ФЕДЕРАЛЬНОЕ АГЕНТСТВО

ПО ТЕХНИЧЕСКОМУ РЕГУЛИРОВАНИЮ И МЕТРОЛОГИИ

НАЦИОНАЛЬНЫЙ СТАНДАРТ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

ГОСТ Р 71371— 2024/ ISO/TR 230-8:2010

НОРМЫ И ПРАВИЛА ИСПЫТАНИЙ МЕТАЛЛОРЕЖУЩИХ СТАНКОВ

Часть 8

Вибрация

(ISO/TR 230-8:2010, Test codes for machine tools — Part 8: Vibration, IDT)

Издание официальное

Москва
Российский институт стандартизации
2025

Предисловие

1 ПОДГОТОВЛЕН Закрытым акционерным обществом «Научно-исследовательский центр контроля и диагностики технических систем» (ЗАО «НИЦ КД») и Федеральным государственным бюджетным учреждением «Российский институт стандартизации» (ФГБУ «Институт стандартизации») на основе собственного перевода на русский язык англоязычной версии документа, указанного в пункте 4

2 ВНЕСЕН Техническим комитетом по стандартизации ТК 183 «Вибрация, удар и контроль технического состояния»

3 УТВЕРЖДЕН И ВВЕДЕН В ДЕЙСТВИЕ Приказом Федерального агентства по техническому регулированию и метрологии от 26 декабря 2024 г. № 2006-ст

4 Настоящий стандарт идентичен международному документу ISO/TR 230-8:2010 «Испытательные коды для станков. Часть 8. Вибрация» (ISO/TR 230-8:2010 «Test codes for machine tools — Part 8: Vibration», IDT).

Наименование настоящего стандарта изменено относительно наименования указанного международного документа для приведения в соответствие с ГОСТ Р 1.5—2012 (пункт 3.5).

При применении настоящего стандарта рекомендуется использовать вместо ссылочных международных стандартов соответствующие им национальные и межгосударственные стандарты, сведения о которых приведены в дополнительном приложении ДА

5 ВВЕДЕН ВПЕРВЫЕ

Правила применения настоящего стандарта установлены в статье 26 Федерального закона от 29 июня 2015 г. № 162-ФЗ «О стандартизации в Российской Федерации». Информация об изменениях к настоящему стандарту публикуется в ежегодном (по состоянию на 1 января текущего года) информационном указателе «Национальные стандарты», а официальный текст изменений и поправок — в ежемесячном информационном указателе «Национальные стандарты». В случае пересмотра (замены) или отмены настоящего стандарта соответствующее уведомление будет опубликовано в ближайшем выпуске ежемесячного информационного указателя «Национальные стандарты». Соответствующая информация, уведомление и тексты размещаются также в информационной системе общего пользования — на официальном сайте Федерального агентства по техническому регулированию и метрологии в сети Интернет (www.rst.gov.ru)

© ISO, 2010
© Оформление. ФГБУ «Институт стандартизации», 2025

Настоящий стандарт не может быть полностью или частично воспроизведен, тиражирован и распространен в качестве официального издания без разрешения Федерального агентства по техническому регулированию и метрологии

Содержание

1 Область применения 1
2 Нормативные ссылки 1
3 Термины и определения 2
4 Теоретические основы динамики станков 9
4.1 Описание вибрации 9
4.2 Системы с одной степенью свободы 11
4.3 Математическое описание системы 14
4.4 Графическое представление динамического отклика системы 16
4.5 Разные способы возбуждения и измерения отклика 20
4.6 Системы с несколькими (многими) степенями свободы 24
4.7 Другие типы возбуждения и отклика станков 31
4.8 Анализ вибрации в частотной области 33
5 Типы и природа вибрации 34
5.1 Вибрация вследствие движения неуравновешенных масс 34
5.2 Вибрация вследствие прямолинейного движения подвижных узлов станка 37
5.3 Вибрация от внешних источников 38
5.4 Вибрация, связанная с процессом обработки материала 39
5.5 Другие источники возбуждения вибрации 41
6 Общие вопросы испытаний станков на вибрацию 42
6.1 Общие положения 42
6.2 Измерения параметров вибрации 42
6.3 Средства измерений 43
6.4 Измерения относительной и абсолютной вибрации 44
6.5 Измеряемые величины и единицы измерений 45
6.6 Неопределенность измерения 45
6.7 Вибрация от сторонних источников 46
6.8 Типовые испытания 46
6.9 Установка станка 46
7 Испытания для оценки вибрации, возбуждаемой при работе станка 47
7.1 Вибрация, обусловленная дисбалансом 47
7.2 Вибрация, обусловленная перемещениями суппорта станка 50
7.3 Вибрация от внешних источников 52
7.4 Вибрация, связанная с операцией резания 52
8 Возбуждение вибрации для оценки динамического поведения конструкции станка 53
8.1 Общие положения 53
8.2 Спектральный анализ и определение частотной характеристики 53
8.3 Положение частей станка при испытаниях 55
8.4 Частотный анализ 55
8.5 Модальный анализ 56
8.6 Недиагональные элементы матрицы частотной характеристики 57
8.7 Нетипичные моды вибрации 58
8.8 Испытания на устойчивость к автоколебаниям 58
Приложение А (справочное) Обзор структуры настоящего стандарта 59
Приложение В (справочное) Соотношения между параметрами вибрации 60
Приложение С (справочное) Сводка основных положений вибрационной теории 62
Приложение D (рекомендуемое) Правила балансировки двигателей и шпинделей станка 66
Приложение Е (справочное) Примеры результатов испытаний и их представления 67
Приложение F (справочное) Испытательное оборудование, применяемое при анализе динамического поведения конструкции станка 74
Приложение ДА (справочное) Сведения о соответствии ссылочных международных стандартов национальным и межгосударственным стандартам 83
Библиография 84

Введение

Стандарты серии ИСО 230 устанавливают методы испытаний (обычно без применения рабочих органов[1)]), позволяющих оценить технические характеристики стационарных станков. В настоящем стандарте рассматриваемой технической характеристикой станка является вибрация, производимая самим станком во время работы или передаваемая на его конструкцию извне.

Необходимость контроля и снижения вибрации станков обусловлена связанными с ней негативными эффектами, такими как:

- ухудшение качества обработки деталей;
- преждевременный износ и повреждения элементов станка;
- сокращение срока службы инструмента;
- чрезмерный уровень производимого шума;
- физиологическое воздействие на работника (оператора).

В настоящем стандарте вибрация в основном рассмотрена в контексте первого из перечисленных эффектов (шум станков рассматривается в ИСО 230-5, а воздействие вибрации на оператора — в ИСО 2631-1). Это по большей части ограничивает рассмотрение вибрации той, что обусловлена взаимодействием инструмента и обрабатываемой детали (заготовки).

Настоящий стандарт устанавливает ряд процедур, которые могут быть использованы во время приемочных испытаний, однако без их детализации, которая обычно необходима при проведении таких испытаний.

Информация, содержащаяся в сносках введенного международного документа, приведена в тексте стандарта.

---

* За исключением некоторых случаев, требующих применения реальных инструментов или их имитаторов (см. 7.1.1, 7.2.1, 7.4 и 8.3).

НАЦИОНАЛЬНЫЙ СТАНДАРТ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

НОРМЫ И ПРАВИЛА ИСПЫТАНИЙ МЕТАЛЛОРЕЖУЩИХ СТАНКОВ

Часть 8

Вибрация

Test codes for metal-cutting machines. Part 8. Vibrations

Дата введения — 2025—06—01

1 Область применения

Настоящий стандарт устанавливает общие принципы испытаний и анализа относительной вибрации держателя инструмента и держателя заготовки, приводящей к ухудшению точности обработки изделия на станке.

Настоящий стандарт может быть применен изготовителями и пользователями станков при формировании общего подхода к повышению качества изготавливаемой продукции.

Методы измерений, устанавливаемые настоящим стандартом, распространяются на вибрацию станков, связанную:

- с неуравновешенностью вращающихся частей станка;
- прямолинейными перемещениями суппорта станка;
- внешними источниками;
- процессами обработки заготовки, включая автоколебания.

В настоящем стандарте рассматриваются также методы возбуждения вибрации станка с целью определения динамических свойств его конструкции (приложение F). Общее описание структуры и содержания настоящего стандарта приведено в приложении А.

Примечание — Помимо вышеупомянутых существуют другие причины повышенной вибрации станков (нестабильность привода, износ частей, устаревшая конструкция станка и пр.), однако в настоящем стандарте они подробно не рассматриваются.

2 Нормативные ссылки

В настоящем стандарте использованы нормативные ссылки на следующие стандарты [для датированных ссылок применяют только указанное издание ссылочного стандарта, для недатированных — последнее издание (включая все изменения)]:

ISO 230-1, Test code for machine tools — Part 1: Geometric accuracy of machines operating under no-load or quasi-static conditions (Испытательные коды для станков. Часть 1. Точность геометрических параметров станков, работающих на холостом ходу или в квазистатических условиях)

ISO 230-5, Test code for machine tools — Part 5: Determination of the noise emission (Испытательные коды для станков. Часть 5. Определение шумовых характеристик)

ISO 1925:2001*, Mechanical vibration — Balancing — Vocabulary (Вибрация. Балансировка. Словарь)

* Заменен на ISO 21940-2:2017. Однако для однозначного соблюдения требования настоящего стандарта рекомендуется использовать только указанное в этой ссылке издание.

Издание официальное

ISO 1940-1:2003*, Mechanical vibration — Balance quality requirements for rotors in a constant (rigid) state — Part 1: Specification and verification of balance tolerances (Вибрация. Требования к качеству балансировки жестких роторов. Часть 1. Определение допустимого дисбаланса)

ISO 2041:2009**, Mechanical vibration, shock and condition monitoring — Vocabulary (Вибрация, удар и контроль состояния. Словарь)

ISO 2631-1, Mechanical vibration and shock — Evaluation of human exposure to whole-body vibration — Part 1: General requirements (Вибрация и удар. Оценка воздействия общей вибрации на человека. Часть 1. Общие требования)

ISO 2954, Mechanical vibration of rotating and reciprocating machinery — Requirements for instruments for measuring vibration severity (Вибрация машин вращательного и возвратно-поступательного действия. Требования к средствам измерений для оценки вибрационного состояния)

ISO 5348:1998***, Mechanical vibration and shock — Mechanical mounting of accelerometers (Вибрация и удар. Механическое крепление акселерометров)

ISO 6103, Bonded abrasive products — Permissible unbalances of grinding wheels as delivered — Static testing (Абразивные изделия на связке. Допустимые дисбалансы шлифовальных кругов при их поставке. Статические испытания)

ISO 15641, Milling cutters for high speed machining — Safety requirements (Фрезы для высокоскоростной обработки. Требования безопасности)

3 Термины и определения

В настоящем стандарте применены термины по ИСО 1925, ИСО 2041, а также следующие термины с соответствующими определениями:

3.1 **абсолютная вибрация** (absolute vibration): Вибрация, измеренная в заданной точке преобразователем инерционного типа.

3.2 **демпфер** (absorber, damper): Устройство ослабления вибрации или удара за счет рассеяния энергии.

[ИСО 2041:1990, 2.114]

3.3 **ускоряемость** (accelerance): Отношение комплексного ускорения к вызывающей его комплексной силе.

Примечание — См. таблицу 1 в ИСО 2041:1990.

3.4 **наложение спектров** (aliasing error): Искажение вида распределения энергии по частотному диапазону вследствие ложного переноса части энергии, соответствующей частотному диапазону выше частоты Найквиста, в частотный диапазон ниже частоты Найквиста.

[ИСО 2041:1990, 5.8]

3.5 **значение дисбаланса** (amount of unbalance): Произведение неуравновешенной массы на ее эксцентриситет.

[ИСО 1925:2001, 3.3]

Примечание — Иногда для данной величины используют термин «остаточный дисбаланс» (см., например, ИСО 1940-1). Измеряют в граммах на миллиметр, г · мм.

3.6 **амплитуда** (amplitude): Максимальное значение величины при гармонической вибрации.

[ИСО 2041:1990, 2.33]

Примечание — Иногда размах колебаний называют двойной амплитудой. Применения данного термина следует избегать.

---

* Заменен на ISO 21940-11:2016. Однако для однозначного соблюдения требования настоящего стандарта рекомендуется использовать только указанное в этой ссылке издание.

** Заменен на ISO 2041:2018. Однако для однозначного соблюдения требования настоящего стандарта, выраженного в датированной ссылке, рекомендуется использовать только указанное в этой ссылке издание.

*** Заменен на ISO 5348:2021. Однако для однозначного соблюдения требования настоящего стандарта, выраженного в датированной ссылке, рекомендуется использовать только указанное в этой ссылке издание.

3.7 **угловая частота** (angular frequency): Произведение частоты физической величины, изменяющейся по синусоидальному закону, на коэффициент 2π.

[ИСО 2041:1990, 2.30]

Примечание 1 — Измеряют в радианах в секунду, рад/с.

Примечание 2 — Обычно обозначают ω.

3.8 **пучность** (antinode): Точка, линия или поверхность механической системы, где значение характеристики волнового поля имеет постоянный максимум.

[ИСО 2041:1990, 2.47]

Пример — Точка или линия на поверхности станка, в которой или вдоль которой амплитуда вибрации на заданной частоте больше, чем в соседней области.

3.9 **антирезонанс** (antiresonance): Состояние системы, совершающей вынужденные колебания, когда любое малое изменение частоты возбуждения вызывает возрастание отклика в заданной точке.

Примечание 1 — Антирезонанс определяет точку минимального, но необязательно нулевого отклика в полосе частот возбуждения.

Примечание 2 — Изменено по сравнению с определением в ИСО 2041:1990, 2.74.

3.10 **усреднение** (averaging): Процедура определения одного представительного значения по множеству значений.

Примечание — Применительно к анализу гармонических сигналов при усреднении определяют средний уровень полусинусоиды. В случае выборки данных применяют разные способы усреднения. При векторном усреднении, например, учитывают не только средний уровень сигнала, но также его фазу относительно некоторой опорной частоты (например, относительно частоты возбуждения). Применение данной процедуры предполагает, что по мере ее выполнения любые составляющие сигнала, не связанные с исследуемой частотой, будут подавляться, что способствует возрастанию отношения сигнал/шум и повышает эффективность диагностических средств при идентификации источников вибрации.

3.11 **полоса пропускания** (bandwidth): Диапазон частот, обычно измеряемый в герцах, Гц, в котором амплитуда частотных составляющих превышает заданный уровень или в пределах которого рассматривают спектр сигнала.

Примечание — Не следует путать с полосой пропускания в теории связи, где эта характеристика определяет скорость передачи данных в битах в секунду, бит/с.

3.12 **биения** (beats): Периодическое изменение огибающей суммы двух колебаний с незначительно отличающимися частотами.

Примечание 1 — Частота биений равна разности частот колебаний.

Примечание 2 — Изменено по сравнению с определением в ИСО 2041:1990, 2.28.

3.13 **измерения в широкой полосе частот** (broadband measurement): Измерения, при которых рассматривают всю мощность (энергия) сигнала в определенном диапазоне частот.

3.14 **центр масс** (centre of mass): Точка тела, для которой произведение радиуса-вектора в декартовой системе координат на массу тела равно сумме произведений радиусов-векторов всех частей тела на их массы.

Примечание — Это точка, относительно которой тело уравновешено в однородном гравитационном поле.

[ИСО 2041:1990, 1.31]

3.15 **автоколебания (при резании)** (chatter): Самовозбуждение относительной вибрации между инструментом и заготовкой в процессе резания, следствием которого являются нестабильные условия резания.

Примечание — См. также 5.4.

3.16 **функция когерентности** (coherence function): Доля общей мощности в сигнале отклика, определяемой источником возбуждения.

3.17 **связанные моды** (coupled modes): Моды вибрации, взаимно влияющие друг на друга за счет переноса энергии одной моды в другую.

[ИСО 2041:1990, 2.53]

3.18 **критическое демпфирование** (critical damping): Коэффициент демпфирования в системе с одной степенью свободы, соответствующий предельному состоянию, при котором система, выведенная из состояния равновесия, уже не может совершать колебательные движения.

[ИСО 2041:1990, 2.85]

3.19 **цикл** (cycle): Полный диапазон состояний (значений) периодического процесса (функции) до очередного своего повторения.

[ИСО 2041:1990, 2.22]

3.20 **демпфирование** (damping): Рассеяние механической энергии во времени.

Примечание — Изменено по сравнению с определением в ИСО 2041:1990, 2.79.

3.21 **относительное демпфирование** (damping ratio): Отношение коэффициента демпфирования к критическому демпфированию для систем с линейным вязкоупругим демпфированием.

Примечание — Изменено по сравнению с ИСО 2041:1990, 2.86.

3.22 **число степеней свободы** (degrees of freedom): Минимальное число независимых обобщенных координат, необходимое для полного описания движения механической системы в любой момент времени.

[ИСО 2041:1990, 1.26]

3.23 **система с распределенными параметрами** (distributed system, continuous system): Механическая система, в которой элементы массы, жесткости и демпфирования распределены в пространстве.

[ИСО 2041:1990, 1.29]

Примечание — Станки обычно рассматривают как системы с распределенными параметрами.

3.24 **динамическая податливость** (dynamic compliance): Величина, обратно пропорциональная динамической жесткости.

Примечание — Выражают в микрометрах на ньютон, мкм/Н.

3.25 **динамическая жесткость** (dynamic stiffness): Частотно-зависимое отношение комплексной силы к комплексному перемещению в заданных условиях.

Примечание 1 — См. также ИСО 2041:1990, 1.54.

Примечание 2 — На низких частотах динамическая жесткость близка к статической жесткости. С повышением частоты отклик системы стремится к нулю, а динамическая жесткость — к бесконечности. На промежуточных частотах, где наблюдаются резонансы системы, динамическая жесткость может падать до очень низких значений. Выражают в ньютонах на микрометр, Н/мкм.

3.26 **(динамический) виброгаситель** (dynamic vibration absorber): Устройство, предназначенное для снижения вибрации системы в определенном диапазоне частот посредством направления ее колебательной энергии в присоединенную вспомогательную систему, настроенную на резонанс таким образом, чтобы сила со стороны вспомогательной системы была противоположна по фазе вибрационной силе в основной системе.

[ИСО 2041:1990, 2.116]

Примечание — Динамический виброгаситель может осуществлять также демпфирование вибрации, однако это не является его основным назначением.

3.27 **быстрое преобразование Фурье**; БПФ (fast Fourier transform, FFT): Процедура вычисления преобразования Фурье, позволяющая существенно сократить время обработки сигнала.

[ИСО 2041:1990, 5.23]

Примечание 1 — Более подробно преобразование Фурье и связанные с ним термины определены в ИСО 2041:1990, А.18—А.22.

Примечание 2 — БПФ позволяет осуществлять преобразование Фурье в реальном масштабе времени.

3.28 **вынужденная вибрация** (forced vibration): Вибрация системы, вызванная действием внешней переменной силы.

[ИСО 2041:1990, 2.16]

Примечание 1 — Обычно рассматривают стационарную вынужденную вибрацию, не включающую в себя переходные процессы.

Примечание 2 — В линейной системе частотный состав вибрации совпадает с частотным составом вынуждающей силы.

3.29 **основание** (foundation): Конструкция, поддерживающая механическую систему, которая может рассматриваться как неподвижное в одной системе координат или как совершающее движение в другой.

[ИСО 2041:1990, 1.23]

3.30 **анализ Фурье** (Fourier analysis): Математическая процедура определения амплитуд и фаз элементов ряда Фурье для данного сигнала.

3.31 **ряд Фурье** (Fourier series): Представление периодической функции в виде ряда дискретных частотных составляющих.

[ИСО 2041:1990, A.18]

Примечание — Математическое выражение ряда Фурье приведено в ИСО 2041:1990, A.18.

3.32 **свободная вибрация** (free vibration): Вибрация системы после прекращения внешнего воздействия или снятия внешних связей.

[ИСО 2041:1990, 2.17]

Примечание — Свободная вибрация линейной системы представляет собой суперпозицию колебаний на собственных частотах системы.

3.33 **частота** (frequency): Величина, обратная основному периоду.

Примечание 1 — Изменено по сравнению с определением в ИСО 2041:1990, 2.23 и 2.24.

Примечание 2 — Выражают в герцах, Гц.

3.34 **частотная характеристика** (frequency response): Частотно-зависимое отношение выходного сигнала к гармоническому входному сигналу.

Примечание 1 — Для станков отклик часто представляет собой относительное перемещение инструмента и заготовки (выходной сигнал) в ответ на действие вынуждающей силы (входной сигнал). В этом случае частотная характеристика представляет собой динамическую податливость. Частотная характеристика является комплексной величиной и может быть выражена либо через амплитуду и фазу, либо через действительную и мнимую части для каждой частотной составляющей.

Примечание 2 — Частотную характеристику обычно представляют в виде одного (модуль) или двух (модуль и фаза) графиков зависимости от частоты.

Примечание 3 — Изменено по сравнению с определением в ИСО 2041:1990, B.13.

3.35 **основная частота** (fundamental frequency): Величина, обратно пропорциональная периоду процесса (сигнала).

[ИСО 2041:1990, 2.25]

3.36 **гармоника** (harmonic): Составляющая процесса (сигнала) на частоте, кратной основной частоте.

[ИСО 2041:1990, 2.26]

Примечание 1 — В некоторых областях акустики вместо термина «гармоника» используют термин «обертон», при этом номер обертона на единицу меньше номера соответствующей гармоники. Применение термина «обертон» не рекомендуется.

Примечание 2 — Частота первой гармоники совпадает с основной частотой процесса (сигнала).

3.37 **коэффициент гармоник** (harmonic distortion): Отношение энергии второй и более высоких гармоник к общей энергии процесса (сигнала).

3.38 **мнимая часть (частотной характеристики)** (imaginary part): Одно из слагаемых разложения частотной характеристики на две составляющих, у которого фаза на каждой частоте равна 90° (т. е. соответствующая составляющая отклика находится в квадратуре к сигналу возбуждения).

Примечание — Для линейной системы с одной степенью свободы мнимая часть достигает максимума на собственной частоте недемпфированных колебаний.

3.39 **импульс (силы)** (impulse): Интеграл по времени от силы на интервале ее действия.

[ИСО 2041:1990, 3.6]

Примечание — Сигнал импульсного вида зачастую имеет очень короткую длительность, но быстро изменяется во времени, что позволяет ему достигать высоких значений. Типичными импульсными процессами являются удар (например, молота) или перемещение каретки станка. Импульс силы измеряют в ньютонах в секунду, Н · с.

3.40 **инерционные искажения** (inertial cross-talk): Перемещения в направлении, перпендикулярном заданному, из-за нахождения центра масс в стороне от оси приложения силы, которые приводят к наклону рабочего станка при его ускорении или замедлении.

3.41 **инструментальный молоток** (instrumented hammer): Молоток, служащий для возбуждения вибрации конструкции в широком диапазоне частот, с встроенным датчиком силы.

3.42 **линейная система** (linear system): Система, отклик которой пропорционален возбуждению.

[ИСО 2041:1990, 1.21]

3.43 **эксцентриситет массы** (mass eccentricity): Расстояние центра масс жесткого ротора от его оси вращения.

[ИСО 1925:2001, 2.11]

3.44 **(динамическая) подвижность** (mobility): Частотно-зависимое отношение комплексной скорости в заданной точке механической системы к комплексной силе, действующей в той же или другой точке механической системы.

[ИСО 2041:1990, 1.50]

3.45 **модальная масса** (modal mass): Эффективная масса системы с одной степенью свободы для данной моды вибрации.

3.46 **мода вибрации** (mode of vibration): Пространственная конфигурация гармонических колебаний точек линейной механической системы при ее гармоническом возбуждении.

[ИСО 2041:1990, 2.48]

Примечание — У станков моды вибрации описываются разными относительными движениями основных элементов конструкции. Форма моды при заданной частоте возбуждения описывается мгновенным положением этих элементов в пространстве.

3.47 **(амплитудная, частотная) модуляция** (amplitude/frequency modulation): Периодический сигнал с изменяющейся во времени амплитудой/частотой вследствие наложения другого сигнала.

Примечание — Модуляция проявляется в наличии боковых полос в спектре сигнала.

3.48 **система с несколькими степенями свободы** (multi-degree-of-freedom system): Система, для определения положения которой в произвольный момент времени необходимо знать более одной координаты.

[ИСО 2041:1990, 1.28]

3.49 **измерения в узкой полосе (частот)** (narrow-band measurement): Измерения, при которых рассматривается мощность (энергия) сигнала, сосредоточенная в узкой полосе частот.

3.50 **собственная частота (системы с демпфированием)** (natural frequency): Частота свободной вибрации линейной системы с демпфированием.

[ИСО 2041:1990, 2.81]

Пример — Частота вибрации конструкции с присущим ей демпфированием после прекращения действия вынуждающей силы. [Для собственной частоты системы без демпфирования характерен фазовый сдвиг 90° между возбуждением (силой) и откликом (перемещением) на частоте резонанса.]

3.51 **узел** (node): Точка (линия, поверхность) механической системы, где значение характеристики волнового поля постоянно равно нулю.

Пример — Точка (линия), в которой относительное движение двух разнонаправленно движущихся частей станка минимально.

[ИСО 2041:1990, 2.46]

3.52 **нелинейность** (non-linearity): Свойство системы, характеризующееся непропорциональностью отклика возбуждению.

Примечание — Жесткость в нелинейной системе может либо увеличиваться, либо уменьшаться с ростом амплитуды колебаний.

3.53 **колебание** (oscillation): Изменение (обычно во времени) величины в некоторой системе отсчета, когда значение величины попеременно становится то больше, то меньше некоторого среднего значения.

[ИСО 2041:1990, 1.8]

3.54 **размах** (peak-to-peak vibration value): Разность между положительным и отрицательным пиковыми значениями на заданном интервале времени.

[ИСО 2041:1990, 2.35]

Пример — Диапазон перемещений при движении объекта.

Примечание — В случае синусоидального сигнала размах равен удвоенной амплитуде.

3.55 **(основной) период** [(fundamental) period]: Наименьший промежуток времени, через который периодическая функция повторяет себя.

[ИСО 2041:1990, 2.23]

3.56 **периодическая сила/движение** (periodic force/motion): Величина, описывающая силу или движение, значения которой повторяются через некоторые равные приращения независимой переменной (времени).

