

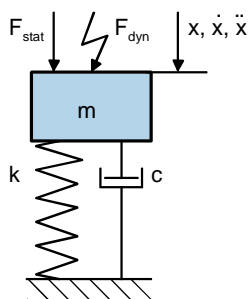
Лекция №9

Металлорежущие станки

Технический контроль динамики станков

Содержание

- 1 Основные вопросы динамики станков
- 2 Динамическая податливость станков
- 3 Модальный анализ
- 4 Виды и причины вибраций при механической обработке
- 5 Заключение

**Временной домен:**

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + k(x_{\text{dyn}} + x_{\text{stat}}) = F_{\text{dyn}} + F_{\text{stat}}$$

$m\ddot{x}$: Сила инерции kx_{dyn} : Динам. сила упругости

$c\dot{x}$: Сила демпфирования kx_{stat} : Статич. сила упругости

Трансформационные уравнения:

$$F(t) \Rightarrow \hat{F}e^{j\omega t} \quad \dot{x}(t) \Rightarrow \hat{x}(j\omega)e^{j(\omega t + \varphi)}$$

$$x(t) \Rightarrow \hat{x}e^{j(\omega t + \varphi)} \quad \ddot{x}(t) \Rightarrow \hat{x}(j\omega)^2 e^{j(\omega t + \varphi)}$$

Частотный домен:

$$[m\hat{x}(j\omega)^2 + c\hat{x}(j\omega) + k\hat{x}]e^{j(\omega t + \varphi)} = \hat{F}e^{j\omega t} \quad \text{mit } \omega = 2\pi f$$

$$G(j\omega) = \frac{\hat{x}(\omega)}{\hat{F}(\omega)} e^{j\varphi(\omega)} = \frac{x(j\omega)}{F(j\omega)} = \frac{1}{m(j\omega)^2 + c(j\omega) + k}$$

где $\omega_n^2 = \frac{k}{m}$ и $D = \frac{c}{2m\omega_n}$

$$G(j\omega) = \frac{\frac{1}{k}}{\frac{m}{k}(j\omega)^2 + \frac{c}{k}(j\omega) + 1} = \frac{\frac{1}{k}}{\frac{(j\omega)^2}{\omega_n^2} + 2D\frac{(j\omega)}{\omega_n} + 1}$$

Расширенная комплексная запись:

$$G(j\omega) = \frac{\frac{1}{k} \left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_n^2}\right)}{\left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_n^2}\right)^2 + \left(2D\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2} - j \frac{\frac{2D}{k} \frac{\omega}{\omega_n}}{\left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_n^2}\right)^2 + \left(2D\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2}$$

Рис. 9-1: Физическая модель и математическое описание одномассовой колебательной системы

Точность металлорежущих станков зависит от величины отклонения траектории инструмента относительно детали от заданной формы рабочего перемещения. Эти геометрические и кинематические отклонения возникают вследствие действия статических и динамических составляющих силы резания, вызывающих деформацию компонентов станка, например, станин, опорных рам, ползунов, шпинделей и других компонентов, находящихся в потоке сил. Величина деформации станка под действием статических и динамических нагрузок определяется его статической и динамической жесткостью. Статическая жесткость станка закладывается конструктивно на стадии проектирования. Современные системы проектирования позволяют оценить статическую жесткость конструкции с большой точностью еще на стадии разработки конструкции. Напротив, динамическая жесткость станка определяется большим количеством взаимосвязанных переменных факторов, что значительно усложняет ее расчет. В особенности, неизвестность демпфирования и жесткости в местах соединения компонентов станка усложняет предварительную оценку динамической податливости станка. По этой причине, для достоверного определения характеристик динамического состояния станка, необходимо проведение измерений. На основе проведенных исследований производится оценка динамической податливости и, при необходимости, разрабатываются конструктивные мероприятия по ее снижению. Недостаточная статическая жесткость станков приводит, как правило, к погрешностям размера и формы деталей. Наличие точек резонанса с большим соотношением максимальной статической и динамической амплитуды может привести к вибрациям в процессе обработки, следствием которых являются низкое качество поверхности, повышенный износ компонентов несущих систем, повреждение инструмента или исполнительных механизмов станка. Таким образом, податливость станка под действием переменной нагрузки является одним из критериев его производительности.

Станки состоят из отдельных компонентов и под действием динамических нагрузок ведут себя как многомассовые колебательные системы. Упрощенно структуру станка можно рассматривать как систему отдельных одномассовых колебательных систем и описывать их динамическое поведение с помощью математического аппарата для одномассовых систем.

Уравнения движения одномассовой колебательной системы с вязким демпфированием приведены на рисунке (Рис. 9-1). В верхней части представлены уравнения движения в частотной области. После преобразований дифференциального уравнения выводится выражение для динамической податливости $G(j\omega)$, представляемой, как правило, в виде амплитудно-фазовой частотной характеристики. Математическое описание движения одномассовой колебательной системы осуществляется через параметры жесткости k , собственной угловой частоты ω_n и величины добротности D .

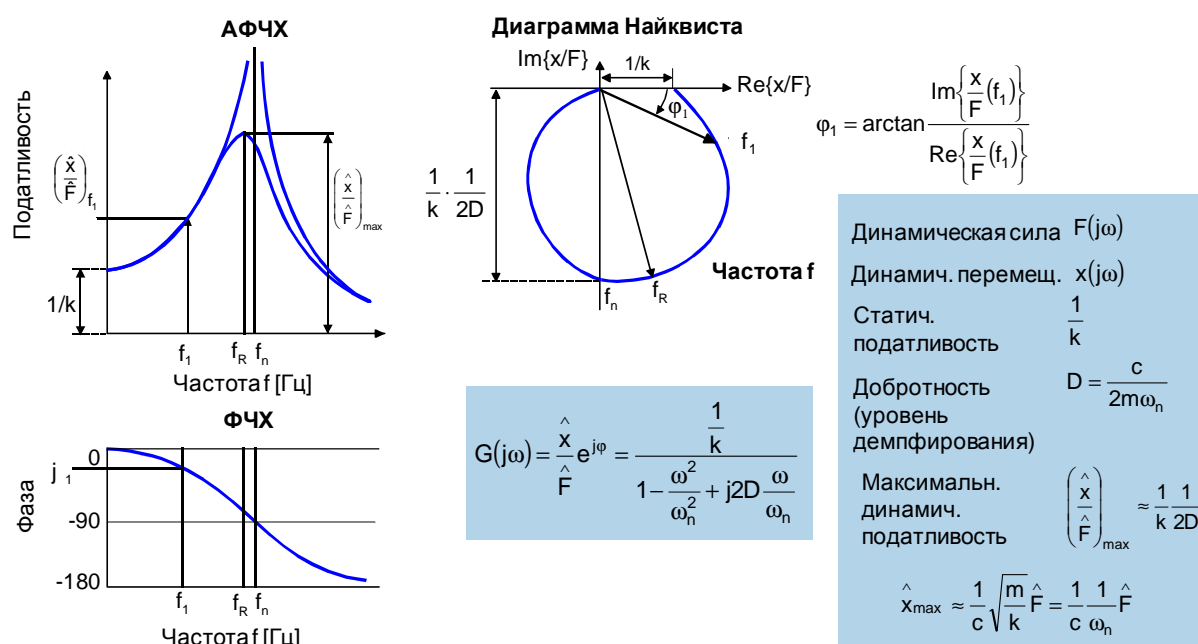


Рис. 9-2: Амплитудно-фазово-частотная характеристика и диаграмма Найквиста одномассовой колебательной системы

На Рис. 9-2 показаны два распространенных графических представления частотной характеристики колебательных систем. В левой стороне рисунка представлена амплитудная и фазовая частотная характеристика. Изменение частоты вынужденного колебания оказывает воздействие на амплитуду податливости, а также на временное смещение между воздействием силы и вынужденным колебанием (фазовую характеристику).

Аналогичную АФЧХ информацию о динамическом поведении системы содержит так называемая диаграмма Найквиста. Радиус-вектор, проведенный из начала координат к произвольной точке на кривой соответствует по модулю амплитуде податливости. Угол поворота вектора относительно положительного направления действительной оси характеризует фазу податливости. Поскольку изменение силы предшествует изменению перемещения, значение фазы податливости отрицательно. Поэтому увеличение частоты на кривой принимается по ходу часовой стрелки, т.е. математически в негативном направлении.

В одномассовой колебательной системе выделяют три основные угловые частоты:

- Собственная угловая частота незатухающей колебательной системы (собственная частота), при которой наблюдается сдвиг фаз -90° между силой и перемещением. На данной частоте ω_n в затухающей колебательной системе амплитуда несколько ниже максимальной амплитуды.

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}}$$

$$\left(\frac{\hat{x}}{\hat{F}} \right)_{\omega_n} \approx \frac{1/k}{2 \cdot D}$$

- Собственная угловая частота затухающей колебательной системы. С данной частотой происходит затухание колебаний в системе.

$$\omega_{dn} = \omega_n \cdot \sqrt{1 - D^2}$$

- Резонансная частота затухающей колебательной системы. При данной частоте и гармоническом нагружении реальной колебательной структуры наблюдается ее наибольшая податливость.

$$\omega_K = \omega_n \cdot \sqrt{1 - 2D^2}$$

В структурах металлорежущих станков различие между названными частотами не существенно, поскольку типичное значение добротности (уровня демпфирования) структур станков D составляет менее 10%.

С помощью АФЧХ можно определить величину статической жесткости системы как обратную величину податливости при частоте $f = 0$ Гц. Значительное превышение уровня статической податливости наблюдается на частотах резонанса f_R того или иного компонента многомассовой колебательной системы. Точку резонанса, при которой наблюдается максимальная амплитуда податливости, называют доминирующей, а соответствующую резонансную частоту – доминирующей частотой.

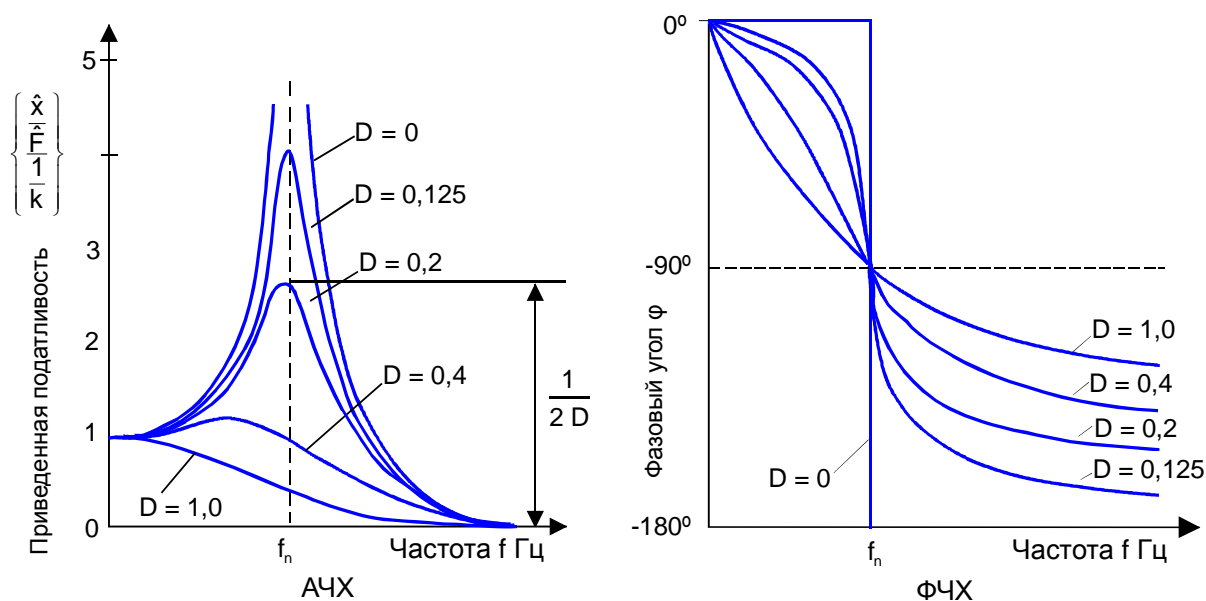


Рис. 9-3: Частотные характеристики одномассовой колебательной системы при различной добротности

Величина отношения динамической и статической податливости определяется добротностью колебательной системы D , также обозначаемой как уровень демпфирования системы. Воздействие величины добротности на амплитуду и фазу динамической податливости представлено на Рис. 9-3. Для незатухающей колебательной системы ($D = 0$) на частоте f_n наблюдается точка резонанса с бесконечной амплитудой, а фаза скачкообразно падает с 0° до -180° . Для реальных затухающих колебательных систем резонансная амплитуда имеет конечное значение. При увеличивающемся значении добротности кривая резонанса становится шире, а наклон фазовой характеристики от 0° до -180° снижается. Для аperiодического граничного случая при $D = 1$ превышения уровня амплитуды статической податливости не наблюдается.

АЧХ и диаграмма Найквиста двухмассовой колебательной системы

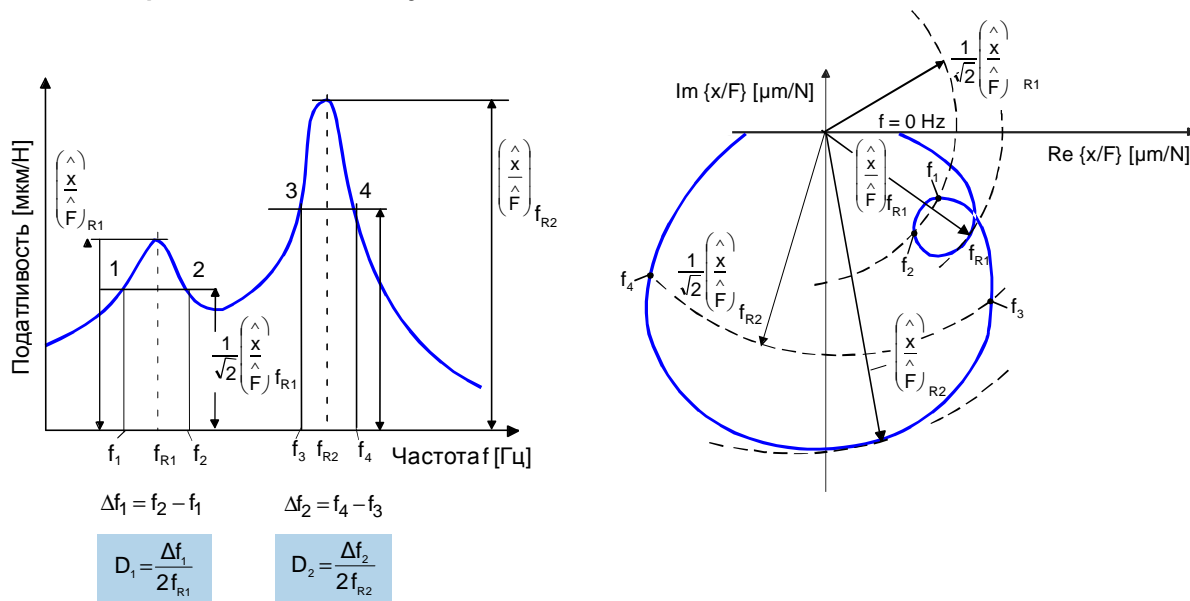


Рис. 9-4: Расчет добротности по амплитудно-частотной характеристике или диаграмме Найквиста по методу $\sqrt{2}$

Величина добротности в общем случае может быть определена с помощью так называемого «метода $\sqrt{2}$ » непосредственно из амплитудно-частотной характеристики или диаграммы Найквиста. Данный метод применим к любой точке резонанса экспериментально определенной АЧХ. Единственным граничным условием применения данного метода является оценка воздействия на рассматриваемую точку резонанса соседних точек резонанса. При значительном удалении точек резонанса друг от друга данным воздействием можно пренебречь. При более высоких значениях добротности, для выполнения данного условия, точки резонанса должны отстоять друг от друга на большее расстояние (Рис. 9-4).

