

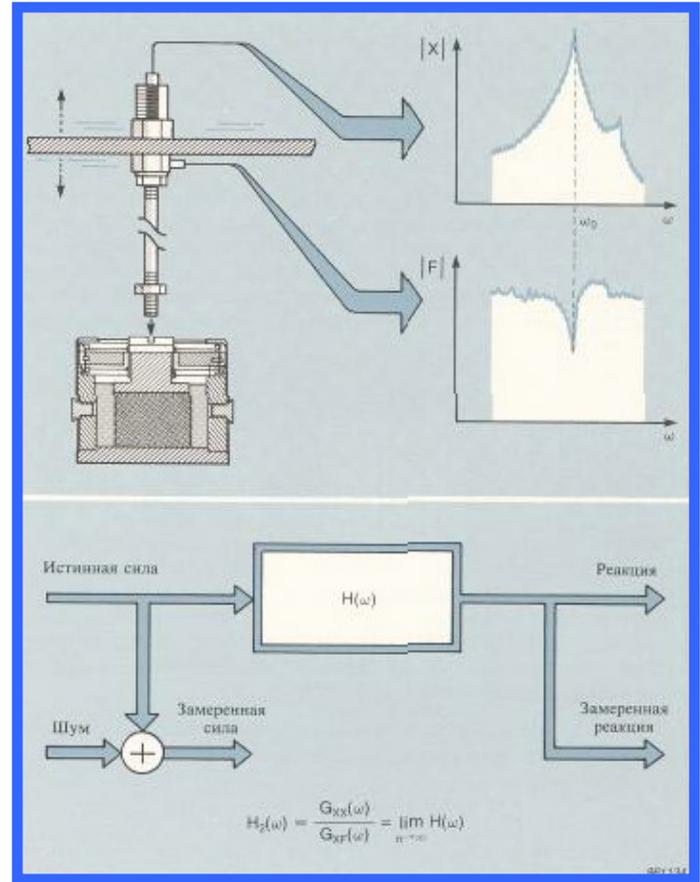


Важной особенностью функции H , является то, что случайный шум на выходе удаляется в процессе усреднения взаимного спектра. При увеличении числа усреднений N , стремится к истинной частотной характеристике H .

• Шум на входе исследуемой системы

При практических исследованиях конструкции с применением вибростенда или вибратора может появиться другой источник шума. При своих собственных частотах конструкция становится очень податливой, что приводит к сильному увеличению амплитуд механических колебаний. При этом вибростенд или вибратор может использовать всю имеющуюся энергию для ускорения своих собственных механических компонентов, не оставляя никакой энергии для возбуждения объекта. Амплитуда сигнала силы может при этом упасть до нормального уровня собственного шума аппаратуры в отличие от сигнала реакции, амплитуда которого имеет большие значения и вообще не зависит от шума. Эта ситуация может быть охарактеризована присутствием *шума на входе*. Оценочная функция, которая сводит до минимума влияние шума на входе, будет иметь вид

При определении H - шум на входе удаляется из взаимного спектра в процессе усреднения. При увеличении числа циклов усреднения N_2 стремится к истинной частотной характеристике H . Когда шум имеется на выходе и на входе, функции H_1 и N_2 можно считать пределами доверительного интервала для истинной частотной характеристики H .



• Функция когерентности

Функция когерентности дает нам средство для оценки степени линейности связи входных и выходных сигналов. Неравенство для взаимного спектра

устанавливает, что если соответствующие собственные спектры содержат некогерентные шумы, то квадрат амплитуды взаимного спектра меньше произведения собственных спектров. Это объясняется тем, что некогерентные шумы удалены из взаимного спектра в процессе усреднения. Приведенное выше неравенство дает возможность определить *функцию когерентности*

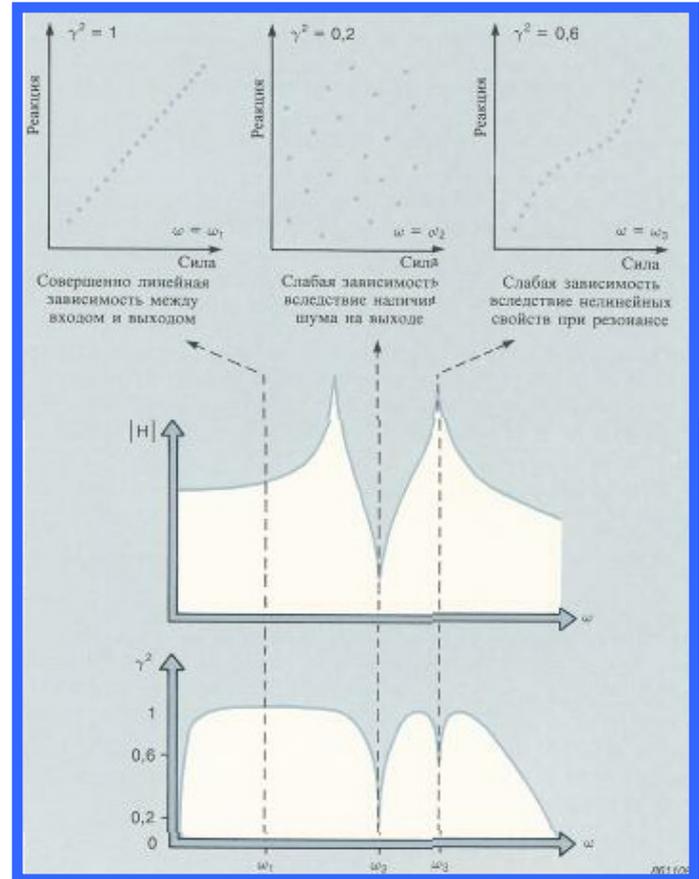
$$\gamma(\omega)^2 = \frac{|G_{XF}(\omega)|^2}{G_{XX}(\omega) \cdot G_{FF}(\omega)}$$

Граничными значениями функции когерентности являются 1 в

$$0 \leq \gamma(\omega)^2 \leq 1$$

отсутствии шума и 0 при наличии чистых шумов. В качестве интерпретации функции когерентности можно сказать, что для каждой частоты ω она указывает степень *линейной зависимости* между сигналами на входе и выходе системы. Функция когерентности аналогична квадрату коэффициента корреляции, используемому в статистике.

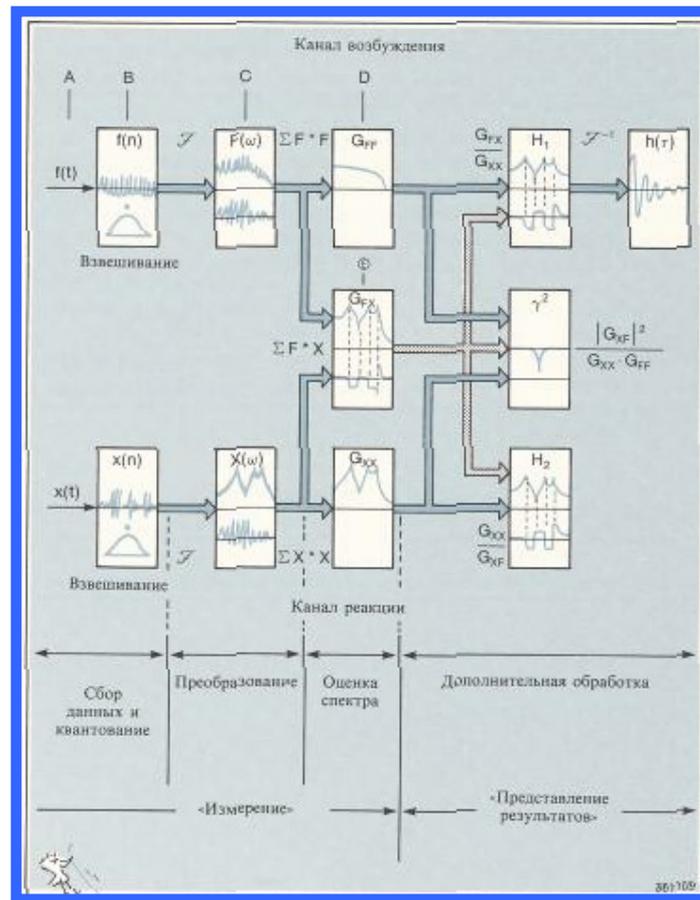
При проведении измерений подвижности это важное свойство функции когерентности используется для выявления целого ряда возможных ошибок.



Двухканальный анализатор, выполняющий быстрое преобразование Фурье

Двухканальный анализатор, основанный на быстром преобразовании **Фурье**, может быть использован для определения H_1 и H_2 . Анализатор можно применять в качестве «черного ящика», измеряющего сигналы возбуждения и реакции и определяющего частотные характеристики на основе результатов этих измерений. Давайте кратко рассмотрим принципы спектрального анализа и обсудим несколько определений.