[ИСО 2041:1990, 2.2]

Примечание — Периодический сигнал характеризуется линейчатым спектром.

3.57 **фаза** (phase, phase angle): Доля периода, выраженная в угловых единицах.

[ИСО 2041:1990, 2.31]

Пример — Временная задержка сигнала соответствует сдвигу фазы на соответствующую величину.

Примечание — Фазу измеряют в градусах (один период соответствует 360°) или в радианах (один период соответствует 2π радиан). Двум одинаковым движениям во взаимно-противоположных направлениях соответствует сдвиг по фазе на 180° или π радиан.

3.58 **спектр мощности** (power spectrum): Распределение по частотным составляющим мощности (среднеквадратичного значения) непрерывного сигнала.

[ИСО 2041:1990, 5.2]

3.59 **добротность** (Q, Q factor): Величина, характеризующая скорость подъема частотной характеристики на резонансе для системы с одной степенью свободы.

Примечание 1 — Добротность описывает усиление вибрации на резонансе и обратна удвоенному относительному демпфированию [см. 4.3.3 и формулу (19)].

Примечание 2 — Изменено по сравнению с определением в ИСО 2041:1990, 2.89.

3.60 **действительная часть (частотной характеристики)** (real part): Одно из слагаемых разложения частотной характеристики на две составляющих, у которого фаза на каждой частоте равна 0° (т. е. соответствующая составляющая отклика синфазна сигналу возбуждения).

Примечание — Для линейной системы с одной степенью свободы действительная часть достигает максимального положительного значения непосредственно перед частотой резонанса и максимального отрицательного значения непосредственно после частоты резонанса. В случае недемпфированной системы действительная часть частотной характеристики на резонансе равна нулю. Для станков некоторых типов максимальное отрицательное значение характеристики служит мерой потенциальной нестабильности на этой частоте.

3.61 **регенеративная вибрация** (regenerative vibration): Вибрация, поддерживаемая за счет отбора энергии у некоторого постоянного процесса.

Пример — Автоколебания при резании.

3.62 **относительная вибрация** (relative vibration): Колебательные движения двух точек/элементов (например, резца и заготовки) друг относительно друга.

3.63 **резонанс** (resonance): Состояние совершающей вынужденные колебания системы, при котором любое малое изменение частоты вызывает снижение отклика.

[ИСО 2041:1990, 2.72]

Примечание — Условия резонанса возникают при близости частоты возбуждения к собственной частоте вибрации конструкции.

3.64 **резонансная частота** (resonance frequency): Частота, на которой наблюдается резонанс.
[ИСО 2041:1990, 2.73]

Примечание 1 — См. 4.3, а также ИСО 2041:1990, 2.73 (примечания 1 и 2) и таблицу 2.

3.65 **среднеквадратичное значение, r.m.s.** (rms value, root-mean-square value): Квадратный корень из квадрата функции, усредненного на заданном интервале.
[ИСО 2041:1990, A.37]

Примечание — Данный параметр используют для описания усредненной мощности сигнала (см. также приложение В).

3.66 **выборка** (sampling): Процесс получения значений физической величины при заданных значениях независимой переменной.
[ИСО 2041:1990, 5.14]

3.67 **частота дискретизации** (sampling frequency): Число выборочных значений физической величины в единицу времени (для равномерной последовательности измерений).
[ИСО 2041:1990, 5.15]

3.68 **период дискретизации** (sampling interval): Интервал времени между двумя последовательными элементами выборки.
[ИСО 2041:1990, 5.16]

3.69 **сигнал** (signal): Изменение физической величины, наблюдаемое с целью извлечения соответствующей информации.
[ИСО 2041:1990, B.1]

Пример — Электрическое напряжение на выходе соответствующего преобразователя. (Напряжение может быть пропорционально перемещению, скорости, ускорению вибрации или силе в зависимости от используемого преобразователя.)

3.70 **гармоническая вибрация** (simple harmonic vibration, sinusoidal vibration): Вибрация, описываемая синусоидальной зависимостью от независимой переменной.
[ИСО 2041:1990, 2.3]

Примечание — Периодическую вибрацию, содержащую сумму гармоник, называют полигармонической вибрацией.

3.71 **система с одной степенью свободы** (single-degree-of-freedom system): Система, положение которой в любой момент времени может быть определено с помощью только одной координаты.
[ИСО 2041:1990, 1.27]

Пример — Идеализированная механическая система, состоящая из массы, пружины (упругого элемента) и демпфера.

Примечание — Идеализированная система с одной степенью свободы показана на рисунке 2, а ее частотная характеристика — на рисунке 4.

3.72 **спектр** (spectrum): Представление величины в виде функции частоты или длины волны.
[ИСО 2041:1990, 1.56]

3.73 **стоячая волна** (standing wave): Волна, у которой каждая точка среды имеет постоянную амплитуду колебаний.
[ИСО 2041:1990, 2.66]

Примечание 1 — Стоячую волну можно рассматривать как суперпозицию двух бегущих навстречу друг другу волн одного вида и одной частоты.

Примечание 2 — Узлы и пучности стоячей волны не изменяют своего положения со временем.

3.74 **установившаяся вибрация** (steady-state vibration): Непрерывная вибрация, параметры которой незначительно колеблются относительно достигнутых значений.
[ИСО 2041:1990, 2.14]

3.75 **преобразователь** (transducer): Устройство, служащее для преобразования одной формы энергии процесса в другую таким образом, чтобы процесс на выходе устройства содержал информацию о характеристиках процесса на его входе.
[ИСО 2041:1990, 4.1]

Примечание — Выходной сигнал преобразователя вибрации пропорционален перемещению, скорости или ускорению.

3.76 **передаточная функция** (transfer function): Математическое соотношение между входом и выходом системы.

[ИСО 2041:1990, 1.37]

Примечание — Обычно передаточную функцию задают как комплексную функцию частоты.

3.77 **переходная вибрация** (transient vibration): Вибрация системы, являющаяся ее откликом на воздействие, при переходе от одной установившейся вибрации к другой.

[ISO 2041:1990, 2.15]

3.78 **коэффициент передачи** (transmissibility): Безразмерное комплексное отношение отклика системы к возбуждению.

[ИСО 2041:1990, 1.18]

3.79 **неуравновешенность (ротора)** (unbalance): Состояние ротора, характеризующееся таким распределением масс, которое при вращении ротора вызывает появление центробежных сил, воздействующих на его опору.

[ИСО 1925:2001, 3.1]

Примечание 1 — Данное состояние вызвано эксцентриситетом массы ротора. Производимая вибрация пропорциональна значению дисбаланса и квадрату скорости вращения ротора.

Примечание 2 — См. также ИСО 1940-1.

3.80 **неуравновешенная масса** (unbalance mass): Масса, имеющая эксцентриситет.

[ИСО 1925:2001, 3.2]

3.81 **вибрация** (vibration): Движение механической системы, при котором происходят периодические или случайные колебания характеризующей его величины относительно положения равновесия.

[ИСО 2041:1990, 2.1]

Пример — Периодическое движение инструмента относительно заготовки, вызванное действием механических сил и описываемое в единицах перемещения, скорости или ускорения через их пиковые или среднеквадратичные значения.

Примечание 1 — Иногда вместо прямого указания на амплитуду, пиковое или среднеквадратичное значение величины, описывающей вибрацию, используют обобщающий термин «уровень вибрации». Применение данного термина не рекомендуется.

Примечание 2 — Термин «уровень» применяют для описания величин через их логарифмы (см. ИСО 2041:1990, 1.57).

Примечание 3 — См. также таблицу А.1.

3.82 **вязкоупругое демпфирование** [(linear) viscous damping]: Демпфирование, вызванное действием диссипативной силы, пропорциональной и противоположной скорости.

[ИСО 2041:1990, 2.82]

3.83 **форма сигнала** (waveform): Безразмерная функция, описывающая один период сигнала.

Примечание — Форма гармонического сигнала полностью определена его частотой.

4 Теоретические основы динамики станков

В настоящем разделе в упрощенном виде рассмотрены основы теории вибрации применительно к динамическому поведению конструкции станка. Эти знания необходимы для правильного проведения испытаний, рассматриваемых в разделах 7 и 8. Технические аспекты, требующие применения математических формул, в кратком виде изложены в справочных вставках. Для более детального ознакомления следует обращаться к публикациям, указанным в библиографии.

Примечание — Основное содержание настоящего раздела в краткой форме приведено в приложении С.

4.1 Описание вибрации

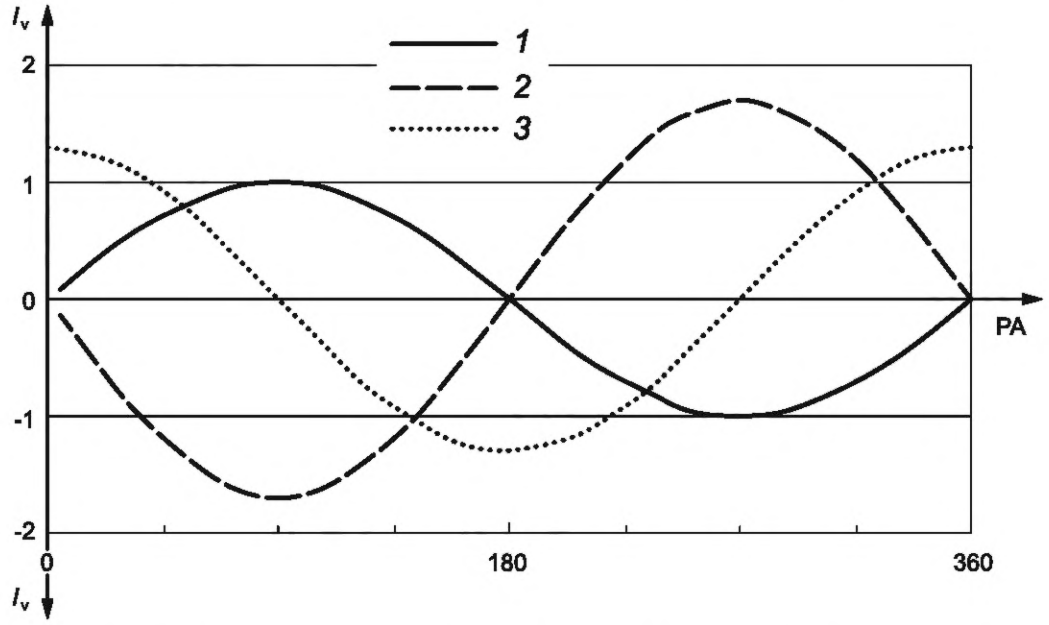
Вибрация конструкции станка представляет собой движение его частей под действием вынуждающей силы, определяемое соотношением масс, жесткостей и демпфированием в системе (см. 3.81).

4.1.1 Гармоническая вибрация

Простейшим видом вибрации является гармоническая вибрация, описываемая синусоидальной зависимостью от времени перемещения, скорости или ускорения (см. рисунок 1). В качестве измеряемого одночислового параметра, как правило, используют среднеквадратичное значение одной из указанных величин. Если не указано иное, то под перемещением, скоростью или ускорением вибрации понимают максимальное значение сигнала (амплитуду).

По оси абсцисс на рисунке 1 отложено время в единицах доли периода сигнала T, т. е. в единицах фазы. Задержка по фазе для сигнала перемещения составляет 90° относительно сигнала скорости и 180° относительно сигнала ускорения.

Амплитуды этих трех сигналов также связаны между собой, но не обязательно так, как показано на рисунке 1, поскольку соотношение между амплитудами зависит от частоты вибрации.



PA — фаза (фазовый угол) сигнала, градус; I_v — форма сигнала (в условных единицах); *1* — сигнал перемещения; *2* — сигнал скорости; *3* — сигнал ускорения

Рисунок 1 — Соотношение между фазовыми углами для сигналов перемещения, скорости и ускорения в случае гармонической вибрации

4.1.2 Частота вибрации

Частота f является величиной, обратной периоду гармонического сигнала T, и измеряется в $с^{-1}$ или Гц, $1/с^{-1}$ = 1 Гц. Для записи гармонического сигнала может быть также использована угловая частота ω, которую измеряют в радианах, рад. Частота f и угловая частота ω связаны соотношением $f = \omega/2\pi$. При постоянной амплитуде перемещения амплитуда скорости возрастает пропорционально частоте, а амплитуда ускорения — пропорционально квадрату частоты [см. формулы (1)—(3), а также приложение В].

В случае гармонического сигнала перемещение x, скорость $\dot{x}$ и ускорение $\ddot{x}$ связаны между собой формулами:

$$x = x_0 \cdot \sin\omega t, \tag{1}$$

$$\dot{x} = \frac{dx}{dt} = x_0\omega \cdot \cos\omega t, \tag{2}$$

$$\ddot{x} = \frac{d^2x}{dt^2} = -x_0\omega^2 \cdot \sin\omega t, \tag{3}$$

где x_0 — амплитуда перемещения;
ω — угловая частота;
t — время.

Справочная вставка 1 — Соотношение между перемещением, скоростью и ускорением в случае гармонической вибрации

4.1.3 Возбуждение вибрации и передаточная функция

Вибрация конструкции станка может быть возбуждена разными способами: кинематически через движение механизмов станка при его работе, в результате процесса резания (взаимодействия инструмента и заготовки) или внешними источниками через опоры станка. Для целей исследования динамического поведения конструкции станка его вибрация может быть возбуждена искусственно посредством вибровозбудителя. Разные виды и источники возбуждения станка в процессе его работы рассмотрены в разделе 5, а возбуждение вибрации вибровозбудителем — в разделе 8. В любом случае причиной вибрации является действие вынуждающей силы F, форма сигнала которой может отличаться от рассмотренной в 4.1.1 и показанной на рисунке 1. Иногда вынуждающий сигнал принимает форму импульса, ступенчатого возмущения или может быть постоянным во времени.

Передаточную функцию, определяемую как отношение результирующей вибрации (перемещения x) к вынуждающей силе F обычно обозначают G, $G = x/F$. При исследовании динамики станка могут быть рассмотрены несколько выходных x и несколько входных F сигналов.

4.1.4 Энергия и момент импульса

Движение в любой механической системе может быть рассмотрено с точки зрения законов сохранения энергии и момента импульса.

Сохранение момента импульса означает наличие в системе в любой момент времени равных и противоположно направленных моментов импульсов в отношении поверхности, на которой установлена система, или в отношении конструкции, на которой эта система закреплена, т. е. система не может вибрировать изолированно. Так, малая масса (например, станка), вибрирующая с большими значениями перемещений (а значит, и скорости), может быть установлена на большой массе (например, фундаментом), перемещения (скорость) которой незначительны, но при этом их моменты импульса по модулю будут равны. Момент импульса определяют как произведение массы на скорость, что в случае гармонической вибрации будет пропорционально произведению массы, перемещения и частоты.

С точки зрения закона сохранения энергии происходит постоянное преобразование энергии одного вида в другой. В ходе каждого цикла колебаний кинетическая энергия тела, максимальная в средней точке его перемещения, преобразуется в потенциальную энергию, чей максимум достигается в конце перемещения, и наоборот. В случае свободной вибрации энергия движения тела постепенно уменьшается вследствие демпфирования (трения), переходя в тепло (т. е. движение молекул). При вынужденных колебаниях эти потери энергии постоянно восполняются источником вынуждающей силы, что позволяет вместо энергии вибрации рассматривать ее мощность, т. е. скорость поступления энергии извне.

4.2 Системы с одной степенью свободы

Система с одной степенью свободы — простейший вид механической системы, позволяющий проиллюстрировать динамическое поведение конструкции.

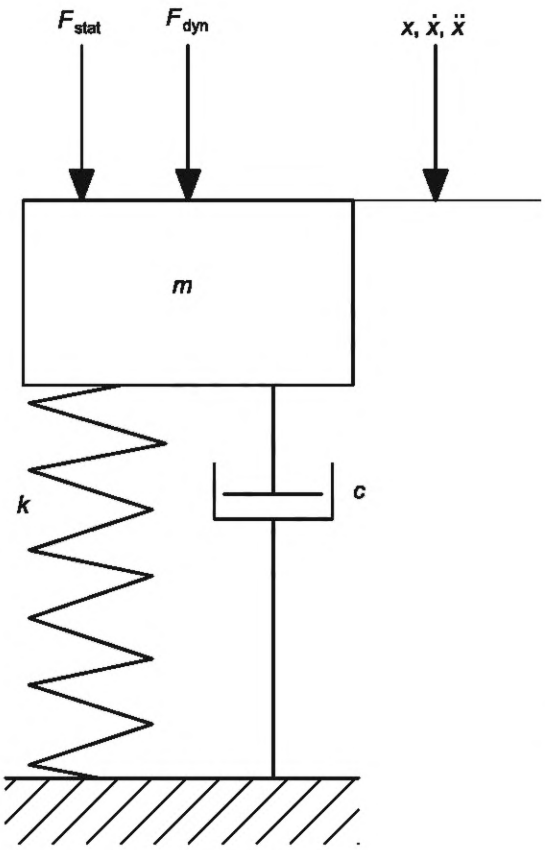
4.2.1 Модель системы

Идеализированная модель системы с одной степенью свободы, состоящая из массы m, пружины с жесткостью k и демпфера с коэффициентом демпфирования c показана на рисунке 2. Такая система способна совершать только однонаправленное движение, описываемое одной независимой величиной — перемещением x указанной массы. [Скорость $\dot{x}$ и ускорение $\ddot{x}$ являются производными от перемещения (см. справочную вставку 1) и поэтому независимыми величинами не являются.]

На массу воздействует вынуждающая сила F (см. 4.1.3). Откликом системы будет перемещение x.

Элементам идеализированной системы приписывают следующие свойства.

Пружина является безмассовой, и ее назначение — сопротивление движению массы за счет ее растяжения или сжатия. Сила реакции пружины K при растяжении/сжатии определяется ее статической жесткостью k и пропорциональна перемещению x [см. формулу (7)], что является необходимым условием для обеспечения линейности модели. Сила реакции максимальна при максимальном растяжении и максимальном сжатии пружины.



F_{dyn} — вынуждающая сила; F_{stat} — статическая нагрузка; x — отклик (перемещение); m — масса; k — жесткость пружины; c — коэффициент демпфирования демпфера

Рисунок 2 — Колебательная система с одной степенью свободы

Способность массы m противодействовать ускоренному движению под действием вынуждающей силы иногда описывают через соответствующую силу инерции M [см. формулу (5)]. Эта сила пропорциональна ускорению массы, т. е. квадрату частоты [см. формулу (3)].

Демпфер на рисунке 2 обеспечивает вязкоупругое демпфирование с коэффициентом демпфирования c, что эквивалентно действию демпфирующей силы C, противодействующей движению массы пропорционально скорости этого движения $\dot{x}$ [см. формулу (6)]. Данное свойство вязкоупругого демпфирования также необходимо для обеспечения линейности модели. Другие виды демпфирования рассмотрены в 4.7.4. Сила C пропорциональна частоте гармонического сигнала и сдвинута на 90° относительно перемещения.

В случае гармонического возбуждения вынуждающая сила F определяется формулой

$$F = F_0 \cdot \sin\omega t, \quad (4)$$

где F_0 — амплитуда вынуждающей силы;
ω — угловая частота;
t — время.

Движению массы m под действием силы F противодействуют силы инерции M, демпфирования C и упругости K, определяемые формулами:

$$M = -m\ddot{x}, \quad (5)$$

$$C = -c\dot{x}, \quad (6)$$

$$K = -kx. \quad (7)$$

Справочная вставка 2 — Формулы для вынуждающей силы и сил реакции

Под действием статической силы F_0 масса на пружине перемещается в направлении приложения силы до тех пор, пока вынуждающая сила не будет уравновешена силой упругости. В этом положении скорость и ускорение будут равны нулю. Передаточная функция системы в этом случае будет равна статической податливости пружины x/F, обратно пропорциональной ее статической жесткости.

В случае приложения гармонической силы F система после завершения переходного процесса (см. 4.5.5) придет в состояние установившейся гармонической вибрации на частоте возбуждения таким образом, что сумма всех сил реакции будет равна по модулю и направлена противоположно вынуждающей силе. Это позволяет ввести понятие динамической жесткости.

4.2.2 Динамическая жесткость

Подобно статической жесткости, под динамической жесткостью понимают отношение амплитуды вынуждающей силы F к амплитуде перемещения x при установившейся вибрации. Динамическая жесткость зависит от частоты — на низких частотах она близка к статической жесткости, а при неограниченном возрастании частоты также неограниченно возрастает, поскольку массивное тело не успевает реагировать на быстроизменяющуюся силу. Между этими предельными состояниями динамическая жесткость может достигать своего минимума, при стремлении к которому амплитуда перемещения возрастает. Состояние, когда динамическая жесткость достигает своего минимума, называют резонансом по перемещению. Существуют разные способы представления динамической жесткости, часть которых будет рассмотрена в настоящем стандарте.

4.2.3 Векторное представление сил

Рисунок 1 демонстрирует представление сигнала вибрации во временной области (поскольку аргументом или независимой переменной является время). Такое представление, однако, неудобно для исследования изменения свойств системы с изменением частоты. Одним из способов такого исследования является составление векторной диаграммы для модели, изображенной на рисунке 2. Если амплитуду вынуждающей силы поддерживать постоянной, то изменение амплитуды отклика (перемещения) с частотой будет повторять изменения динамической податливости, обратно пропорциональной динамической жесткости. (И наоборот, если поддерживать постоянство амплитуды отклика, то изменение силы будет описывать динамическую жесткость.)

На рисунке 3 приведены векторные диаграммы (слева направо), показывающие, как изменяются силы реакции M, K и C при постепенном повышении частоты вынуждающей силы F (которая на всех диаграммах рисунка 3 изображена вектором, направленным вертикально вниз) в фазовом пространстве. Диаграммы демонстрируют баланс сил, при котором сумма всех сил реакции и вынуждающей силы равна нулю, в конкретный момент времени. С изменением фазы цикла на 180° направление всех векторов изменится на противоположное.

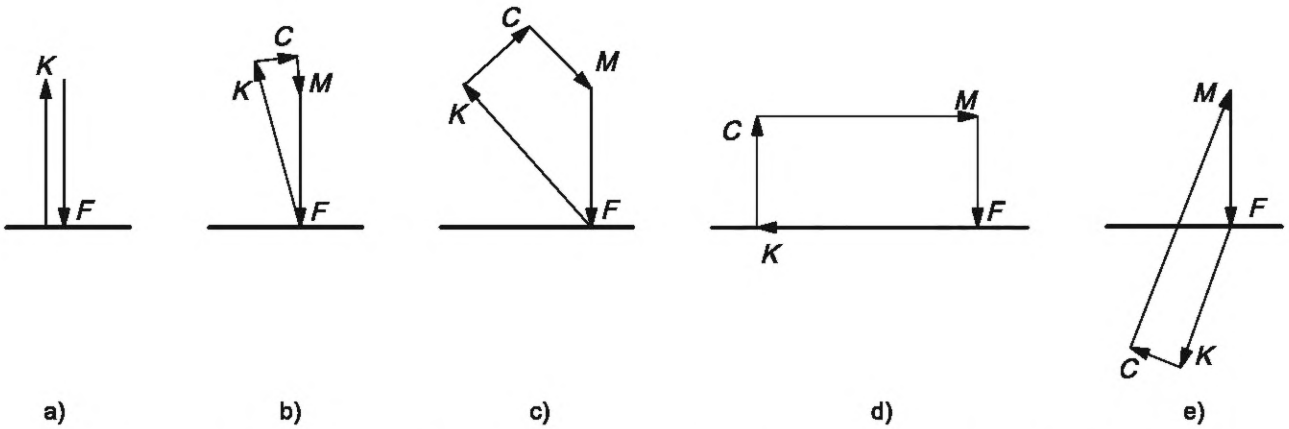


Рисунок 3 — Векторные диаграммы сил реакции и вынуждающей силы в фазовом пространстве

Диаграмма на рисунке 3 а) соответствует приложению статической силы F (см. 4.2.1), уравновешенной силой упругости K. Она дает приближенное представление о динамике системы в области очень низких частот, где динамическая податливость близка к статической. Перемещение вибрации пропорционально вынуждающей силе, имеет одно с ней направление и совпадает с ней по фазе.

При небольшом увеличении частоты начинается рост сил *M* и *K*, действующих в противоположном направлении [см. рисунок 3 b)]. Сила *C* также возрастает, а ее вектор перпендикулярен вектору силы *K*. Начинает наблюдаться расхождение по фазе между перемещением и приложенной силой.

Дальнейшее повышение частоты [см. рисунок 3 c)] сопровождается дальнейшим ростом сил реакции *M* и *C*. С ростом *C* наблюдается все большее отставание по фазе перемещения от приложенной силы. Следует отметить, что углы между векторами сил реакции остаются неизменными.

На рисунке 3 d) показана ситуация, когда сила инерции *M* выросла достаточно, чтобы полностью компенсировать силу упругости *K*. Демпфирующая сила *C* становится равной по модулю и противоположной по фазе вынуждающей силе *F*. Если бы демпфирование в системе отсутствовало, то она продолжала бы совершать колебания без приложения внешней силы, и динамическая жесткость на данной частоте была бы равна нулю. Данное состояние системы называется резонансом, а частота, при котором оно наступает, — собственной частотой системы без демпфирования. Эта частота зависит только от соотношения статической жесткости и массы [см. формулу (10)]. Для системы с демпфированием термин «резонанс» применяют к частоте, на которой динамическая податливость становится максимальной и которая несколько отличается от собственной частоты этой системы (см. 4.3.3). На практике демпфирование системы никогда не бывает нулевым.

У станков разных конструкций демпфирование обычно незначительно, и динамическая податливость на резонансе много больше статической податливости, что приводит к нежелательному росту вибрации.

Рисунок 3 e) соответствует условиям после прохождения резонанса, сопровождаемым вращением векторов сил реакции с ростом частоты. На очень высоких частотах фазовый угол между силами *M* и *F* становится близким к 180°, а силы *K* и *C* спадают почти до нуля.

Примечание — При отсутствии демпфирования сила упругости всегда направлена вверх до наступления резонанса [рисунки 3 a) — 3 c)] и вниз после резонанса [рисунок 3 e)].

Отклик системы с изменением частоты ведет себя следующим образом. На частотах много ниже резонанса движение системы определяется ее жесткостью. В области резонанса рост отклика ограничен демпфированием, а на частотах много выше резонанса — инерционностью массы.