АЧХ и диаграмма Найквиста одномассовой колебательной системы

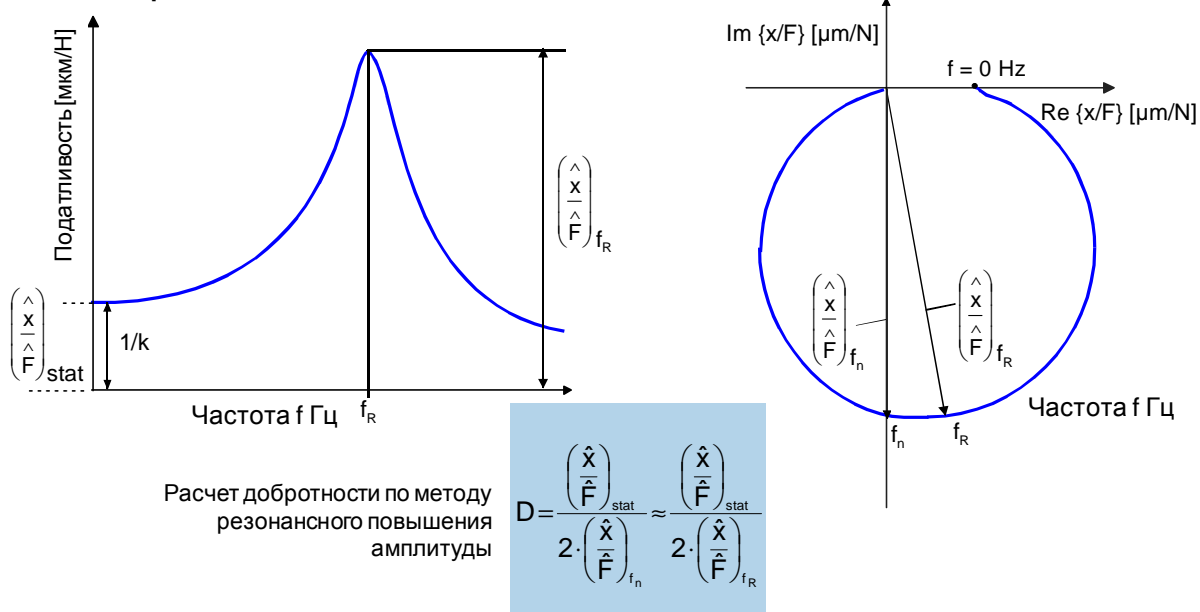


Рис. 9-5: Расчет добротности по методу резонансного превышения амплитуды

Определение добротности D из соотношения статической и максимальной динамической податливости возможно только при ярко выраженном одномассовом поведении колебательной системы, т.е. в том случае, когда присутствует только одно резонансное превышение уровня статической податливости. Данный расчет называется методом амплитудного превышения (Рис. 9-5).

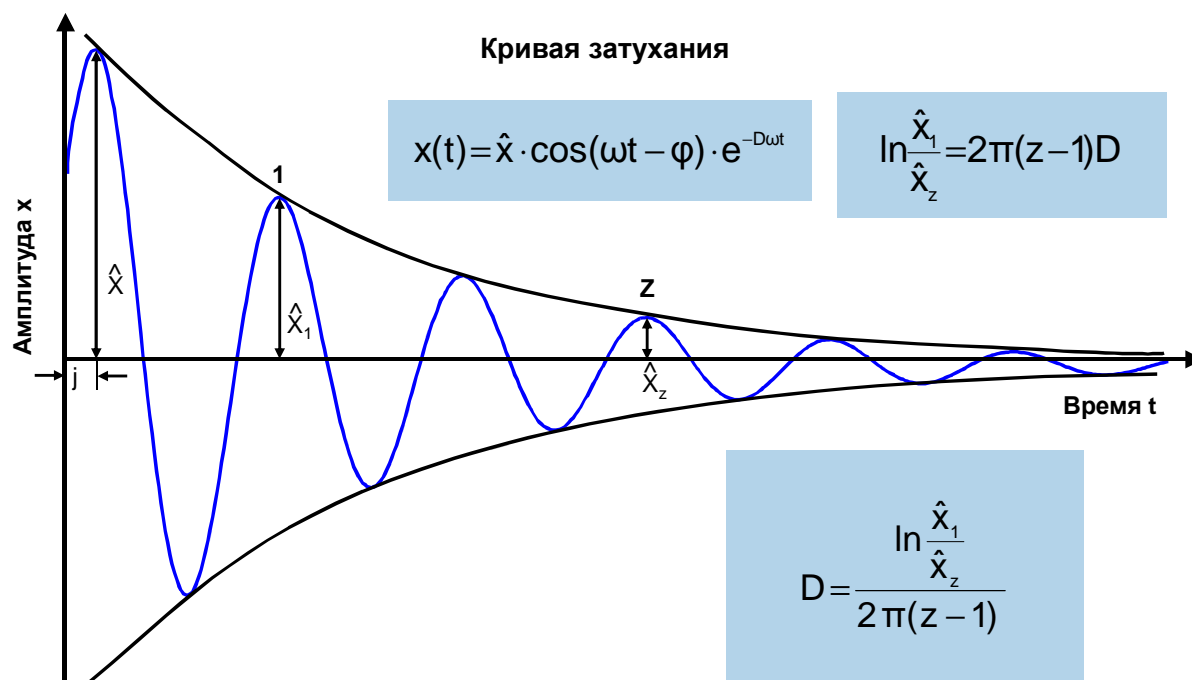


Рис. 9-6: Расчет добротности по логарифмическому декременту

Третьим методом расчета добротности D является аналитическое описание огибающей кривой затухающего колебания. Для этого исследуемая система подвергается воздействию гармонической силы, а затем, после отключения источника вынужденных колебаний, регистрируются параметры затухающих колебаний в системе и производится их обработка по формулам, представленным на Рис. 9-6. Для данного способа логарифмического декремента необходимо наличие только одной точки резонанса в АФЧХ системы.

- 1 Основные вопросы динамики станков
- 2 **Динамическая податливость станков**
- 3 Модальный анализ
- 4 Виды и причины вибраций при механической обработке
- 5 Заключение

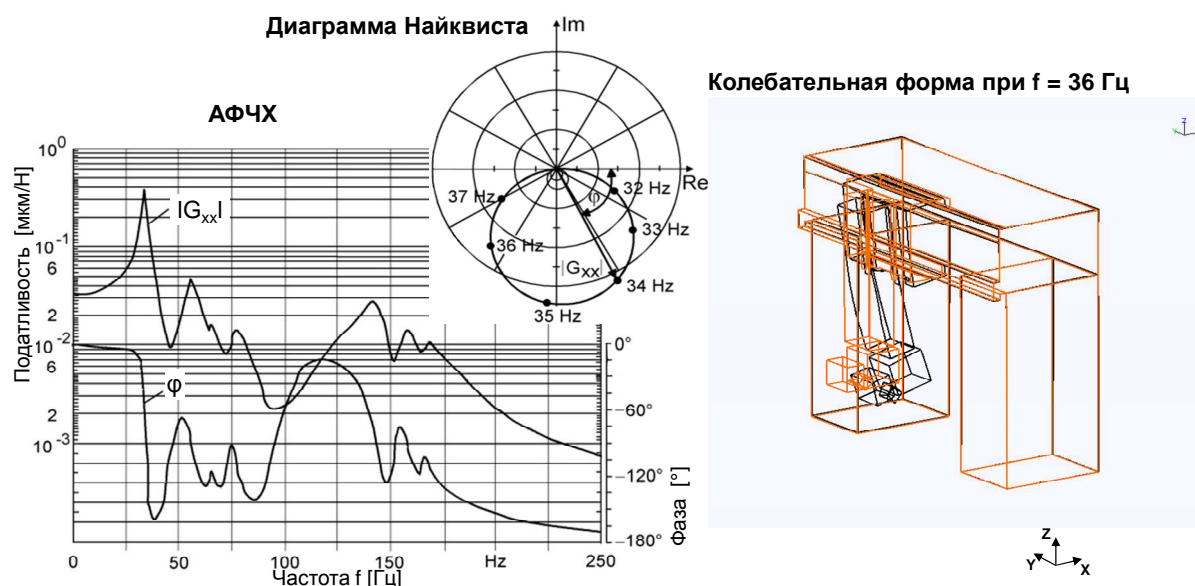


Рис. 9-7: Описание динамического состояния металлорежущего станка

Точность металлообрабатывающих станков зависит от реакции структуры станка на статические и динамические нагрузки, возникающие в процессе обработки заготовок. Для полного описания динамического поведения станка необходимо наличие динамических функций податливости, представленных в форме АФЧХ или диаграмм Найквиста, а также формы собственных колебаний структуры (колебательных форм) в точках резонанса (Рис. 9-7). Поскольку расчет динамических характеристик станка по моделям, не прошедших предварительную корректировку на основе измерений, сопряжен со значительной погрешностью расчета, единственным на сегодняшний день достоверным способом определения динамической податливости станка является проведение технических измерений.

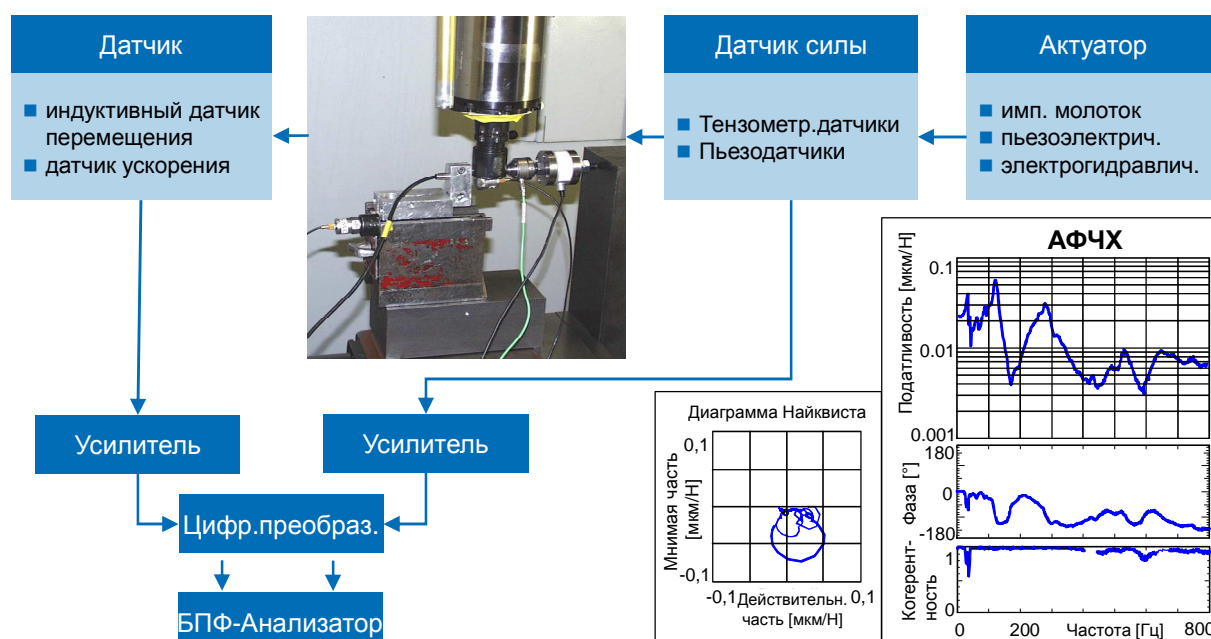


Рис. 9-8: Оценка динамической податливости фрезерного станка

Для определения динамической податливости станка, между инструментом и деталью прикладывается динамическое усилие, величина которого измеряется с помощью датчика усилия, а реакция структуры регистрируется с помощью датчиков перемещения. Измерительная наладка для проведения таких измерений показана на Рис. 9-8. Электрические сигналы проходят через усилитель, оцифровываются и поступают в блок обработки. Обработка измеренных сигналов производится на ЭВМ. С помощью специальных программ производится определение спектрального состава сигналов и расчет динамической податливости в форме АФЧХ или диаграммы Найквиста. Регистрация реакции структуры на воздействие динамического усилия производится как с помощью датчика относительного перемещения, установленного между инструментом и деталью, так и с помощью абсолютных датчиков, фиксируемых непосредственно на инструменте и на детали. Как правило, в качестве абсолютных датчиков применяются пьезоэлектрические датчики ускорения, а величина перемещения рассчитывается из величины ускорения путем двойной интеграции. Динамическое усилие генерируется на основе специальных управляющих сигналов, например, синусных сигналов с нарастающей частотой (свип-синус, «sweep sinus») или сигналов с нормальным статистическим распределением частотных компонентов (например, белый шум). Итоговый результат измерения определяется после осуществления заданного числа измерений как среднее значение передаточной функции.

	Шаговый синус	Свип-Синус	Шум	Псевдо-шум	Импульс
Вид сигнала во временном домене					
Вид сигнала в частотном домене					
Длительность измерен.	очень высокая	высокая	малая	малая	сверх малая
Стоим-ть оборудования	высокая	высокая	низкая	высокая	низкая
Подавление распада спектра (leakage)	очень хорошее	хорошее	плохое	хорошее	хорошее
Плотность энергии	очень высокая	высокая	низкая	низкая	очень низкая
Распознавание нелинейности	да	да	посредственное	посредственное	посредственное

Рис. 9-9: Виды и свойства сигналов возбуждения

Для измерения динамической податливости и проведения модального анализа для определения вида собственных колебательных форм существует большое количество управляющих сигналов, позволяющих приложить динамическое усилие к структуре станка. Выбор подходящего сигнала непосредственно влияет на качество измерения и модального анализа. Используемые сигналы разделяются на два класса.

К первому классу относятся сигналы шумового типа. Данные сигналы характеризуются статистическим распределением частотных компонентов в заданном диапазоне частот по длительности сигнала, вследствие чего сигналам данного класса невозможно дать математическое описание. Ко второму классу относятся сигналы, характеризующиеся временными функциональными зависимостями. Данные сигналы подразделяются на периодические (как правило, синусные) и аperiodические (имеющие форму импульса). Выбор сигнала зависит от параметров исследуемой структуры, прежде всего, линейности поведения. При исследовании структуры со строго линейным поведением все виды сигналов ведут, теоретически, к одинаковому результату. Однако практически все металлообрабатывающие станки характеризуются, в большей или меньшей степени, нелинейностью поведения. В случае синусных и импульсных сигналов результаты измерения зависят от типа сигнала, его амплитуды и величины статического предварительного натяга. Такие сигналы хорошо подходят для контроля линейности поведения структуры, для чего станок подвергается воздействию динамических сил различной амплитуды и варьируемых значений предварительного натяга. Применение шумовых сигналов, напротив, ведет к линеаризации поведения структуры для выбранной амплитуды сигнала.