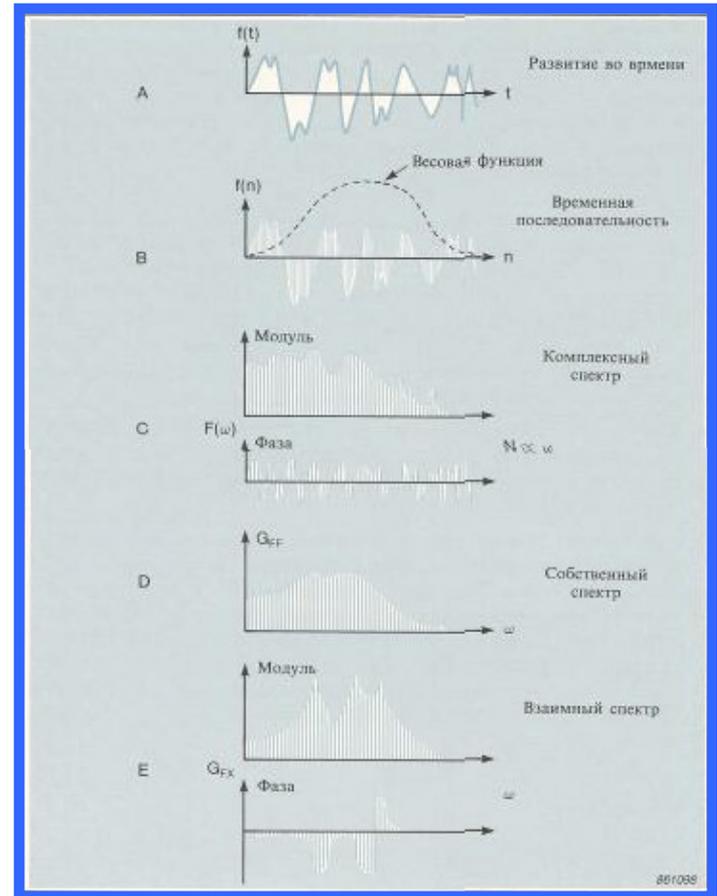
- А) Поступающие на входы анализатора аналоговые сигналы фильтруются, отбираются и преобразуются в цифровую форму для получения серий цифровых данных, называемых *реализациями*. Эти реализации представляют *временную историю* сигналов на протяжении соответствующих временных интервалов. Скорость выборки и продолжительность реализаций определяют частотный диапазон и разрешающую способность при анализе.
- Б) Зарегистрированные реализации могут быть умножены на *весовую функцию*. Тем самым проводится сужение данных в начале и конце реализаций, что делает их более удобными для блочного анализа.
- В) Взвешенные реализации преобразуются в частотную область в виде комплексных спектров с помощью *дискретного преобразования Фурье*. Этот процесс обратимый - в результате обратного преобразования получают исходные временные последовательности. Для определения спектральной плотности должен быть использован какой-либо метод усреднения, в результате чего происходит устранение шума и улучшение степени статистической достоверности.



Г) Собственные спектры определяются путем умножения комплексных спектров на соответствующие комплексно сопряженные спектры (с противоположным знаком фазы) и затем усреднения ряда независимых произведений.

Д) При умножении комплексно сопряженного спектра на другой комплексный спектр получается взаимный спектр. Взаимный спектр - это комплексная функция, фаза которой показывает сдвиг фаз между выходом и входом и модуль которой представляет когерентное произведение мощности на входе и выходе.

Собственные спектры силы и реакции совместно с взаимным спектром силы и реакции представляют собой именно те функции, которые необходимы для оценки частотной характеристики и функции когерентности.



Ошибки

При проведении измерений подвижности необходимо ознакомиться с возможными ошибками для того, чтобы их можно было выявлять и сводить до минимума их влияние. Эти ошибки могут быть подразделены на два класса.

Первый класс - *случайные ошибки*. Они наблюдаются в виде случайного разброса данных, вызванного шумом.

Второй класс - *систематические ошибки*, которые имеют одинаковую амплитуду и фазу при каждом наблюдении.

Результаты оценок с наложенными случайными ошибками могут быть улучшены путем усреднения. Систематические ошибки могут быть сведены до минимума только путем использования различных оценок.

В таблице приведена классификация типичных ошибок, приведены оценки, оптимальные с точки зрения сведения до минимума отдельных ошибок, а также указано, когда функция когерентности может (+) или не может (0) указывать на ошибку.

Ошибка	Оценка			
	H_1	H_2	γ^2	
Шум на выходе (реакция на незамеряемые силы возбуждения)	R	B	+	
Шум на входе	B	R	+	
Нелинейные системы	Случайное возбуждение	B/R	B/R	+
	Детерминированное возбуждение	B	B	0
Разброс точки приложения/направления удара	R	R	+	
Рассеяние	Случайное возбуждение	B	(B)	+
	Детерминированное возбуждение (удар)	B	B	0

B = систематическая ошибка
R = случайная ошибка (сводится до минимума при усреднении)

Выбор оптимальной оценки частотной характеристики

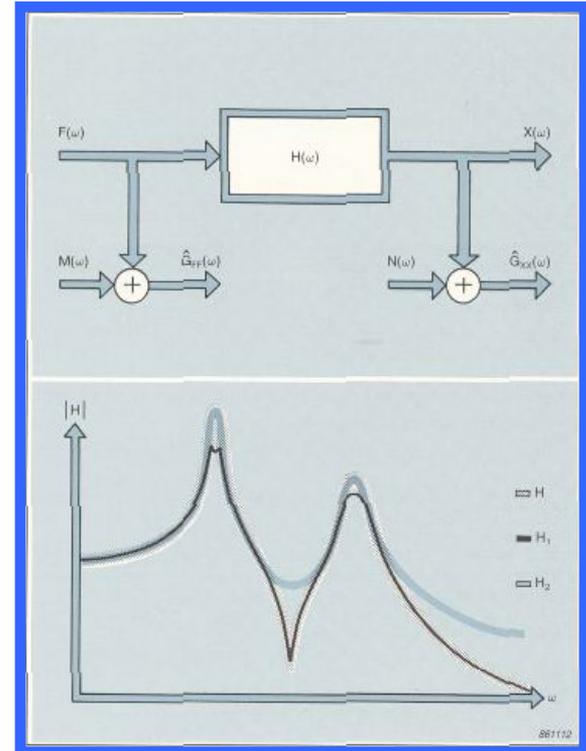
В заключении нашего обсуждения оценок частотных характеристик и соответствующих ошибок мы можем сформулировать несколько эмпирических правил для специалистов, проводящих испытания. При проведении любых испытаний очень вероятно, что при некоторых частотах будут иметься шумы на входе, при других шумы на выходе, а при некоторых частотах шумы будут присутствовать и на входе и на выходе. Для систем с острыми резонансами и глубокими антирезонансами ни одна из оценок не будет перекрывать весь частотный диапазон без появления систематических ошибок. Оптимальная оценка должна быть выбрана на основе самой частотной характеристики.

- Случайное возбуждение и резонансы. Самой лучшей оценкой частотной характеристики является H_2 , так как она компенсирует шум на входе и менее чувствительна к рассеянию.
- Антирезонансы. Самой лучшей оценкой частотной характеристики является H_1 , так как главной в данном случае является ее малая чувствительность к шуму на выходе.
- Ударное возбуждение и псевдослучайное возбуждение. В областях резонансов оценки H_1 и H_2 одинаково эффективны. Функция H , является более предпочтительной, так как она является самой лучшей оценкой частотной характеристики в областях антирезонансов.

$$H_1 \leq H \leq H_2$$

В общем случае, при наличии случайных шумов на входе и на выходе оценки H_1 и H_2 обычно ограничивают доверительный интервал истинных значений частотной характеристики H .

Примечание: Это неравенство несправедливо для ошибок рассеяния нелинейных систем и для когерентных шумов на входе и на выходе



Возбуждение

В ходе измерений необходимо возбуждать исследуемую конструкцию с помощью *замеряемой* динамической силы, но никаких теоретических ограничений на форму волны или на то, как проводится возбуждение, не накладывается.

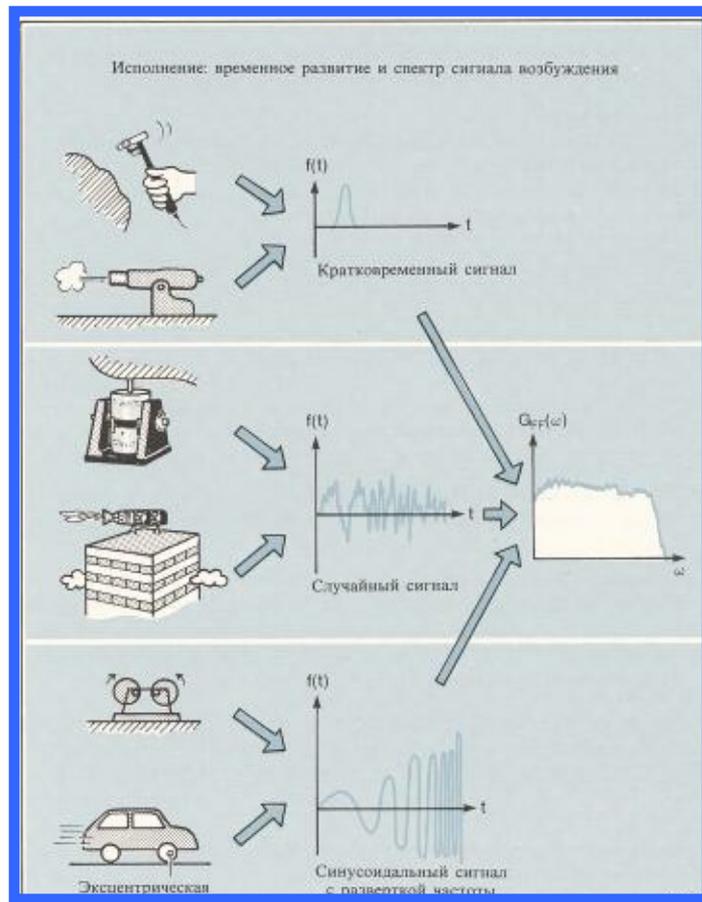
- Форма волны при возбуждении

В данном обсуждении мы ограничимся рассмотрением форм волн таких сил, энергия которых распределена по широкому частотному диапазону. Они могут одновременно возбуждать конструкции во всем рассматриваемом частотном диапазоне.

Перед выбором формы волны силы возбуждения необходимо рассмотреть следующие аспекты:

- применение
- управление спектром
- пик-фактор
- линейные/нелинейные свойства исследуемой конструкции
- скорость проведения испытаний
- имеющаяся аппаратура.

Если целью испытаний является только измерение собственных частот, то необходимая точность значительно меньше, чем при проведении измерений с целью определения базы для математической модели. Затраты на достижение дополнительной точности определяются временем, необходимым для проведения измерений, и затратами на приборное обеспечение.