Модуль и направление вектора *K* характеризуют изменение динамической податливости системы с ростом частоты. Представление в виде векторных диаграмм силы может быть расширено на графическое представление в фазовой плоскости при непрерывном изменении частоты вынуждающей силы (см. 4.4.4).

4.3 Математическое описание системы

4.3.1 Уравнения движения

Уравнения движения для системы с одной степенью свободы приведены в справочных вставках 3 и 4. В первой из них рассмотрен частный случай свободной вибрации при отсутствии вынуждающей силы, когда в начальный момент времени масса выведена из положения равновесия, и приведены формулы для частоты резонанса для систем с демпфированием и без демпфирования.

Уравнение движения системы с одной степенью свободы, показанной на рисунке 2 и состоящей из массы m, пружины с жесткостью k и демпфера с коэффициентом демпфирования c, в отсутствие вынуждающей силы описывается формулой

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = 0. \quad (8)$$

Решение данного уравнения будет иметь вид затухающих гармонических колебаний с частотой ω_d, определяемой по формуле

$$\omega_d = \sqrt{\frac{k}{m} - \left(\frac{c}{2m}\right)^2}. \quad (9)$$

При $c = 0$ частота незатухающих колебаний ω_n будет определяться формулой

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}}. \quad (10)$$

Если коэффициент демпфирования равен или превышает критическое демпфирование c_C, $c_C = 2\sqrt{mk}$ или $c_C = 2m\omega_n$, то возвращение массы к положению равновесия произойдет без совершения колебаний. Формула (9) упрощается, если в ней коэффициент демпфирования заменить на относительное демпфирование ζ:

$$\zeta = \frac{c}{c_C} = \frac{c}{2m\omega_n}, \tag{11}$$

$$\omega_d = \omega_n\sqrt{1-\zeta^2}. \tag{12}$$

Справочная вставка 3 — Формулы, описывающие свободную вибрацию системы с одной степенью свободы

При наличии вынуждающей силы уравнение движения системы получают приравниванием вынуждающей силы сумме сил реакции (см. справочную вставку 2). Уравнение движения в случае гармонической силы, его решение и передаточная функция системы показаны в справочной вставке 4, формулы (14)—(16).

Анализ вибрации и, в частности, графическое представление результатов анализа часто выполняют с использованием безразмерных величин. Примером такой величины является относительное демпфирование ζ [см. формулу (11)]. Для станков разных конструкций относительное демпфирование ζ находится обычно в диапазоне от 0,01 до 0,1.

Уравнение движения системы с одной степенью свободы под действием гармонической силы с амплитудой F_0 и угловой частотой ω представляет собой условие уравновешивания вынуждающей и реактивных сил и описывается формулой

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = F_0 \sin\omega t. \tag{13}$$

Решение данного дифференциального уравнения второго порядка имеет вид суммы общего решения в виде затухающей свободной вибрации и стационарного частного решения. Первое слагаемое описывается формулой

$$x = e^{-\zeta\omega_n t}A\left(\sin\omega_n t - \varphi\right), \tag{14}$$

где параметры A и φ зависят от начальной фазы вынуждающей силы, а второе позволяет определить коэффициент динамического усиления $|X/X_0|$ и фазу колебаний φ по формулам:

$$\left|\frac{X}{X_0}\right| = \frac{1}{\sqrt{(1-\eta^2)^2 + (2\zeta\eta)^2}}, \tag{15}$$

$$\varphi = \tan^{-1}\left(\frac{2\zeta\eta}{1-\eta^2}\right), \tag{16}$$

где

$$\eta = \frac{\omega}{\omega_n}. \tag{17}$$

Формулы (15) и (16) описывают передаточную функцию системы.

Резонансную частоту ω_r вынужденных колебаний определяют по формуле

$$\omega_r = \omega_n\sqrt{1-2\zeta^2}, \tag{18}$$

а коэффициент динамического усиления на резонансе — по формуле

$$Q = \frac{1}{2\zeta\sqrt{1-\zeta^2}}. \tag{19}$$

При малом относительном демпфировании формула (19) упрощается до вида

$$Q = \frac{1}{2\zeta}. \quad (20)$$

Справочная вставка 4 — Уравнение движения для системы второго порядка

Аналогично динамическая податливость, мм/Н, может быть заменена безразмерной величиной, называемой «коэффициент динамического усиления», которая показывает, как изменяется амплитуда перемещения на разных частотах по сравнению с ее значением на нулевой частоте при неизменной амплитуде вынуждающей гармонической силы. Также часто удобно вместо шкалы частот использовать шкалу относительных частот η, $\eta = \omega/\omega_n$. Другие характеристические частоты, связанные с движением системы, также могут быть выражены через ω_n [см. например, формулу (12)]. Коэффициент динамического усиления на резонансе равен добротности системы Q (см. справочную вставку 4).

4.3.2 Энергетический подход

То же самое уравнение движения может быть получено исходя из закона сохранения энергии с преобразованием потенциальной энергии в кинетическую и наоборот (см. также 4.1.4).

4.3.3 Собственные частоты и резонанс

Необходимо различать понятия «собственная частота», «собственная частота системы без демпфирования» и «резонансная частота». При нулевом демпфировании эти понятия совпадают и характеризуют точку, в которой фаза отклика сдвинута на 90°. При наличии демпфирования частота свободной вибрации системы будет рассчитываться по формуле (9) или (12). Эта частота всегда несколько ниже собственной частоты системы без демпфирования. Резонансная частота [см формулу (18)] — это частота, на которой наблюдается максимум динамической податливости при силовом возбуждении системы. Она еще несколько ниже собственной частоты системы с демпфированием. Собственная частота и частота резонанса зависят от демпфирования в системе. Однако если рассматривать вибрацию станков, чье относительное демпфирование не превышает 0,1, разницей в числовых значениях указанных трех характеристических частот можно пренебречь.

Как указано в 4.3.1, коэффициент динамического усиления на резонансе равен добротности системы Q. Теоретически относительное демпфирование может быть рассчитано из Q по измерениям амплитуд перемещения при гармоническом и статическом возбуждениях системы, однако на практике для сложных систем такой подход неприменим.

Вместо этого при условии малого значения относительного демпфирования определяют две частоты по обеим сторонам от резонанса, в которых динамическая податливость спадает в $\sqrt{2}$ раз относительно ее максимального значения на резонансе. После этого относительное демпфирование рассчитывают по формуле (21) (см. справочную вставку 5).

Решение уравнения движения [формулы (15) и (16)] позволяет представить поведение динамической системы в наглядном графическом виде.

По результатам определения частот ω_u и ω_l, на которых отклик спадает в $\sqrt{2}$ раз, соответствующих относительных частот $\eta_u = \omega_u/\omega_n$ и $\eta_l = \omega_l/\omega_n$ и интервала между ними $\Delta\eta = \eta_u - \eta_l$ рассчитывают относительное демпфирование ζ по формуле

$$\zeta = \frac{\Delta_\eta}{2}. \quad (21)$$

Интервал Δ_η показан стрелками на рисунке 4.

Справочная вставка 5 — Определение относительного демпфирования

4.4 Графическое представление динамического отклика системы

4.4.1 Модуль коэффициента динамического усиления

На рисунке 4 показан график модуля коэффициента динамического усиления [см. формулу (15)], демонстрирующий динамическое поведение систем с большим и малым демпфированием в частотной области. Этот график показывает также, как изменяется с частотой модуль силы упругости K в системе (см. рисунок 3). По осям отложены безразмерные единицы — коэффициент динамического усиления по оси ординат и относительная частота по оси абсцисс.

Видно, что частота резонанса близка к собственной частоте системы, а коэффициент усиления на резонансе Q равен 6,7 для кривой 1 малого демпфирования (ζ = 0,075) и 2,1 для кривой 2 большого демпфирования (ζ = 0,25). Соответственно, динамическая жесткость на резонансе будет в 6,7 раз больше статической жесткости системы для кривой 1 и в 2,1 раз для кривой 2. При этом для случая большого демпфирования частота резонанса несколько дальше отстоит от собственной частоты системы. Относительное демпфирование ζ (см. 4.3.1), равное 0,075, является типичным для конструкций станков. Однако для виброизолированных частей станка может быть более характерным значение ζ = 0,25.

4.4.2 Фазочастотная характеристика

Как следует из диаграмм на рисунке 3 и из формулы (16), отклик системы описывается не только коэффициентом динамического усиления, но также фазовым сдвигом между сигналами возбуждения и перемещения, который равен нулю для статического возбуждения, достигает 180° в области очень высоких частот, а на собственной частоте равен ровно 90°. Поскольку сигнал скорости всегда на 90° опережает сигнал перемещения, то диапазон изменения фазового сдвига для сигнала скорости составляет от 90° до 270°. Аналогично диапазон изменения фазового сдвига для сигнала ускорения — от 180° до 360°. По умолчанию под фазовым сдвигом будет пониматься разность фаз сигналов силы и перемещения.

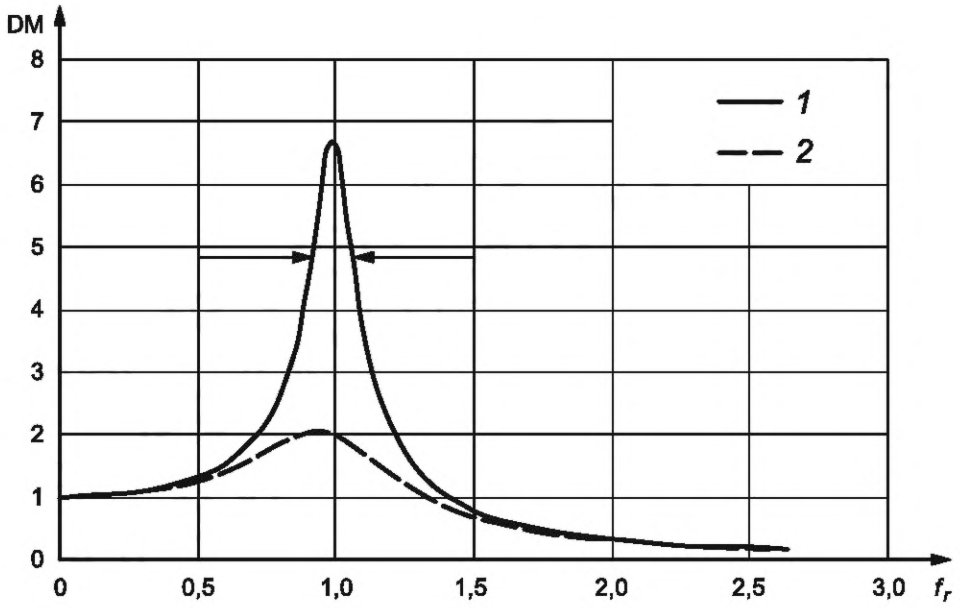
Фазочастотная характеристика системы с одной степенью свободы приведена на рисунке 5. Рисунки 4 и 5 в совокупности полностью описывают динамический отклик системы в частотной области.

Фазовый угол на рисунке 5 соответствует фазовому сдвигу относительно сигнала вынуждающей силы [см. диаграммы b)—e) на рисунке 3]. Кривые 1 и 2 соответствуют тем же двум значениям относительного демпфирования, что показаны на рисунке 4. Кривая 3 соответствует фазочастотной характеристике системы с практически нулевым демпфированием. Видно, что независимо от демпфирования в системе фазовый сдвиг на собственной частоте всегда равен 90°.

4.4.3 Действительная и мнимая составляющие

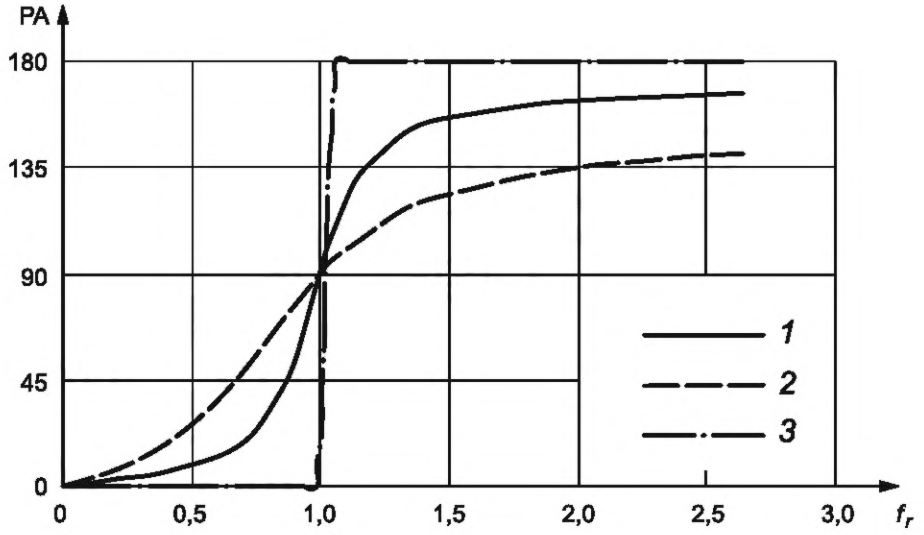
Другим способом представления информации о коэффициенте динамического усиления системы в частотной области является изображение ее действительной и мнимой частей.

На каждой из диаграмм рисунка 3 вектор *F* может быть разложен на две составляющие, одна из которых параллельна направлению действия силы *K*, а другая, находящаяся в квадратуре с первой, — вектору *C*. Обычно эти составляющие, показанные на рисунке 6 для случая малого демпфирования (ζ = 0,075), называют, соответственно, действительной и мнимой. Из рисунка видно, что на собственной частоте действительная часть обращается в нуль. Представление в виде кривых действительной и мнимой составляющих в части содержащейся в них информации о коэффициенте динамического усиления полностью эквивалентно представлению в виде амплитудной и фазовой характеристик, показанных на рисунках 4 и 5. Применительно к вибрации станков оценка степени жесткости вибрации (например, вследствие автоколебаний) зачастую зависит от глубины минимума действительной составляющей.



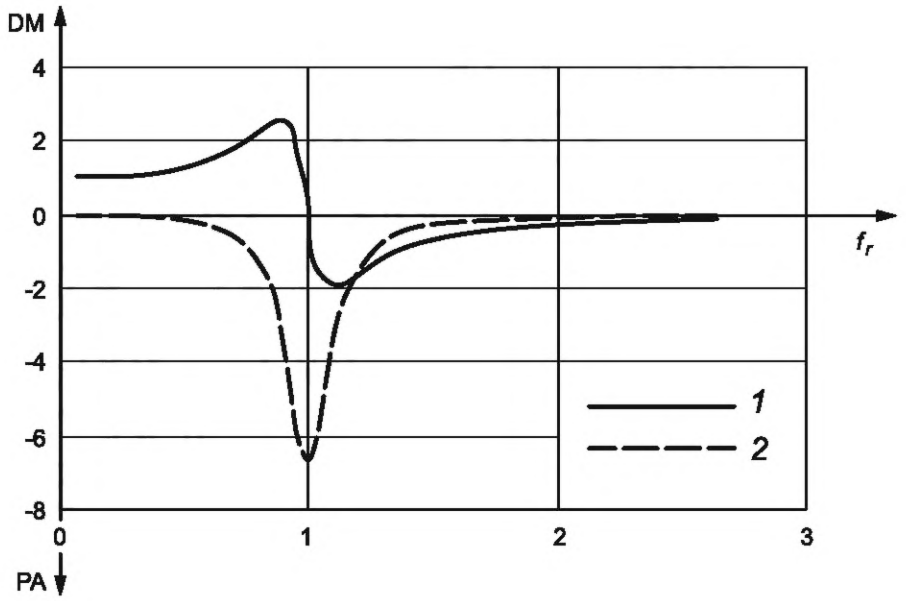
f_r — относительная частота;
DM — модуль коэффициента динамического усиления;
1 — кривая для ζ = 0,075;
2 — кривая для ζ = 0,25

Рисунок 4 — Модуль коэффициента динамического усиления



f_r — относительная частота; PA — фаза коэффициента динамического усиления; *1* — кривая для $\zeta = 0{,}075$; *2* — кривая для $\zeta = 0{,}25$; *3* — кривая для $\zeta \approx 0$

Рисунок 5 — Фаза коэффициента динамического усиления



f_r — относительная частота; DM — модуль коэффициента динамического усиления; *1* — действительная часть; *2* — мнимая часть

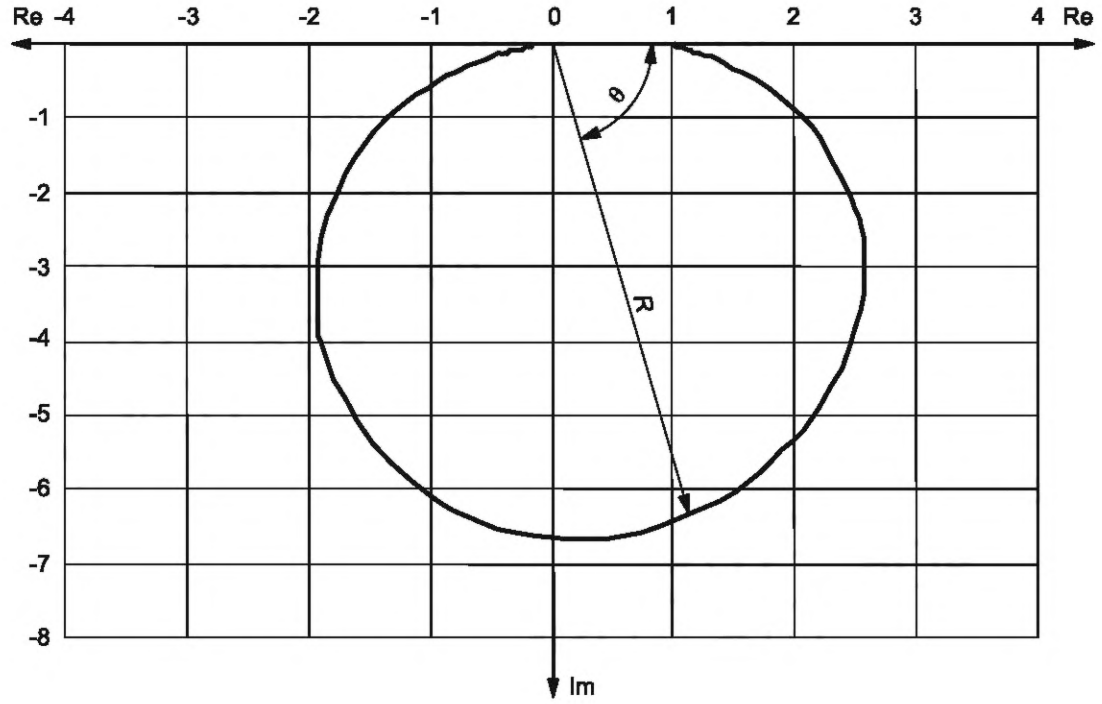
Рисунок 6 — Действительная и мнимая части коэффициента динамического усиления

4.4.4 Диаграмма Найквиста

Другим способом описания динамического отклика системы является построение графика коэффициента динамического усиления в полярных координатах (годографа), известного как диаграмма Найквиста.

Диаграмма Найквиста, изображенная на рисунке 7 для случая системы с малым демпфированием ($\zeta = 0{,}075$), является еще одной расширенной интерпретацией векторных диаграмм, показанных на рисунке 3. На данном графике по оси абсцисс откладывается действительная часть коэффициента динамического усиления, по оси ординат — мнимая, а каждая точка кривой при ее обходе по часовой стрелке от начальной точки (+1, j0) соответствует определенной частоте — в начале кривой она равна нулю, в конце теоретически приближается к бесконечности.

Если рассматривать диаграмму Найквиста как график в полярных координатах, то каждая точка кривой соответствует радиусу-вектору с модулем R, исходящему под углом θ из начала координат. Модуль вектора R соответствует модулю коэффициента динамического усиления, а угол θ — его фазе. По мере роста частоты точки на диаграмме становятся ближе друг к другу.



Re — действительная часть; Im — мнимая часть; R — модуль коэффициента динамического усиления; θ — фаза коэффициента динамического усиления

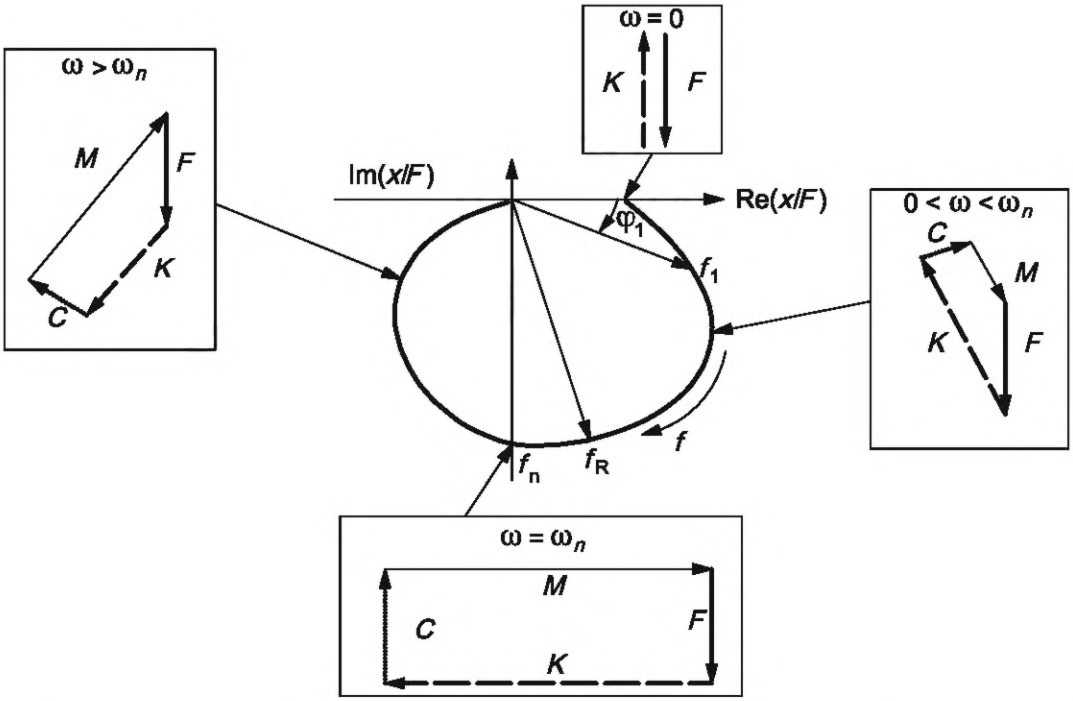
Рисунок 7 — Диаграмма Найквиста для системы с одной степенью свободы

Для системы с одной степенью свободы без демпфирования ее собственная частота соответствует точке пересечения годографа с мнимой осью, в то время как частота резонанса определяется точкой, в которой модуль R радиуса-вектора максимален. Как видно из графика, резонансная частота предшествует собственной и близка к ней.

Диаграмма Найквиста для более сложных систем с множественными резонансами будет состоять из нескольких петель, каждую из которых следует рассматривать по отдельности. Если точки возбуждения и измерения отклика не совпадают, то фазовый угол может превысить 180°, т. е. кривая зайдет в положительную область определения мнимой части (см. рисунки 31 и 32).

Построение диаграммы Найквиста является удобным способом исследования автоколебаний в станках. Вкратце его суть состоит в следующем: если годограф «охватывает» точку (+1, j0), то наличие автоколебаний весьма вероятно. Этот критерий эквивалентен определению глубины минимума действительной части (см. 4.3.3 и рисунок 6).

На рисунке 8 показаны радиусы-векторы (см. рисунок 7) для векторов вынуждающей силы (см. рисунок 3) на четырех избранных частотах.



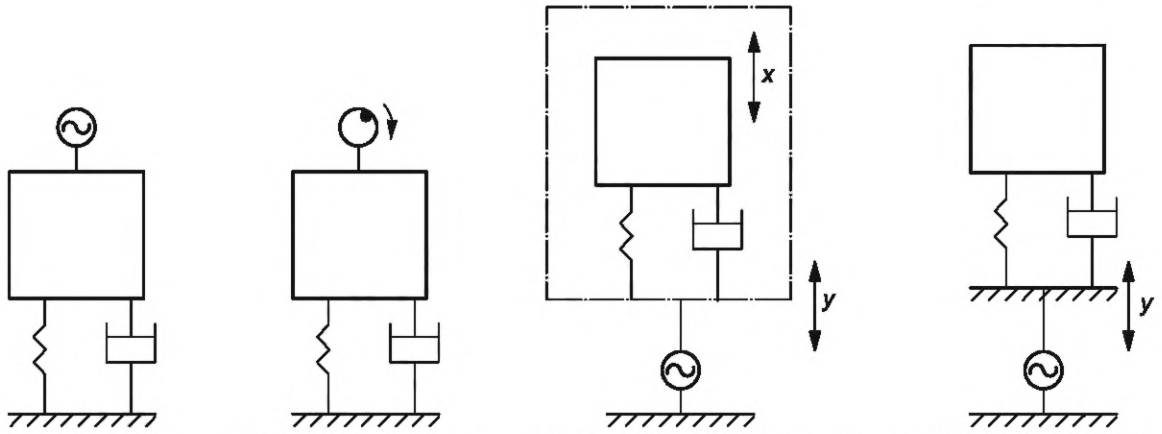
Re — действительная часть; Im — мнимая часть; f — частота; f_n — собственная частота; f_R — резонансная частота; F — вынуждающая сила; K — сила упругости; C — сила демпфирования; M — сила инерции

Примечание — В диаграмме Найквиста вынуждающая сила направлена вдоль оси абсцисс (имеет только действительную часть). Векторные диаграммы на рисунке повернуты на 90°, чтобы обеспечить совместимость с рисунком 3.