На Рис. 9-9 показаны различные сигналы, применяемые при измерении динамической податливости станка и модальном анализе с описанием их основных характеристик. При исследовании динамической податливости станков применяются, как правило, смешанные сигналы, состоящие из шумовых и синусных сигналов. К достоинствам шумовых сигналов относится относительная доступность генераторов сигналов, быстрота проведения исследования, а также реалистичность моделирования сил резания. К достоинствам синусных сигналов относится высокая энергетическая плотность и возможность распознавания нелинейности поведения.

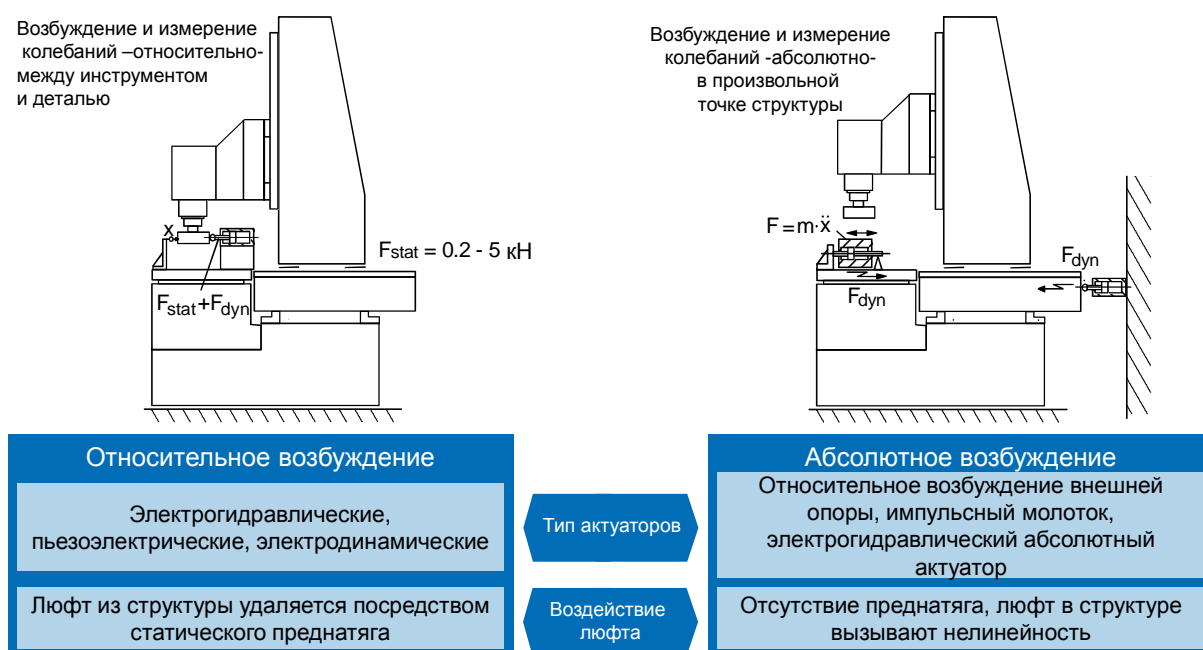


Рис. 9-10: Сравнительный анализ способов измерений и возбуждения колебаний

Измерение динамики металлообрабатывающих станков может осуществляться с помощью создания абсолютного или относительного динамического возбуждения (Рис. 9-10). Абсолютное наложение силы имеет место, если ее непосредственному действию подвергается только один компонент станка. Источником силы, в данном случае, может служить актуатор, работающий по сейсмическому принципу, импульсный актуатор, а также релятивный актуатор, опирающийся с одной стороны на один из компонентов станка, а с другой на внешнюю опору за пределами станка. В случае относительного наложения силы, источник силы, установленный между двумя компонентами станка, генерирует замкнутый поток сил, моделирующий действие сил резания при обработке.

Выбор типа контроля, а также подходящих актуаторов, производится с учетом следующих условий.

1. При действии относительного динамического возбуждения между двумя компонентами станка возможно создание в системе предварительного статического натяга. Данная измерительная наладка позволяет реалистично отразить условия эксплуатации станка при резании. Поскольку жесткость стыков и соединений компонентов станков зависят от величины предварительного натяга, последний также оказывает воздействие на статическую и динамическую податливости.
2. Относительное динамическое возбуждение затруднительно в системах с подвижными компонентами. Например, в случаях, когда необходимо провести измерение АФЧХ перемещаемого ползуна. Для измерения подобных систем применяется, как правило, абсолютное возбуждение, например, с помощью импульсного молотка или электромагнитного источника силы (Рис. 9-10).
3. Абсолютное возбуждение уместно для исследования динамического поведения отдельных компонентов, например, колонн крупногабаритных станков, без применения дополнительных опорных приспособлений для источника силы.

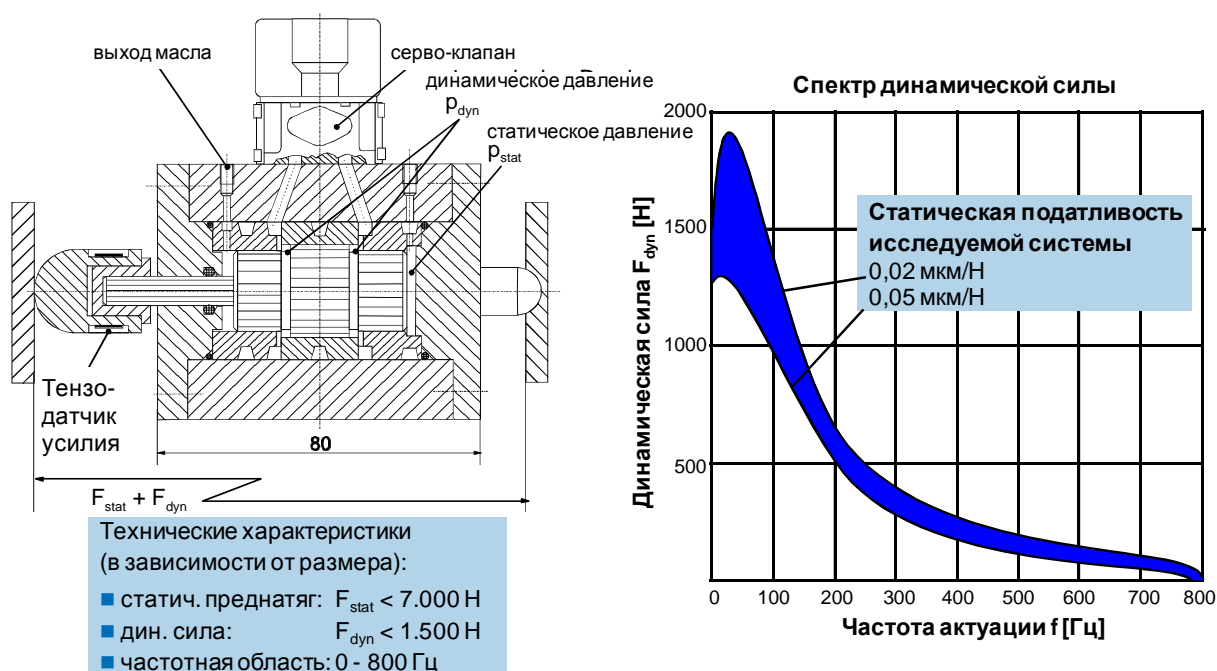


Рис. 9-11: Электрогидравлический относительный актуатор

Электрогидравлические актуаторы находят широкое применение при измерениях динамической податливости станков (Рис. 9-11). К преимуществам данного вида устройств относятся компактность конструкции и значительная величина развиваемого динамического усилия в области низких частот. Принцип работы электрогидравлических актуаторов основан на поочередном динамическом воздействии рабочей жидкости под давлением на соответствующие поверхности рабочего поршня, установленного в корпусе и соединенного с толкателем, что позволяет реализовать его динамическое перемещение. Подвод рабочей жидкости под давлением осуществляется от гидравлического агрегата. Перенаправление потока производится с помощью серво-клапана. Величина статического преднатяга создается за счет смещения толкателя под действием статического давления насосного агрегата на заднем торце поршня. Для точной настройки величина предварительного натяга может изменяться с помощью постоянного напряжения, накладываемого на переменный электрический сигнал. Сила, возникающая в месте контакта толкателя и компонента станка, измеряется при помощи установленного на толкателе тензодатчика. С помощью электрогидравлических актуаторов возможно создание динамических усилий с частотой до 800 Гц. Ограничение по частоте возникает, в первую очередь, вследствие гидравлического сопротивления серво-клапана, амплитуды перемещения толкателя, а также мощности насосного агрегата. Развиваемые статические и динамические усилия показаны на Рис. 9-11. Величина статического преднатяга может достигать 7000 Н.

Существуют различные конструктивные исполнения электрогидравлических актуаторов. Малогабаритные актуаторы позволяют достичь более высоких частот перемещения толкателя, но при меньших рабочих усилиях. Применение конструкций с большой амплитудой перемещения толкателя уместно при исследовании поведения податливых структур, например, транспортных установок. Амплитуда перемещения таких актуаторов составляет до $\pm 6 \text{ мм}$ при частоте до 150 Гц.

На основе представленного относительного актуатора были разработаны конструкции абсолютных актуаторов, работающих на основе обратного сейсмического принципа. На стержне устанавливается плунжер, свободно перемещаемый по стержню. Подвод рабочей жидкости поочередно к переднему и заднему торцу плунжера ведет к его динамическому возвратно-поступательному перемещению по стержню. Сила реакции передается через стержень на опоры и, далее, через установочную плиту на исследуемый объект. Усилие, прикладываемое к исследуемому объекту, измеряется

через величину деформации стержня при помощи тензодатчиков. Величина усилия может регулироваться применением плунжеров различной массы.

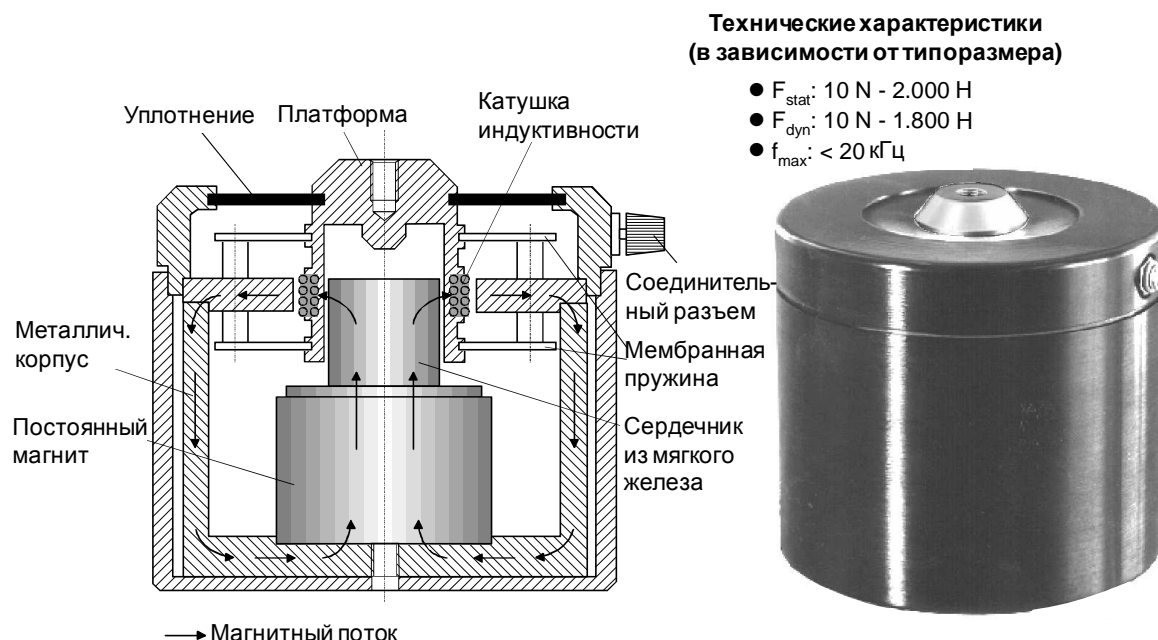


Рис. 9-12: Конструкция электродинамического относительного актуатора (источник: Brüel & Kjaer)

Электродинамические актуаторы применяются как для создания относительных, так и абсолютных возбуждений. Для этого вторая точка опоры располагается либо в пределах, либо за пределами структуры станка. Рабочая схема электродинамического актуатора представлена на Рис. 9-12. Перемещение внешней платформы реализуется наложением переменного напряжения на катушку индуктивности. Магнитное поле высокой плотности создается в воздушном зазоре сильным постоянным магнитом, что позволяет реализовать высокие усилия при низкой мощности усилителя. Область применения электродинамических актуаторов довольно широка. Они применяются как для испытания компактных деталей, так и крупногабаритных металлообрабатывающих станков. Существуют различные конструктивные исполнения, позволяющие реализовать статический преднатяг величиной от 10 до 2000 Н и динамические усилия до 1800 Н при частотах до 20 кГц.

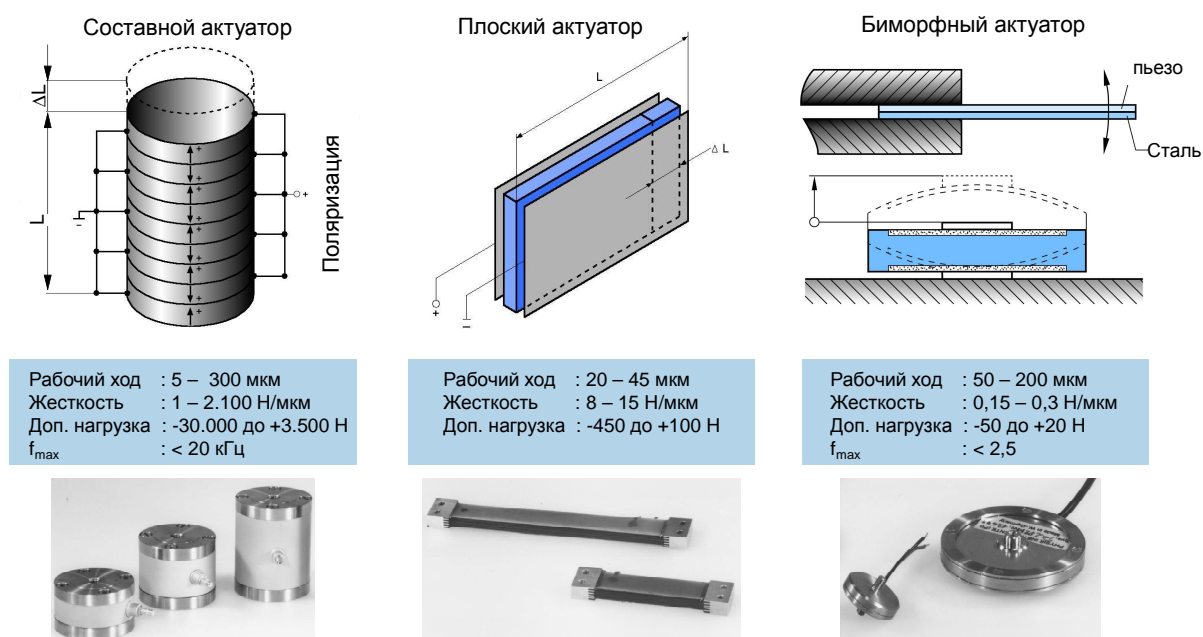


Рис. 9-13: Конструктивные варианты пьезомеханических актуаторов (источник: PI)

В основе действия пьезомеханических актуаторов лежит пьезоэлектрический эффект. Под пьезоэлектричеством понимается свойство некоторых кристаллов генерировать электрический заряд под действием механической силы. Существует также и обратный пьезоэлектрический эффект, характеризующий свойство некоторых керамических элементов изменять свою форму в продольном или поперечном направлении (длину или толщину) при сообщении им электрического заряда (Рис. 9-13). Существуют различные конструктивные исполнения пьезомеханических актуаторов, применяемых для наложения вынужденных колебаний на испытуемые объекты. Конструкция, использующая эффект продольного расширения пьезоэлектрических элементов в направлении их поляризации, состоит из нескольких элементов. Данная конструкция носит названия составного актуатора, суммарный рабочий ход которого складывается из величин отдельных деформаций элементов. Эффект поперечной деформации пьезокристаллов наблюдается при наложении напряжения в направлении поляризации элемента и его поперечном сжатии Δl . При этом каждый элемент, входящий в состав актуатора, выполняет полный рабочий ход. Применение составной структуры обусловлено высокими требованиями к жесткости и стабильности актуатора. Еще одним конструктивным вариантом пьезоэлектрических актуаторов является биморфная пластина. Данная конструкция представляет собой особенную разновидность составного пьезоэлектрического компонента, поведение которого сходно с поведением биметаллической пластины. Биморфная пластина состоит из двух пьезоэлектрических (например, керамических) пластин, которые при наложении напряжения изгибаются в противоположных направлениях (Рис. 9-13). Существуют различные конструкции пьезоактуаторов, работающих с высоко- или низковольтным электропитанием. Для реализации максимально возможного рабочего хода актуатора, работающего на высоковольтном питании, необходимо напряжение до 1000 В. Актуаторы, работающие на низковольтном питании, характеризуется величиной напряжения порядка 100 В, достаточной для достижения максимальной деформации пьезокристаллов. Снижение рабочего напряжения достигается за счет уменьшения толщины отдельных пьезоэлементов. Однако рабочий ток в данных конструкциях значительно выше, чем в высоковольтных устройствах. Частоты вынужденных колебаний, генерируемых пьезоактуаторами, могут достигать 20 кГц. Рабочие ходы при этом, однако, довольно малы.