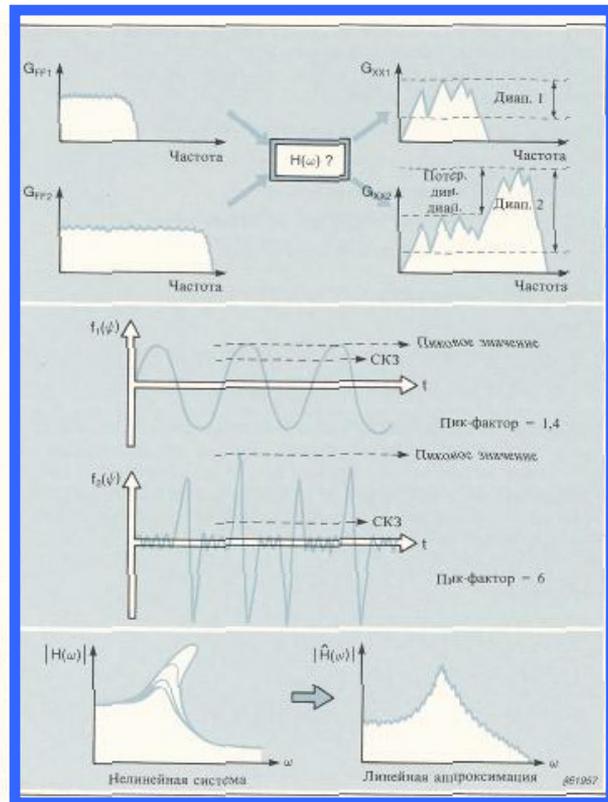
Управление спектром дается способностью ограничить возбуждение в заданном частотном диапазоне. Динамический диапазон частотных характеристик зачастую очень широк и определен самыми высокими резонансными пиками и самыми глубокими впадинами антирезонансов. Так как форма волны возбуждающей силы обычно выбирается по принципу достижения идеально плоского спектра, это приводит к тому, что спектр реакции имеет такой же широкий динамический диапазон, что и частотная характеристика. Если возбуждение конструкции происходит только в заданном частотном диапазоне, то учитываемый динамический диапазон является минимальным.

Пик-фактор характеризует присутствие или отсутствие пиков в сигнале. Он определяется как отношение пикового и среднего квадратического (СКЗ) значений сигнала. Силы возбуждения с большим пик-фактором имеют два недостатка:

- отношение сигнал/шум уменьшается, так как аппаратура должна быть в состоянии обрабатывать острые пики, и некоторые сигналы теряются а имеющемся шуме
- большие значения пик-факторов могут быть причиной проявления нелинейных свойств исследуемых объектов.

Ожидаемое *нелинейное* поведение конструкции приводит к вопросу: «будет проводиться описание нелинейного поведения или будет учитываться *линейная аппроксимация*!»

Анализ мод колебаний предполагает наличие линейных систем и использование линейных моделей. Если мы имеем дело с конструкцией, проявляющей в какой-то степени нелинейные свойства, обычно предполагается, что лучше всего сделать линейную аппроксимацию. При выборе формы волны возбуждающей конструкцию силы с широким диапазоном амплитуд происходит хаотизация нелинейности, причем случайный характер сигналов затем устраняется в результате усреднения. Для изучения нелинейности обычно используется синусоидальное возбуждение с максимальной степенью управления амплитудой.



Проведение возбуждения

Возбуждающая сила может быть создана с помощью устройств различного типа. Для проведения широкополосного возбуждения рассмотрим два класса устройств - прикрепляемые и неприкрепляемые вибровозбудители.

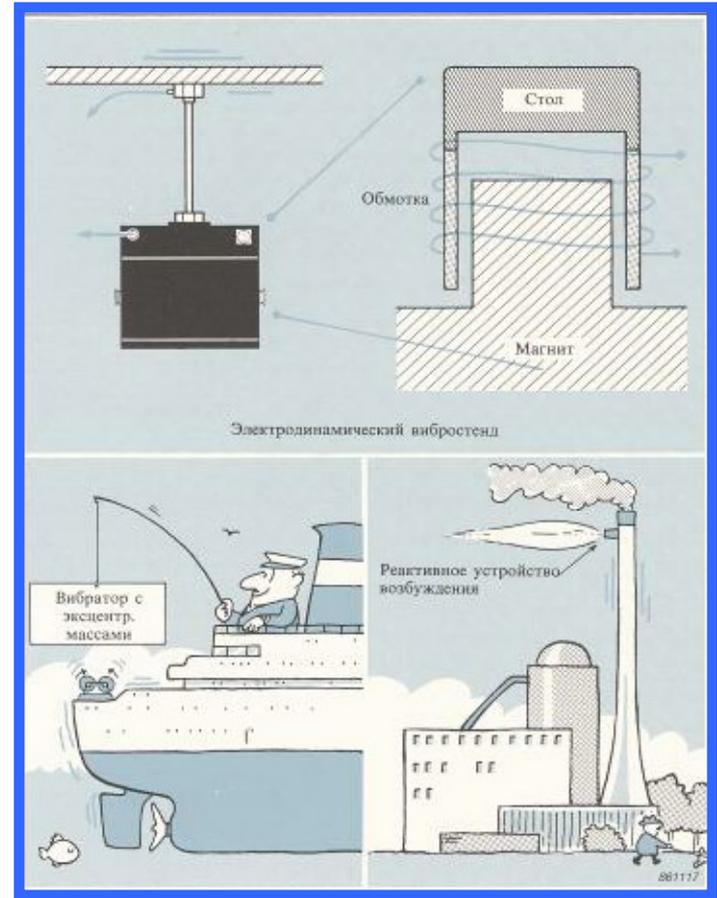
Примеры прикрепляемых вибровозбудителей:

- электромагнитные вибростенды
- электрогидравлические вибростенды
- вибраторы с эксцентрическими вращающимися массами
- специальные устройства (ракеты и др.).

Примеры неприкрепляемых вибровозбудителей:

- молотки
- большие маятниковые ударные молота
- подвесные кабели для создания сотрясений и др.

Примечание: Акустическое возбуждение не может быть использовано при анализе мод колебаний, так как не представляется возможным осуществлять управление направлением и точкой приложения возбуждающей силы. Однако, оно может быть использовано для проверки модальных частот и для определения немасштабированных форм мод.



• Измерение силы

Возбуждающая сила обычно измеряется с помощью *пьезоэлектрического датчика силы*, отдающего пропорциональный динамической силе электрический сигнал.

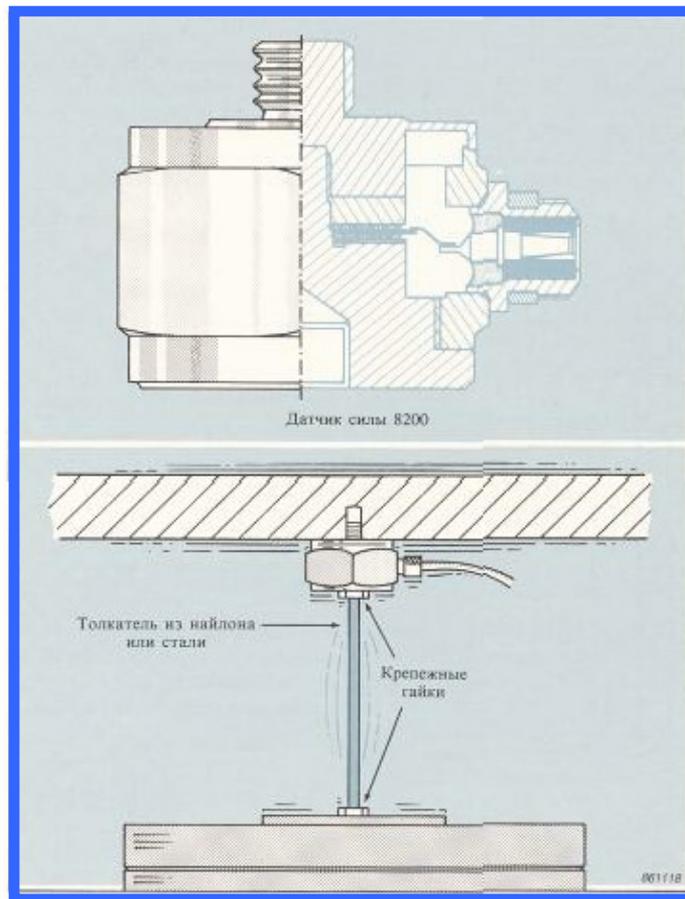
К достоинствам пьезоэлектрического датчика силы относятся:

- небольшие размеры и масса
- исключительная линейность
- широкий рабочий динамический диапазон (120дБ)
- широкий рабочий частотный диапазон.

Полная сила, создаваемая вибровозбудителем, должна приводить в действие все движущиеся части: обмотки/поршень вибростенда, соединительный механизм и испытуемую конструкцию. Точный замер возбуждающей конструкции силы может быть проведен только в том случае, если датчик силы установлен непосредственно на конструкции или как можно ближе к ней.

• Подсоединение вибростенда

Вибростенд должен быть соединен с испытуемой конструкцией таким образом, чтобы возбуждающая сила воздействовала только в нужной точке и в нужном направлении. Конструкция должна иметь возможность свободно совершать механические колебания в этой точке с другими пятью степенями свободы без ограничения вращательного или поперечного перемещения. Хорошим способом является соединение вибростенда и датчика силы с помощью тонкого штока (толкателя). В таком случае обеспечивается высокая жесткость в осевом направлении, но низкая поперечная и вращательная жесткость, что способствует точному определению направления возбуждения. Еще одним достоинством данного метода является то, что толкатель действует как механический предохранитель между конструкцией и вибростендом, защищая их и датчик от перегрузок.