Рисунок 8 — Связь векторных диаграмм силы с диаграммой Найквиста

4.5 Разные способы возбуждения и измерения отклика

При исследовании динамики станков важно рассматривать другие виды возбуждения и отклика помимо приложения гармонической вынуждающей силы к массе идеализированной системы и измерения отклика в той же точке. На рисунке 9 показан ряд модификаций указанной модели. В каждом случае предполагается, что система опирается на тяжелый и жесткий фундамент, так что передаваемая на него вибрация будет пренебрежимо малой (но не нулевой вследствие закона сохранения момента импульса, см. 4.1.4).



a) Поступательная сила через массу

b) Центробежная сила через массу

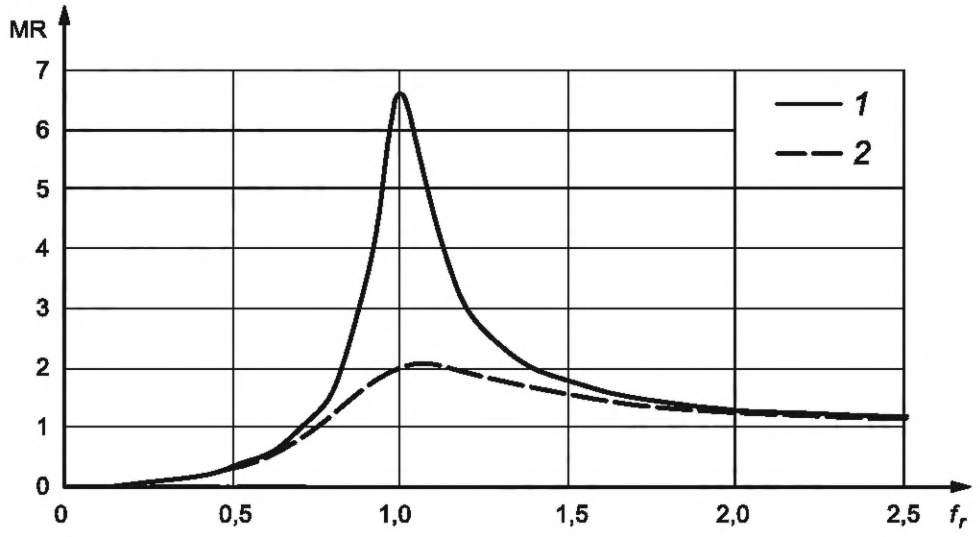
c) Поступательная сила через фундамент, относительная вибрация

d) Поступательная сила через фундамент, абсолютная вибрация

Рисунок 9 — Разные способы возбуждения системы с одной степенью свободы

4.5.1 Прямолинейное возбуждение через массу с измерением ускорения

На рисунке 9 a) изображена система, уже рассмотренная ранее (см. рисунок 4), но с откликом в форме абсолютного перемещения. Если отклик измеряют в единицах ускорения, то на нулевой частоте он равен нулю, а с ростом частоты возрастает пропорционально квадрату частоты (см. справочную вставку 1). В области резонанса его поведение похоже на отклик по перемещению, но сама эта область находится в области более высоких частот, и с ростом частоты коэффициент динамического усиления будет стремиться к единице, а не к нулю. Кривая отклика показана на рисунке 10, где по оси ординат отложен коэффициент динамического усиления для ускорения, а форму этой кривой описывает формула (22). Данный отклик получен при непосредственном измерении ускорения.



f_r — относительная частота; MR — модуль коэффициента динамического усиления для ускорения;
1 — кривая для ζ = 0,075; *2* — кривая для ζ = 0,25

Рисунок 10 — Модуль коэффициента динамического усиления

4.5.2 Возбуждение через вращение неуравновешенных масс с измерением абсолютного перемещения

Возбуждение, показанное на рисунке 9 b), происходит вследствие вращения неуравновешенных масс и действия связанного с этим вращением вектора силы (центробежной силы). Составляющей данной силы в любом заданном направлении будет гармоническая сила с амплитудой, пропорциональной квадрату скорости вращения (или квадрату частоты вращения). Поскольку ускорение также пропорционально квадрату скорости, кривая отклика будет иметь тот же вид, что в 4.5.1 (см. рисунок 10), но в данном случае отклик измеряется в единицах перемещения. Данная модель применима к анализу динамики станков, у которых возбуждение связано с дисбалансом ротора электродвигателя или шпинделя [см. формулу (22)].

4.5.3 Гармоническое возбуждение через основание с измерением относительного перемещения

На рисунке 9 c) показана рамная конструкция с механической системой внутри, возбуждение которой осуществляется кинематически через основание рамы с амплитудой перемещения *y*. Отклик системы выражается через перемещение массы относительно основания и имеет вид гармонической вибрации с амплитудой *x*. Кривая отклика будет иметь тот же вид, что показан на рисунке 10, но коэффициент динамического усиления будет выражен через отношение амплитуд перемещения. На очень низких частотах перемещение массы повторяет движение основания и его амплитуда мала. На высоких частотах (выше собственной частоты системы) масса не успевает следовать за движением основания и остается как бы подвешенной в пространстве. Это означает, что относительное перемещение массы становится равным и противоположно направленным перемещению основания.

Данная модель применима к анализу работы акселерометра, диапазон измерений которого находится много ниже частоты собственного резонанса. Следует отметить, что критерий постоянной

амплитуды перемещения применим только в том случае, когда масса акселерометра мала, а жесткость много выше жесткости конструкции в месте его установки.

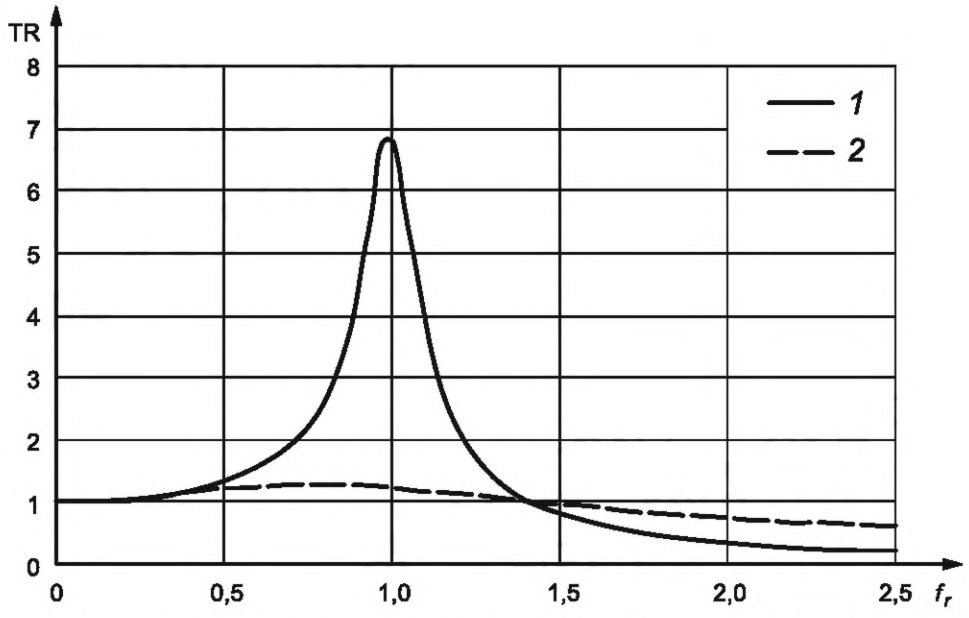
Математическое представление коэффициента динамического усиления дано формулой (22).

4.5.4 Гармоническое возбуждение через основание с измерением абсолютного перемещения и коэффициента передачи

Схема, изображенная на рисунке 9 d), похожа на рассмотренную на рисунке 9 c), за тем исключением, что изображена не вся рамная конструкция, а только ее нижняя, опорная, часть. Это сделано потому, что в данном случае интерес представляет абсолютное перемещение массы *y*. Коэффициент динамического усиления, выраженный через перемещение, показан на рисунке 11. Поскольку в данном случае единицы измерения возбуждения и отклика совпадают, данная характеристика называется коэффициентом передачи.

Кривая на рисунке 11 внешне похожа на ту, что изображена на рисунке 4. Действительно, в обеих системах действуют одни и те же силы реакции, но в данном случае силы *K* и *C* рассматриваются в движущейся системе координат. На низких частотах масса повторяет движение опорной части рамы. На высоких частотах, если демпфирование в системе отсутствует или мало (кривая на рисунке 11 соответствует $\zeta = 0{,}075$), перемещение массы в пространстве незначительно ввиду ее инерционности. Поэтому чтобы подчеркнуть различие с ситуацией, представленной на рисунке 4, рассматривается также система с относительно большим демпфированием ($\zeta = 0{,}7$). На высоких частотах (выше собственной частоты, умноженной на $\sqrt{2}$) повышенное демпфирование в большей степени «связывает» массу с опорной частью рамы, поэтому абсолютное перемещение масс не уменьшается так же быстро, как в случае малого демпфирования. Отметим, что критической частоте, равной собственной частоте, умноженной на $\sqrt{2}$, соответствует передаточная функция, равная единице, и она не зависит от демпфирования в системе. Если демпфирование в системе очень велико, то с ростом частоты коэффициент передачи будет стремиться к единице, а не к нулю, как на рисунке 4 [см. формулу (23)].

Рассмотренная модель соответствует случаю установки станка на вибрирующем фундаменте (полу), слишком массивном, чтобы на его вибрацию оказывала влияние вибрация самого станка (см. 4.1.4 в отношении законов сохранения момента импульса и энергии).



f_r — относительная частота; TR — передаточная функция; *1* — кривая для $\zeta = 0{,}075$; *2* — кривая для $\zeta = 0{,}7$

Рисунок 11 — Модуль коэффициента динамического усиления

Из рисунка 11 должна быть понятна работа системы виброизоляции станка. На всех частотах ниже критической неизбежно усиление вибрации, передаваемой от фундамента, хотя повышенное демпфирование способно уменьшить это усиление, что особенно важно в области резонанса. На частотах выше критической всегда наблюдается ослабление передаваемой вибрации, и оно тем больше, чем выше частота.

Из рисунка 11 также следует, что очень высокое демпфирование выравнивает кривую отклика во всем диапазоне частот, делая массу как бы «приклеенной» к основанию. В реальной ситуации оптимальным будет некоторое компромиссное решение в отношении величины относительного демпфирования, особенно в тех случаях, когда собственные частоты станка близки к частотам вибрации фундамента.

При возбуждении через подпружиненную опору сила, прилагаемая к массе идеализированной системы, пропорциональна квадрату частоты. Такое же соотношение между силой и частотой имеет место в случае возбуждения из-за дисбаланса вращающегося тела. Коэффициент динамического усиления рассчитывают по формуле

$$\left|\frac{X}{X_0}\right| = \frac{\eta^2}{\sqrt{(1-\eta^2)^2 + (2\zeta\eta)^2}}. \quad (22)$$

Примечание — Формула (22) справедлива в случае непосредственного возбуждения массы системы, когда отклик определяют в единицах ускорения.

Коэффициент передачи вибрации (перемещения) от фундамента (пола) к массе системы рассчитывают по формуле

$$\left|\frac{X}{X_0}\right| = \frac{\sqrt{1+(2\zeta\eta)^2}}{\sqrt{(1-\eta^2)^2 + (2\zeta\eta)^2}}. \quad (23)$$

Справочная вставка 6 — Возбуждение через неуравновешенные массы и коэффициент передачи

4.5.5 Свободная вибрация и переходный процесс при импульсном возбуждении

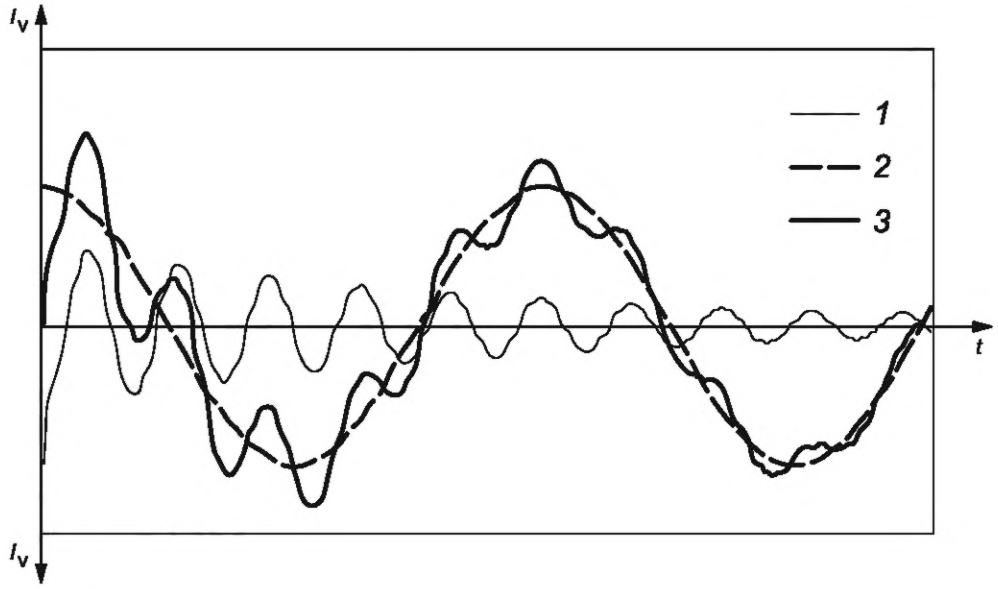
Ранее в настоящем разделе была рассмотрена только стационарная вибрация под действием вынуждающей силы, когда частота отклика совпадает с частотой возбуждения.

В отсутствие возбуждения система, выведенная из равновесия, совершает затухающие колебания на собственной частоте (см. справочную вставку 3 и рисунок 12). Такой отклик может быть обусловлен одиночным импульсом, например вызванным ударом колокола. Вибрация в системе после импульсного воздействия представляет собой переходный процесс и описывается формулой (14).

Как следует из формулы (14), скорость экспоненциального затухания зависит от относительного демпфирования и собственной частоты системы — чем выше собственная частота и чем больше демпфирование, тем быстрее затухание. Эффект демпфирования, таким образом, существенно уменьшается с понижением собственной частоты. Вибрация на такой частоте (соответствующей низшей моде вибрации машины, см. 4.6.4) может оставаться заметной в течение нескольких секунд после завершения возмущающего импульса. Это следует иметь в виду при анализе вибрации при ускоренном движении и при торможении подвижных узлов станка.

Аналогичная ситуация имеет место в начале подачи гармонического возбуждения. Система не может мгновенно отреагировать на приложенное возбуждение. На рисунке 1 это соответствовало бы начальному участку, где перемещение, скорость и ускорение были равны нулю. Таким образом, момент начала возбуждения эквивалентен подаче импульсного воздействия — он также вызывает появление переходного процесса.

Рисунок 12 показывает, как изменяется отклик системы при наличии начального нулевого участка. Результирующее движение (кривая 3) представляет собой сумму свободных (кривая 1) и вынужденных (кривая 2) колебаний. В приведенном примере частота вынужденных колебаний приблизительно в пять раз меньше собственной частоты системы. В начальный момент времени вибрация на собственной частоте системы складывается с вынужденными колебаниями таким образом, что результирующая вибрация равна нулю, после чего эти два колебательных процесса действуют независимо друг от друга. Через некоторое время вибрация на собственной частоте системы затухает, и в системе наблюдаются только вынужденные стационарные колебания. При снятии возбуждения система вновь начнет совершать колебания на собственной частоте, как было описано ранее.



t — время; l_v — мгновенное значение сигнала; *1* — свободная вибрация; *2* — вынужденные колебания; *3* — результирующая вибрация

Рисунок 12 — Переходный процесс после приложения гармонической силы

4.6 Системы с несколькими (многими) степенями свободы

4.6.1 Моды вибрации системы с двумя степенями свободы

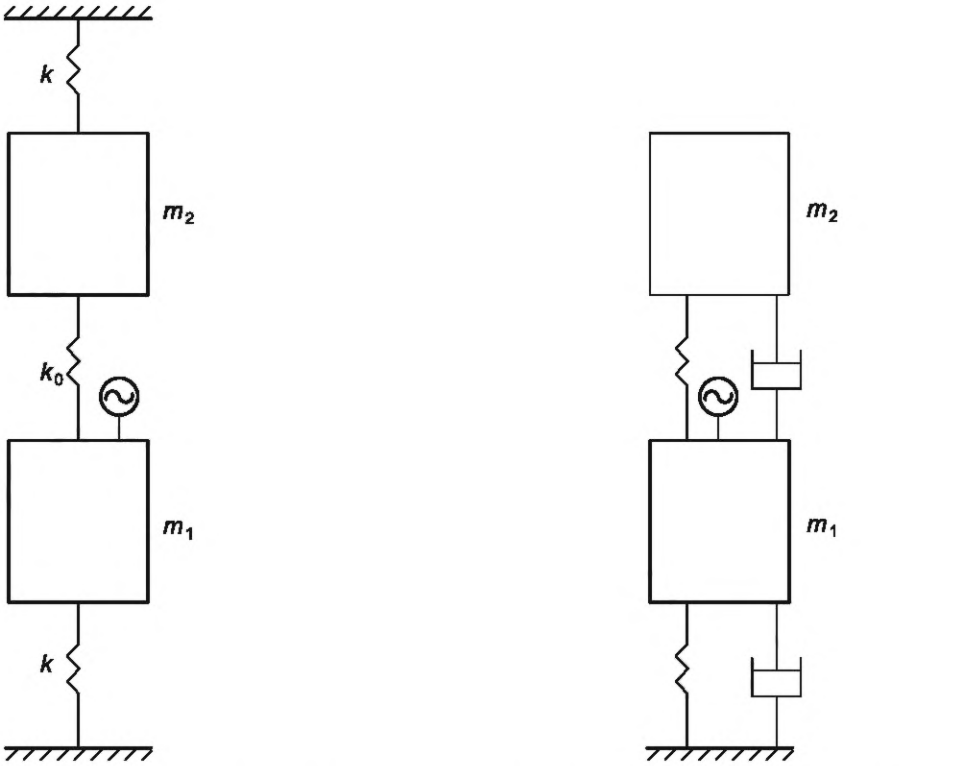
Следующим шагом по сравнению с анализом динамики системы с одной степенью свободы, показанной на рисунке 3, будет рассмотрение системы с двумя степенями свободы, получаемой присоединением к возбуждаемой основной массе еще одной дополнительной массы и пружины (элемента упругости). Две возможные конфигурации системы с двумя степенями свободы с массами m_1 и m_2 показаны на рисунке 13.

Введение дополнительной степени свободы означает, что помимо движения основной массы существует движение дополнительной массы — в одном направлении или навстречу друг другу в фиксированный момент времени. Движение масс описывается через независимые перемещения x_1 и x_2 соответственно. Для упрощения анализа на рисунке 13 а) представлена модель без демпфирования с равными массами *m*, соединенными между собой «мягкой» пружиной с жесткостью k_0 и с основаниями пружинами с одинаковой жесткостью *k*.

Очевидно, что для системы, показанной на рисунке 13 а), одной из возможных мод вибрации будет синхронное движение масс в одном направлении, так что соединяющая их пружина будет постоянно находиться в нейтральном состоянии (не сжатом и не растянутом), т. е. $x_1 = x_2$. Собственная частота для данной моды будет определяться только значением *k* [как в формуле (10)]. Наоборот, если среднюю точку пружины с жесткостью k_0 зафиксировать в неподвижном положении, то массы будут совершать колебания во взаимно противоположных направлениях, т. е. $x_1 = -x_2$, снова на одной и той же частоте. Собственная частота для этой второй моды вибрации будет $(k + k_0/2)$, что всегда выше частоты собственных колебаний для первой моды. В данной системе могут существовать также другие формы вибрации, но только при описании переходных процессов.

Возбуждение может быть приложено к любой из масс системы, также движение любой из этих масс может рассматриваться в качестве отклика. На рисунке 14 показана частотная характеристика системы с двумя степенями свободы, аналогичной изображенной на рисунке 13 а), но с незначительно отличающимися массами. В такой системе при практически нулевом демпфировании нет необходимости в отдельном представлении фазовой характеристики — фаза всегда будет равна либо 0° (положительные значения характеристики), либо 180° (отрицательные значения характеристики). По шкале абсцисс отложены относительные частоты, приведенные к собственной частоте системы с одной степенью свободы для одной из масс. Из рисунка видно, что на частоте нижнего резонанса массы колеблются в одной фазе (центральная пружина остается в нейтральном положении), а на частоте верхнего резонанса — в противофазе (средняя точка центральной пружины неподвиж-

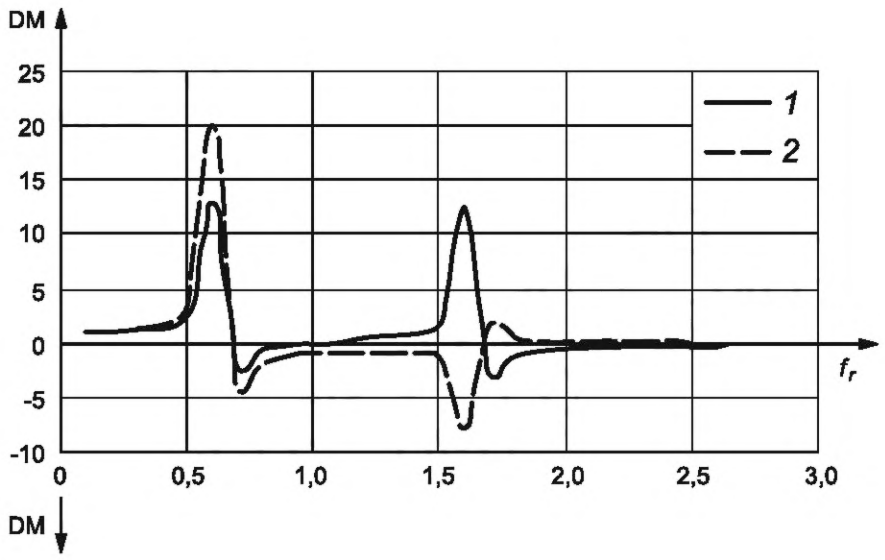
на). На частотах между нижним и верхним резонансами движение системы представляет собой суперпозицию двух мод вибрации. Отметим, что на частоте резонанса в системе с одной степенью свободы (относительная частота равна единице) амплитуда перемещения для массы 1 равна нулю.



a) Обе массы соединены с основаниями

b) Одна масса соединена с основанием

Рисунок 13 — Две возможные конфигурации системы с двумя степенями свободы

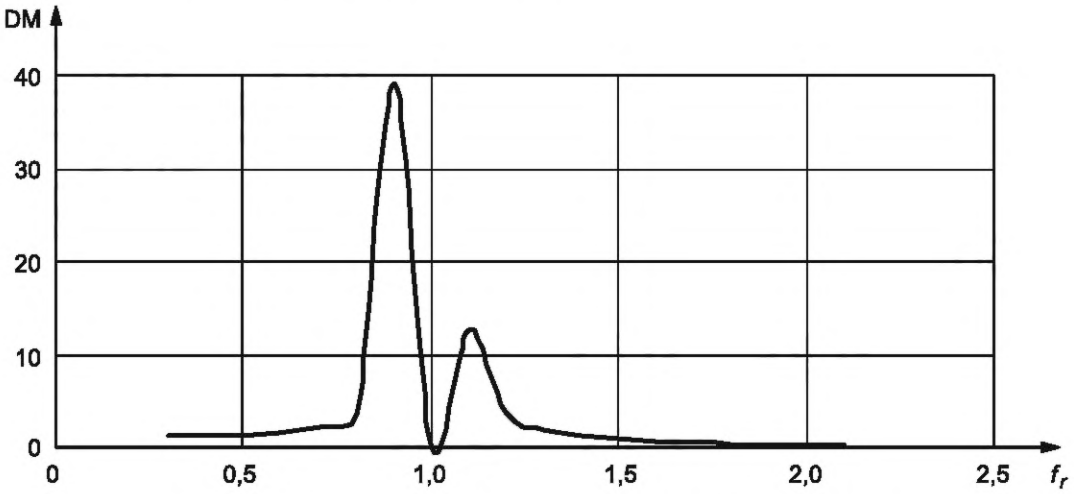


f_r — относительная частота; DM — коэффициент динамического усиления; *1* — масса 1; *2* — масса 2

Рисунок 14 — Отклик по перемещению для системы с двумя степенями свободы при малом демпфировании [см. рисунок 13 а)]

4.6.2 Динамический виброгаситель

Примером системы с двумя степенями свободы является установленный на станке динамический виброгаситель, представляющий собой отдельную систему из вспомогательных массы, пружины и демпфера, соединенную с основной массой станка [см. рисунок 13 b)]. Хотя согласно теории для эффективного гашения вибрации станка масса виброгасителя должна быть как можно большей, исходя из практических соображений ее выбирают не превосходящей 1/5 — 1/10 эквивалентной массы, вибрация которой подлежит снижению. Вспомогательная масса должна быть подобрана таким образом, чтобы собственная частота системы, состоящей из вспомогательных массы, пружины и демпфера, была приблизительно равна собственной частоте колебаний основной массы. В отличие от основной системы, где возбуждение передается на массу, возбуждение виброгасителя осуществляется через его опору [аналогично системе, показанной на рисунке 9 d)]. Частотная характеристика для основной массы при присоединенном виброгасителе показана на рисунке 15.



f_r — относительная частота; DM — коэффициент динамического усиления

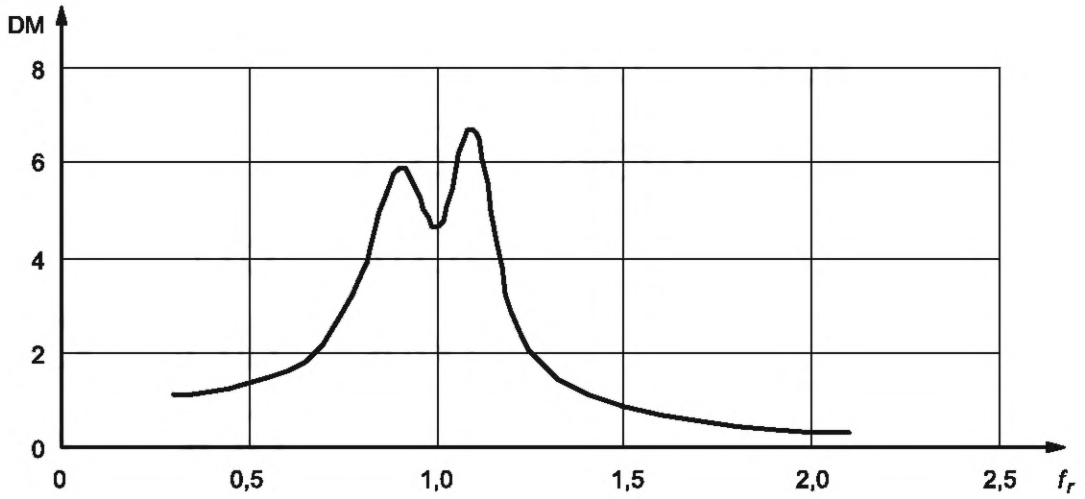
Рисунок 15 — Отклик по перемещению для системы с двумя степенями свободы при малом демпфировании [см. рисунок 13 b)]

Подобно графикам на рисунке 14, отклик основной массы содержит два резонанса — один ниже, а другой выше частоты исходного резонанса данной массы в ее системе с одной степенью свободы. На частоте исходного резонанса отклик основной массы становится незначительным (при условии очень малого демпфирования во вспомогательной системе). Происходит это потому, что на частоте исходного резонанса вспомогательная система также находится в резонансе. При незначительном возбуждении вспомогательная масса начинает совершать движение, при котором производимая сила реакции воздействует на основную массу противоположно направлению действия возбуждающей силы, способствуя ее эффективному гашению. В результате на частоте исходного резонанса образуется антирезонанс. Виброгасители указанного принципа действия применяют для снижения вибрации станков на резонансе, но их практическая полезность ограничена случаями, когда появление двух новых резонансов не оказывает значительного негативного влияния на вибрацию станка.