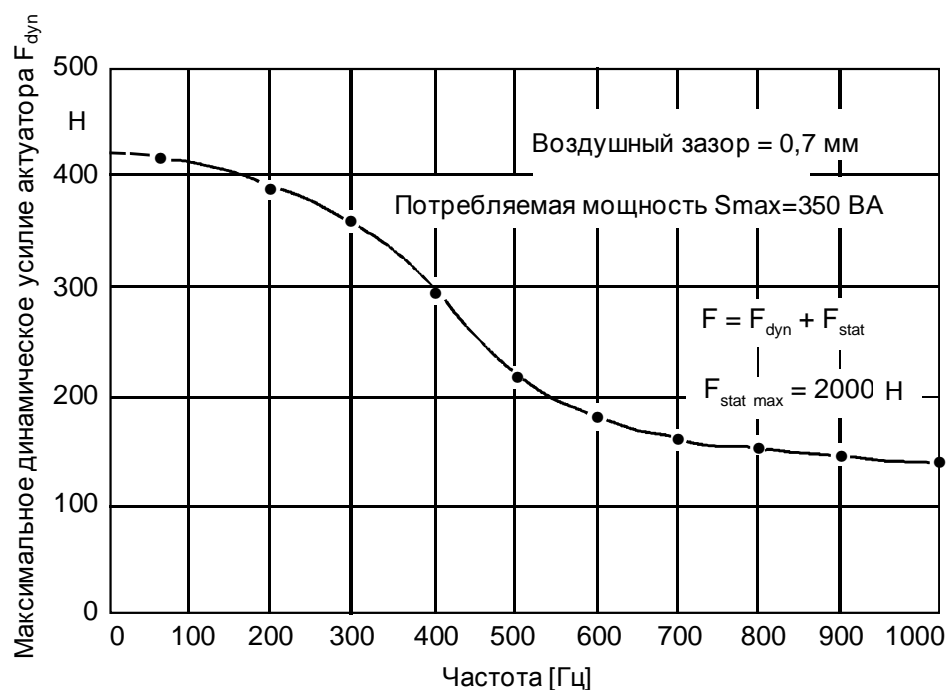
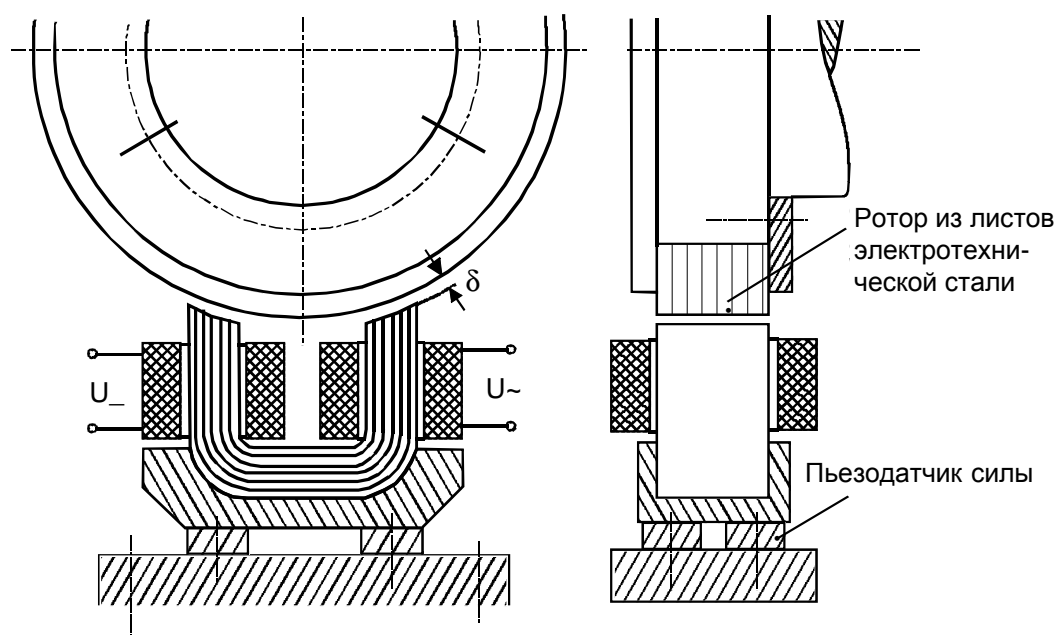


Рис. 9-14: Электромагнитные актуаторы

С помощью электромагнитных актуаторов возможно бесконтактное наложение вынужденных колебаний на испытуемые объекты. Бесконтактный метод наложения колебаний применяется, например, при исследовании поведения вращающихся шпинделей. На Рис. 9-14 показан принцип работы электромагнитного актуатора. Магнитный поток U-образного электромагнита замыкается во вращающейся роторе. Для снижения потерь вследствие действия вихревых токов ротор изготавливается из листов электротехнической стали. Для создания статических и динамических усилий в воздушном зазоре между магнитом и колодкой применяются две катушки, на которые подается соответственно постоянный и переменный ток. Величина усилий регистрируется с помощью пьезоэлектрических датчиков силы. Значение перемещений измеряется с помощью бесконтактных датчиков вихревых токов. Данный актуатор позволяет реализовать вынужденные колебания с частотой до 1000 Гц, статические усилия до 2000 Н и динамические усилия до 130 Н.

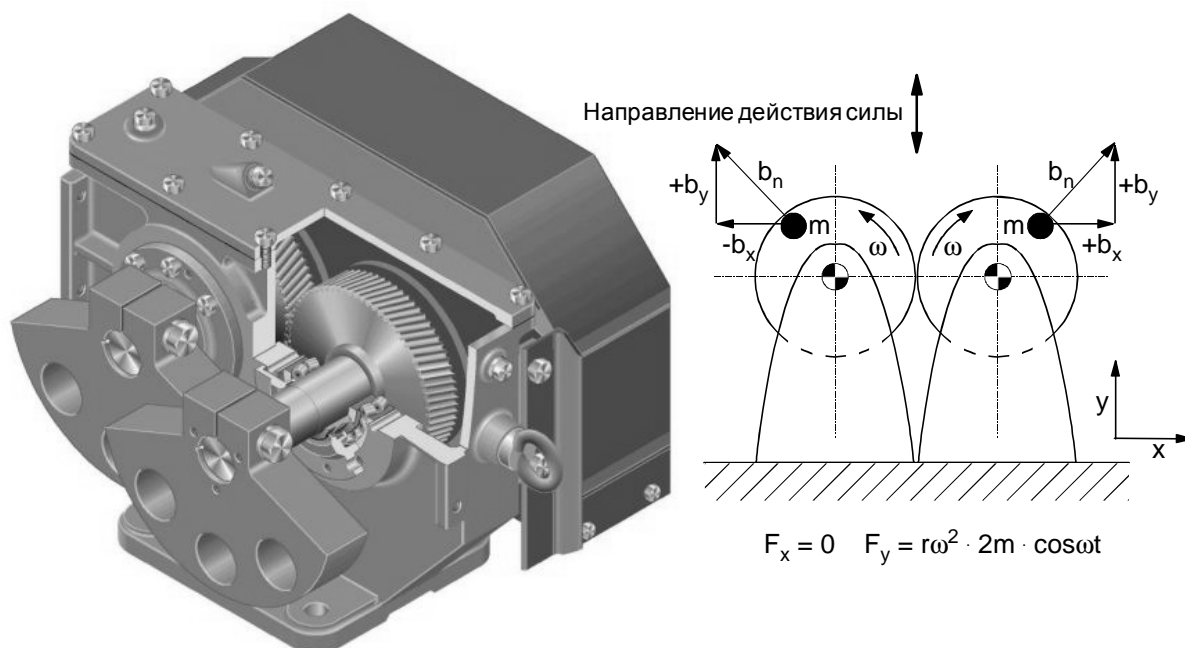


Рис. 9-15: Принцип действия дисбалансного актуатора (Friedrich Schwingtechnik GmbH & Co. KG)

На Рис. 9-15 показан абсолютный дисбалансный актуатор, позволяющий наложить синусные вынужденные колебания на испытуемый объект. С помощью двух эксцентриковых кулачков, вращаемых в противоположных направлениях, генерируется динамическое усилие по оси y , величина которого определяется суммой центробежных сил на каждом кулачке. Компонент силы по оси x отсутствует, так как разнонаправленность движений взаимно уничтожает усилия в этом направлении осей координат. Частота вынужденных колебаний определяется частотой вращения кулачков. Недостатком данной конструкции является квадратичная зависимость силы от частоты вращения, что осложняет настройку величины усилия. Обычно для настройки усилия необходимо изменение массы и величины эксцентриситета кулачков.

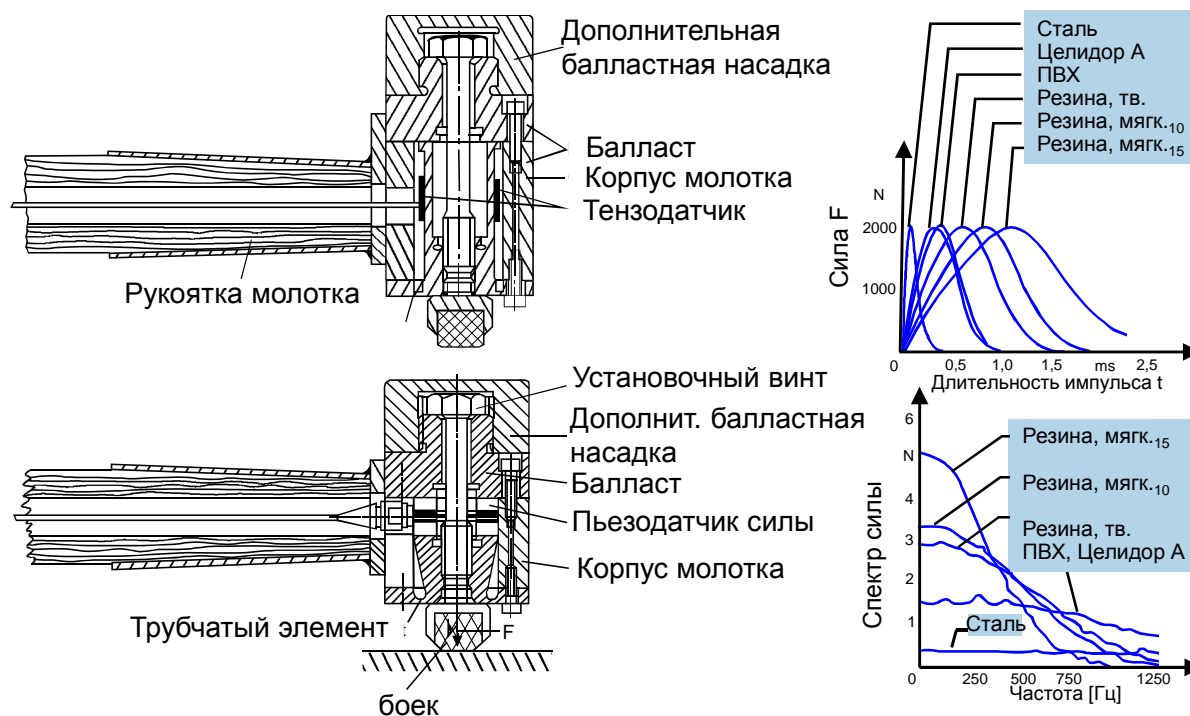


Рис. 9-16: Импульсный молоток для создания динамических усилий

Для наложения вынужденных колебаний на исследуемый объект посредством удара применяются импульсные молотки, представляющие собой разновидность абсолютных актуаторов. Данный вид актуаторов является наиболее распространенным при проведении исследований динамического поведения различных структур. Импульсные молотки изготавливаются многочисленными производителями измерительной аппаратуры. Как видно из устройства импульсного молотка, представленного на Рис. 9-16, измерение силового импульса производится с помощью кварцевого датчика усилия или тензодатчика. Для изменения величины импульса предусмотрена возможность модифицирования веса молотка при помощи балластных насадок. Характерная частотная область воздействия силового импульса определяется материалом бойка. Как правило, в комплекте поставляются бойки из различных материалов (пластмасса, резина, сталь и т.д.), позволяющих реализовать различную длительность импульса и его спектральный состав.

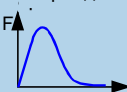
	Управляющие сигналы			f_{\max}	макс. F_{dyn}	макс. F_{stat}	Состояние станка
	синусный 	стохастич. 	апериодич. 				
Электродинамич. рел. актуатор	X	X		20 кГц	1.800 Н	2.000 Н	Неподвижность функциональных и структурных компонентов
Электрогидравл. рел. актуатор	X	X		1.200 Гц	1.500 Н	7.000 Н	
Пьезоактуатор	X	X		< 20 кГц	25 Н	30.000 Н	
Электромагнитн. рел. актуатор	X	X		1.000 Гц	500 Н	2.000 Н	Вращающийся шпиндель
Электрогидравл. абс. актуатор	X	X		500 Гц	2.000 Н		Поступ. и вращ. движ. компонент-ов
Импульсный молоток			X	2.500 Гц			Поступ. перемещ. компонентов или неподвижн.

Рис. 9-17: Обзор основных характеристик и областей применения различных актуаторов

На Рис. 9-17 представлены области применения различных актуаторов. Область применения определяется типом реализуемых вынужденных колебаний, величиной и частотой динамических усилий. Качество измерения непосредственно связано с правильным выбором актуатора и управляющего сигнала для конкретной исследуемой структуры.