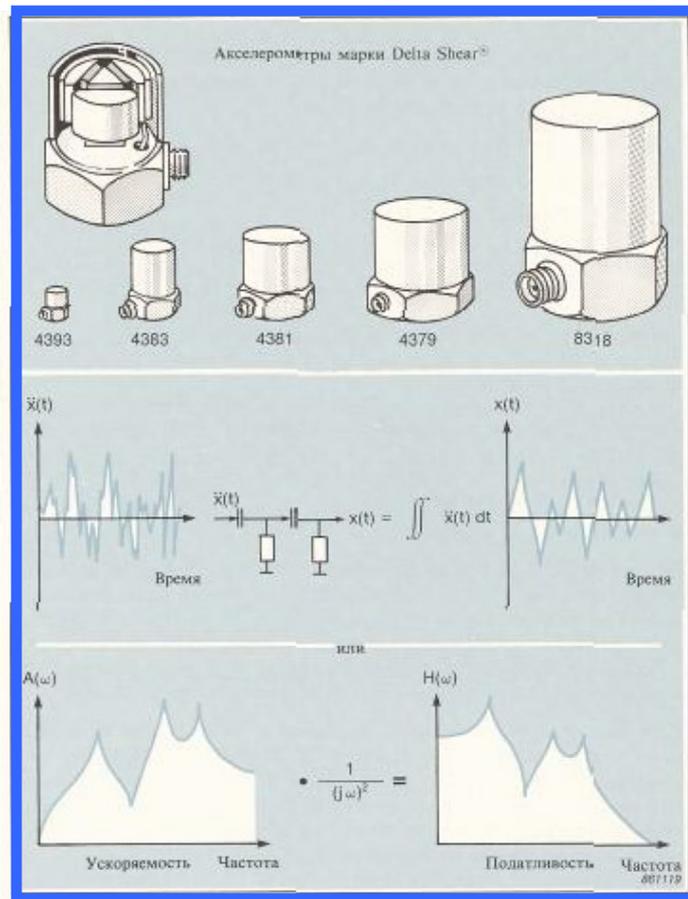
Измерение реакции

• Датчики для измерения реакции

При измерениях реакции может учитываться любой параметр движения - перемещение, скорость или ускорение. В качестве датчика лучше всего использовать *пьезоэлектрический акселерометр*, так как он обладает следующими преимуществами:

- хорошие линейные характеристики
- малая собственная масса (масса датчика может быть менее 1г)
- широкий рабочий динамический диапазон (160дБ)
- широкий рабочий частотный диапазон (от 0,2 Гц до более 10 кГц с отклонением от линейности менее 5%)
- прочная и простая конструкция (акселерометры некоторых типов могут выдержать ударные нагрузки свыше 200000м/с²)
- высокая стойкость в отношении неблагоприятных окружающих условий (особенно акселерометры марки Delta ShearTM фирмы Брюль и Кьер)
- малая поперечная чувствительность
- возможность применения простых методов крепления.

Скорость и перемещение могут быть получены путем электрического интегрирования пропорционального ускорению сигнала с помощью снабженного интеграторами усилителя-формирователя сигнала или с помощью устройств для последующей обработки данных, имеющихся в анализаторе.



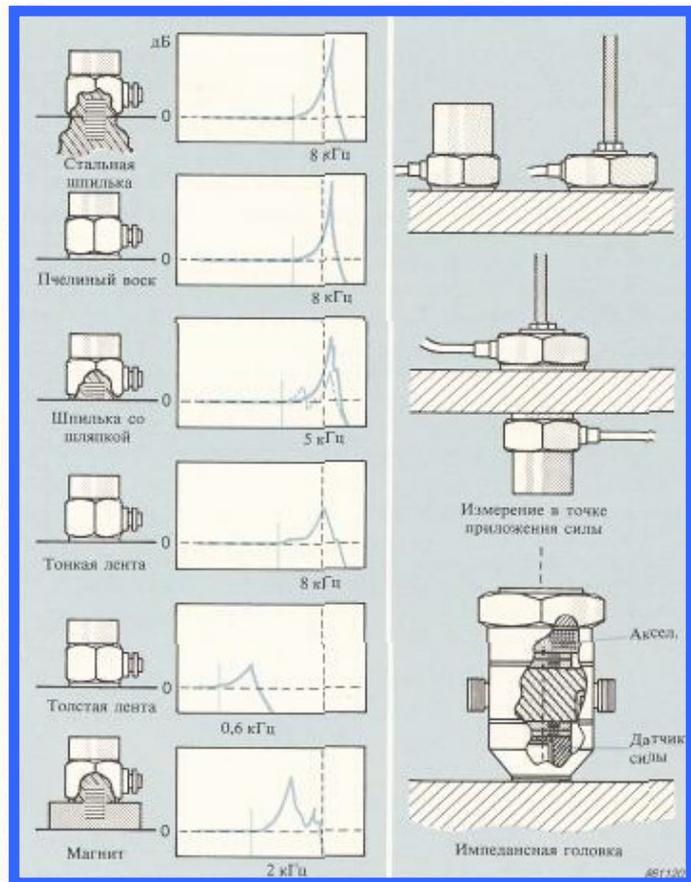
• Крепление датчика

Для обеспечения оптимальных эксплуатационных характеристик акселерометра наилучшим методом его крепления является применение стальной шпильки с резьбой. Допуски для монтажных поверхностей и рекомендуемые установочные моменты обычно указываются изготовителями акселерометров.

Этот метод не всегда является удобным, возможным или рациональным. Хорошие результаты могут быть получены при креплении с помощью магнита или тонкого слоя пчелиного воска, накладываемого на основание акселерометра перед тем, как он прочно прижимается к конструкции. Такие методы крепления могут привести к сужению полезного частотного диапазона акселерометра, но это редко когда приводит к возникновению проблем при анализе мод колебаний.

При испытаниях, в результате которых необходимо получить формы мод в масштабе, измерения должны быть проведены в точке приложения силы. При этом возникает проблема, как провести возбуждение конструкции и измерение реакции в одной и той же точке и в том же направлении.

В случае крупных конструкций измерения обычно могут быть проведены без возникновения каких-либо значительных ошибок путем приложения силы возбуждения вблизи датчика. На небольших конструкциях часто бывает возможным приложить силу и датчики для замера в точке приложения силы, но на противоположной стороне конструкции. Возможным вариантом является применение *импедансной головки*, которая содержит в общем корпусе датчик силы и акселерометр.



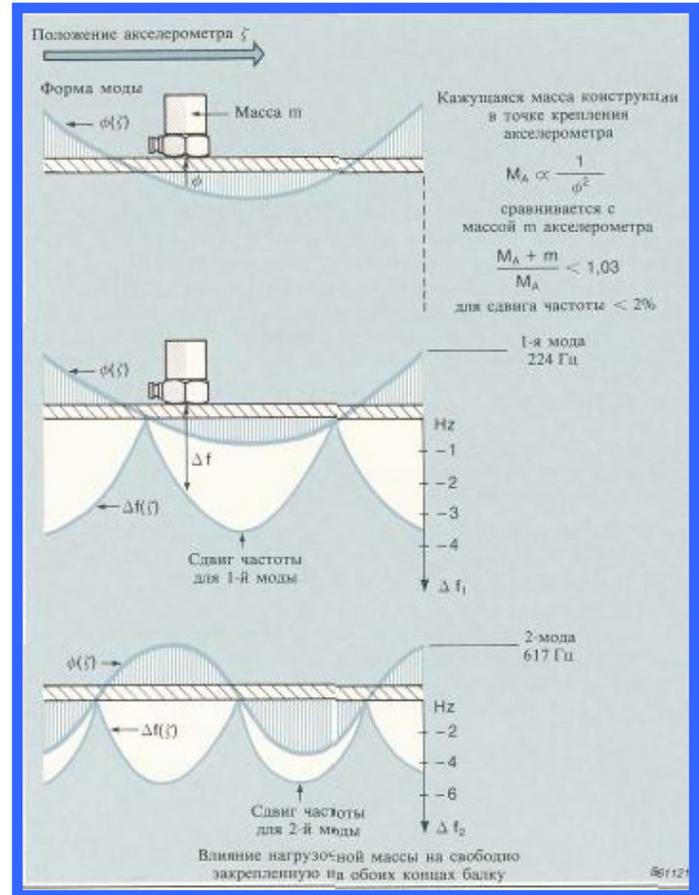
• Обусловливаемая датчиками нагрузка испытываемых объектов

После выбора датчиков следует принять во внимание механические нагрузки, обуславливаемые закрепленными датчиками. Влияние нагрузки может проявляться в виде изменения массы, жесткости и/или затухания. Наиболее заметное влияние оказывает вследствие нагрузочной массы, обуславливающей уменьшение частот резонансов исследуемых конструкций.

Динамическая нагрузка, вызванная установкой акселерометра, зависит от локальных динамических свойств конструкции. Динамическая масса и вызванный ею сдвиг частоты пропорциональны квадрату локального модального перемещения соответствующей моды колебаний.

Эмпирическое правило говорит о необходимости применения легких датчиков на легких конструкциях для снижения до минимума нагрузки. Осторожность следует соблюдать также при испытаниях тяжелых конструкций, так как даже акселерометр с малой массой (20 г) может значительно изменить локальный резонанс.

Следует рассмотреть также влияние добавочной жесткости и затухания на монтажной поверхности вследствие изгиба или трения. Опять действует правило, что при работе в области высоких частот следует использовать небольшие датчики и методы крепления, требующие минимальной площади механического контакта.