В большинстве случаев более целесообразным оказывается применение виброгасителя с собственным демпфированием. Вибрация, обусловленная процессом резания, проявляет себя в значительной степени в области резонанса. В случае виброгасителя без демпфирования усиление вибрации будет происходить на двух резонансах, в то время как правильный подбор демпфирования в виброгасителе позволяет уменьшить эту вибрацию до приемлемых значений, как показано на рисунке 16. Изображенная на данном рисунке кривая получена для той же системы, что и на рисунке 15, но с введенным дополнительным демпфированием между основной и вспомогательной массами.

Небольшие изменения параметров системы с двумя степенями свободы способны существенно изменить вид частотной характеристики. На рисунке 15, соответствующем малому демпфированию в основной и вспомогательной системах, амплитуда вибрации на двух новых резонансах весьма велика, но практически равна нулю на частоте исходного резонанса. В то же время при увеличении демпфирования во вспомогательной системе (см. рисунок 16) амплитуда вибрации на двух новых резонансах существенно снижается, но становится отличной от нуля на частоте исходного резонанса. С целью

улучшения качества гашения вибрации резонанс вспомогательной системы (динамического виброгасителя) может быть отстроен от резонанса основной системы в пределах 5 %. Оптимальная отстройка зависит от вспомогательного демпфирования. При его отсутствии отстройку не применяют.



f_r — относительная частота; DM — коэффициент динамического усиления

Рисунок 16 — Отклик по перемещению для системы с двумя степенями свободы при увеличенном вспомогательном демпфировании [см. рисунок 13 b)]

Правильная настройка динамического виброгасителя способна существенно расширить возможности станка по обработке изделий, допуская более высокую скорость удаления металла вплоть до появления признаков автоколебаний. На практике виброгасители данной конструкции применяют в диапазоне частот вплоть до частоты развития автоколебаний.

Примечание — Формула, описывающая через безразмерные величины коэффициент динамического усиления в системе с виброгасителем, приведена в справочной вставке 7. Значения величин, использованных при построении графиков на рисунках 15 и 16, приведены в таблице 1.

В случае системы с двумя степенями свободы (динамического виброгасителя) с демпфированием в основной (*m*: *M*, *K*, *C*) и вспомогательной (*a*: *m*, *k*, *c*) системах коэффициент динамического усиления для отклика основной массы на угловой частоте ω рассчитывают по формуле

$$\left|\frac{X}{X_0}\right| = \sqrt{\frac{(2\zeta_a f\cdot g)^2 + \left(g^2+f^2\right)^2}{(2\zeta_a f\cdot g)^2\left[g^2-1+\mu g^2+\frac{\zeta_m}{\zeta_a f}\left(g^2-f^2\right)\right]^2+\left[\mu f^2 g^2-\left(g^2-1\right)\left(g^2-f^2\right)+4g^2 f\zeta_m\zeta_a\right]^2}}, \quad (24)$$

где

$$\zeta_a = \frac{c}{2\sqrt{km}};\ \zeta_m = \frac{C}{2\sqrt{KM}};\ \omega_a = \sqrt{\frac{k}{m}};\ \omega_m = \sqrt{\frac{K}{M}};\ f = \frac{\omega_a}{\omega_m};\ g = \frac{\omega}{\omega_m};\ \mu = \frac{m}{M}$$

Справочная вставка 7 — Динамический виброгаситель с демпфированием

Таблица 1 — Безразмерные параметры вспомогательной и основной систем, использованные при построении графиков на рисунках 15 и 16

Параметры	Номер рисунка	
	15	16
Отношение масс (вспомогательная/основная) μ	0,05	0,05
Отношение собственных частот (вспомогательная/основная) *f*	1,00	0,95

Окончание таблицы 1

Параметры	Номер рисунка	
	15	16
Относительное демпфирование в основной системе ζ_m	0,001	0,001
Относительное демпфирование во вспомогательной системе ζ_a	0,001	0,10

При определении места установки виброгасителя принимают во внимание энергию вибрации в данной точке. Целесообразно применять его в тех местах конструкции, где максимальна энергия вибрации, а не перемещение. Например, перемещения вибрации могут быть максимальны на легких металлических панелях, таких как дверца электрического шкафа, но вследствие малой массы панели энергия ее вибрации будет невелика. Применение виброгасителя позволит уменьшить влияние панели, но окажет минимальное влияние на станок в целом.

4.6.3 Системы со многими степенями свободы и распределенные системы

Системы со многими степенями свободы являются дальнейшим обобщением систем с сосредоточенными параметрами. Они содержат большое количество соединенных масс, пружин и демпферов, а число их возможных конфигураций очень велико. Для таких систем могут рассматриваться движения вдоль двух и даже трех пространственных осей, а также угловые колебания. В пределе такие многомассовые системы образуют систему с распределенными параметрами.

4.6.4 Моды вибрации станков

У таких сложных механических систем, как станки, массы, элементы жесткости и упругости не являются сосредоточенными, а распределены по всей конструкции, что требует применения соответствующих моделей, не рассматриваемых в настоящем стандарте. Часто анализ таких систем проводят с применением метода конечных элементов, что требует больших вычислительных затрат даже при современном уровне развития компьютеров. Вместе с тем не для всех практических задач применение сложных математических моделей оправдано.

Для сложных механических систем характерно наличие многих мод вибрации, каждой из которых соответствует ее собственная частота. Но для практических целей обычно достаточно ограничиться анализом только некоторых мод, полагая поведение конструкции линейным. Если собственные частоты мод достаточно широко разнесены по шкале частот, то эти моды можно рассматривать по отдельности, сопоставляя каждой из них систему с одной степенью свободы с эквивалентной (модальной) массой, коэффициентами жесткости и демпфирования. В таком случае частотную характеристику станка в целом для заданного направления движения можно рассматривать как сумму частотных характеристик указанных систем с одной степенью свободы (см. справочную вставку 8). Для разделения мод удобно использовать представление частотной характеристики в виде диаграммы Найквиста (см. рисунок 7).

Частотную характеристику $G(j\omega)$ для системы со многими модами можно представить в виде

$$G(j\omega) = \sum_i \frac{G_{0i}}{1 + 2j\zeta_i \frac{\omega}{\omega_{ni}} - \left(\frac{\omega}{\omega_{ni}}\right)^2}, \quad (25)$$

где ω_{ni} — собственная частота i-й моды;
ζ_i — относительное демпфирование i-й моды;
G_{0i} — динамическая податливость для системы с одной степенью свободы, соответствующей i-й моде вибрации.

Справочная вставка 8 — Суммарный отклик станка

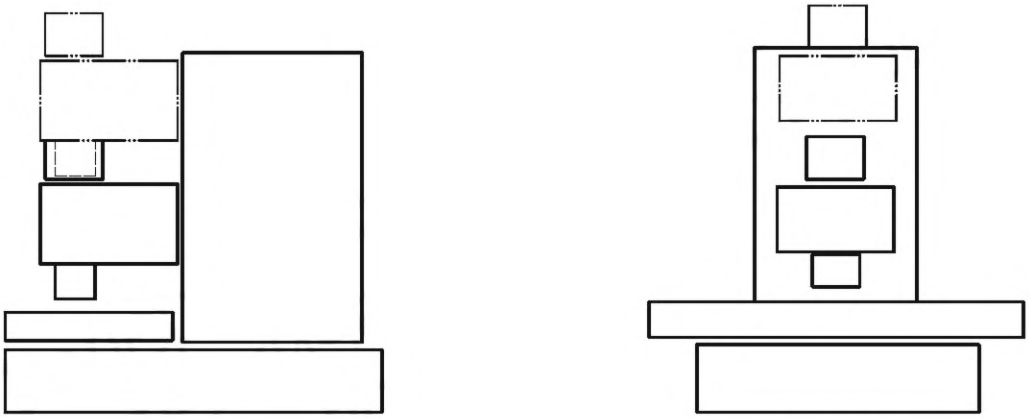
Вибрация станков может быть возбуждена и измерена в разных точках и в разных направлениях, и каждой такой комбинации будет соответствовать своя передаточная функция (динамическая жесткость). При этом наиболее важная точка, в которой необходимо знать динамическую жесткость, расположена между заготовкой и инструментом, поскольку именно в этом месте повышенная вибрация способна привести к ухудшению качества обработки. Точки измерения вибрации не ограничиваются

точками возбуждения (для линейных систем в силу теоремы взаимности точки возбуждения и отклика можно поменять местами без изменения вида частотной характеристики). Пример матрицы динамических податливостей для разных направлений и точек возбуждения и отклика приведен на рисунке 32.

Следует иметь в виду, что вибрация, возбужденная в одном месте станка, распространяется по всей его конструкции. Если отклик измеряют в точке, отличной от точки возбуждения, то соответствующую частотную характеристику называют переходной (см. 8.6). Амплитуда перемещения в разных точках конструкции зависит от частот возбуждения и места приложения возбуждения. Измерения амплитуд и фаз перемещения в разных точках по всей конструкции позволяют определить характеристическую форму вибрации для данной частоты возбуждения.

Моды вибрации могут быть определены для разных направлений, и иногда они могут быть связанными (их собственные частоты близки друг к другу). Это означает, что энергия вибрации может перераспределяться между данными модами. [Примером могут служить два подвешенных к одной опоре маятника с приблизительно одинаковыми собственными частотами колебаний. В такой системе маятники будут поочередно отклоняться от положения равновесия. Вследствие закона сохранения импульса (см. 4.1.4) опору маятника нельзя считать полностью неподвижной, и через нее происходит передача момента импульса от маятника к маятнику.] Существование связанных мод может быть существенным фактором, приводящим к развитию автоколебаний.

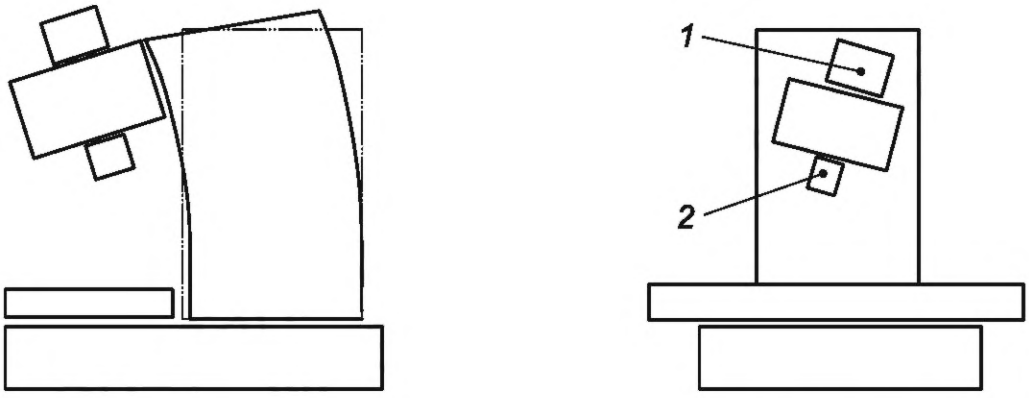
На рисунке 17 показан вертикальный станок с двумя положениями сверлильной головки — высоким и низким. От высоты положения головки зависит модальная жесткость (см. 4.6.5). Две возможные моды вибрации для такого станка показаны на рисунке 18.



a) Вид сбоку

b) Вид спереди

Рисунок 17 — Вертикальный станок с двумя положениями сверлильной головки



a) Изгибная вибрация колонны

b) Крутильные колебания головки

Рисунок 18 — Две возможные моды вибрации станка, изображенного на рисунке 17 (позициями *1* и *2* обозначены места измерений вибрации)

Низшая мода вибрации станка связана с изменениями положения его основной массы как единого целого, т. е. когда все части станка с большой массой совершают синфазные колебания. Данный вид колебаний в виде изгибных колебаний колонны станка, при которых та часть колонны, соединенная с опорой, остается неподвижной, а шпиндельная головка совершает вращательные движения туда-назад в вертикальной плоскости, показан на рисунке 18 a). В это колебательное движение вовлечены все основные массы станка, включая шпиндельную головку и верхнюю часть колонны. На рисунке 18 a) головка находится в верхнем положении, которому соответствует самая низкая частота изгибных колебаний.

С повышением частоты синхронность движения масс нарушается, и более тяжелые части станка начинают «отставать». На рисунке 18 b) показан другой тип вибрации — крутильные колебания шпиндельной головки относительно колонны станка. Для большинства вертикальных станков такие колебания связаны с перемещениями меньших масс и с более высокими жесткостями. Их частота обычно выше, чем частота изгибных колебаний колонны, и на нее меньшее влияние оказывает положение головки (см. рисунок 17).

Число значительных мод вибрации такого станка будет больше, чем рассмотрено выше. В их число входят, например, изгибные колебания головки в горизонтальной плоскости и крутильные колебания колонны. При этом каждой значительной моде вибрации будут соответствовать те или иные движения всех частей станка.

С повышением частоты картина мод усложняется, отдельные части станка начинают совершать разнонаправленные движения. Возбуждение высокочастотной вибрации требует большей энергии и поэтому сопровождается меньшими амплитудами перемещения. На частотах между резонансами колебания конструкции определяются суперпозицией мод, однако они представляют меньший интерес для исследования из-за невысокой вибрации.

Возбуждаемые моды зависят от места и направления приложения вынуждающей силы. Обе моды, показанные на рисунке 18, включают в себя движение заготовки и инструмента друг относительно друга, поэтому могут быть возбуждены силой резания. Теоретически эти моды могут быть воспроизведены с помощью вибровозбудителя, если прилагаемая сила будет действовать в том же направлении, что и сила резания, хотя обычно на практике воспроизвести условия резания сложно (чаще для этих целей используют математические модели). При исследовании динамики большинства станков область взаимодействия инструмента и заготовки является наиболее подходящей точкой возбуждения для выявления значительных мод вибрации, но следует иметь в виду, что такое возбуждение не позволит «раскачать» те моды, для которых данная точка близка к узловой. Точки конструкции, расположенные по разные стороны от узла, будут совершать колебательные движения по данной моде в противофазе. Так, преобразователи вибрации, расположенные в верхней и нижней частях шпиндельной головки [позиции *1* и *2* на рисунке 18b)], снимут сигналы вибрации с разностью фаз 180°. Таким образом, узел моды будет расположен где-то между этими точками. Если вибровозбудитель приложить к данной точке, то соответствующая мода вибрации возбуждена не будет, что создаст ложное представление о бесконечной модальной жесткости. Аналогично, мода вибрации не будет возбуждена, если вынуждающая сила будет действовать перпендикулярно плоскости колебаний конструкции по данной моде.

4.6.5 Влияние положения подвижных узлов

Местоположение подвижных узлов станка в пределах зоны обработки (и, соответственно, положение связанных с ними конструктивных элементов) будет влиять на модальную массу и модальную жесткость рассматриваемой моды вибрации. Так, если шпиндельная головка находится вверху колонны, то модальная жесткость изгибных колебаний колонны будет меньше, а частота этих колебаний ниже, чем в случае, когда эта головка находится в нижнем положении (см. рисунок 17). Таким образом, прежде чем проводить вибрационные испытания для исследования динамики станка, следует определить положение его подвижных узлов.

Желательно, чтобы при работе станка вибрация на резонансах отсутствовала полностью, но на практике добиться этого сложно. Поэтому обычно ставят цель добиться снижения коэффициента динамического усиления на основных резонансах. При этом следует принимать во внимание два ключевых фактора: частоту и демпфирование. Возбуждение вибрации на высоких частотах требует большей энергии, чем на низких. Кроме того, высокочастотные колебания быстрее затухают при удалении вынуждающей силы. Таким образом, поставленная цель может быть достигнута за счет повышения собственных частот, например посредством увеличения статической жесткости или уменьшения модальной массы частей станка. Также повысить собственную частоту модальной вибрации можно за счет выбора местоположения подвижных узлов (например, перемещением шпиндельной головки в ее низшее положение — см. рисунок 17).

4.7 Другие типы возбуждения и отклика станков

Основные виды возбуждения и отклика простой механической системы рассмотрены в 4.5. В настоящем подразделе рассматриваются более сложные ситуации.

4.7.1 Фурье-анализ сигнала возбуждения

Форма сигнала возбуждения зависит от способа его генерирования (см. раздел 5). В предыдущих подразделах рассматривалось возбуждение гармонической силой. Такое возбуждение вызывает гармонический отклик в разных точках конструкции, хотя при этом амплитуда и фаза отклика могут изменяться от точки к точке. Возбуждаемая вибрация не будет гармонической, если форма сигнала возбуждения отличается от синусоидальной.

Если сигнал возбуждения периодический, то его можно представить в виде ряда гармоник посредством преобразования Фурье. Каждая гармоника имеет свою амплитуду и фазовый сдвиг относительно основной гармоники. Исследование гармоник обычно осуществляют в частотной области с применением анализаторов спектра. Для сокращения времени анализа в таком оборудовании используют процедуру быстрого преобразования Фурье (БПФ).

В линейной системе отклик на возбуждение сложной формы представляет собой сумму откликов на каждую гармонику сигнала возбуждения. Отклик будет сильнее на ту гармонику возбуждения, которая ближе к частоте резонанса. Таким образом, соотношение гармоник в сигнале отклика будет отличаться от их соотношения в сигнале возбуждения. Кроме того, соотношение гармоник в сигнале отклика будет разным для разных точек конструкции с учетом того, что разные точки конструкции обладают разной жесткостью.

При сложном сигнале возбуждения отклик будет в основном на тех частотах, для которых динамическая жесткость минимальна.

4.7.2 Апериодическое возбуждение

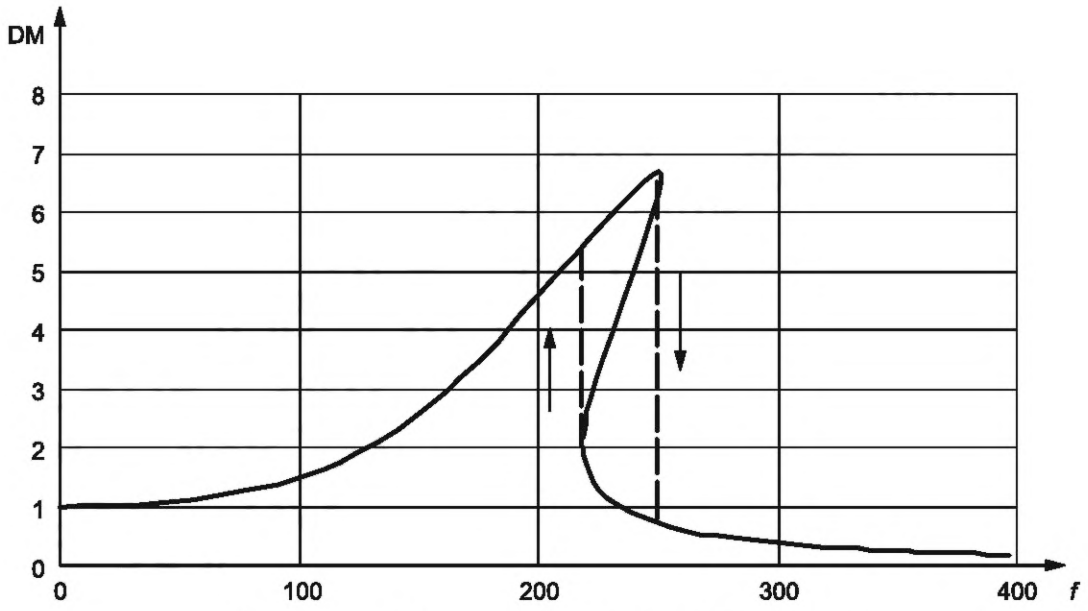
Часто сигнал возбуждения является апериодическим и может иметь вид импульса (удар инструментальным молотком), ступенчатой функции (движение салазок станка), случайного процесса (нестабильный процесс резания). Апериодическим будет и гармоническое возбуждение с перерывами в действиях вынуждающей силы. В 4.5.5 показано, как одиночный импульс возбуждает переходный процесс с остаточными колебаниями на собственной частоте системы.

В случае апериодического сигнала возбуждение происходит на каждой частоте рассматриваемого диапазона частот, и для анализа отклика приходится использовать интегральное (непрерывное) преобразование Фурье. В отклике будут превалировать сигналы на частотах, близких к резонансным. Поскольку для получения отклика следует рассматривать реакцию системы на каждой частоте, требуемая частотная характеристика может быть определена посредством гармонического возбуждения с медленным сканированием частоты возбуждения.

При экспериментальном исследовании динамического отклика конструкции (см. 8.4) время, необходимое для получения частотной характеристики, может быть сокращено, если реализовать возбуждение на всех частотах диапазона измерений одновременно. Данная техника требует знания спектров сигналов возбуждения и отклика при заданном возбуждении. Отношение этих спектров даст частотную характеристику системы.

4.7.3 Нелинейная жесткость

Вибрация на некоторых модах может проявлять нелинейные свойства. Это означает, что коэффициенты жесткости k и демпфирования c не остаются постоянными во всем диапазоне деформаций, а увеличиваются или уменьшаются с их ростом. Нелинейность может проявляться в отношении указанных коэффициентов как вместе, так и по отдельности. Обычно наибольший интерес вызывает изменение жесткости, которая, как правило, с ростом перемещения увеличивается. Такой эффект может наблюдаться при испытаниях станков с неуравновешенным шпинделем при его разгоне и торможении. Частотная характеристика такой системы изображена на рисунке 19, где сплошной линией показана теоретическая кривая. На практике нижняя ветвь функции в области ее неоднозначности (обратный ход кривой) не может быть получена, и в соответствующих точках наблюдается скачок характеристики (штриховые линии на рисунке) — вниз при росте частоты (ускорении шпинделя) и вверх при уменьшении частоты (замедлении шпинделя). Таким образом, при измерениях с последовательным ростом частоты и при измерениях с последовательным уменьшением частоты будут получены разные кривые. (Реже встречается обратный эффект — уменьшение жесткости с ростом перемещения. В этом случае частотная характеристика будет зеркальным отображением показанной на рисунке 19, т. е. скачок к максимальному значению будет при постепенном увеличении частоты.)



f — частота, Гц; DM — коэффициент динамического усиления

Рисунок 19 — Типичный пример частотной характеристики для системы с нелинейной жесткостью

Если шпиндель вращается на частоте, близкой к резонансной частоте системы, то в системах с нелинейной жесткостью при небольших флуктуациях этой частоты может наблюдаться эффект внезапного исчезновения и повторного появления вибрации (часто с изменившейся амплитудой).

Нелинейность данного вида возникает при действии больших вынуждающих сил, и при стандартных испытаниях для определения частотной характеристики системы она обычно себя не проявляет. Также поскольку указанный эффект возникает при последовательном росте или уменьшении частоты возбуждения, он не может быть выявлен методом возбуждения случайной силой в широком диапазоне частот.

Анализ нелинейных эффектов обычно требует применения сложного математического аппарата, поэтому здесь дано только их качественное описание. Оно может послужить руководством в тех случаях, когда получаемые на практике результаты не поддаются простому объяснению.

4.7.4 Практические вопросы, связанные с демпфированием

4.7.4.1 Общие положения

Демпфирование — особенность механической системы, способствующая ограничению роста амплитуды перемещения на резонансе вследствие потери (рассеяния) энергии вибрации. Демпфирование присуще в той или иной степени всем материалам. Чем меньше демпфирование, тем дольше будет процесс затухания колебаний после удара (в частности, чугун обладает более высоким демпфированием, чем сталь, и это одна из причин, почему его не используют для изготовления колоколов). Однако в станках рассеяние энергии вибрации в большей степени связано с трением между движущимися частями (например, в подшипниках, болтовых соединениях, сварных швах), а не с потерями в материале. Трение может изменяться в зависимости, например, от смазки и степени износа соприкасающихся поверхностей, а также от положения этих поверхностей друг относительно друга.

Примечание — Все виды фрикционного демпфирования связаны с относительным движением частей станка и могут быть причиной ухудшения точности обработки изделия. Это является еще одним доводом в пользу применения демпфированного динамического виброгасителя, когда движение переносится во вспомогательную систему.

От демпфирования зависит также форма затухания вибрации при прекращении возбуждения (см. 4.5.5).

Обычно демпфирование изменяется от моды к моде, что находит отражение в разных формах коэффициента динамического усиления для разных мод. Для малого демпфирования характерны резкий пик и малая полоса резонанса; большое демпфирование сглаживает пик и расширяет полосу [см. рисунок 4 и формулу (21)]. При нулевом демпфировании усиление на резонансе теоретически бесконечно. Ввести дополнительное демпфирование в систему можно за счет применения фрикционного демпфера или настроенного демпфированного виброгасителя (см. 4.6.2).

4.7.4.2 Линейное и нелинейное демпфирование

Строго линейное (вязкоупругое) демпфирование является математической идеализацией. При таком демпфировании соответствующая сила реакции прямо пропорциональна скорости движения массы системы и направлена противоположно этому движению. Демпфирование на практике не бывает линейным, но данное допущение можно принять в отношении вибрации тех станков, у которых демпфирование обычно мало. Числовые оценки в 4.3.1 предполагают строго линейное демпфирование, но для практических целей вполне могут быть использованы. Демпфирование, наиболее близкое к линейному, реализуется в гидравлических амортизаторах. В реальных конструкциях помимо вязкоупругого могут присутствовать другие виды демпфирования: магнитное, гистерезисное, кулоново. Из них в настоящем стандарте рассмотрено только последнее.