- 1 Основные вопросы динамики станков
- 2 Динамическая податливость станков
- 3 Модальный анализ
- 4 Виды и причины вибраций при механической обработке
- 5 Заключение

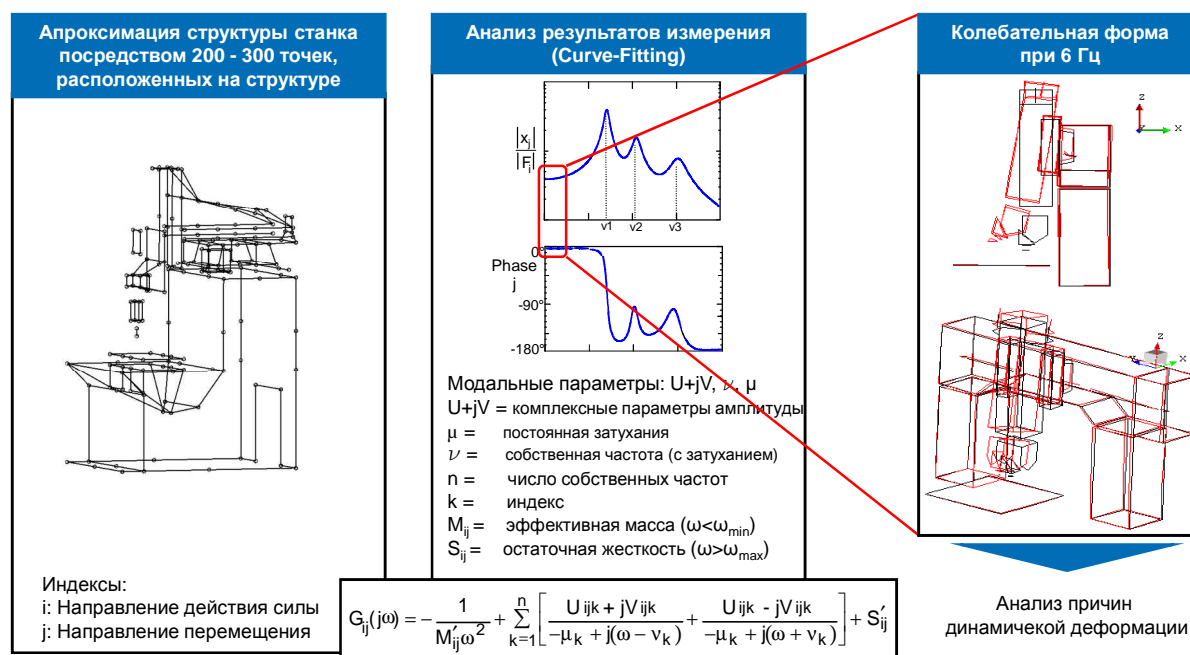
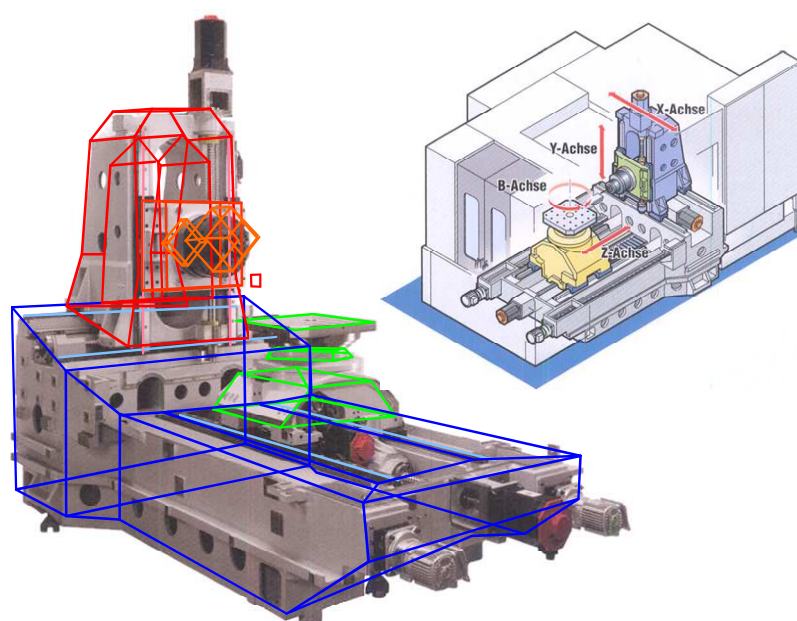


Рис. 9-18: Основные положения модального анализа

**Создание модели**

- Станина
- Направляющие
- Ползун по оси z со столом
- Перемещаемая колонна
- Ползун по оси y
- Корпус шпинделя
- Инструмент

Рис. 9-19: Аппроксимация структуры станка (обрабатывающий центр)

Для визуализации колебательных форм в точках резонанса структуры станков применяется модальный анализ. Подготовка к проведению модального анализа начинается с построения сетчатых моделей отдельных компонентов станка, как показано на Рис. 9-19. Расположение отдельных узлов и детализация модели непосредственно определяют качество и полноту информации о поведении отдельных узлов в тех или иных точках резонанса. Регистрация перемещений отдельных компонентов станка должна производиться в точках, расположенных напротив друг друга, для того, чтобы оценить относительные перемещения в стыках и соединениях отдельных компонентов. Результаты измерения обрабатываются математически с применением комплексных аналитических дифференциальных уравнений (фитинга), как показано на Рис. 9-18. В процессе математической обработки рассчитываются комплексные векторы податливости и добротность структуры на соответствующих частотах резонанса. Далее на основе рассчитанных передаточных функций производится графическое представление колебательных форм.

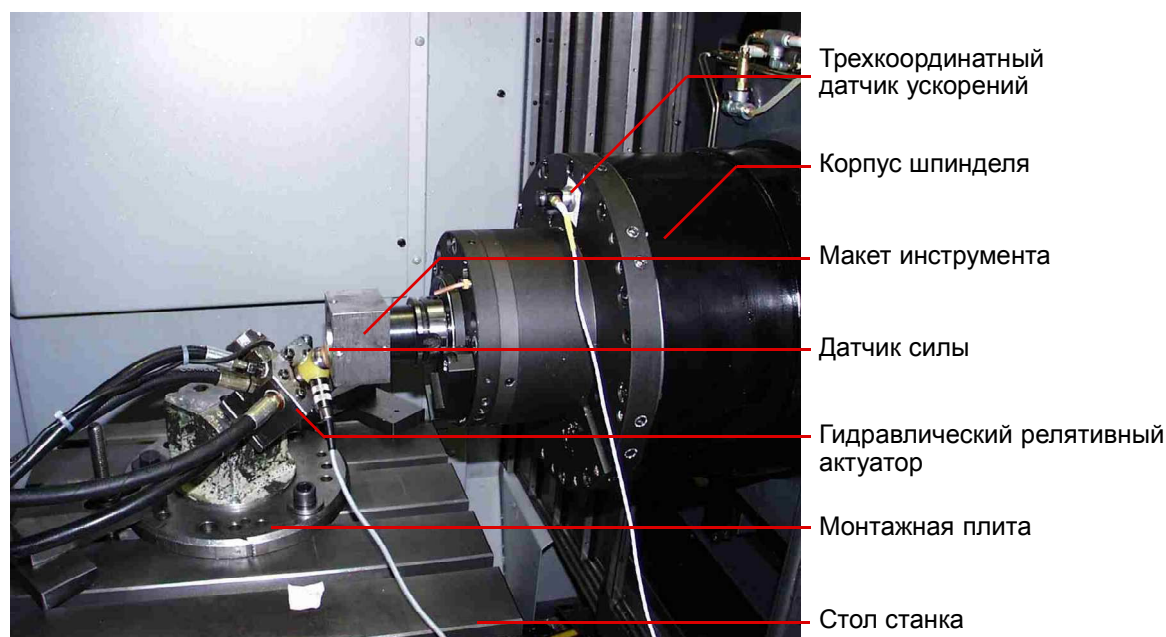


Рис. 9-20: Измерительная наладка для проведения модального анализа

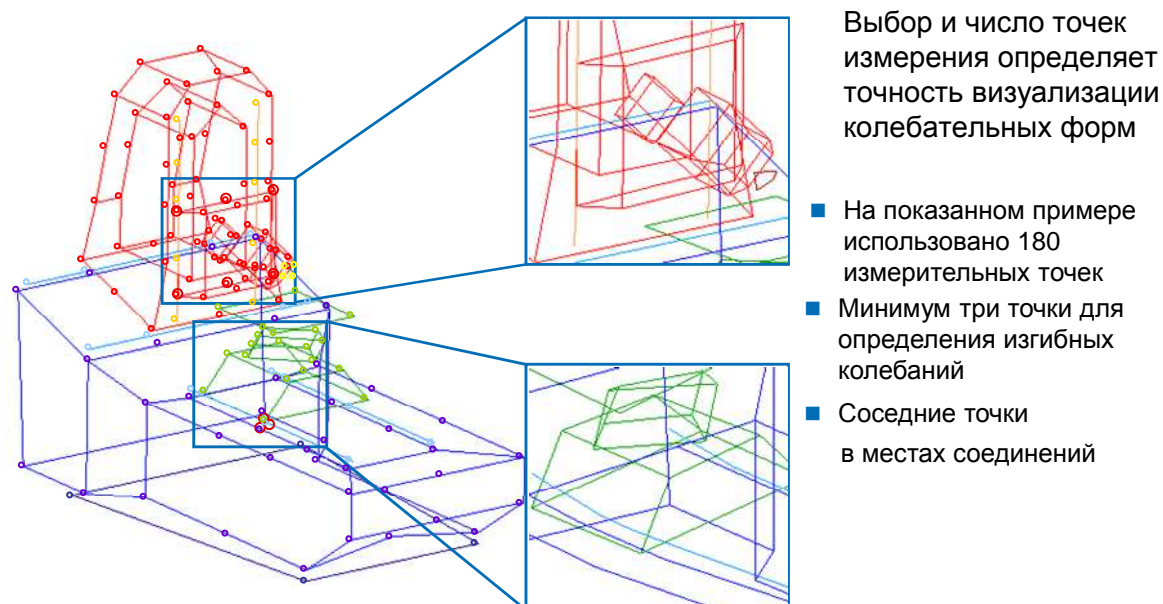


Рис. 9-21: Выбор подходящих точек для измерения (обрабатывающий центр)

Для наложения вынужденных колебаний на структуру станка применяются специальные управляющие сигналы, содержащие стохастические и синусные компоненты в заданном диапазоне частот. Податливость станка в трех направлениях осей координат регистрируется в форме АФЧХ. Математически обработанные результаты измерений (математические полиномиальные функции, описывающие динамическую податливость структуры, определенные в процессе фитинга) представляются в виде визуализированных колебательных форм, как показано на Рис. 9-21. Существуют различные математические методы проведения фитинга. Принципиально они подразделяются на две категории:

- метод одномассовой колебательной системы (single-degree-of-freedom, SDOF);
- метод многомассовой колебательной системы (multiple-degree-of-freedom, MDOF).

Метод одномассовой системы рассматривает АФЧХ структуры как общность изолированных друг от друга одномассовых колебательных систем. Это означает, что необходимые для визуализации собственной колебательной формы расчеты проводятся для каждой точки резонанса отдельно, без учета наличия других точек

резонанса. Точки резонанса в АФЧХ должны значительно различаться по частоте, с тем, чтобы выполнялось условие отсутствия взаимовлияния. Полная АФЧХ структуры представляется математически как сумма аналитических функций отдельных одномассовых колебательных систем. Математический анализ динамического поведения структуры с помощью методов SDOF отличается быстротой выполнения и не требует применения высокопроизводительных ЭВМ. Однако, вследствие невыполнения условия достаточной изолированности отдельных точек резонанса в АФЧХ реальных механических структур, результаты обработки данных с помощью данного метода значительно менее точны, чем результаты способа MDOF. Фитинг экспериментальных данных с помощью метода многомассовых колебательных систем производится одновременно для нескольких выбранных точек резонанса, что позволяет значительно повысить точность аналитической амплитудно-фазовой частотной характеристики податливости структуры станка. Данный метод применим к АФЧХ с близко расположенными точками резонанса, а также к точкам резонанса с высоким уровнем добротности.

- 1 Основные вопросы динамики станков
- 2 Динамическая податливость станков
- 3 Модальный анализ
- 4 Виды и причины вибраций при механической обработке
- 5 Заключение

Автоколебания

Колебания с собственной частотой

Причины

- Регенеративный эффект
- Сопряженный резонанс
- Неоднородн. резания
- Ниспадающая F-v характеристика
- Образование нароста на режущей кромке

Вынужденные колебания

- Колебания с частотой возбуждения при периодическом наложении силы
- Колебания с собственной частотой при импульсном наложении силы

Причины

- Прерывистое резание
- Врезание резца в заготовку
- Передача вибраций через фундамент
- Биение, вибрации подшипников
- Переменные силы резания

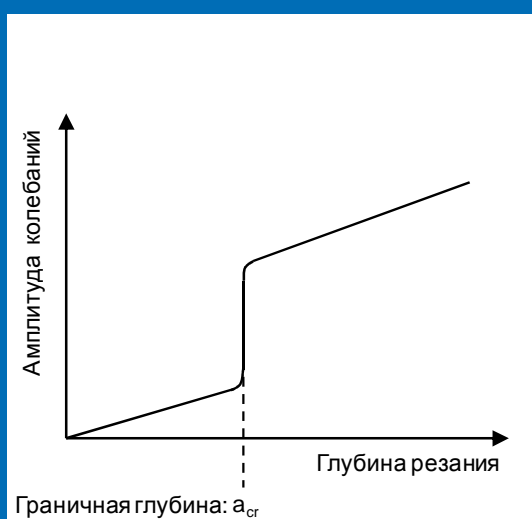
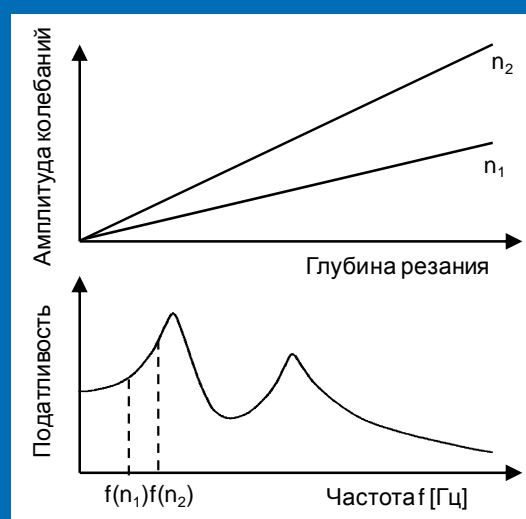
АвтоколебанияВнешние колебания

Рис. 9-22: Амплитуда вибраций при обработке в зависимости от глубины резания

В процессе резания на заданные главные и вспомогательные рабочие движения функциональных компонентов станка накладываются вибрации, связанные с воздействием сил резания и внешних возмущающих воздействий. По природе возникновения вибраций при резании различают вынужденные колебания и автоколебания. На Рис. 9-22 приведены причины возникновения вибраций при механической обработке. Вынужденные колебания возникают под действием внешних возмущений, например, вибрации фундамента, вибрации вследствие неточности изготовления и дисбаланса функциональных компонентов (биение, геометрические ошибки подшипников), вибрации из-за врезания инструмента в заготовку, прерывистое резание (как при фрезеровании). Внешние колебания характеризуются вибрацией структуры с частотой возмущающей силы. Амплитуда колебаний вследствие действия внешней силы тем больше, чем ближе частота возмущающей силы к собственной частоте структуры станка. Очевидно, это справедливо только для периодической внешней силы. При действии силового импульса возникающие вынужденные колебания структуры характеризуются преимущественно собственными частотами, а амплитуда колебаний экспоненциально затухает. Избежать возникновения

вынужденных колебаний большой амплитуды возможно путем устранения возмущающей силы или соответствующей настройкой ее частоты на достаточном удалении от резонансной частоты структуры.