Случайное возбуждение

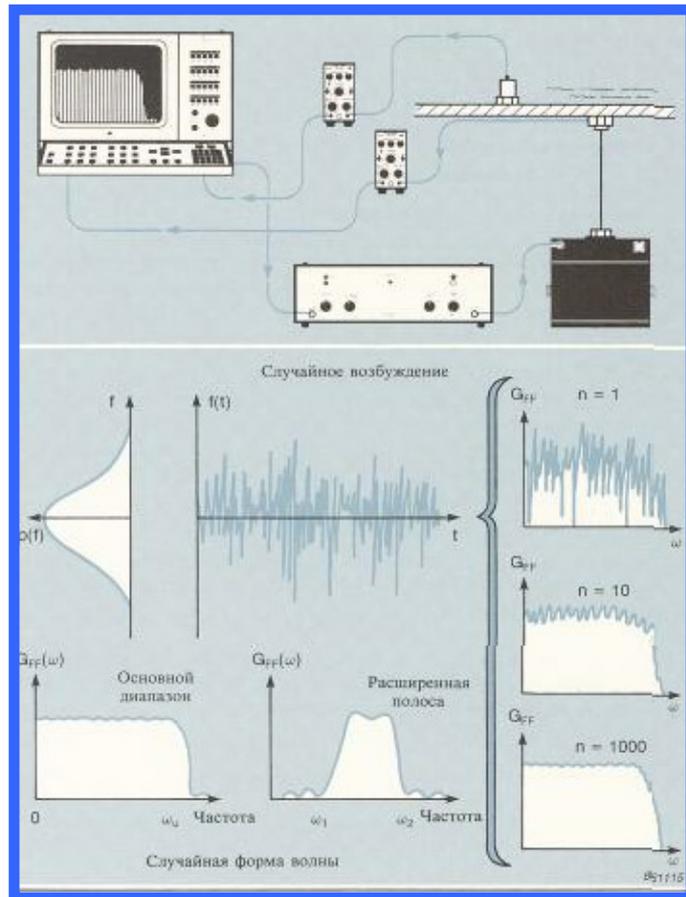
Понятие случайный здесь применяется к амплитуде возбуждающей силы, которая, говоря в статистических терминах, имеет нормальное или гауссово распределение вероятности.

При данном типе возбуждения отдельные реализации, хранящиеся в запоминающем устройстве анализатора, содержат данные по случайным амплитудам и фазам при каждой частоте. Однако, после преобразования и усреднения спектр силы становится плоским и непрерывным, его энергия находится приблизительно на одном уровне при всех частотах. Вследствие случайного характера силы возбуждение конструкции при каждой частоте происходит в широком диапазоне амплитуд. Это приводит к хаотизации возможных нелинейных эффектов, а последующее усреднение дает наилучшую линейную аппроксимацию.

Легко осуществляется управление частотным спектром случайной силы, благодаря чему распределение в частотной области может быть ограничено диапазоном, учитываемым при анализе. Анализ может быть проведен, начиная с частоты 0 Гц, до предельной частоты ω_0 или от частоты ω_1 до частоты ω_2 при увеличении масштаба частоты.

Генерируемые с помощью электронных устройств или синтезируемые цифровыми устройствами случайные сигналы возбуждения подводятся к усилителю мощности, который приводит в действие электродинамический вибростенд. В современных системах применяется встроенный в анализатор генератор, работающий синхронно с осуществляющими анализ устройствами.

Возбуждение носит случайный, непрерывный во времени характер, но так как время регистрации ограничено, могут возникнуть ошибки рассеяния. Эти ошибки могут быть сведены до минимума с помощью весовой функции, которая способствует достижению плавного начала и конца отдельных реализаций. Для случайных данных лучше всего использовать *весовую функцию Ханнинга*.

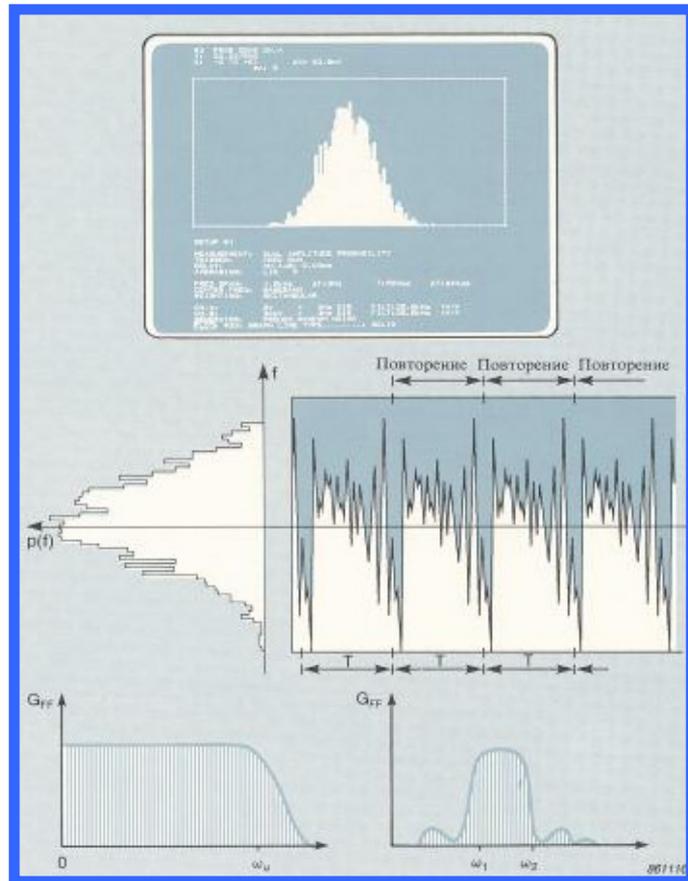


Псевдослучайное возбуждение

Псевдослучайное возбуждение основано на применении периодического сигнала, повторяющегося с периодом, соответствующим анализируемому реализациям. Отдельные реализации имеют схожую со случайными сигналами форму волны с распределением амплитуды, подобным гауссову. Однако, спектральные свойства очень отличаются. Так как псевдослучайный сигнал повторяется при каждой регистрации или является периодическим с периодом, равным длине реализации, в спектре имеются значительные изменения.

- Спектр становится дискретным, содержащим энергию только при частотах, учитываемых при выборке в процессе анализа. Можно считать, что сигнал представляет собой набор синусоид с одинаковыми амплитудами, но случайными фазами.
- Каждый отдельный замеренный спектр имеет одинаковые амплитуды и фазу для каждой частоты. Это указывает на то, что усреднение будет иметь небольшой эффект, за исключением удаления случайных шумов. Так как конструкция все время возбуждается силой с одной и той же амплитудой, путем усреднения не может быть получена линейная аппроксимация.
- Периодический характер сигнала устраняет ошибки рассеяния, но при взвешивании нужно использовать прямоугольную весовую функцию.

Работа и управление аналогичны испытаниям со случайным возбуждением. В данном случае очевидно, что генератор должен быть синхронизирован с анализатором.



Ударное возбуждение

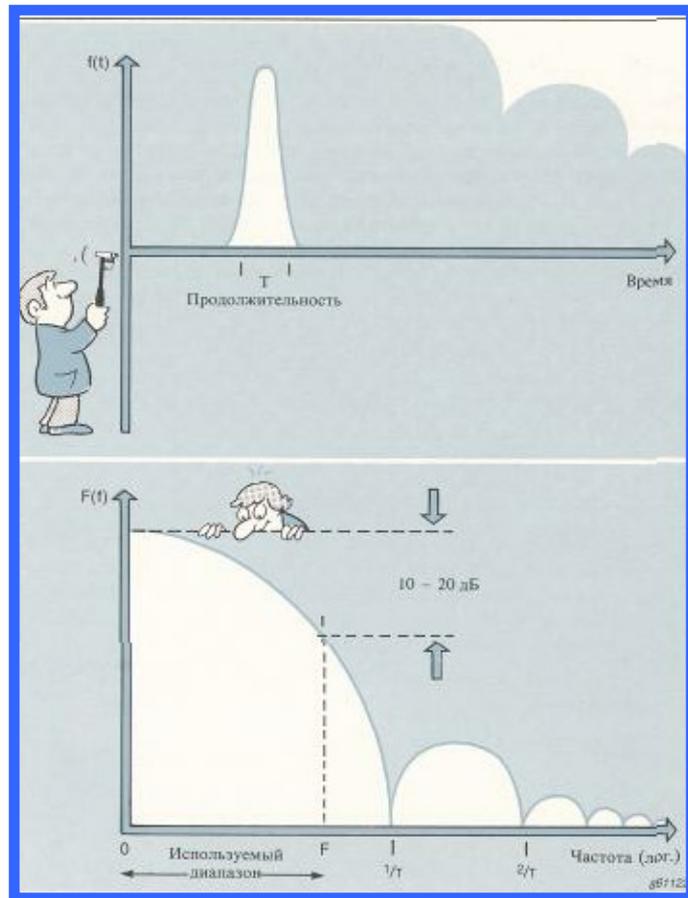
Наиболее распространенным методом, используемым при анализе мод колебаний, является ударное возбуждение.

Колебания, создаваемые при ударе, представляют собой переходный, кратковременный процесс передачи энергии. Спектр ударной силы является непрерывным, с максимальной амплитудой при 0 Гц и с последующим ее уменьшением с ростом частоты.

Спектр имеет периодическую структуру с нулевым значением амплитуды при частотах с интервалами n/T , где n - целое число, а T - эффективная продолжительность кратковременной ударной силы. Наиболее рационально учитывать диапазон частот от 0 Гц до частоты F , при которой уровень спектра силы уменьшается на 10 или 20 дБ.

Продолжительность удара, а следовательно и форма спектра при ударном возбуждении, определяется массой и жесткостью как ударного молотка, так и конструкции. При применении относительно небольшого молотка на твердой конструкции жесткость головки молотка определяет спектр. Головка молотка действует как механический фильтр*. Путем выбора жесткости головки молотка можно выбирать частоты среза.

* Эта аналогия не совсем правильна, так как головка не производит фильтрации энергии - она определяет частотный диапазон, в котором сосредоточена энергия.