4.7.4.3 Кулоново демпфирование

Кулоново демпфирование, часто встречающееся в станках, сильно отличается от вязкоупругого демпфирования. Кулоново трение характерно для поверхностей, на которые действует прижимающая сила. Если эта сила невелика, поверхности могут совершать относительное движение с небольшим демпфированием (трением). Если она очень велика, то поверхности движутся вместе в прижатом друг к другу состоянии — в этом случае демпфирование отсутствует. Кулоново демпфирование проявляет себя при промежуточных значениях прижимающей силы, когда значительная энергия относительного движения поверхностей рассеивается вследствие трения между ними. На этом принципе основано действие виброгасителей, многие годы успешно применяющихся в станках разных видов (фрезерно-шлифовальных, расточных). Кулоново демпфирование по своей природе нелинейно.

4.7.4.4 Отрицательное демпфирование

Возможны ситуации, когда наличие сухого трения приводит к отрицательному демпфированию. Его механизм связан с явлением прилипания-проскальзывания трущихся поверхностей, когда трение повышается при уменьшении скорости движения, а коэффициент трения покоя выше коэффициента трения скольжения. Почти подавляя действие «обычного» демпфирования, такой вид демпфирования способствует достижению очень высоких значений перемещения на резонансе. Примером системы с таким видом трения является перемещение смычка по струне скрипки или скрип мела на школьной доске. В станках подобный эффект может проявиться при движении режущей кромки инструмента по материалу заготовки с возможностью последующих автоколебаний. Этот эффект пропадает при незначительном притуплении режущей кромки вследствие естественного износа инструмента.

4.8 Анализ вибрации в частотной области

4.8.1 Спектральный анализ и частотная характеристика

В настоящем пункте изложены теоретические основы представления вибрации в частотной области. Практические аспекты этого вопроса рассмотрены в разделе 8. Анализ в частотной области всегда связан с обработкой спектров сигналов. В простейшем виде это представляет собой фильтрацию мощности вибрации в заданных полосах в диапазоне частот измерений. Получаемый при этом результат похож на представление частотной характеристики, но следует иметь в виду, что для получения частотной характеристики необходимо получить два спектра — один для сигнала возбуждения, другой — для сигнала отклика. При этом для сохранения фазовых соотношений спектры должны быть построены по синхронизованным данным возбуждения и отклика.

4.8.2 Полосовая фильтрация

Полосовая фильтрация является важным понятием, относящимся как к обработке сигнала, так и к оборудованию, с помощью которого данная обработка совершается. С точки зрения обработки сигнала полосовой фильтр — это диапазон частот, в пределах которого амплитуда сигнала превышает заданный пороговый уровень. Например, при оценке относительного демпфирования (см. справочную вставку 5) порог был задан на уровне $1/\sqrt{2}$ максимального значения, и ширина полосы была определена по нижней и верхней частотам по обе стороны от резонансного пика, на которых кривая пересекала заданный уровень. С позиции оборудования полосовая фильтрация связана с наличием фильтров с заданной крутизной среза на заданных граничных частотах. Например, если необходимо провести анализ вибрации в полосе шириной 2 Гц, то анализатор должен иметь фильтр, характеристика которого будет плоской в пределах этой полосы, но резко спадать за ее границами.

Полоса частот чисто гармонического сигнала равна нулю, и не имеет значения, будет ли его мощность измерена в узкой или широкой полосе при условии, что частота сигнала находится в пределах плоского участка характеристики фильтра. На какие бы полосы ни был разбит диапазон частот измере-

ний, только одна из них будет содержать весь сигнал целиком, а выходной сигнал для остальных полос будет нулевым. Такой «чистый тон» может быть генерирован электронными средствами, и в спектре частот ему будет соответствовать одна вертикальная линия.

На практике большинство измеряемых сигналов являются широкополосными. Это может быть следствием либо самой природы возбуждения (случайной), либо процедуры синтеза сигнала (качание частоты). В любом случае рассматривается мощность сигнала, усредненная по заданной полосе частот. Чем на более узкие полосы частот разбит диапазон измерений, тем меньше будет средняя мощность сигнала в каждой полосе.

Правило уменьшения мощности сигнала в полосе при сужении полосы справедливо для спектров, но не для частотных характеристик, поскольку сужение полосы осуществляется одновременно как для входного, так и для выходного сигнала. Поскольку частотная характеристика является отношением спектров указанных сигналов, сужение полосы приводит только к повышению точности ее представления.

5 Типы и природа вибрации

5.1 Вибрация вследствие движения неуравновешенных масс

5.1.1 Общие положения

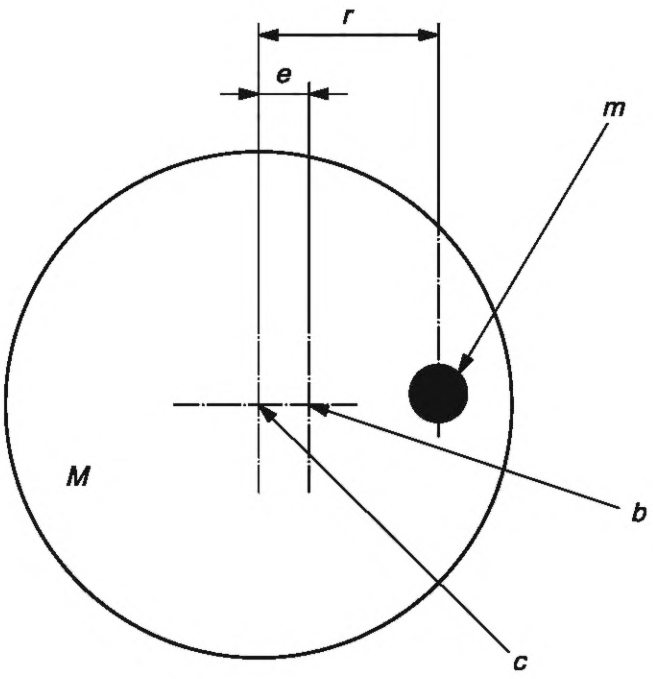
Работа станка (за исключением строгальных, фасонно-фрезерных и протяжных станков) связана с вращательным движением либо инструмента, либо заготовки. Дисбаланс вращающегося узла определяет относительную вибрацию между инструментом и заготовкой. Обычно у станков вибрация данной природы связана с неуравновешенностью привода шпинделя, однако анализ вибрации такого типа в принципе не зависит от того, у какого из узлов имеется дисбаланс.

Если неуравновешенный узел рассматривать отдельно, то значение дисбаланса может быть определено согласно ИСО 1940-1, и в таких условиях скорость (и частота) вибрации будет пропорциональна скорости вращения этого узла. Однако в зависимости от динамической жесткости конструкции (см. 4.2.2) эта вибрация претерпит определенные изменения и в результате может существенно отличаться от той, что измерена для изолированного узла.

Ниже рассмотрено влияние одного или нескольких вращающихся узлов на вибрацию всего станка (см. также 4.5.2 и рисунок 10).

5.1.2 Возбуждение вследствие дисбаланса

На рисунке 20 показан ротор массы M в форме тонкого диска с неуравновешенной массой m (много меньшей M) на расстоянии r от геометрического центра ротора. Наличие неуравновешенной массы изменяет положение центра масс ротора, смещая его на расстояние e.



M — масса ротора; m — неуравновешенная масса; b — новый центр масс; c — геометрический центр ротора; e — эксцентриситет массы; r — эксцентриситет неуравновешенной массы

Рисунок 20 — Иллюстрация статической неуравновешенности

Значение дисбаланса ротора будет равно произведению его массы M на эксцентриситет массы e или, что важно с точки зрения коррекции дисбаланса, на произведение неуравновешенной массы m на расстояние r, $Me = mr$).

Если бы ротор не был ограничен в движении своими опорами, то он вращался бы вокруг нового центра масс, и механическое биение ротора было бы равно эксцентриситету e. При наличии ограничений со стороны опоры ротор продолжает вращаться относительно своего геометрического центра, но при этом со стороны ротора на опоры будет действовать центробежная сила F_u, равная произведению остаточного дисбаланса на квадрат угловой частоты ω:

$$F_u = mr\omega^2 = Me\omega^2.$$

Таким образом, вынуждающая сила, вызванная неуравновешенностью ротора, будет пропорциональна квадрату угловой частоты вращения ротора.

У протяженного ротора по его длине может быть много неуравновешенных масс на разных расстояниях от оси вращения, однако остаточный дисбаланс всегда будет определяться выражением Me.

Примечание — Данный анализ применим только к ротору жесткого типа (см. ИСО 1940-1).

5.1.3 Неуравновешенность электродвигателя

Вибрация, передаваемая на конструкцию станка из-за неуравновешенности ротора электродвигателя привода, зависит от соотношения масс двигателя и станка (см. 4.1.4). Следует понимать, что оценка дисбаланса изолированного узла (привода шпинделя) не может быть просто пересчитана в параметры вибрации станка, в котором этот узел установлен.

Вибрация электродвигателя на свободном подвесе будет меньше, чем при его установке на месте применения. Вследствие закона сохранения импульса амплитуда перемещения x_m двигателя массой M_m с ротором массой M, имеющим эксцентриситет масс e (см. рисунок 20), определяется формулой

$$x_m = \frac{M}{M_m}e.$$

Балансировка электродвигателя может быть выполнена на любой скорости при условии, что на этой скорости машина чувствительна к дисбалансу. При балансировке двигателя важно, чтобы проверка вибрации была выполнена на скоростях вращения, соответствующих всем значимым резонансам.

Большое значение имеет то, каким образом двигатель установлен на станке. При жестком креплении двигатель составляет единое целое с корпусом, и при расчете вибрации под массой M_m следует понимать эффективную массу станка, на которую действует центробежная сила F_u. Если же двигатель установлен на упругом подвесе, то жесткость подвеса вместе с массой двигателя может создать дополнительную моду вибрации, поглощающей часть вибрационной энергии от неуравновешенного ротора.

Примечание — Дисбаланс ротора может зависеть от рабочей температуры. Вследствие температурных расширений обмотки якоря электродвигателя центр масс ротора может изменить свое положение относительно оси вращения. Таким образом, по мере нагревания двигателя в процессе работы станка его дисбаланс, а следовательно, и вибрация станка могут изменяться.

Вопросы балансировки электродвигателя в настоящем стандарте не рассматриваются и относятся к области ответственности изготовителя электродвигателя. Однако при анализе вибрации станка важно иметь представление о том, в какой части она может быть обусловлена неуравновешенностью привода.

5.1.4 Динамическая неуравновешенность

5.1.4.1 Общие положения

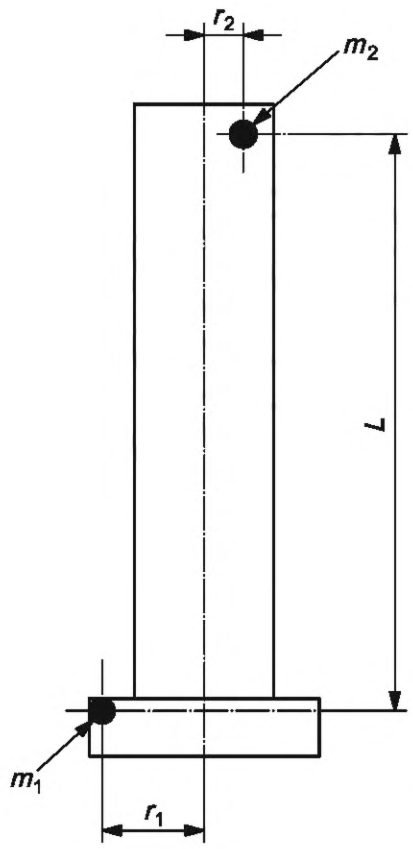
Большинство вращающихся частей в станке имеют более сложную форму, чем одноплоскостной ротор, изображенный на рисунке 20. Так, неуравновешенность шпинделя станка может быть обусловлена двумя неуравновешенными массами m_1 и m_2, центры которых находятся на расстоянии соответственно r_1 и r_2 от оси вращения шпинделя и разнесены по длине шпинделя на расстояние L (см. рисунок 21).

Шпиндель, показанный на рисунке 21, может быть статически уравновешен при выполнении условия

$$m_1r_1 = m_2r_2,$$

но иметь динамическую неуравновешенность, проявляющуюся при его вращении.

Благодаря плечу L пара дисбалансов при вращении ротора будет побуждать его верхнюю и нижнюю части двигаться в противоположных направлениях, создавая тем самым момент вращения. Для устранения этого эффекта выполняют динамическую двухплоскостную балансировку ротора (см. ИСО 1940-1).



m_1 — неуравновешенная масса на расстоянии r_1 от оси вращения;
m_2 — неуравновешенная масса на расстоянии r_2 от оси вращения; L — расстояние между массами вдоль оси ротора

Примечание — Шпиндель уравновешен статически при выполнении условия $m_1r_1 = m_2f_2$.

Рисунок 21 — Шпиндель с динамической неуравновешенностью

5.1.4.2 Элементы привода

Привод от электродвигателя к шпинделю может включать в себя несколько промежуточных элементов, которые способны усилить эффект неуравновешенности электродвигателя. Эти промежуточные элементы, вращаясь на разных скоростях, могут вызвать одновременное возбуждение разных мод вибрации. Если передаточное число равно единице, то на возбуждаемую вибрацию может повлиять тип привода. На результирующий дисбаланс может повлиять передача вращения через зубчатый ремень или зубчатую передачу с фиксированным соотношением фаз. Однако данное обстоятельство может быть использовано с пользой, например если дисбаланс может быть уменьшен регулировкой взаимного положения шестерен в зубчатой передаче. При нежестком соединении элементов привода (например, через ременную передачу) их относительная скорость будет неизбежно флуктуировать вследствие проскальзывания ремня, что может приводить к изменениям фазы вынуждающей силы и выражаться в биениях.

5.1.5 Передача вынуждающей силы

Как показано в 5.1.2, вынуждающая сила, связанная с неуравновешенностью вращающихся тел, пропорциональна квадрату скорости вращения. Эта сила вызывает отклик конструкции машины в форме вибрации.

Вектор центробежной силы, связанной с дисбалансом, совершает вращение и может, таким образом, возбудить моды вибрации в любом направлении в плоскости вращения. Так, неуравновешенность шпинделя, показанного на рисунке 26 (см. 7.1.2), может возбудить моды вибрации в направлениях X и Y, сдвинутые друг относительно друга на угол 90°.

Единицы измерения значения дисбаланса могут иногда вызвать путаницу.

По своей природе значение дисбаланса равно произведению массы на расстояние, кг · мм. Но иногда вместо этого используют единицы длины, мм, понимая под этим значение эксцентриситета ротора (удельный дисбаланс). Свободно подвешенный ротор при вращении будет совершать биения, равные эксцентриситету массы, мм. Принуждение ротора вращаться в подшипниковых опорах преобразует это биение в вынуждающую силу, Н, определяемую через массу и скорость вращения ротора. Результатом действия этой силы является вибрация станка, определяемая через перемещение, мм. Таким образом, и удельный дисбаланс, и результирующее перемещение измеряют в одних и тех же единицах, хотя прямой связи между этими величинами нет.

Примечание — Радиальное биение свободно опертого ротора не зависит от скорости вращения, но связанная с этим центробежная сила пропорциональна квадрату скорости, что приводит к появлению отклика (перемещения), подобно показанному на рисунке 10.

5.2 Вибрация вследствие прямолинейного движения подвижных узлов станка

5.2.1 Общие положения

Подача подвижных узлов станка с большим ускорением способна повлиять на качество обработки детали. Быстрое ускорение массивного суппорта может вызвать импульсную реакцию конструкции станка с возбуждением низкочастотных мод вибрации. При этом создаваемая вибрация может быть как прямолинейной, так и угловой в разных направлениях из-за ненулевых недиагональных элементов матрицы частотной характеристики. Из-за слабого затухания такая вибрация может длиться много секунд, влияя на взаимодействие режущего инструмента и заготовки.

Данный эффект можно исследовать, выполняя дополнительное испытание на прямолинейность относительного движения устройств крепления инструмента и заготовки или измеряя относительное перемещение этих устройств в направлении, ортогональном направлению движения суппорта (см. 7.2).

5.2.2 Проблемы, связанные с возбуждением низкочастотных мод

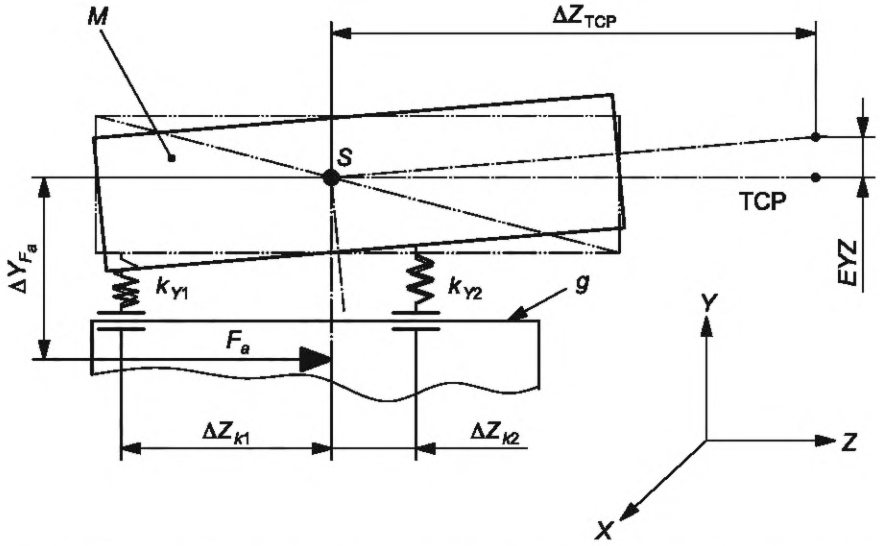
Перемещения подвижных узлов станка сопровождаются действием импульсной силы, возбуждающей низшую моду колебаний, поскольку динамическая жесткость этой моды меньше, чем остальных. Для низшей моды характерно также медленное затухание, так что даже небольшое относительное движение инструмента и заготовки может длиться до нескольких секунд, достаточных, чтобы оставить видимые следы на заготовке. Вместе с тем такая мода может быть пропущена при анализе частотных характеристик станка обычными способами возбуждения вибрации, поскольку в точке такого возбуждения жесткость конструкции обычно высока, а амплитуда перемещения, соответственно, мала. Импульсный отклик, связанный с перемещением суппорта, необязательно должен быть большим непосредственно в области контакта инструмента и заготовки (его максимум будет там, где динамическая жесткость меньше), однако и при этом длительность отклика после завершения возбуждающей силы может привести к существенному ухудшению качества обработки.

5.2.3 Инерционные искажения

Инерционные искажения имеют место при значительном отклонении центра масс подвижного узла станка (например, стола) от направления силы подачи. При этом возникают угловые колебания подвижного узла, в результате которых на движение центральной точки инструмента (TCP) в заданном направлении накладываются перемещения в перпендикулярном направлении. Амплитуда этих перемещений зависит от ускорения подачи, отклонения центра масс от направления подачи, угловой жесткости направляющих подвижного узла и от расстояния от центра масс подвижного узла до центральной точки инструмента.

Эффект инерционных искажений показан на рисунке 22. При отклонении центра масс подвижного узла в результате действия силы подачи создается момент силы, с которым связаны угловые перемещения, зависящие от угловой жесткости направляющей системы g. Это вращательное движение преобразуется в поперечное перемещение центральной точки инструмента, пропорциональное осевому смещению точки относительно центра масс M [см. справочную вставку 9 в отношении пояснения математических символов на рисунке 22 и формулу (26), описывающую уравнение движения].

Степень влияния эффекта инерционных искажений можно оценить по величине предела скорости изменения ускорения во времени (рывка). При малых значениях рывка она будет ниже.



M — подвижный узел с массой *M*; *g* — направляющая система с угловой жесткостью *g*;
TCP — центральная точка инструмента

Рисунок 22 — Иллюстрация эффекта инерционных искажений

На рисунке 22 показано отклонение *EYZ* от прямолинейного движения вследствие инерционности системы. Сила F_a сообщает массе подвижного узла *M* движение с ускорением *a*, $F_a = Ma$. ΔY_{F_a} — отклонение положения центра масс подвижного узла от направления действия силы F_a; ΔZ_{TCP} — расстояние между центром масс *S* и TCP; k_{Y1} и k_{Y2} — жесткости опор подвижного узла на расстояниях ΔZ_{k1} и ΔZ_{k2} от центра масс *S* соответственно. Тогда отклонение *EYZ* определяют по формуле

$$EYZ = \frac{F_a \Delta Y_{F_a} \Delta Z_{TCP}}{k_{rot,A}} = \frac{Ma \Delta Y_{F_a} \Delta Z_{TCP}}{\sum_i k_{Y,i} \Delta z_i^2 + \sum_j k_{A,j}}, \quad (26)$$

где $k_{rot,A}$ — угловая жесткость опорной конструкции (направляющих движения), определяемая через жесткости всех опор k_Y в направлении *y*, смещения этих опор от центра масс в направлении *z*, а также угловой жесткостью k_A относительно оси *x*.

Справочная вставка 9 — Эффект инерционных искажений

Поскольку механическую систему станка в целом можно рассматривать как фильтр нижних частот, влияние эффекта инерционных искажений будет меньше, когда время ускоренного движения невелико.

5.3 Вибрация от внешних источников

5.3.1 Общие замечания

Ниже рассмотрено влияние вибрации от внешних источников в отношении станка на месте его установки.

Поверхность, на которую установлен станок, может совершать движения, передаваемые от других источников (станков, оборудования и пр.), находящихся поблизости. Тип движения может быть любой (периодическое, импульсное, их сочетания). В случае передачи этого движения в область взаимодействия инструмента и заготовки точность обработки ухудшается.

Вибрация сторонних источников находится вне контроля изготовителя станка, за исключением рекомендаций в отношении выбора подходящей системы опоры (фундамента). Необходимость выполнения испытаний с целью оценить воздействие вибрации от внешних источников связано с решением следующих разнородных задач (см. также 4.5.4 в отношении передачи вибрации и 6.9 в отношении расположения станков):

- определение общей вибрационной обстановки;
- анализ, идентификация источников и подавление сторонней вибрации;

- исключение вибрации от внешних источников при анализе динамического поведения конструкции станков.

5.3.2 Внешние источники вибрации

Источниками передаваемой на станок вибрации могут быть другие станки, расположенные в том же или в соседнем помещении. Также к таким источникам относятся:

- другое производственное оборудование, такое как сверхмощные воздушные компрессоры. Вибрация, передаваемая от оборудования на пол помещения, способствует образованию стоячей волны. В этом случае важно найти место для установки станка в узле этой волны или поблизости от него. С этой точки зрения более сложную проблему представляют распространяющиеся (бегущие) волны;

- движение рельсового транспорта. Такой транспорт генерирует регулярные низкочастотные воздействия, в частности связанные с прохождением рельсовых стыков;

- дорожный трафик (хотя обычно связанная с ним вибрация невелика);

- волнение моря (если производственное помещение находится на побережье). Вибрация усиливается в часы прилива и связана с разрушением прибрежных волн.

Особенно чувствительны к низкочастотной вибрации от внешних источников шлифовальные станки.

5.4 Вибрация, связанная с процессом обработки материала

5.4.1 Неидеальность конструкции станка

Вибрация неизбежно связана с самим процессом обработки заготовки на станке. В общем случае чем выше скорость удаления материала и силы резания, тем больше связанная с ними вибрация, ухудшающая качество обработки. Требования к качеству обрабатываемой поверхности могут ограничить мощность станка еще до того, как будет достигнуто его номинальное значение. Например, в процессе фрезерования вибрация возбуждается с частотой вступления зубьев фрезы в контакт с заготовкой. Последствия такой вибрации будут особенно негативными, если указанная частота совпадет с одной из собственных частот станка или ее гармоникой.

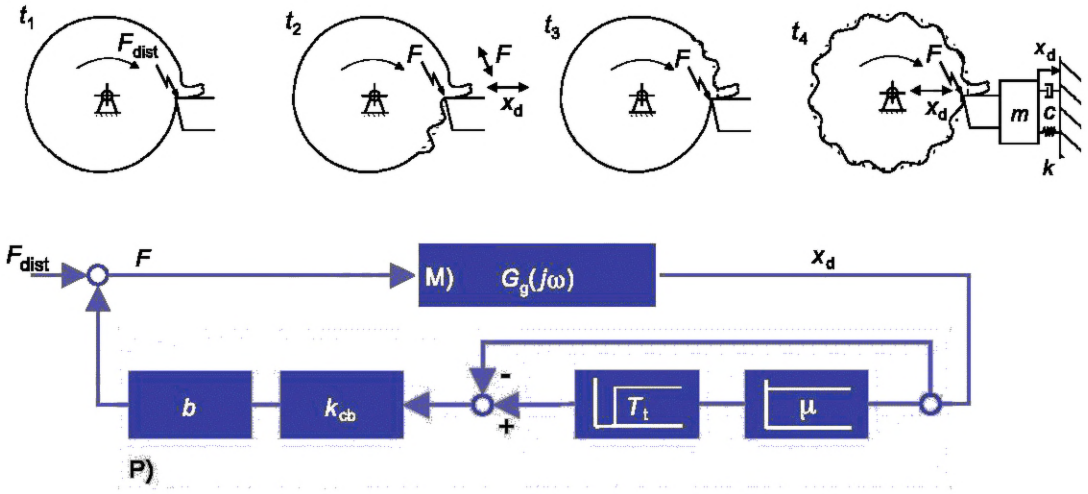
5.4.2 Возбуждение автоколебаний

Иногда незначительное увеличение скорости съема металла способно привести к внезапному и резкому ухудшению качества обработки поверхности, сопровождаемому ростом шума и вибрации. Это характерно для появления режима автоколебаний. Удаленность режима работы от зоны автоколебаний зависит от параметров режима резания, обрабатываемого материала и способа крепления заготовки, типа инструмента и общей жесткости конструкции станка, но в большей степени от направления силы резания относительно направлений мод вибрации. Автоколебания обычно возникают в области резонанса (см. также 5.4.3). Индикатором возможного появления автоколебаний будет превышение единицы модулем отрицательной действительной части коэффициента динамического усиления (см. 4.4.4 в отношении области устойчивости диаграммы Найквиста и 4.4.3 в отношении значимости максимума отрицательного значения действительной части характеристики).

Физические механизмы образования автоколебаний могут быть разными. То, какой из них реализуется на практике, зависит от типа обработки материала и конструкции станка. Для фрезерных и токарных операций эти механизмы обычно разные. На рисунке 23 показано, как образуется регенеративная вибрация (и автоколебания) при токарной обработке одноточечным инструментом, когда полученная в ходе обработки волнистость поверхности создает положительную обратную связь с приложенной силой резания. Такая обратная связь эквивалентна эффекту отрицательного демпфирования (см. 4.7.4.3).