Автоколебания характеризуются вибрацией структуры на одной или нескольких резонансных частотах, причем воздействие внешних возмущающих сил на структуру отсутствует. Одной из возможных причин возникновения автоколебаний является наличие «шума» сил резания, содержащего случайно распределенные частотные компоненты и ведущие к вибрациям структуры в широком частотном диапазоне. Амплитуда колебаний структуры максимальна в области собственных частот, вследствие чего на обрабатываемой поверхности заготовки возникают волнообразные отклонения от заданного профиля, имеющие период, обратный собственной частоте вибрации. Повторное врезание резца в волнообразный профиль может привести к самовозбуждению колебаний в системе с одной или несколькими собственными частотами и наступлению неустойчивого состояния, ведущего к скачкообразному повышению амплитуды колебаний, как показано на Рис. 9-22. Данное явление называется регенеративный эффект.

При отсутствии регенеративного эффекта, «шум» сил резания характеризуется чрезвычайно малыми амплитудами, не оказывающими заметного воздействия на качество обработанной поверхности, например, при точении или фрезеровании. Однако, для финишных операций, например, шлифования и полирования, малейшие относительные перемещения между инструментом и деталью в вертикальном направлении ведут к появлению недопустимых отклонений размеров и формы. Часто данные отклонения могут быть обнаружены только оптически, но, тем не менее, являются недопустимыми. Часто вибрации вследствие «шума» сил резания представляют собой трудноразрешимую техническую проблему для финишных методов обработки.

Еще одной причиной возникновения автоколебаний является эффект уменьшения сил резания при увеличении скорости резания. Механизм возникновения неустойчивого состояния вследствие данного эффекта сходен с механизмом возникновения прерывистого скольжения в гидродинамических направляющих скольжения (stick slip), при котором наблюдается негативный наклон кривой силы резания при увеличении скорости. Данный эффект возникает только при режимах обработки с низкими скоростями резания, поскольку только в этих областях наблюдается ярко выраженный негативный наклон кривой сил резания. При использовании современных режущих материалов, значения скоростей резания, как правило, лежат значительно выше области, в которой могут возникнуть автоколебания вследствие описанного эффекта. То же справедливо и для динамического образования нароста на режущей кромке, имеющего место в области относительно низких скоростей резания. Данный эффект также может привести к возникновению автоколебаний. Обработка с более высокими скоростями резания практически не приводит к динамическому образованию нароста на режущей кромке.

Возникновение автоколебаний вследствие наличия точек резонанса по двум и более координатным осям станка на близкой частоте получило название эффекта сопряженного резонанса. Неустойчивое состояние возникает вследствие взаимодействия разных колебательных форм с выраженным относительным перемещением инструмента и заготовки, например, по оси x и y , под действием сил резания. Особенностью эффекта сопряженного резонанса является возможность возникновения самовозбуждаемых колебаний при нулевом перекрытии траектории движения инструмента с обработанным профилем детали. В сравнении, регенеративный эффект в данном случае не может возникнуть по определению, поскольку отсутствует повторное врезание режущей кромки в волнообразный профиль заготовки. Поэтому эффект сопряженного резонанса может привести к возникновению неустойчивого состояния, например, при нарезании резьбы, а также токарных, строгальных и шлифовальных операциях с низким перекрытием, т.е. большой продольной подачей.

В случае наступления нестабильного состояния в реальном процессе обработки определить причину нестабильности довольно сложно. Для того, чтобы достоверно различить автоколебания и вынужденные колебания необходимо произвести тестовую обработку с изменением параметров процесса резания и одновременное измерение амплитуды колебаний. В случае, если амплитуда увеличивается пропорционально глубине или ширине резания, в системе присутствуют вынужденные колебания вследствие врезания инструмента в заготовку. Частота колебаний соответствует, в данном случае, частоте внешнего возмущения или ее гармоническим составляющим высшего порядка. Автоколебания характеризуются скачкообразным повышением амплитуды при достижении так называемой критической глубины (или ширины) резания. Частота колебаний находится при этом в области одной из точек резонанса структуры и не меняется при разных частотах внешней нагрузки.

Для выявления колебаний, воздействующих на станок извне, необходимо проверить наличие вибраций при выключенном станке. Если вибрации не исчезают, значит их источник лежит за пределами структуры станка.



Пример нестабильно обработанной заготовки.
Повреждение поверхности заготовки вследствие регенеративного эффекта.

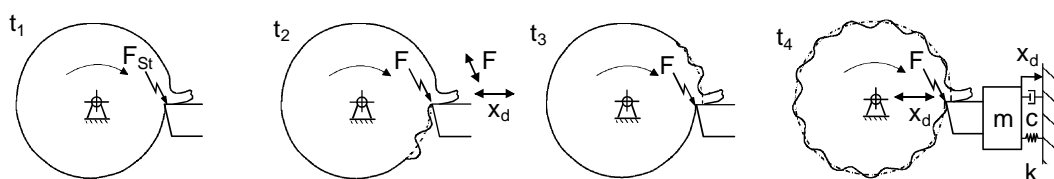


Повреждение поверхности седла
подшипника коленчатого вала в виде
огранки.

Рис. 9-23: Детали точения со следами огранки

При обработке резанием в системе «станок-приспособление-инструмент-деталь» всегда присутствуют вибрации. Их источником может служить «шум» сил резания, дисбаланс функциональных компонентов станка, инерционные силы при ускорении компонентов, вибрации фундамента и т.д. Вибрации станка ведут к возникновению волнообразных отклонений профиля обрабатываемой поверхности детали вследствие конечной жесткости структуры станка. Наибольшую амплитуду имеют отклонения, возникающие вследствие вибрации станка с собственной частотой. Повторное врезание режущей кромки в волнообразный профиль заготовки ведет к повторному возникновению колебаний структуры с собственной частотой. Усиление или затухание колебаний при резании зависит от параметров процесса резания, а также динамической податливости и демпфирования структуры станка. При достаточных жесткости и демпфировании обработка протекает стабильно. При превышении динамической нагрузки, которую станок может воспринять при данных жесткости и податливости, наступает нестабильное состояние. Оно характеризуется возникновением незатухающих автоколебаний большой амплитуды между инструментом и деталью и, как результат, волнообразным профилем снимаемой стружки. Нестабильность обработки ведет к образованию типичных повреждений (огранки, волнистости) поверхности заготовки, как показано на Рис. 9-23.

Схема возникновения регенеративных автоколебаний при точении:



Контур взаимовлияния динамического поведения структуры станка и процесса резания

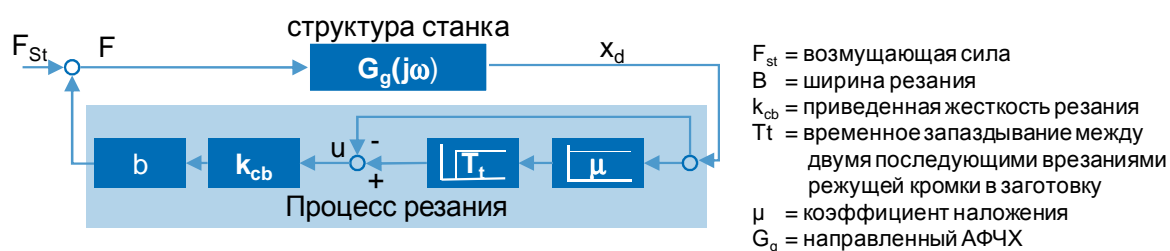


Рис. 9-24: Схема возникновения автоколебаний при резании

На Рис. 9-24 показана упрощенная схема возникновения автоколебаний при резании на примере токарной обработки. Воздействие возмущающей силы в процессе обработки в момент времени t_1 ведет к возникновению затухающего колебания инструмента с собственной частотой, оставляющего на поверхности заготовки гармонический волнообразный след к моменту времени t_2 . После совершения заготовкой полного оборота резец снимает стружку волнообразного профиля (t_3), что ведет к возникновению модуляции силы резания и вибрации структуры с собственной частотой. По достижении критической глубины или ширины резания уровня демпфирования структуры становится недостаточно для подавления колебаний, вследствие чего в системе наступает нестабильное состояние (t_4). Поскольку повторное врезание в волнообразный след, оставленный на поверхности заготовки на предыдущем обороте, поддерживает вибрации, в системе возникают автоколебания. В нижней части рисунка показан замкнутый контур, отражающий взаимодействие структуры станка и процесса резания. Величина динамической деформации структуры станка в точке приложения силы описывается АФЧХ податливости $G_g(j\omega)$, учитывающей основное направление силы резания и чувствительное направление изменения толщины стружки. К параметрам процесса резания относятся:

- Время запаздывания T_t , описывающее промежуток времени между нарезанием волнистого профиля на поверхности заготовки и последующим врезанием инструмента в этот профиль. Время запаздывания зависит от частоты вращения заготовки или инструмента.
- Степень перекрытия μ . Характеризует величину перекрытия профиля заготовки, производимого резцом на текущем и предыдущем обороте (для отрезной операции $\mu = 100\%$; для нарезания резьбы $\mu = 0\%$).
- Приведенный динамический коэффициент силы резания k_{cb} . Является характеристикой материала, описывающей величину динамического усилия вследствие динамического изменения толщины снимаемого слоя.
- Ширина резания b , совместно с углом установки инструмента κ , характеризует эффективную длину резца, по которой осуществляется сьем материала. Для фрезерных операций b обозначает глубину резания. Критической глубиной резания является величина b , при которой система находится на границе стабильности.

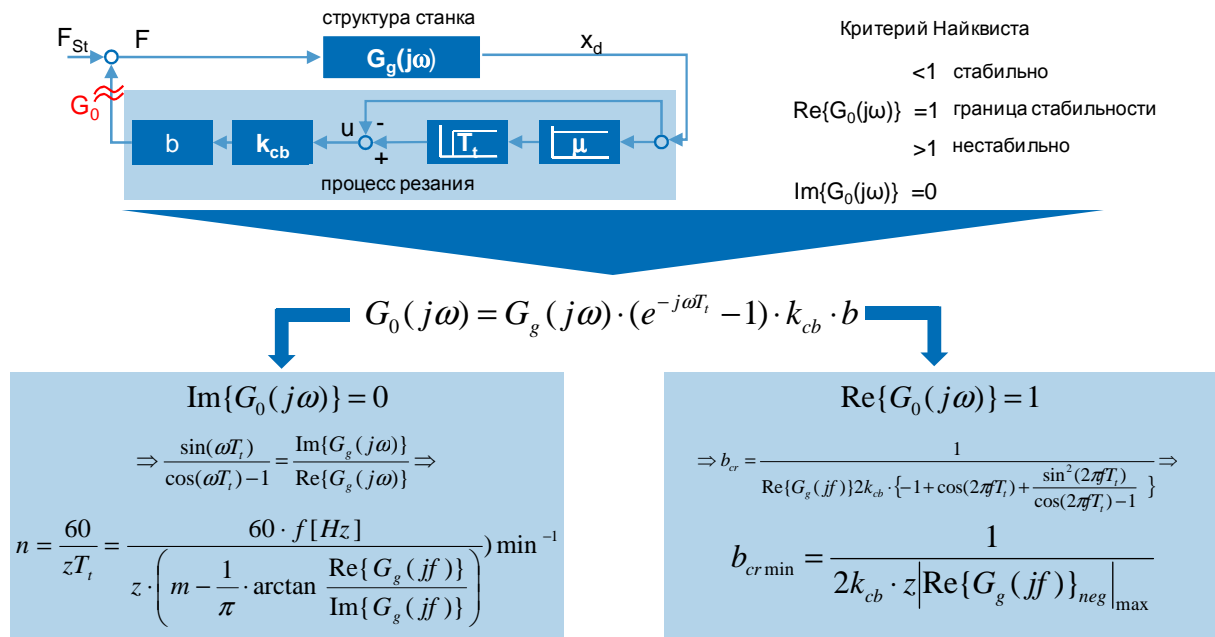


Рис. 9-25: Воздействие характеристик станка и параметров процесса резания на стабильность обработки

Воздействие параметров станка и процесса резания на границу стабильности, т.е. критическое значение глубины резания (эффективной длины резца), при которой наблюдается стабильное состояние станка при обработке, а при дальнейшем повышении глубины резания наступает нестабильное состояние, возможно оценить с помощью анализа стабильности замкнутого контура регулирования, представленного на Рис. 9-25. В соответствии с критерием Найквиста, стабильность замкнутого контура характеризуется выполнением следующего условия стабильности для открытого контура:

$$\begin{aligned} < 1 \text{ стабильно} \\ \text{Re}\{G_0(j\omega)\} = 1 \text{ граница стабильности} \\ > 1 \text{ нестабильно} \end{aligned} \quad (9-1)$$

$$\text{Im}\{G_0(j\omega)\} = 0 \quad (9-2)$$

При величине перекрытия $\mu = 1$ передаточная функция замкнутого контура принимает следующий вид:

$$G_0(j\omega) = G_g(j\omega) \cdot (e^{-j\omega T_t} - 1) \cdot k_{cb} \cdot b \quad (9-3)$$

где $e^{-j\omega T_t} = \cos(\omega T_t) - j \cdot \sin(\omega T_t)$.

Отсюда:

$$\text{Re}\{G_0(j\omega)\} = [\text{Re}\{G_g(j\omega)\}(\cos(\omega T_t) - 1) + \text{Im}\{G_g(j\omega)\}\sin(\omega T_t)] k_{cb} \cdot b \quad (9-4)$$

$$\text{Im}\{G_0(j\omega)\} = [\text{Im}\{G_g(j\omega)\}(\cos(\omega T_t) - 1) - \text{Re}\{G_g(j\omega)\}\sin(\omega T_t)] k_{cb} \cdot b \quad (9-5)$$

приравнявая уравнение (9-5) к нулю по второй части условия стабильности Найквиста (уравнение 9-2), получаем:

$$\frac{\sin(\omega T_t)}{\cos(\omega T_t) - 1} = \frac{\text{Im}\{G_g(j\omega)\}}{\text{Re}\{G_g(j\omega)\}} \quad (9-6)$$

$$\text{где: } \tan \frac{\alpha}{2} = \frac{1 - \cos \alpha}{\sin \alpha}$$

Отсюда:

$$\tan\left(\frac{\omega T_t}{2}\right) = -\frac{\text{Re}\{G_g(j\omega)\}}{\text{Im}\{G_g(j\omega)\}} \quad (9-7)$$

Таким образом, для времени запаздывания T_t справедливо следующее выражение:

$$T_t = \frac{1}{\pi f} \arctan \left(- \frac{\operatorname{Re}\{G_g(jf)\}}{\operatorname{Im}\{G_g(jf)\}} \right) \quad (9-8)$$

где: $\omega = 2\pi f$.