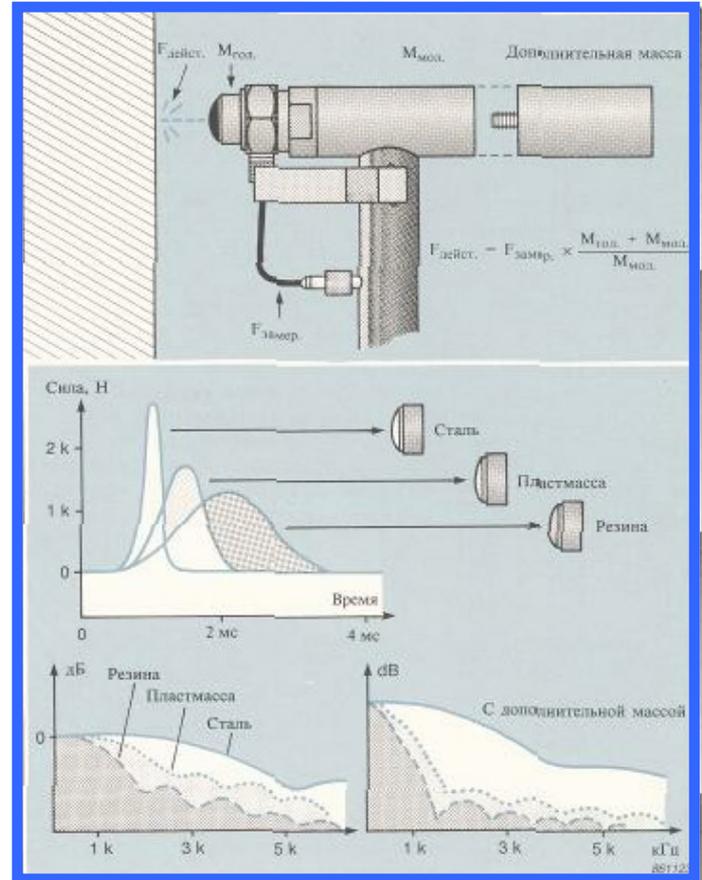
Ударные молотки обычно имеют встроенный датчик силы и сменные головки, предусмотренные для управления жесткостью.

Внимание: Измеряемая сила представляет собой произведение массы ударного молотка за пьезоэлектрическим элементом датчика силы и ускорения. Действительная сила, осуществляющая возбуждение конструкции, равна полной массе ударного молотка (включая датчик силы и головку молотка), умноженной на ускорение во время удара. Действительная сила представляет собой произведение измеряемой силы на отношение полной массы и массы за пьезоэлектрическим элементом датчика силы.

Ударные молотки могут иметь массу от нескольких грамм до нескольких тонн с частотным диапазоном от 0 - 5000 Гп у самого легкого до 0 - 10 Гц у самого тяжелого молотка.

Преимущества применения ударных молотков следующие:

- скорость - необходимо проводить только несколько усреднений
- крепежные приспособления вообще не нужны
- отсутствие влияния на конструкцию переменной нагрузки, обусловливаемой массой. Это является особым преимуществом при испытаниях легких конструкций, так как изменение нагрузки от точки к точке может вызвать сдвиг модальных частот при различных измерениях
- компактность и удобство проведения испытаний на месте эксплуатации
- относительная дешевизна аппаратуры.



Однако, имеется несколько недостатков, которые необходимо рассмотреть.

- Большие значения пик-фактора делают ударное возбуждение неудобным для испытаний систем с нелинейными характеристиками, так как при этом проявляются нелинейные свойства.
- Для сообщения нужной энергии большим конструкциям могут потребоваться очень высокие пиковые силы, которые могут привести к местному повреждению конструкции.
- Ударные сигналы являются детерминированными, а амплитуда силы лишь мало изменяется между уровнями перегрузки и недо возбуждения. Это означает, что для нелинейных систем не может быть выполнена линейная аппроксимация.
- Вследствие детерминированного характера сигнала функция когерентности не может показать возможное рассеяние или нелинейность поведения испытываемой конструкции.
- Управление спектром может быть осуществлено только в области верхнего предела частоты, так что ударное возбуждение не подходит для анализа с увеличением масштаба **частоты**.

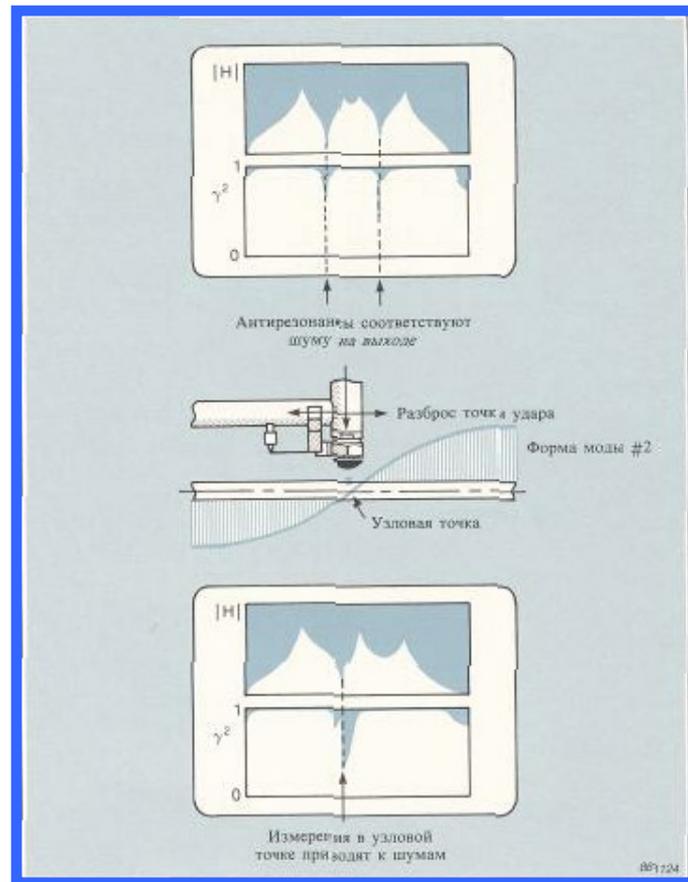


Ударные испытания и функция когерентности

Детерминированный характер ударного возбуждения ограничивает применение функции когерентности.

Функция когерентности при ударном возбуждении показывает «идеальное» значение 1 до возникновения одной из описанных ниже ситуаций.

- Появление антирезонанса, при котором отношение сигнал/шум имеет малое значение. На это не нужно обращать большого внимания. С помощью определенного числа циклов усреднения кривая частотной характеристики должна стать плавной (в случае шума на выходе используется оценка H_1).
- Ударные испытания конструкции проводятся с разбросом в отношении точки приложения силы и ее направления. Это должно быть сведено до минимума таким образом, чтобы при резонансе степень когерентности была выше 95%. Если точка приложения удара расположена вблизи узловой точки, функция когерентности может иметь очень малое значение ($\sim 0,1$). Однако, это приемлемо, так как модальная напряженность в этой точке мала и не имеет большого значения для проведения анализа.



Методы взвешивания при ударных испытаниях

Перед обсуждением методов взвешивания, применяемых при ударных испытаниях, мы рассмотрим две важные зависимости частотного анализа.

• Связь между частотной и временной областями

Данные могут быть представлены в двух различных областях, т.е. во временной и частотной областях. При этом получается одна и та же информация, представленная различными способами. Следует помнить, что функции, широкой в одной области, соответствует узкая функция в другой.

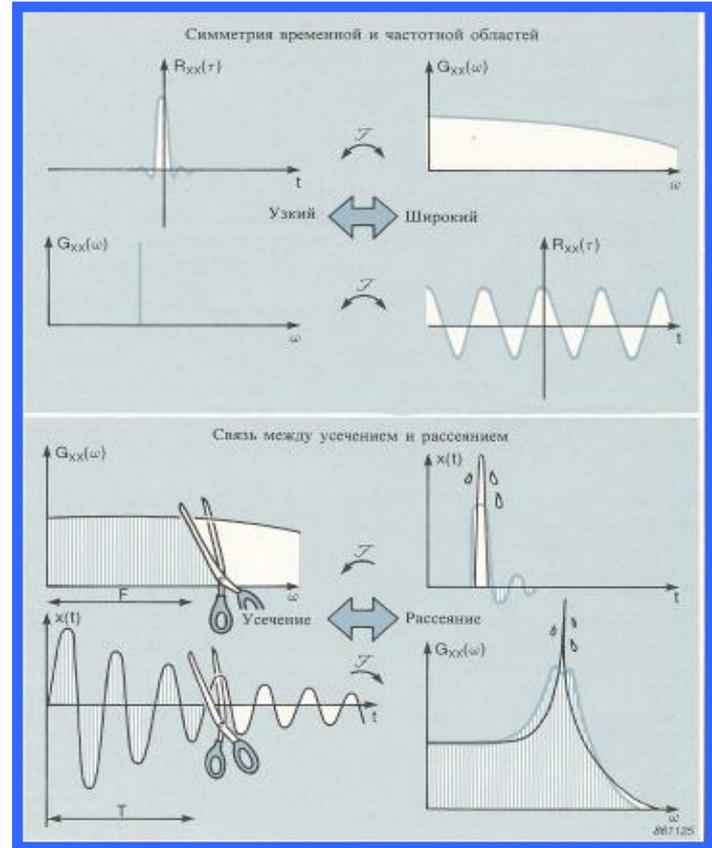
- Короткие импульсы имеют широкий спектр, простирающийся от 0 Гц до очень высоких частот.
- Непрерывной синусоиде во временной области соответствует только одна дискретная составляющая спектра.
- Острому резонансу соответствует продолжительный сигнал во временной области (медленно затухающие колебания при возбуждении).

• Связь между усечением и рассеянием

Если учитываемая реализация ограничена в одной области, т.е. усечена, то в другой области неизбежно рассеяние (утечка).

- Если мы попытаемся измерить импульс с помощью аппаратуры с недостаточной шириной рабочего частотного диапазона, то импульс покажется шире, чем он есть на самом деле.
- Если при измерении затухающего колебательного процесса, сопровождающего резонанс, время наблюдения меньше времени затухания, то соответствующий резонансный пик покажется шире действительного пика.