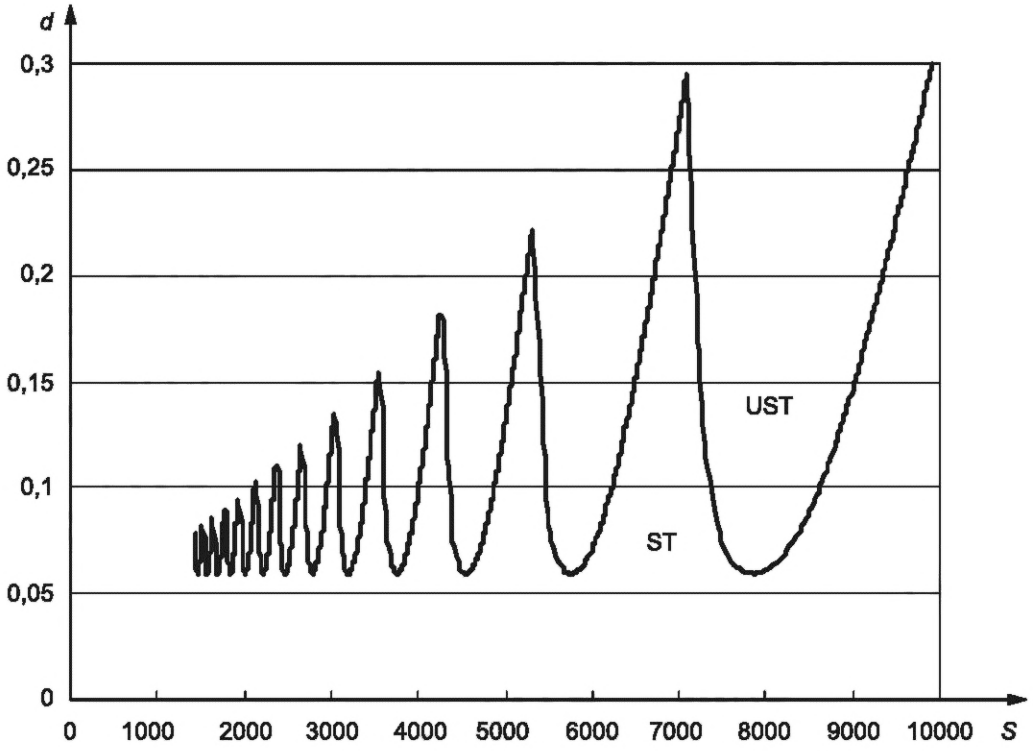
Рассмотрение механизма образования автоколебаний не входит в область применения настоящего стандарта. Однако следует отметить, что при наличии условий для автоколебаний (если они существуют) появление автоколебаний связано с превышением скоростью съема металла определенного предела. Зачастую критичным параметром является скорость вращения шпинделя. На диаграмме устойчивости работы токарного станка (см. рисунок 24), показывающей области стабильной и нестабильной работы в зависимости от соотношения глубины резания от скорости вращения шпинделя, видны характерные «впадины неустойчивости».

Лучшим средством борьбы с автоколебаниями является правильная конструкция станка, обеспечивающая высокую статическую жесткость и малую модальную массу вибрации критических узлов, зачастую с применением виброгасителей (см. 4.6.2). Однако даже хорошая конструкция станка не гарантирует полностью отсутствие условий развития автоколебаний. «Слабым» местом может оказаться обрабатываемая заготовка и условия ее крепления.



t_1, t_2, t_3, t_4 — последовательные моменты времени; F_{dist} — вынуждающая сила; F — возмущающая сила; x_d — относительное перемещение инструмента; m — масса; k — коэффициент жесткости; c — коэффициент демпфирования; P) — процесс; M) — станок; $G_g(j\omega)$ — безразмерная частотная характеристика; b — глубина резания; k_{cb} — удельная сила резания; T_t — задержка; μ — коэффициент перекрытия

Рисунок 23 — Образование регенеративной вибрации



S — скорость шпинделя, мин$^{-1}$; d — глубина резания, мм; ST — область устойчивости; UST — область неустойчивости

Рисунок 24 — Диаграмма устойчивости

5.4.3 Вынужденная вибрация и автоколебания

Процесс резания всегда сопровождается действием вынуждающей силы, анализ которой важен даже в том случае, если она не приводит к автоколебаниям. Вибрацию под действием вынуждающей силы следует отличать от автоколебаний. У фрезерных станков вынуждающая сила проявляется на частоте резания, определяемой частотой прохождения режущих кромок инструмента, и растет приблизительно линейно с увеличением скорости съема металла. Автоколебания имеют нелинейный характер и демонстрируют взрывной рост. Их источником является регенеративная вибрация, а появление

связано с близостью к одной из собственных частот станка. Если собственная частота или одна из ее гармоник близка к одной из собственных частот, вероятность появления автоколебаний возрастает.

5.5 Другие источники возбуждения вибрации

В 5.1—5.4 рассмотрены источники вибрации, анализ которых важен с точки зрения испытаний, установленных настоящим стандартом. Но кроме них существует ряд других механизмов генерирования вибрации, которые также могут оказывать негативное влияние на качество обработки поверхности:

- нестабильная работа системы автоматического управления приводом и подачей;
- зубчатые и ременные передачи в трансмиссии станка;
- износ подшипников;
- устаревшие конструкции устройств смены паллет и инструментов.

Эти источники вибрации в настоящем стандарте подробно не рассмотрены, но их следует иметь в виду, в частности при анализе причин повышения вибрации и ее частотного состава.

5.5.1 Нестабильная работа систем автоматического управления

Описание вибрации, связанной с системой автоматического управления, аналогично общему рассмотрению воздействия на конструкцию вынуждающей силы, и хотя обычно цепь управления весьма эффективно подавляет возможные возмущения, тем не менее они способны привести к появлению колебаний в случае большого усиления в цепи. Если частоты колебаний в цепи управления близки к резонансным частотам конструкции, возможны усиления вибрации станка, хотя необязательно в зоне контакта инструмента и заготовки.

5.5.2 Зубчатые и ременные передачи

Зубчатый редуктор в цепи привода является важным источником образования шума и вибрации. Отклонения от идеальной формы зубчатого зацепления приводят к деформации поверхностей зубьев в области контакта при повышенных нагрузках. При этом наблюдаются небольшие вариации при передаче вращения от ведущего колеса к ведомому. Кроме того, каждый раз вступление в контакт зубьев приводит к появлению небольших крутящих моментов и, как следствие, крутильных колебаний валов редуктора. Эти колебания тем значительнее, чем выше нагрузка и скорость передачи. (Данный эффект может быть ослаблен использованием косозубой зубчатой передачи, при которой нагрузка на зуб возрастает постепенно.)

Импульсы, создаваемые при работе редуктора, следуют с частотой соударения зубьев (зубцовой частотой), равной произведению числа зубьев колеса на частоту его вращения. Ввиду импульсного характера сигнала он также богат гармониками. Частотный анализ вибрации, связанной с работой зубчатой передачи, позволяет выявить такие характерные особенности, как доминирующая составляющая на зубцовой частоте, ее гармоники (до шести и более) и соответствующие боковые полосы. Расстояние между боковой полосой и гармоникой зависит от частоты вращения колеса и является удобным диагностическим инструментом для выявления дефектной пары колес (см. справочную вставку 10).

Вибрация, связанная с движением зубчатого приводного ремня, также проявляется на частоте контакта зубьев, однако низкая жесткость ремня существенно ослабляет передачу этой вибрации. Данный вид передачи характеризуется повышенным образованием акустического шума вследствие захвата и перемещения ремнем небольших воздушных масс. Создаваемая вибрация может содержать составляющие на других частотах помимо гармоник частоты контакта, например на частоте изгибных колебаний отдельного зуба.

Рассмотрим понижающую передачу с ведущим 40-зубцовым колесом, вращающимся с частотой 600 мин$^{-1}$, и ведомым 50-зубцовым колесом.

Частота вращения ведущего колеса: 600 мин$^{-1}$ = 10 Гц.

Частота вращения ведомого колеса: 600 · 40/50 = 480 мин$^{-1}$ = 8 Гц.

Зубцовая частота: 40 · 600/60 = 50 · 480/60 = 400 Гц.

В спектре частот наблюдается пик на 400 Гц, а также возможные гармоники на 800 и 1200 Гц. Отметим, что пик соответствует зубцовой частоте, но также 40-й и 50-й гармоникам частот вращения колес. Боковые полосы вокруг зубцовой частоты соответствуют 38-й, 39-й, 41-й и 42-й гармоникам частоты вращения ведущего колеса, т. е. 380, 390, 410 и 420 Гц, т. е. их составляющие находятся на расстоянии 10 Гц друг от друга. Если бы боковые полосы были связаны с ведомым валом, то можно было бы ожидать в боковых полосах появления составляющих на 48-й, 49-й, 51-й и 52-й гармониках частоты 8 Гц, т. е. на частотах 384, 392, 408 и 416 Гц. Таким образом, анализ спектра позволяет выявить колесо, подозреваемое на дефект.

Появление боковых полос связано с явлениями амплитудной и частотной модуляций, причиной которых служат несоосность делительной окружности колеса и вала, на котором оно установлено. Боковые полосы могут наблюдаться также вокруг гармоник зубцовой частоты.

Примечание — Указанный принцип диагностирования не может быть применен при передаточном числе, равном 1. Он также будет нечувствителен к возможным дефектам при простых передаточных числах (2, 3 и т. п.).

Справочная вставка 10 — Вибрация зубчатой передачи

5.5.3 Износ подшипников

Связь вибрации с износом или повреждением подшипника рассматривается, например, в [4]. Скорость вибрации обычно растет пропорционально частоте вращения, но частотный спектр имеет более сложный характер и зависит от относительных размеров элементов подшипников и скорости вращения элементов качения, а также от места локализации дефекта (внутреннее кольцо, наружное кольцо, элемент качения). Чрезмерный износ может привести к автоколебаниям через механизмы сухого трения или вихревого движения оси вала.

5.5.4 Устаревшее оборудование

В устаревшем оборудовании работа устройства смены инструмента (паллеты) может сопровождаться появлением импульсов силы в момент установки инструмента (паллеты) на свое место. Этот эффект похож на тот, что наблюдается при ускоренном движении подвижных узлов станка, и для его оценки используются те же методы.

Также несовременное оборудование может быть снабжено вращающимися элементами с высокой подверженностью дисбалансу. В таких случаях может помочь типовое испытание на дисбаланс. Наличие дисбаланса будет проявляться в виде высокого пика на частоте вращения.

6 Общие вопросы испытаний станков на вибрацию

6.1 Общие положения

Стандартные испытания станков на вибрацию включают в себя:

- испытания установленного неработающего станка, во время которых определяют параметры вибрации, собственные частоты, формы мод вибрации на этих частотах и по возможности подверженность станка развитию автоколебаний;
- испытания станка, работающего без нагрузки, когда его подвижные узлы совершают вращательные или прямолинейные движения, с целью исследовать возможные источники вибрации;
- испытания станка в рабочем режиме с целью определить режим резания, подверженность автоколебаниям и качество обработки (точность соблюдения геометрических размеров, качество обрабатываемой поверхности и пр.).

Полная программа испытаний станка может быть рассчитана на несколько дней и потребовать значительных расходов. В настоящем разделе приведено краткое описание основных испытаний, чей перечень не является исчерпывающим. Для станков конкретных моделей программа испытаний может быть согласована между поставщиком и покупателем с целью определить оптимальный объем испытаний исходя из предполагаемого применения станка и требований к качеству его работы.

Испытания, описанные в настоящем разделе, основаны на практическом опыте, и их не следует рассматривать как стандартный набор испытаний.

6.2 Измерения параметров вибрации

Измерение вибрации представляет собой определение параметров сигналов вибрации (периодических, случайных), снимаемых с преобразователей вибрации с учетом направления измерений. Точное измерение параметров вибрации требует применения преобразователей, работающих в заданном диапазоне частот, с учетом выполненных калибровок.

В последующем сигнал с выхода преобразователя подвергается обработке (цифровой или аналоговой) с применением соответствующих анализаторов. Простейший способ обработки состоит в определении средней мощности сигнала вибрации во всем диапазоне частот измерений (оценка широкополосной вибрации).

Более сложные методы обработки включают в себя анализ вибрации в узких полосах частот. Чем у́же полоса частот, тем больше времени занимает анализ вибрации.

6.3 Средства измерений

6.3.1 Общие положения

Применяемые средства измерений должны работать в заданных условиях окружающей среды (температура, влажность воздуха и пр.).

Имеющиеся преобразователи вибрации позволяют выполнять непосредственные измерения перемещения, скорости или ускорения. Рабочий диапазон измерений преобразователей перемещения и скорости находится выше их собственных частот. Применяемые в них инерционные массы обычно велики, что может повлиять на вибрацию в точке измерений. Акселерометры обладают меньшей массой и позволяют выполнять измерения в диапазонах частот, ниже их собственных. Обычно измерения вибрации станков выполняют с помощью акселерометров пьезоэлектрического типа, хотя могут быть также использованы емкостные преобразователи и вихретоковые преобразователи перемещения.

Метод крепления акселерометров — по ИСО 5348 (см. также 4.4). Рекомендуется применять акселерометры с элементом, чувствительным к деформациям сдвига, а не сжатия, поскольку они менее чувствительны к изменениям внешних факторов и способны работать в условиях повышенной влажности. (Требования к средствам измерений вибрации в целях оценки вибрационного состояния установлены ИСО 2954, но они ограничены измерениями скорости вибрации.)

Преобразования сигналов для одной величины (перемещения, скорости, ускорения) в сигнал для другой величины требует применения операций интегрирования или дифференцирования (см. приложение В). В случае систем с аналоговой обработкой данных это достигается применением пассивных аналоговых фильтров, а в случае цифровых систем — численным интегрированием или дифференцированием с сохранением фазовых соотношений.

Для большинства станков масса преобразователей незначительно влияет на результаты измерений, особенно в случае применения акселерометров. Однако в этом отношении следует проявлять осторожность, если преобразователь предстоит устанавливать на легкие конструкции (панели). Влияние массы преобразователя на измеряемую вибрацию можно оценить, удвоив его массу за счет пассивного груза и наблюдая за изменением параметров выходного сигнала. Согласно ИСО 2954 при такой проверке амплитуда сигнала вибрации не должна изменяться более чем на 12 %. Аналогичную проверку выполняют, чтобы убедиться, что установленный преобразователь изменяет частоту собственных колебаний конструкции станка не более чем на 5 %.

Для измерений вибрации применяют также лазерные виброметры, выходной сигнал которых пропорционален перемещению точки поверхности, с последующим дифференцированием сигнала для получения данных по скорости и ускорению. Некоторые из таких измерительных систем способны выполнять раздельные измерения для определения относительного перемещения устройства крепления инструмента и устройства крепления заготовки.

Более подробно преобразователи разных типов и принципы их работы рассмотрены в приложении F (см. F.2).

6.3.2 Измерения в широкой полосе частот

Для контроля широкополосной вибрации в целях общей оценки вибрационного состояния станка и вибрации, передаваемой извне, обычно применяют системы измерений двух видов:

- содержащие квадратичный детектор и позволяющие отобразить среднеквадратичное значение измеряемой величины;

- содержащие квадратичный детектор или усредняющую цепь, но откалиброванные на считывание пиковых значений или значений размаха. Калибровка осуществляется в предположении синусоидальной формы сигнала на основе известных соотношений между среднеквадратичным значением, пиковым значением и размахом для гармонического процесса (см. приложение В).

Такие измерения могут быть использованы для оценки дисбаланса шпинделя (см. 7.1.5.1).

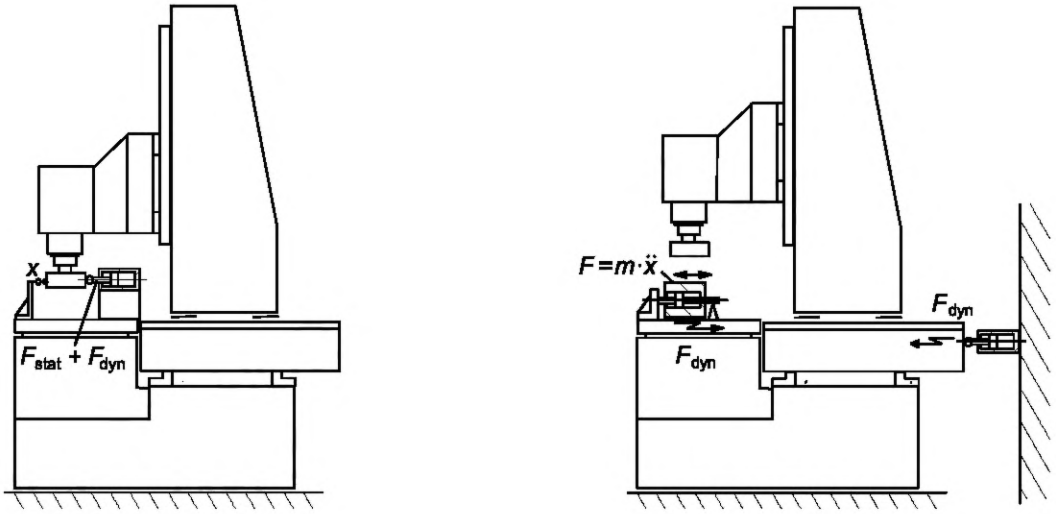
6.3.3 Измерения в узких полосах частот

Спектральный анализ шума и вибрации требует специального оборудования, а в случае измерений частотных характеристик также средств возбуждения вибрации. Базовые требования к такому оборудованию включают в себя двухканальный анализатор вибрации, вибровозбудитель и датчик силы. Более сложные системы могут осуществлять полный анализ частотной характеристики, включая построение мод вибрации.

При отсутствии соответствующего оборудования приближенную оценку мод вибрации можно выполнить с использованием двухлучевого осциллографа и акселерометра с ручным щупом.

6.4 Измерения относительной и абсолютной вибрации

Для измерений относительной вибрации между двумя точками (частями) конструкции (например, между инструментом и заготовкой) используют преобразователи, устанавливаемые в каждую из этих точек. На рисунке 25 a) показаны возбуждение и измерение относительной вибрации между инструментом и заготовкой. На рисунке 25 b) показаны возбуждение и измерение абсолютной вибрации в произвольной точке конструкции станка. Обычно во время таких испытаний предпочтительно вместо инструмента и заготовки использовать их имитаторы. Разница в результатах измерений относительной и абсолютной вибрации зависит от фазового сдвига между сигналами вибрации в двух точках измерений. Следует отметить, что измерения относительной вибрации в большей степени характеризуют вибрационное состояние станка. Альтернативой измерениям относительной вибрации могут быть измерения вибрации в двух точках с их последующим суммированием, что позволит оценить жесткость вибрации сверху. Если в одной из точек вибрация много выше, чем в другой, то для описания вибрационного состояния станка достаточно измерений только в одной этой точке.



a) Возбуждение относительной вибрации

b) Возбуждение абсолютной вибрации

F — сила; F_{stat} — статическая сила (от 0,2 до 5 кН); F_{dyn} — динамическая сила; m — масса возбудителя; x — перемещение; $\ddot{x}$ — ускорение

Фактор	Возбуждение относительной вибрации	Возбуждение абсолютной вибрации
Тип возбудителя	- Гидравлический - пьезоэлектрический - электродинамический	- Гидравлический - измерительный молоток
Влияние зазора в подшипнике	Предварительное статическое нагружение уменьшает зазор	В отсутствие статического нагружения зазор приводит к нелинейности

Рисунок 25 — Сравнение двух методов возбуждения и измерения вибрации

В приложении Е приведен пример получения амплитуды относительного перемещения по измерениям абсолютной вибрации круглошлифовального станка.

При измерениях абсолютной вибрации вибровозбудитель может иметь внешнюю плоскость опоры [см. рисунок 25 b)], но при этом передаваемая вынуждающая сила не зависит от опоры. Вибровозбудители небольших размеров и малой массы, присоединяемые к возбуждаемой конструкции, не могут выполнять свои функции без жесткой опоры, поскольку в противном случае реакция корпуса возбудителя (см. 4.1.4) может быть настолько сильной, что толкатель при своем движении будет ударяться об ограничители движения. Следствием этого будут клиппирование входного воздействия и искажения

отклика. Наличие внешней плоскости опоры для вибровозбудителя означает, что с его помощью можно обеспечить раскачивающее движение станка на его фундаменте. Обычно такую моду вибрации невозможно возбудить с помощью схемы, показанной на рисунке 25 а). Влияние предварительной статической нагрузки при возбуждении вибрации рассмотрено в 8.4.

6.5 Измеряемые величины и единицы измерений

Для описания вибрации могут быть выбраны разные величины:

- перемещение, мкм;
- скорость, мм/с;
- ускорение, мм/с^2, м/с^2 или в единицах g, $1g \approx 9{,}81$ м/с^2.

Выбор величины обычно определяется наличием соответствующего измерительного оборудования. Как правило, предпочтительным является измерение перемещения, за исключением, возможно, исследований дисбаланса и генерирования станком акустического шума, когда предпочтительной величиной будет скорость. При этом результаты испытаний могут быть выражены не для тех величин, которые были измерены.

Частотная характеристика станка также может быть определена через разные величины:

- податливость (отношения перемещения к вынуждающей силе);
- жесткость (отношение вынуждающей силы к перемещению);
- механическая подвижность (отношение скорости к вынуждающей силе);
- импеданс (отношение вынуждающей силы к скорости).

Измеряемыми параметрами величин могут быть:

- амплитуда или максимальное значение;
- размах;
- среднеквадратичное значение;
- среднее значение.

Использование амплитуды (максимального значения) является предпочтительным, за исключением оценки дисбаланса по измерениям скорости широкополосной вибрации, когда лучшим выбором будет измерение среднеквадратичного значения, непосредственно связанного с мощностью вибрации.

Чтобы результаты измерений могли быть правильно интерпретированы, следует точно указывать измеряемую величину (включая диапазон частот) и единицы измерения, линейный диапазон измерений, инструментальную неопределенность (см. 6.6).

Для простой гармонической вибрации существуют известные математические соотношения между измеряемыми параметрами (см. приложение В).

6.6 Неопределенность измерения

Любое измерение характеризуется той или иной неопределенностью в отношении полученной оценки измеряемой величины. Эта неопределенность обусловлена не только применяемыми средствами измерений, но также особенностями конструкции и внешними факторами. В частности, важно учитывать неопределенность при измерениях в окрестности резонанса, где небольшие изменения частоты приводят к большим изменениям в отклике. В случае слабо демпфированных конструкций отклик обратно пропорционален коэффициенту демпфирования, который, в свою очередь, чувствителен к небольшим изменениям условий трения (вследствие износа, применения смазки и пр.), которые сложно контролировать в процессе испытаний (см. 4.7.4). Большой разброс наблюдаемых значений отклика привел к тому, что для представления частотной характеристики все чаще используют логарифмическую шкалу (см. рисунок 30), подобно тому, как это делают в акустике.

Если логарифмическую шкалу не используют, то при представлении результатов измерений используют шаг (разрешение), не превышающий(ее) 0,1 % максимального значения.

Обычно измерения частоты требуют большей точности, чем измерения параметров движения. В случае измерений частоты с помощью анализатора цифровых сигналов точность измерений зависит от ширины полосы измерений, дискретизации уровня сигнала, частоты дискретизации сигнала и реализации процедур усреднения. Для большинства измерений при испытаниях станков на вибрацию в соответствии с настоящим стандартом значение частоты следует определять с точностью до 2 Гц (или 0,3 % диапазона частот измерений).

Достоверность результатов анализа будет выше, если применяемое средство частотного анализа позволяет проводить испытания на когерентность (см. 8.2).

Применение средств измерений требует определенной квалификации, чтобы избежать характерных ошибок измерений, таких как наложение спектров.

6.7 Вибрация от сторонних источников

Вибрация на конце шпинделя может быть связана не только с вращением самого шпинделя, но и быть следствием действия источников как внутри, так и вне станка. В этом случае скорость и частота вибрации не будут зависеть от частоты вращения шпинделя. Испытания, рассматриваемые в настоящем стандарте, не требуют локализации таких источников, но их обычно можно выявить в ходе последовательного приведения в действие его подвижных узлов.

Вместе с тем, если контролируемый параметр вибрации превышает установленное предельное значение, рекомендуется провести дополнительные измерения вибрации от сторонних источников, как описано в 7.3. Эти измерения выполняют на выключенном станке, чтобы убедиться в том, что вклад сторонних источников незначителен. Но если этот вклад превышает треть предельного значения, то рекомендуется принять меры по ослаблению воздействия сторонних источников вибрации.

6.8 Типовые испытания

Если характер возбуждаемой вибрации приблизительно одинаков для разных станков одного типа, то достаточно провести испытания на типовом образце станка.

Проведение типовых испытаний уместно, если наблюдаемая вибрация обусловлена в основном либо процессами резания, либо перемещениями суппорта станка. Исследования мод и собственных частот вибрации также могут быть выполнены в ходе типовых испытаний.

Типовые испытания не охватывают, однако, такой механизм возникновения вибрации, как неуравновешенность вращающихся частей станка, поскольку для каждого станка эта неуравновешенность индивидуальна. Также индивидуально будет влияние сторонних источников, что требует проведения испытаний для конкретного станка на месте его установки.

Необходимо также отметить, что на динамическое поведение конкретного станка существенное влияние может оказать фундамент, на котором станок установлен. Это следует учитывать при сравнении вибрации разных станков данного типа.

6.9 Установка станка

Испытания проводят для станка, установленного на подходящем основании в соответствии с инструкциями изготовителя. Если станок устанавливают на изоляторы, входящие в комплект поставки данного станка, то характеристики этих изоляторов должны быть зарегистрированы (см. 4.5.4 и рисунок 11).

Обычно для снижения вибрации станок устанавливают на массивный фундамент. (При проектировании станка разработчик может исходить из обязательного соблюдения данного условия.) Исключением может быть ситуация, когда через пол передается вибрация от стороннего источника на частоте, близкой к собственной частоте станка. В этом случае может оказаться целесообразным установить станок на изолирующие опоры (см. таблицу 2).