Поскольку $\arctan(\alpha) = \arctan[\alpha + m \cdot \pi]$, где $m = 1, 2, 3, \dots, \infty$, справедливо:

$$T_t = \frac{1}{\pi f} \left\{ \arctan \left(- \frac{\operatorname{Re}\{G_g(jf)\}}{\operatorname{Im}\{G_g(jf)\}} \right) + m \cdot \pi \right\} \quad (9-9)$$

Для $m = 1, 2, 3, \dots, \infty$.

Частота вращения, количество режущих кромок и время запаздывания находятся в следующей функциональной зависимости:

$$n = \frac{60}{z T_t} = \frac{60 \cdot f [\text{Hz}]}{z \cdot \left\{ m - \frac{1}{\pi} \cdot \arctan \frac{\operatorname{Re}\{G_g(jf)\}}{\operatorname{Im}\{G_g(jf)\}} \right\}} \text{min}^{-1} \quad (9-10)$$

где $m = 1, 2, 3, \dots$; T_t измеряется в секундах.

С помощью уравнения (9-10) для каждой частоты f определяется ряд критических частот вращения шпинделя m , рассчитываемый с помощью фазового угла, который, в свою очередь, устанавливается посредством мнимых и действительных частей вектора динамической податливости структуры. Стабильность обработки на различных частотах вращения шпинделя зависит от глубины резания b . При превышении критического значения глубины резания b_{cr} в колебательной системе наступает нестабильное состояние.

Критическое значение глубины резания b_{cr} для каждой из частот f рассчитывается на основе первого условия стабильности Найквиста ($\operatorname{Re}\{G_o(j\omega)\} = 1$ на границе стабильности) с применением уравнений (9-1) и (9-4):

$$b_{cr} = \frac{1}{\operatorname{Re}\{G_g(jf)\} k_{cb} \cdot \left\{ -1 + \cos(2\pi f T_t) + \frac{\sin^2(2\pi f T_t)}{\cos(2\pi f T_t) - 1} \right\}} \quad (9-11)$$

где: $\cos(2\pi f T_t) + \frac{\sin^2(2\pi f T_t)}{\cos(2\pi f T_t) - 1} \equiv -1$.

Следовательно:

$$b_{cr} = \frac{1}{2k_{cb} |\operatorname{Re}\{G_g(jf)\}_{neg}|} \quad (9-12)$$

Чтобы значение b_{cr} было положительным, величина действительной части $\operatorname{Re}\{G_g(jf)\}$ должна быть меньше нуля. Это означает, что только негативная мнимая часть приведенной динамической податливости на диаграмме Найквиста имеет значение для оценки стабильности обработки. Соответственно, минимальное значение допустимой глубины резания определяется исходя из максимальной негативной действительной части функции на диаграмме Найквиста:

$$b_{crmin} = \frac{1}{2k_{cb} |\operatorname{Re}\{G_g(jf)\}_{neg}|_{max}} \quad (9-13)$$

Таким образом, величина граничного значения глубины резания обратно пропорциональна приведенному коэффициенту динамической силы и максимальному значению отрицательной действительной части динамической податливости станка. Следовательно, опасность возникновения нестабильного состояния тем ниже, чем меньше величина негативной действительной части комплексной податливости. Представленные выкладки можно представить графически, как показано на следующем рисунке.

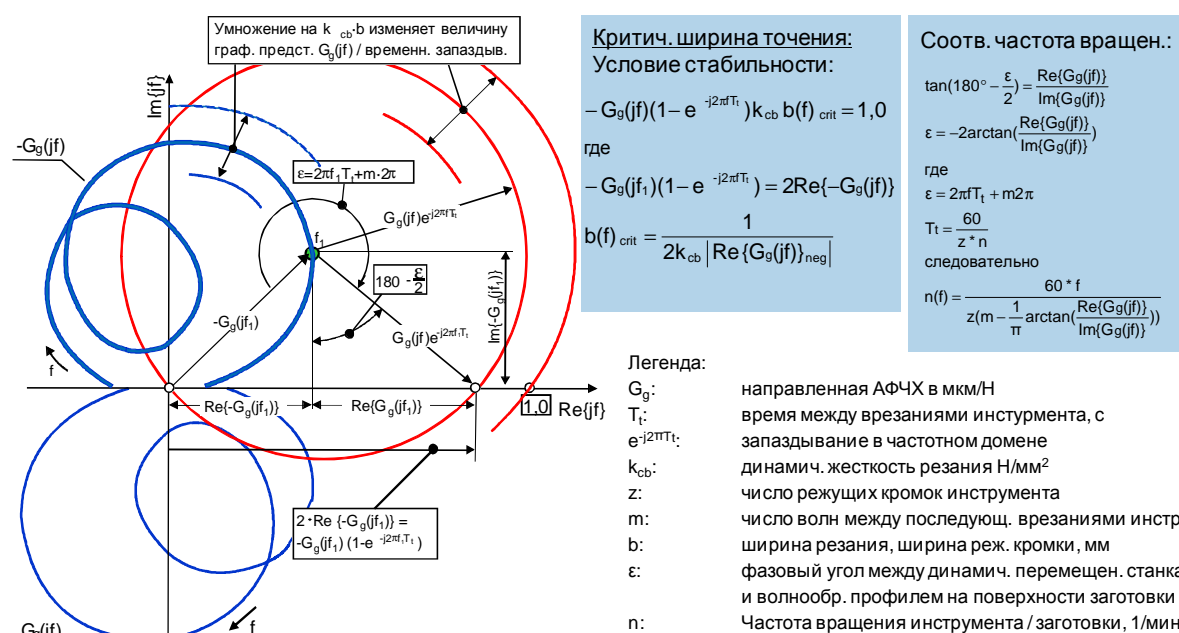


Рис. 9-26: Анализ стабильности на основе диаграммы Найквиста

Анализ стабильности структуры станка при обработке резанием может быть проведен на основе диаграммы Найквиста, как показано на Рис. 9-26. В соответствии с критерием стабильности, состояние системы на границе стабильности наблюдается при прохождении графика передаточной функции открытого контура $G_o(jf)$ через точку (1,0) действительной оси. Если график пересекает ось справа от точки (1,0), состояние системы является нестабильным. В соответствии с уравнением передаточной функции (9-3), на Рис. 9-26 представлен график функции $-G_g(jf)$, полученный с помощью поворота графика функции $G_g(jf)$ на 180° относительно начала координат. Физический смысл изменения знака заключается в моментальном изменении толщины снимаемой стружки вследствие деформации структуры станка под действием динамической силы. По прошествии времени запаздывания ($T_t = 1/n$ для токарной операции и $T_t = 1/(n-z)$ для фрезерной операции) оставшийся объем материала срезается соответствующей режущей кромкой и поэтому берется с положительным знаком. На рисунке изображен вектор податливости $G_g(jf_1)$ при частоте f_1 . Окружность вокруг конца вектора $G_g(jf_1)$ с радиусом, равным длине вектора $|G_g(jf_1)|$, является графиком элемента запаздывания в частотном домене и соответствует области возможных значений передаточной функции открытого контура. Как уже было упомянуто, вектор $-G_g(jf_1)$ соответствует величине деформации структуры станка при частоте f_1 . Угол $\varepsilon = 2\pi f_1 T_t$ учитывает изменение толщины срезаемого слоя вследствие деформации структуры станка во время предыдущего врезания резца. Как видно из Рис. 9-26, каждому вектору графика $G_g(jf)$ на диаграмме Найквиста в области его негативной действительной части соответствует такой вектор, что конец вектора суммы обоих векторов будет находиться непосредственно на действительной оси. Путем изменения значения глубины резания b достигается выполнение критерия стабильности Найквиста. Таким образом, определяется критическое значение глубины резания.

Величина динамической модуляции толщины срезаемого слоя зависит от сдвига фаз ε между моментальным волнообразным профилем поверхности заготовки и профилем, образованным во время предыдущего врезания резца. Сдвиг фаз зависит от частоты вращения инструмента/заготовки и частоты автоколебаний. На рисунке наглядно представлены параметры срезаемого слоя для $\varepsilon=0^\circ$, $\varepsilon=180^\circ$ и $\varepsilon=270^\circ$. Наибольшее изменение толщины срезаемого слоя наблюдается при взаимном расположении внутреннего и наружного профиля стружки в противофазе при $\varepsilon=180^\circ$.

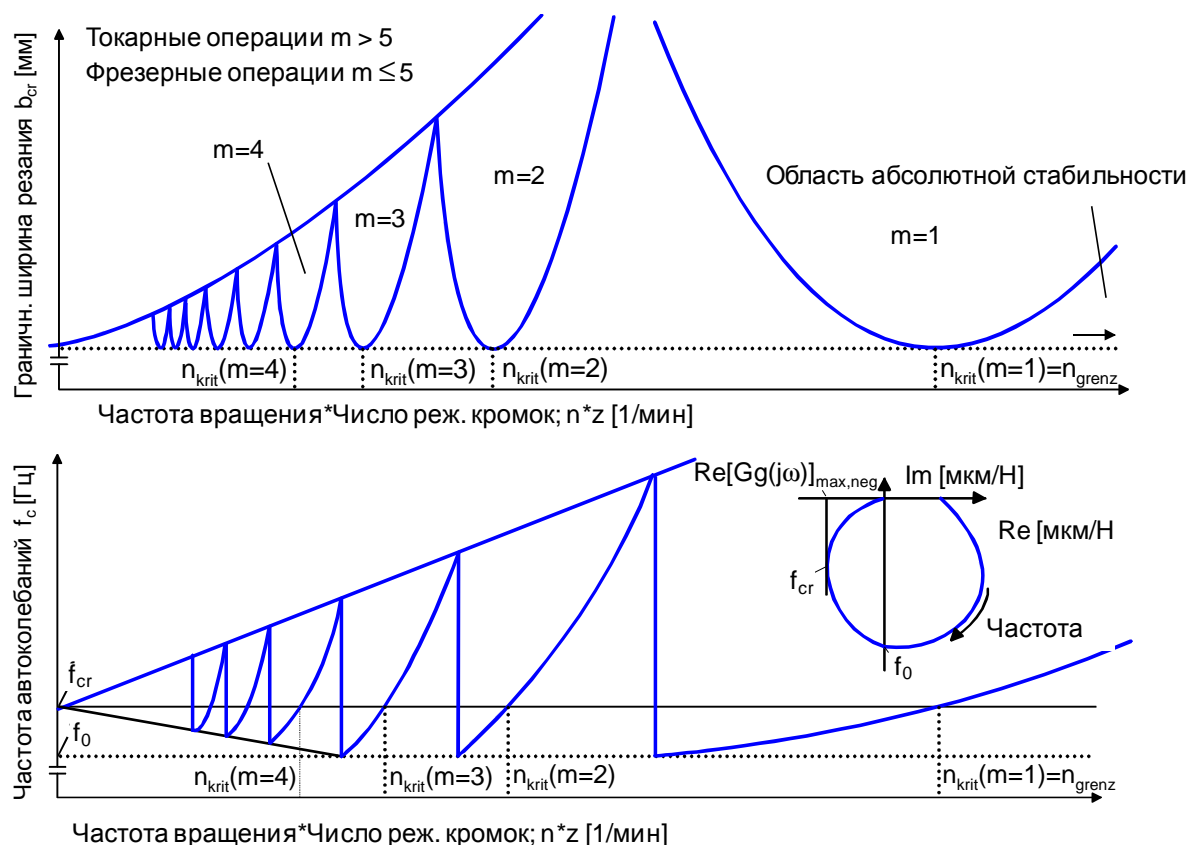


Рис. 9-27: Диаграмма стабильных состояний и изменение частоты автоколебаний

Диаграмма стабильных состояний представляет собой график зависимости глубины резания от частоты вращения n (Рис. 9-27). Данные диаграммы могут быть построены как на основе экспериментальных данных, так и аналитически. При помощи приведенных выше аналитических зависимостей, на основе АФЧХ податливости структуры станка возможно рассчитать критические скорости вращения инструмента или заготовки и соответствующие критические глубины резания. Различным порядковым числам m соответствуют разные критические скорости вращения. Физическое значение числа m заключается в количестве волн на профиле заготовки, образующихся при резании между моментальным и предыдущим врезанием режущей кромки инструмента.

Как показано на рисунке, диаграмма стабильных состояний $b_{cr} = f(n)$ характеризуется чередующимися стабильными и нестабильными областями, расположение которых соответствует представленной диаграмме Найквиста. Минимальная достижимая глубина резания соответствует максимальной негативной части графика динамической податливости станка на диаграмме Найквиста. Как видно из верхнего графика, расстояние между соседними стабильными областями увеличивается с повышением частоты вращения шпинделя и снижением порядкового числа m . Как правило, для токарных операций $m > 5$, а для фрезерных $m < 5$, что связано с относительно близким расположением режущих кромок. В этой связи, оптимальная настройка параметров токарных операций в соответствии с диаграммами стабильности более сложна, чем настройка фрезерных операций.

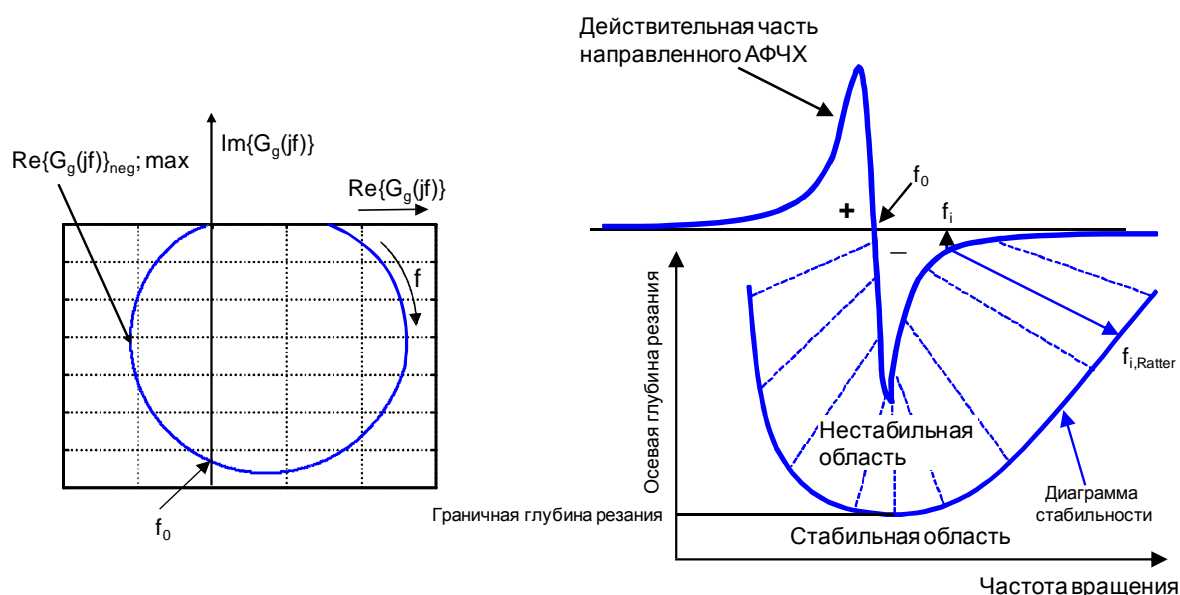


Рис. 9-28: Взаимосвязь между диаграммой Найквиста и диаграммой стабильности

Обработка легкообрабатываемых материалов с высокими скоростями резания теоретически может проводиться в области абсолютной стабильности при $m=1$, в которой невозможно возникновение неустойчивого состояния, как вследствие вынужденных колебаний, так и автоколебаний. Взаимосвязь между диаграммой Найквиста и аналитически рассчитанной диаграммой стабильности представлена на Рис. 9-28. В левой части рисунка представлена диаграмма Найквиста некоторого процесса резания, каждой точке которой соответствует значение частоты, ее действительной и мнимой части. График зависимости действительной части от частоты представлен на диаграмме в правой части рисунка. Исходя из значений действительной части передаточной функции открытого контура и частоты для каждого i -го значения частоты f_i , возможно установить частоту автоколебаний и достижимую глубину резания. В правой части рисунка представлена рассчитанная таким образом диаграмма стабильности. Каждая точка диаграммы стабильности соответствует определенному значению негативной действительной части передаточной функции на определенной частоте, как показано соединительными линиями на рисунке сверху.