Рассеяние проявляется в виде нелинейной ошибки, связанной с длиной учитываемой в процессе дискретного преобразования Фурье реализации. Это является внутренним свойством и не связано с методами испытаний.



Импульсная весовая функция

Продолжительность механических ударов обычно намного меньше продолжительности регистрируемых во временной области реализаций. Поэтому при применении взвешивания следует иметь в виду описанные ниже указания. Интерес представляет сигнал силы, действующей во время удара, а остальные сигналы являются шумами. Они могут иметь электрический характер или это могут быть механические колебания самого ударного молотка.

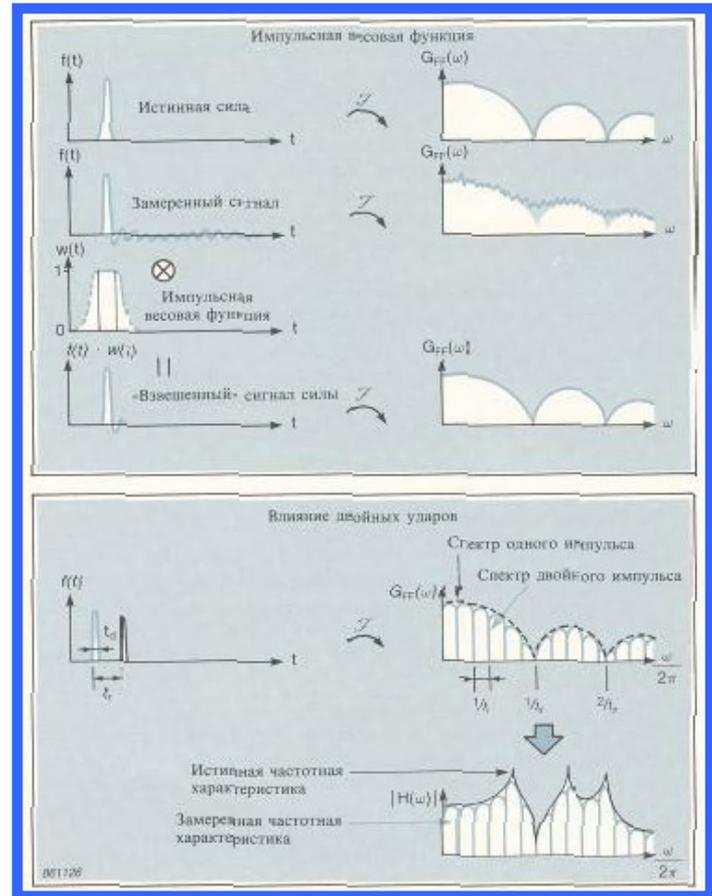
Используемая весовая функция является импульсной функцией. Она допускает применение невзвешенных данных только во время контакта, а в оставшееся время придает данным равные нулю значения. Используемая импульсная весовая функция может иметь мягкий переход на переднем и заднем фронтах для повышения плавности в случае, когда сигнал силы содержит постоянную составляющую.

При рассмотрении временной зависимости ударной силы может быть отмечено наличие отрицательных значений. В физическом смысле это является невозможным, но так как измерения силы проводятся в пределах ограниченного частотного диапазона (усечение), эти короткие выбросы являются правильным представлением в учитываемом диапазоне (рассеяние). Протяженность весовой функции может быть выбрана таким образом, что в нее попадет весь сигнал.

• Двойные удары

Если применяется слишком тяжелый молоток, конструкция может спружинить, в результате чего произойдет двойной удар. Появление двойных ударов также зависит от мастерства проводящего испытания специалиста. Данные, полученные при двойном ударе, не могут быть использованы, так как соответствующий спектр содержит нулевые точки с интервалами π/t_r , где π - целое число, а t_r - задержка времени между двумя ударами.

Двойные удары не могут быть компенсированы с помощью импульсных весовых функций. Следовательно, частотные характеристики, замеренные при двойных ударах, будут *ошибочными и должны быть исключены из учитываемого набора данных.*



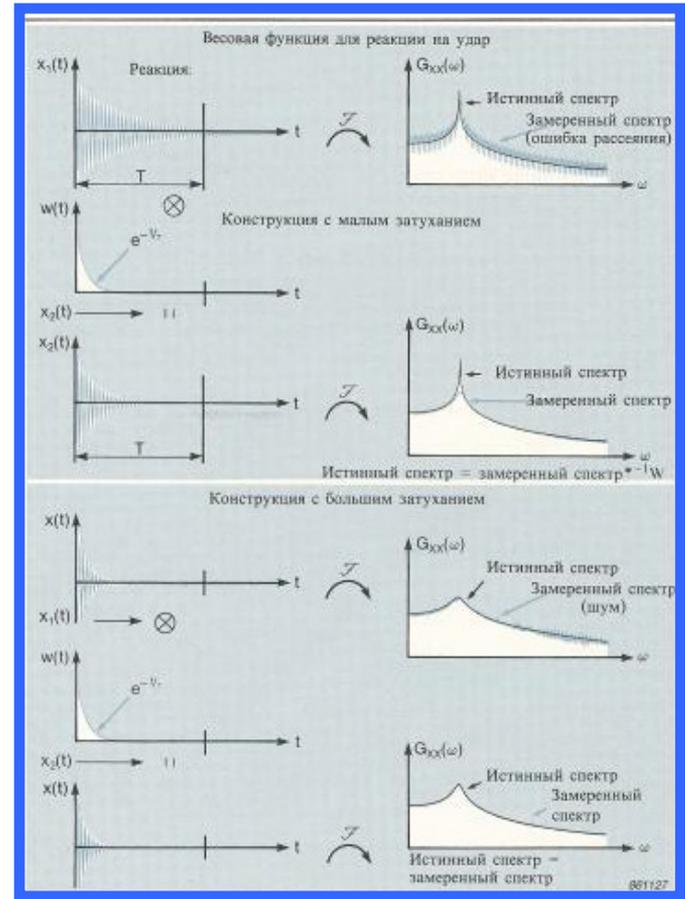
Экспоненциальная весовая функция

При ударном возбуждении происходит свободное затухание всех мод механических колебаний, представляющих собой реакцию конструкции. Ниже рассматриваются две типичные ситуации.

- Конструкция с малым затуханием имеет острые резонансы, соответствующие которым колебания затухают медленно (узкие в частотной области функции и соответствующие широкие во временной области функции). Если продолжительность регистрируемых реализаций короче времени затухания, то в результатах измерений будет иметься ошибка рассеяния (усечение во временной области и соответствующее рассеяние в частотной области), что приводит к наблюдению слишком низких и слишком широких резонансных пиков.
- Конструкция с большим затуханием, сигналы реакций которой затухают очень быстро и достигают нуля за очень короткое время. Если продолжительность регистрируемых реализаций намного больше времени затухания, отношение сигнал/шум уменьшается и на результаты наложены шумы.

Экспоненциальная весовая функция хорошо подходит для обоих описанных ситуаций. Это функция $w(t) = e^{-t/\tau}$, которая увеличивает затухание реакции и эффективна по описанным ниже причинам.

- Отклики конструкций с малым затуханием приводятся весовой функцией к полному затуханию в течение времени регистрации, так что совершенно исключается рассеяние вследствие усечения реализаций. Наблюдаемое влияние на результаты измерений таково, что резонансы становятся слишком широкими или затухание кажется слишком большим. Коррекция затухания может быть легко осуществлена на стадии последующей обработки.
- В конструкциях с большим затуханием весовая функция способствует подавлению паразитных шумов. Коррекцию затухания проводить не следует, так как естественное затухание обычно происходит гораздо быстрее, чем затухание весовой функции.



Сравнение различных видов возбуждения

Кроме трех, уже рассмотренных видов возбуждения, имеется целый ряд других возможностей, примеры которых кратко описаны ниже.

- *Синусоидальные сигналы с быстрой разверткой частоты*, которые совмещают в себе преимущества управления амплитудой, характерного для синусоидального возбуждения, и быстродействия, характерного для широкополосных сигналов.
- *Периодический случайный сигнал и импульсный случайный сигнал*. Оба эти вида возбуждения имеют преимущество, обеспечиваемое случайной амплитудой и случайной фазой, для уменьшения влияния нелинейных свойств объектов, а их периодическая форма волны предотвращает ошибки, связанные с рассеянием.

Случайно повторяющиеся удары при испытаниях в области низких частот (длительность реализации менее 2 с) повышают отношение сигнал/шум. При этом применяются такие же методы, что и при случайном возбуждении, но сохраняется простота метода возбуждения с помощью ударного молотка

Сигнал	Темп анализа	Ошибка рассеяния ?	Линейная аппроксимация ?	Пик-фактор, отношение сигнал / шум	Управление спектром	Анализ с расширением ?	γ^2 — выделяет нелинейность ?	γ^2 — выделяет рассеяние ?
Синусоидальный	очень медленный	да	нет	хорошее	высокое	да	нет	нет
Случайный	медленный	да	да	удовл.	высокое	да	да	да
Псевдослучайный	быстрый	нет	нет	удовл.	высокое	да	нет	нет
Удар	самый быстрый	нет (с эксп. взвеш.)	нет	плохое	огранич.	нет	нет	нет
Несколько ударов	медленный	да	иногда	плохое-удовл.	огранич.	нет	(да)	да

T0121902A1

Калибровка

Большинство имеющихся на рынке датчиков поставляются с калибровочными паспортами. Однако, перед каждым измерением подвижности настоятельно рекомендуется проведение калибровки и проверки по следующим причинам:

- для подтверждения правильности работы датчика и для предотвращения погрешностей, возникающих в кабелях, соединителях, предусилителях и анализаторах
- для подтверждения правильности всех настроек усиления, полярности и аттенуаторов в системе (в больших измерительных системах может быть легко пропущена одна на-стройка)
- для подтверждения наличия датчиков с характеристиками, согласованными в учитываемом диапазоне частот.