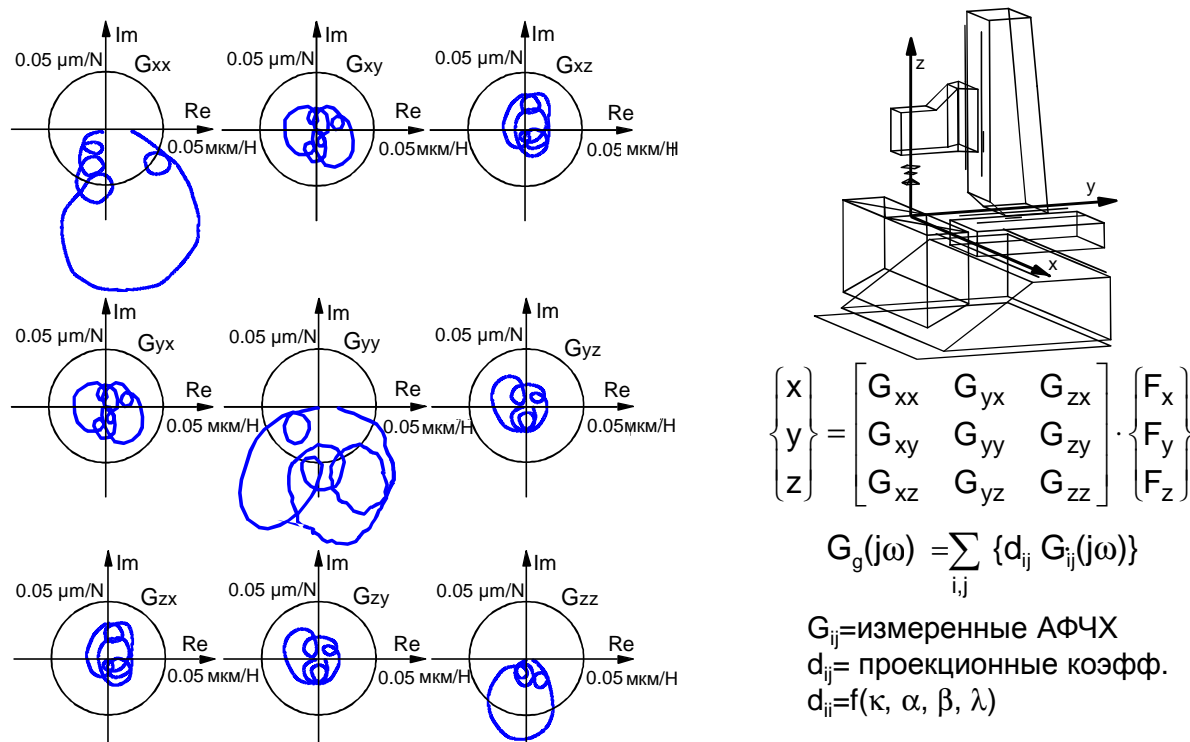


Рис. 9-29: Матрица экспериментально установленных АФЧХ вертикально-фрезерного станка

Для проведения анализа стабильности состояния станка при обработке необходимо наличие приведенной АФЧХ податливости структуры $G_g(jf)$, учитывающей геометрическое положение силы резания и направление изменения толщины стружки. Поскольку геометрические параметры различных процессов обработки неодинаковы, теоретически необходимо проводить измерение динамической податливости структуры станка для каждого исследуемого процесса, что крайне непрактично. Для исследования фрезерных процессов данная методика неприменима. Поэтому измерение динамической податливости структуры осуществляется в центре инструмента (действие крутящего момента на структуру не учитывается) стандартизированным способом, отдельно по направлениям осей координат. При этом проводится измерение как прямых (G_{Fxx} , G_{Fyy} и G_{Fzz}), так и перекрестных динамических податливостей, а результаты измерения сводятся в матрицу податливости $[G]$ (Рис. 9-29). На основе данных передаточных функций возможно рассчитать податливость структуры при произвольном направлении действия силы в виде векторной суммы прямых и перекрестных податливостей структуры по соответствующим координатным осям станка.

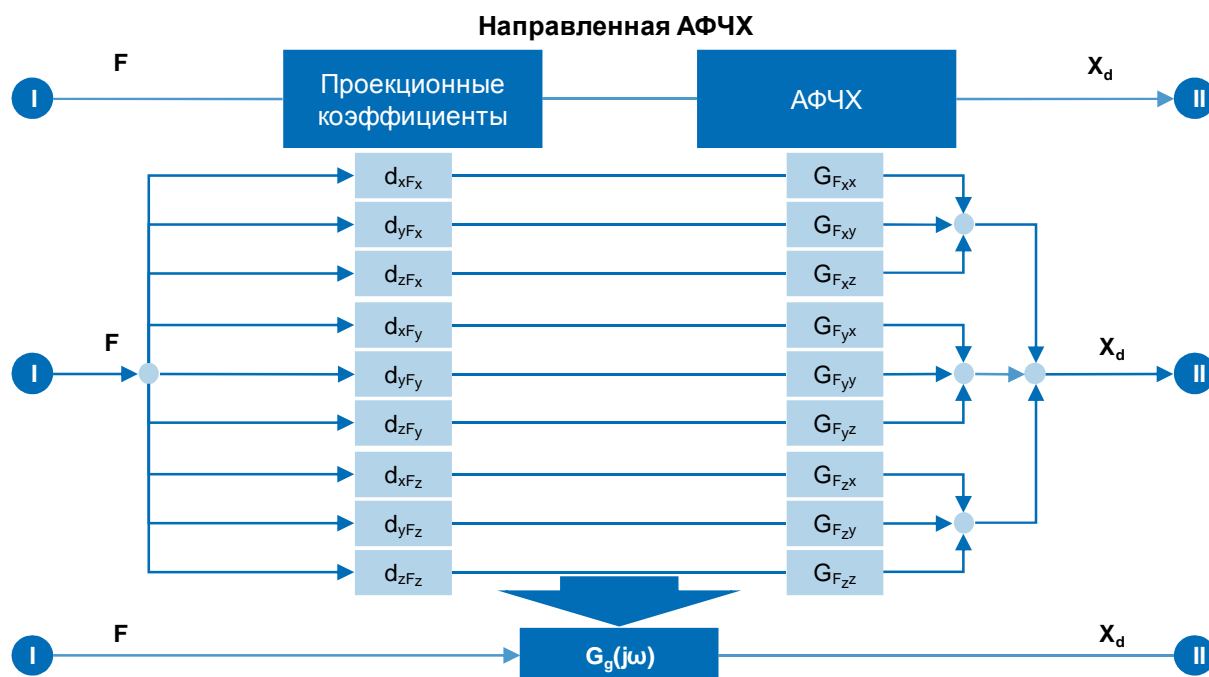


Рис. 9-30: Блок-схема для расчета приведенной динамической податливости

На Рис. 9-30 показан принцип расчета приведенной динамической податливости станка в направлении изменения толщины срезаемого слоя (ИТСС) при произвольном направлении действия силы. Расчет податливости в направлении ИТСС производится с помощью геометрических проекционных коэффициентов, характеризующих взаимосвязь между положением действующей силы и величиной вызываемого ею перемещения центра инструмента в направлении ИТСС.

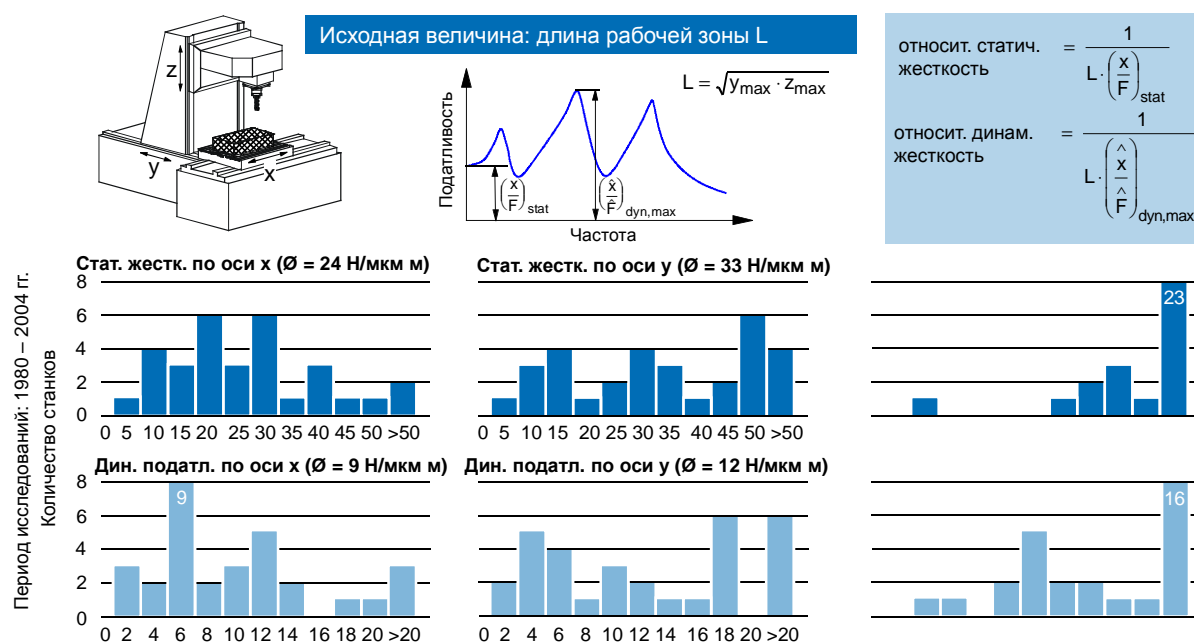


Рис. 9-32: Сравнительный анализ приведенной статической и динамической жесткости вертикально-фрезерных станков

На Рис. 9-32 представлен сравнительный анализ статической жесткости вертикально-фрезерных станков, приведенной к среднему размеру ширины рабочего пространства станка L . По оси абсцисс дано значение приведенной жесткости с определенным шагом, а по оси ординат - количество станков, соответствующее той или иной группе максимальной жесткости. Данная статистика позволяет провести оценку статической и динамической жесткости фрезерных станков вертикальной компоновки в сравнении с другими подобными станками различных производителей.

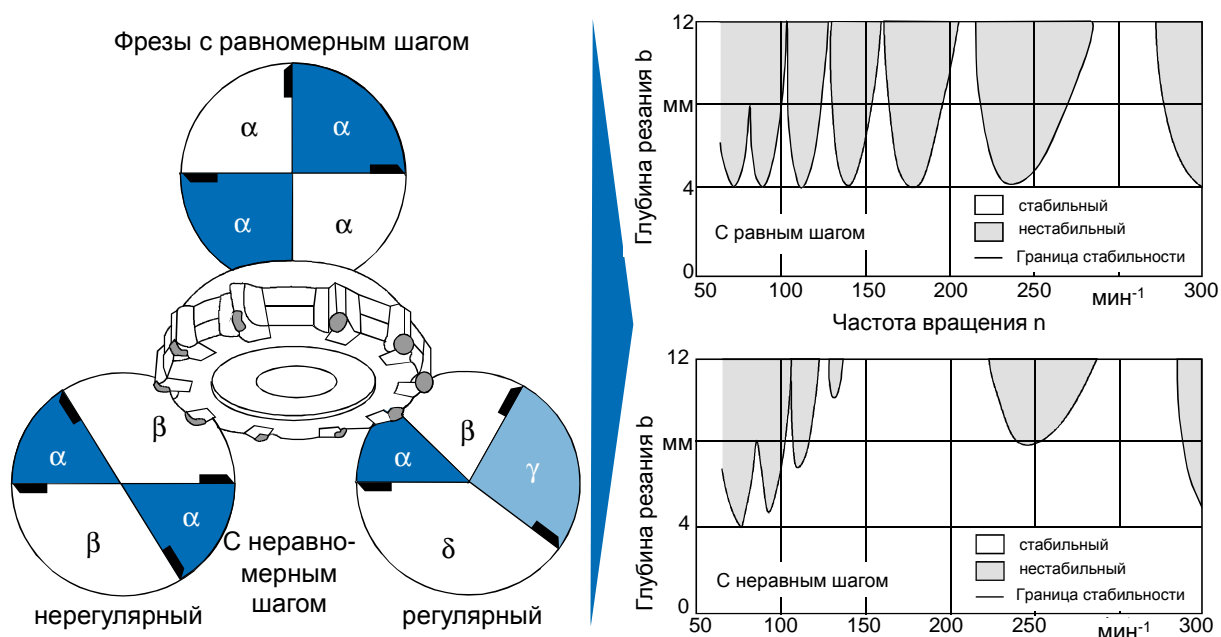


Рис. 9-33: Повышение производительности фрезерной обработки за счет применения фрез с неравномерным угловым шагом

Повышение производительности обработки является важной технологической задачей. Одним из способов повышения стабильности фрезерной обработки, а значит и производительности, является применение фрез с неравным угловым шагом режущих кромок. Эффект повышения стабильности обработки основывается на изменении фазового угла между волнообразным профилем заготовки и моментальным положением режущей кромки при последовательных врезаниях инструмента. Установление стационарных автоколебаний, как при обработке фрезами с равным угловым шагом, в данном случае затруднено, поскольку разность фаз между внешним и внутренним волнообразным профилем снимаемой стружки постоянно меняется. Это позволяет значительно повысить границу стабильности обработки (Рис. 9-33). Как видно из рисунка, в области частот вращения от $n = 100 \text{ мин}^{-1}$ до $n = 225 \text{ мин}^{-1}$ наблюдается значительно более высокая достижимая глубина резания, чем при обработке фрезой с равным угловым шагом. Выбор углового шага должен производиться с учетом количества режущих кромок и собственных частот структуры станка для конкретной области частот вращения инструмента.

Содержание

- 1 Основные вопросы динамики станков
- 2 Динамическая податливость станков
- 3 Модальный анализ
- 4 Виды и причины вибраций при механической обработке
- 5 Заключение

Заключение

- Исследование динамического поведения производится в частотном домене
 - Представление динамической податливости осуществляется в виде АФЧХ
 - Основными параметрами являются: статическая жесткость, резонансная частота, динамическая податливость, добротность
 - Экспериментальное определение АФЧХ металлорежущих станков осуществляется наложением относительных и/или абсолютных колебаний
 - Колебательные формы структуры определяются посредством модального анализа
- Вибрации при резании подразделяются на автоколебания и вынужденные колебания
- Основной причиной неустойчивости при резании является регенеративный эффект
 - Расчет устойчивости на основе направленных АФЧХ
 - Граничная глубина резания пропорциональна максимальной негативной части приведенной АФЧХ
 - Улучшение динамического поведения при резании может достигаться за счет оптимизации инструмента, а также с помощью пассивных и активных демпфирующих систем