Один из простых методов калибровки и проверки всей системы заключается в измерении подвижности простой конструкции. Простейшей конструкцией является одиночный груз известной массы. По второму закону Ньютона;

$$\text{сила} = \text{масса} \times \text{ускорение}$$

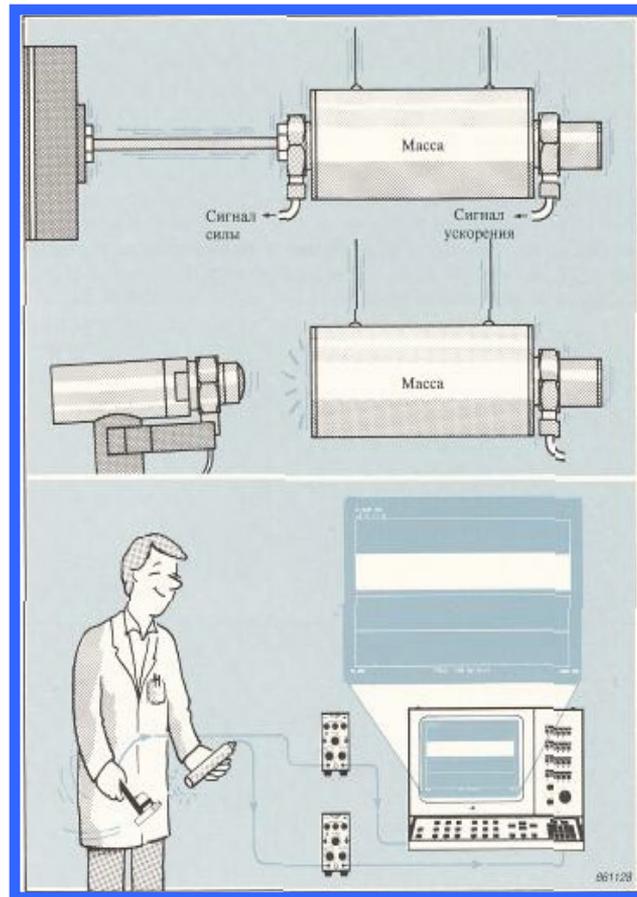
Отсюда следует выражение

ускоряемости:

$$A(\omega) = \frac{\text{ускорение}}{\text{сила}} = \frac{1}{\text{масса}}$$

для

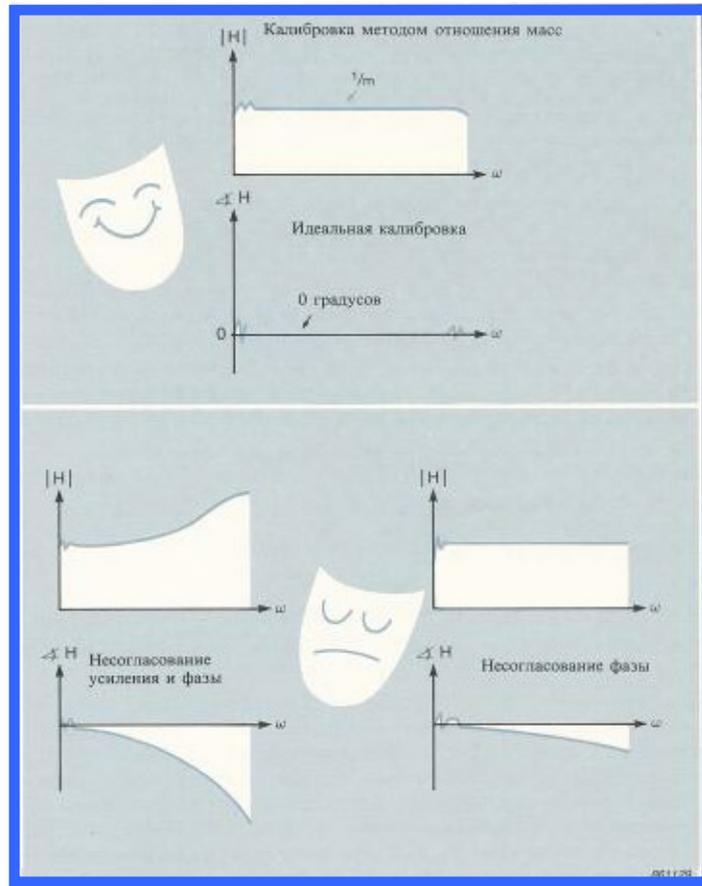
Для любой частоты ускоряемость имеет амплитуду $1/\text{масса}$ и фазу 0 градусов. Груз известной массы подвешивается таким образом, чтобы он перемещался только в одном направлении. Для определения ускорения его колебаний к нему прикрепляется акселерометр. При возбуждении может использоваться как молоток, так и вибростенд. В описанном процессе осуществляется относительная калибровка, что обеспечивает получение более точных результатов измерений подвижности, чем при индивидуальной абсолютной калибровке отдельных датчиков. Груз можно также держать в руке.



• Замечания по ударной калибровке

Если калибровочный груз представляет собой абсолютно твердое тело в учитываемом частотном диапазоне, то форма волны сигнала силы и ускорения одинакова.

Если используется как импульсная весовая функция для силы, так и экспоненциальная весовая функция для реакции, то определяемая реакция будет меньше, чем теоретическая реакция. Это объясняется ослаблением, вызванным экспоненциальной весовой функцией. Однако, несмотря на сказанное, общая чувствительность измерительной системы будет в описанном процессе калибровки определена правильно.



Пример: механические колебания портального крана

• Проблема

Очень часто во время работы крана возникали сильные механические колебания его портала. Перед руководителями предприятия встала большая дилемма: остановка производства для проведения инспекции и устранения неполадки означала большие расходы, а выход из строя был бы катастрофой.

• Выявление источника

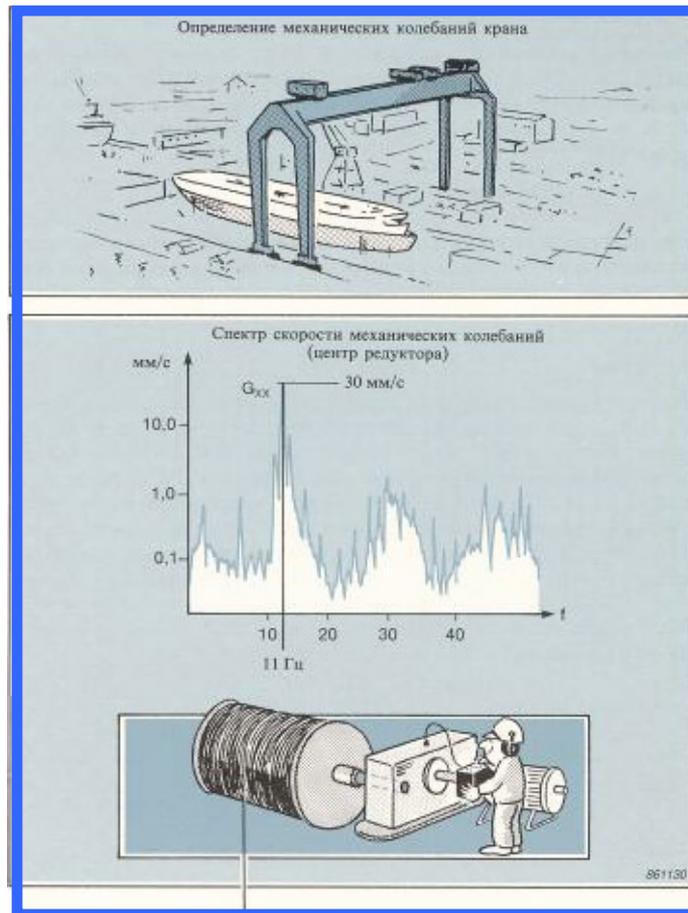
Механические колебания возникали только тогда, когда задействовался определенный узел лебедки. В результате нескольких измерений механических колебаний удалось легко выявить их источник, которым оказался редуктор этого узла. Анализ замеренного на редукторе ускорения механических колебаний показал, что доминирующая частота механических колебаний составляла 11 Гц. Эта частота в свою очередь привела к промежуточной шестерне, имеющей соответствующую частоту вращения.

• Выявление причины проблемы

После этого проблема свелась к следующим вопросам. Слишком ли высоки амплитуды сил, создаваемых редуктором? Или усилены ли амплитуды нормальных сил вследствие резонанса конструкции?

Для получения ответа на эти вопросы были проведены измерения подвижности в точке приложения силы на подшипнике вала соответствующей шестерни. Возбуждение, проводимое в верхней части редуктора с помощью большого вибростенда, позволило легко и быстро выполнить эти измерения.

Частотная характеристика не имела резонанса при наблюдаемой частоте механических колебаний (11 Гц), в результате чего было решено, что вынужденные механические колебания возникают вследствие разбаланса.



• Определение сил, создаваемых в результате разбаланса

Для определения сил, создаваемых из-за наличия неуравновешенных масс, был использован непосредственный метод. Рассматривая подшипник вала как систему с одним входом и одним выходом, можно было создать линейную модель с описанием в следующем виде:

$$F(\omega) = \frac{X(\omega)}{H(\omega)}$$

Было получено решение при частоте 11 Гц, указывающее на то, что амплитуда сил, создаваемых из-за наличия неуравновешенных масс, составляет 8,29 кН. Дальнейшие расчеты показали, что они соответствуют моменту 1,74 кг · м.

• Решение

Была проведена подготовка балансировочного стэнда и была запланирована работа предприятия без крана в течение одной Смены. Редуктор был демонтирован и шестерня была доставлена на балансировочный стэнд, сбалансирована и установлена назад на место. Кран был смонтирован и подготовлен к бесперебойной работе в течение восьми часов. Интересно отметить, что хотя упомянутая простая модель была очень грубой, рассчитанный момент при разбалансе оказался почти равным истинному. Разбаланс был вызван наличием отломанного куска литья, масса которого составляла 3,3 кг, а расстояние от центра тяжести до оси вала 0,53 м.