Таблица 2 — Выбор демпфирующей опоры

Частота передаваемой вибрации	Взаимодействие станка с фундаментом	Оптимальный тип опоры	Результат применения демпфирующей опоры
Намного ниже частоты резонанса	Станок повторяет вибрацию фундамента	Демпфирование в опоре не имеет значения	Отсутствие эффективного ослабления вибрации
Близка к частоте резонанса	Конструкция станка значительно усиливает вибрацию фундамента	С большим демпфированием	Небольшое усиление вибрации
Намного выше частоты резонанса	Станок практически не вибрирует	С малым демпфированием	Значительное ослабление вибрации

Следует учитывать, что использование податливой опоры с целью подавить вибрацию от сторонних источников может существенно повысить вибрацию конструкции из-за действия источников внутри станка.

При испытаниях на заводе-изготовителе условия установки станка не всегда будут соответствовать условиям на месте применения, что снижает ценность результатов этих испытаний. Например, если станок плохо закреплен на фундаменте, то реакцией на передвижения массивного суппорта станка могут быть перемещения всей конструкции станка параллельно фундаменту (см. 7.2.1).

Также следует отметить плохую, как правило, повторяемость результатов испытаний, если станок установлен на жестком основании. Поэтому часто предпочтительнее провести испытания и анализ их результатов для станка, установленного на относительно податливых опорах.

7 Испытания для оценки вибрации, возбуждаемой при работе станка

7.1 Вибрация, обусловленная дисбалансом

7.1.1 Условия работы станка

По возможности испытания следует проводить для ненагруженного шпинделя, т. е. без установки в нем инструмента или заготовки. Если это невозможно или если при отсутствии нагрузки на зажим шпинделя его вибрация усиливается, то применяемый(ая) при испытаниях инструмент (заготовка) должен (должна) быть предварительно уравновешен(а). Инструкция по балансировке двигателей и шпинделей приведена в приложении D.

7.1.2 Точки и направления измерений

Измерения вибрации выполняют максимально близко к корпусу подшипника, ближайшего к концу шпинделя. Измерения проводят в трех взаимно перпендикулярных направлениях, например в направлениях главных осей станка.

Обычно в приемочных испытаниях используют измерения в двух радиальных направлениях (*X* и *Y*). Допускается использовать результаты типовых испытаний, чтобы оценить необходимость проведения измерений вдоль оси шпинделя (ось *Z*) (см. рисунок 26).

7.1.3 Оценка класса дисбаланса и технический метод

Настоящий стандарт устанавливает испытания двух видов: для оценки класса дисбаланса шпинделя и технический метод испытаний. Испытания первого вида выполняют для быстрого получения ориентировочной оценки, удовлетворяет ли дисбаланс станка заданным требованиям к его классу. Технический метод позволяет получить более точные и полные сведения о степени неуравновешенности шпинделя. Хотя сами процедуры этих испытаний близки между собой, есть отличия в используемых средствах измерений и представлении результатов. Выбор вида испытаний зависит от потребностей пользователя.

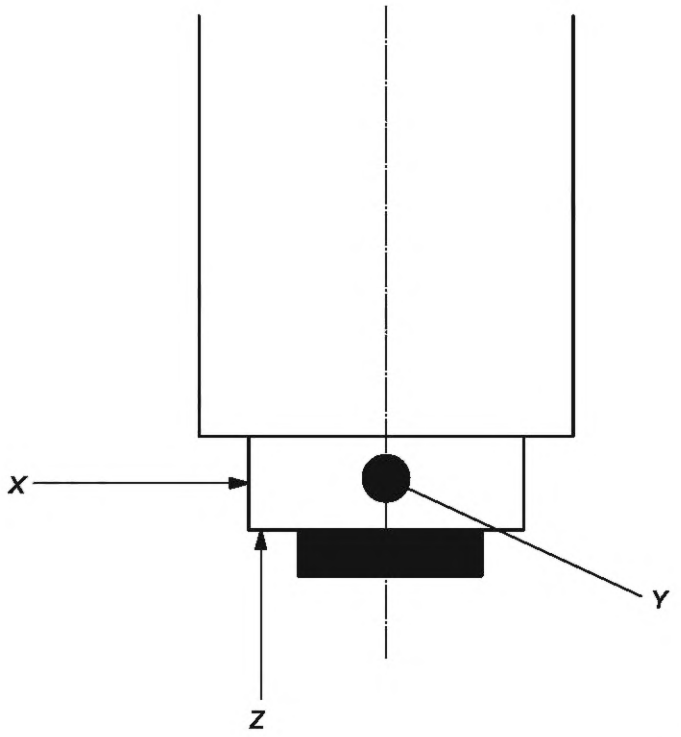


Рисунок 26 — Пример расположения преобразователей вибрации при оценке влияния дисбаланса

Поскольку испытания указанных видов проводят в полосах частот разной ширины, результат измерений вибрации при оценке класса дисбаланса будет выше (см. 4.8.2 в отношении влияния ширины полосы измерений).

Примечание — Принцип классификации станков по дисбалансу заимствован из ИСО 1940-1, устанавливающего классы точности балансировки роторов машин. Согласно ИСО 1940-1 для станков применяют требования классов от G.1 до G.6,3 включительно, хотя для высокоскоростных станков может оказаться необходимой более точная балансировка. Классы точности, указанные в ИСО 1940-1, связаны с вибрацией жестких роторов, а не с вибрацией самих машин, в состав которых эти роторы входят. Вибрация корпуса машины будет определяться ее податливостью в месте силового воздействия, связанного с дисбалансом, и саму машину жестким телом считать нельзя. В связи с этим численные значения для классов дисбаланса по настоящему стандарту не обязательно будут соответствовать аналогичным значениям для классов точности балансировки по ИСО 1940-1.

Инструкция по балансировке электродвигателей и шкивов или шпинделей станков приведена в приложении D.

Измерения выполняют на максимальной частоте вращения шпинделя, а также на частоте, на которой скорость (при оценке класса точности) или перемещение (при использовании технического метода) максимальны. Если шпиндель вращается на фиксированных частотах, то испытания проводят на каждой из этих частот по очереди, чтобы выявить максимальные значения параметров вибрации. Для станков с числовым программным управлением частоту вращения шпинделя программируют, начиная по возможности с максимальной. После этого ее понижают небольшими шагами (например, на 0,5 %), задерживаясь на каждой частоте вращения на короткое время (например, 0,3 с), до достижения частоты вращения, составляющей треть максимальной (для станков с более высокой нижней границей рабочей частоты вращения шпинделя частоту снижают до этой границы). После этого частоту вращения повышают теми же шагами, пока не будет снова достигнуто ее максимальное значение. В процессе всего испытания записывают значение контролируемого параметра вибрации. Максимальное значение контролируемого параметра определяют по результатам измерений для обеих фаз испытаний (с понижением и повышением частоты вращения). Полученное максимальное значение подтверждают при длительном вращении шпинделя на соответствующей частоте.

При типовых испытаниях должно быть установлено, существенно ли для данного испытания направление вращения шпинделя. Если ответ положителен и если конструкция станка допускает вращение шпинделя в обоих направлениях, то указанные испытания проводят для обоих направлений вращения.

Для станков с несколькими шпинделями с независимыми приводами испытания повторяют для каждого шпинделя.

7.1.4 Специальные требования к оборудованию

7.1.4.1 Оборудование для оценки класса дисбаланса

Оборудование состоит из ручного виброметра или преобразователя скорости, соединенного с измерительным блоком. Следует убедиться в том, что калибровка измерительной цепи выполнена для измерений среднеквадратичного значения скорости, которое затем отображается на показывающем устройстве в виде пикового значения. Преобразование между указанными величинами показано в приложении В, однако следует учитывать, что данное преобразование приводит к потери точности, если сигнал отличается от гармонического.

Не рекомендуется применять ручной виброметр при измерениях на частотах свыше 500 Гц.

7.1.4.2 Технический метод

Измерения перемещения (скорости, ускорения) выполняют с применением преобразователя (см. 6.3).

7.1.5 Представление результатов

Информацию о результатах испытаний рекомендуется представлять в сопоставлении с проведенными типовыми испытаниями в нижеприведенном формате (см. также пример 4 в приложении Е).

7.1.5.1 Оценка класса дисбаланса

Данные представляют в том же формате, который использован при оценке качества балансировки жестких роторов в ИСО 1940-1, по результатам измерений скорости вибрации. В таблице 3 приведены классы дисбаланса в виде максимальных значений скорости вибрации, на основе которых устанавливают требования к вращающимся частям станков конкретных типов.

Как правило, вибрация вращающихся частей станков должна соответствовать классам дисбаланса от G1 до G6,3 включительно. При этом класс дисбаланса распространяют на весь станок в целом.

Конкретное значение класса устанавливают соглашением между поставщиком станка и покупателем или в стандарте на соответствующие виды станков. Для высокоскоростных станков может быть установлен класс дисбаланса ниже приведенных в таблице 3.

По результатам испытаний указывают следующие сведения:

- максимальную вибрацию в виде класса дисбаланса G;
- направление вращения шпинделя;
- частоту вращения шпинделя, при которой зафиксировано максимальное значение скорости вибрации;
- место установки преобразователя и направление его оси чувствительности;
- направление, в котором скорость вибрации достигла максимума;
- положение всех подвижных узлов станка по отношению к оси вращения;
- характеристики средств измерений;
- характеристики станка;
- дату и место проведения испытаний;
- условия окружающей среды во время испытаний.

Пример представления результатов для испытаний по оценке класса дисбаланса приведен в приложении Е (пример 4).

Таблица 3 — Классы дисбаланса

Класс дисбаланса	Максимальная скорость вибрации, мм/с	Класс дисбаланса	Максимальная скорость вибрации, мм/с
G0,4	0,4	G4	4,0
G0,63	0,63	G6,3	6,3
G1	1,0	G10	10
G1,6	1,6	G16	16
G2,5	2,5		

7.1.5.2 Технический метод

Приводят следующие сведения для каждого испытания:

- направление вращения шпинделя;
- значение контролируемого параметра вибрации при максимальной частоте вращения шпинделя (в двух или трех направлениях) — см. примечания 1 и 2;
- максимальную частоту вращения шпинделя;
- максимальное значение параметра вибрации (в двух или трех направлениях) — см. примечания 1 и 2;
- частоту вращения шпинделя, при которой зафиксировано максимальное значение скорости вибрации (см. примечание 1);
- место установки преобразователей и направления их осей чувствительности;
- направление, в котором скорость вибрации достигла максимума;
- идентификационный параметр шпинделя (если их количество более одного);
- положение всех подвижных узлов станка по отношению к оси вращения;
- характеристики средств измерений;
- характеристики станка;
- дату и место проведения испытаний;
- условия окружающей среды во время испытаний.

Указанные сведения дополняют графиком зависимости контролируемого параметра вибрации от частоты вращения шпинделя (см. примечание 1, а также пример 5 в приложении Е).

Для высокоскоростных шпинделей, когда особый интерес представляют силы, действующие в радиальном направлении, предпочтительным контролируемым параметром вибрации может оказаться максимальное или среднеквадратичное ускорение. Измеряемый параметр вибрации должен быть указан в явном виде (см. примечание 1).

Примечание 1 — Предпочтительным контролируемым параметром вибрации является максимальное или среднеквадратичное значение перемещения, мкм или мм. Однако в ряде случаев предпочтительными могут

быть параметры скорости вибрации. Так, изготовители электродвигателей, являющихся основными элементами системы привода шпинделей, обычно указывают их вибрацию в единицах скорости. Скорость вибрации, как правило, повышается линейно с ростом частоты вращения шпинделя.

Примечание 2 — Число направлений измерений рассмотрено в 7.1.2.

7.2 Вибрация, обусловленная перемещениями суппорта станка

7.2.1 Условия работы станка

В зажим шпинделя, по возможности, не вставляют ни инструмент, ни обрабатываемую заготовку. В ходе испытаний шпиндель остается неподвижным.

Если необходимо проверить влияние на вибрацию массы инструмента или заготовки, то проводят дополнительное испытание, в котором шпиндель нагружают массой, типичной для данного станка.

При неправильной установке станка ускоренное движение его подвижных узлов может вызвать реакцию в виде движения всего станка параллельно поверхности пола (см. 6.9). Результатом этого будет уменьшение значения параметра вибрации, контролируемого в данном испытании, вследствие потери части энергии на фрикционное демпфирование (см. 4.7.4.2) между станком и полом. Если данный эффект значителен, то используемый способ установки станка непригоден в целях испытаний данного вида. Кроме того, следует зафиксировать, что данный способ будет непригоден при установке станка на месте его применения.

7.2.2 Средства измерений

Измерения геометрических характеристик в динамическом режиме могут быть выполнены с помощью сетчатого энкодера (комплекта из измерительной пластины с нанесенной сеткой и считывающей головки) или другого подходящего инструмента.

Измерения относительного перемещения могут быть выполнены с помощью двух преобразователей абсолютной вибрации с параллельными осями чувствительности. Результат измерений должен быть представлен в графическом формате.

Чтобы убедиться, что средства измерений (с устройствами фиксации преобразователей) не влияют на результаты измерений, определяют их механическую частотную характеристику (например, посредством нанесения легких ударов вблизи места их установки). Результаты измерений на частотах выше полученной низшей собственной частоты измерительного оборудования считают недостоверными.

7.2.3 Метод испытаний

Измерения отклонений от прямолинейного движения выполняют в соответствии с ИСО 230-1 в режиме подачи суппорта с ускорением и без ускорения.

7.2.3.1 Измерения с поверочной линейкой

Поверочную линейку устанавливают таким образом, чтобы показания, считываемые с преобразователя перемещения в начальной и конечной точках перемещения суппорта на 100 мм, были одинаковыми. Если данные с преобразователей перемещения вводятся в компьютер, то отклонения движения от заданной траектории могут быть определены с использованием соответствующего программного обеспечения.

Типичная испытательная установка показана на рисунке 27. В данном примере измерения выполняют одновременно с движением суппорта в направлении подачи.

Графическое представление данных может представлять собой зависимость отклонения от времени или диаграмму в осях *X*-*Y*. Точки начала и окончания перемещения должны быть отмечены.

7.2.3.2 Измерения с сетчатым энкодером

Двухмерную шкалу устанавливают таким образом, чтобы при перемещениях суппорта координата *Y* номинально оставалась неизменной. Отклонения движения от заданной траектории могут быть определены с использованием соответствующего программного обеспечения.

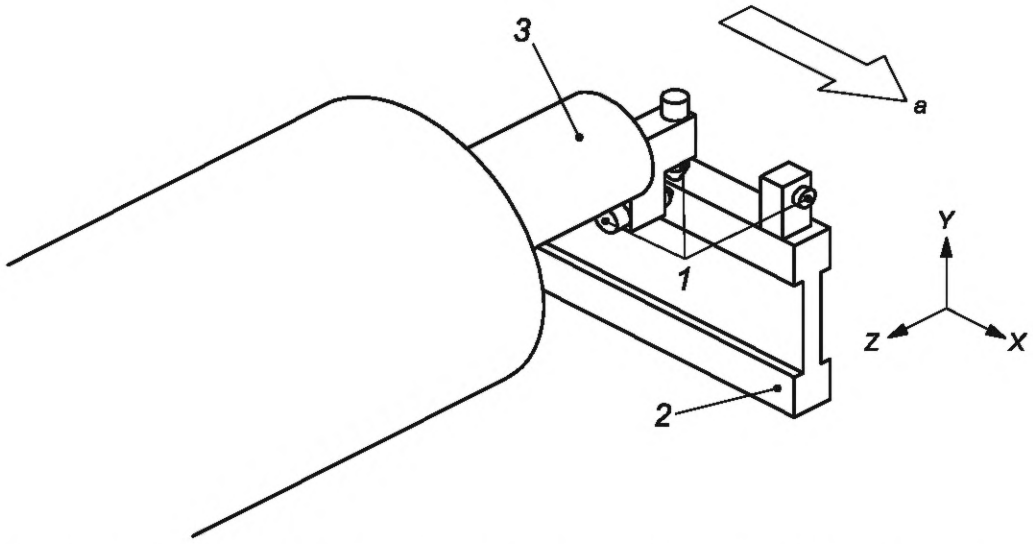
Типичная установка с измерительной пластиной, размеченной по осям *X* и *Y*, показана на рисунке 28. Процедура испытаний состоит в следующем:

a) испытания проводят для каждой линейной подачи суппорта на расстояние приблизительно 100 мм на нескольких низких скоростях (менее 500 мм/мин);

b) испытание по перечислению a) повторяют с максимальным программируемым ускорением подачи, после которого следует небольшой участок движения с постоянной скоростью и ее спад до нуля. Участок перемещения с постоянной скоростью может возрасти при увеличении ускорения подачи;

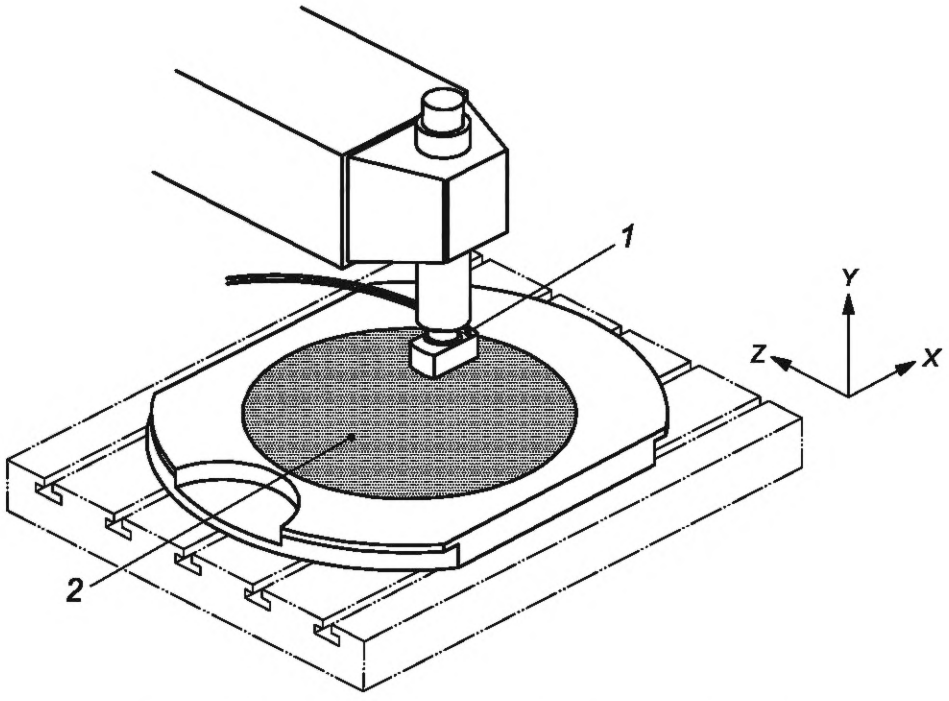
c) по возможности фиксируют и регистрируют визуальную разницу в измерениях по перечислениям a) и b).

Примечание — Испытания с быстрой подачей позволяют получить информацию о вибрации, связанной с износом узлов.



1 — преобразователь перемещения; *2* — поверочная линейка; *3* — зажимное устройство; *a* — направление подачи

Рисунок 27 — Пример измерительной установки с поверочной линейкой



1 — считывающая головка; *2* — измерительная пластина с сеткой

Рисунок 28 — Пример измерительной установки с сетчатым энкодером

7.2.4 Представление результатов

Результаты испытаний по 7.2.3.2, перечисления a)—c), представляют графически в едином масштабе.

По результатам испытаний указывают следующие сведения:

- характеристики станка;
- дату и место проведения испытаний;
- использованное оборудование;

- направление осей подачи во время испытаний;
- положение остальных подвижных узлов станка по отношению к оси подачи;
- направления измерений вибрации;
- скорость подачи, мм/мин;
- приблизительное максимальное перемещение вибрации при ускоренном движении;
- приблизительное максимальное перемещение вибрации при торможении.

Кроме того, регистрируют все программные настройки, влияющие на ускорение подвижного узла станка, а также значение рывка (если известно).

Пример испытаний с использованием двумерной шкалы приведен в приложении Е (пример 6).

7.3 Вибрация от внешних источников

7.3.1 Условия работы станка

При проведении данного испытания станок следует по возможности полностью обесточить (станок должен быть изолирован от питающего напряжения или средства измерений должны быть электрически изолированы от станка).

7.3.2 Точки измерений

По возможности проводят измерения амплитуды относительного перемещения между инструментом и заготовкой. Если это невозможно, то измеряют абсолютную вибрацию со стороны инструмента и со стороны заготовки, но при этом следует учитывать разность фаз между сигналами (см. также 6.4).

7.3.3 Метод испытаний

Выполняют запись сигнала вибрации в течение времени, представительном для ожидаемого времени работы станка.

7.3.4 Представление результатов

Если данное испытание проводят независимо от испытаний других видов, то указывают следующие сведения:

- максимальную амплитуду перемещения, мкм, полученную во время измерений;
- направление, в котором вибрация максимальна;
- продолжительность измерений;
- характеристики средств измерений;
- характеристики станка;
- направления осей измерений;
- дату и место проведения испытаний;
- описание источников сторонней вибрации.

Данное испытание может быть сопутствующим при проведении одного из испытаний по 7.1 или 7.2 (см. 6.7). При этом единицы измерений всегда должны совпадать с используемыми в основном испытании. В случае обнаружения существенной фоновой вибрации ее следует указывать совместно с результатами основного испытания.

Примеры испытаний на вибрацию от сторонних источников приведены в приложении Е (примеры 2 и 3).

7.4 Вибрация, связанная с операцией резания

Поскольку появление (и исчезновение) автоколебаний трудно прогнозируемо, стандартизованную процедуру испытаний данного вида установить невозможно.

Для оценки вынужденной вибрации или вероятности появления автоколебаний используют представительный режим работы станка в режиме полной нагрузки с применением представительного инструмента и чистовой заготовки. Выбранный режим работы должен входить в число рекомендованных изготовителем.

Устанавливают критерии прекращения испытаний, например в виде:

- достижения предельного нагружения без появления заметной вибрации;
- появления чрезмерной вибрации;
- появления автоколебаний.

Приемлемость вынужденной вибрации (автоколебаний) может быть оценена:

- по чистоте обработки поверхности заготовки;
- точности резки;
- степени износа инструмента;
- создаваемому шуму.

Изготовителю рекомендуется представить перечень режимов резания и соответствующие критерии приемлемости вибрации.

Частоты и моды вибрации, возбуждаемые при автоколебаниях, могут быть выявлены посредством спектрального анализа. Данный анализ целесообразно проводить как для вибрации, так и для акустического шума. Автоколебания могут быть непродолжительными, и для их обнаружения потребуется постобработка сигналов вибрации или шума.

Обычно определения частоты автоколебаний совместно с частотной характеристикой конструкции (см. раздел 8) достаточно для идентификации возбуждаемой моды вибрации.

Иногда в качестве критерия восприимчивости станка к автоколебаниям рассматривают глубину (или даже ширину) резания, при которых они появляются. В этом случае рекомендуется повторять процедуры резания для разных положений и условий. Такие испытания могут быть весьма затратными и должны быть согласованы между заинтересованными сторонами.

8 Возбуждение вибрации для оценки динамического поведения конструкции станка

8.1 Общие положения

Испытания, рассмотренные в разделе 7, позволяют оценить конструкцию станка с точки зрения вибрации, которая может появиться в процессе его применения, и установить тот или иной критерий приемки. Однако они не позволяют сопоставить действие разных источников вибрации и вызываемые ими отклики. Более детальное исследование динамического поведения конструкции станка требует создания управляемого возбуждения конструкции внешним вибровозбудителем. Особенно эти испытания важны с точки зрения определения частот и мод возбуждаемой вибрации, что бывает, в частности, необходимо при анализе процессов резания, когда контроль источника возбуждения или затруднен, или вообще невозможен.

Проведение испытаний с возбуждением конструкции требует применения специального оборудования и высокой квалификации исследователя, требования к которым в определенных аспектах выходят за область применения настоящего стандарта. В настоящем разделе приведены только минимальные требования к таким испытаниям и описаны основные этапы их проведения.

Применительно к испытаниям с возбуждением вибрации рассматривают два вида анализа: частотный и модальный, основные принципы которых описаны в разделе 4.

8.2 Спектральный анализ и определение частотной характеристики

Техника спектрального анализа позволяет исследовать сигнал вибрации в частотной области. Такой сигнал может характеризовать область возбуждения или область конструкции станка, в которой необходимо оценить отклик на это возбуждение. Сигнал в источнике может теоретически содержать единственную частотную составляющую, что соответствует одной вертикальной линии в спектре на данной частоте. В точке отклика, однако, этот сигнал всегда будет загрязнен сторонними помехами, что можно будет оценить по функции когерентности.

Примечание — Кривая отклика, изображенная на рисунке 4, характеризует одну моду вибрации в диапазоне частот измерений, но ее можно рассматривать как реакцию на гармоническое возбуждение на каждой частоте диапазона.

Чаще всего спектральный анализ вибрации проводят без учета фазовых соотношений. В свою очередь, испытания для определения частотной характеристики позволяют оценить как амплитудные, так и фазовые соотношения.

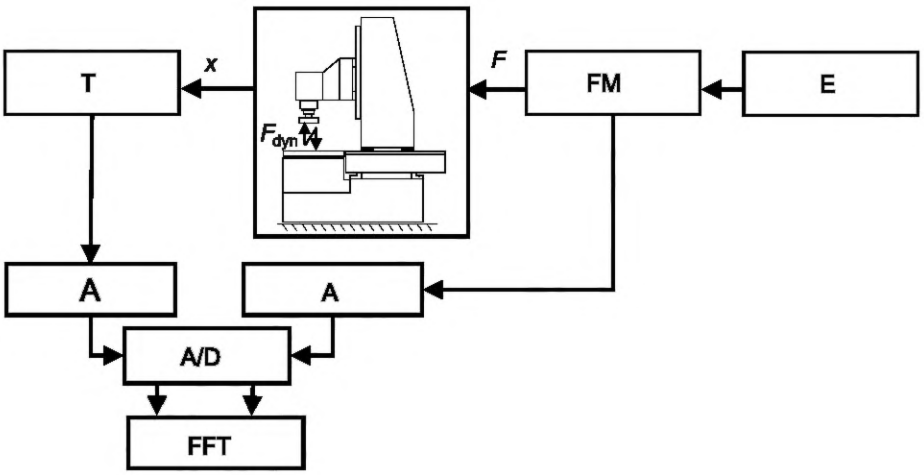
При определении частотной характеристики конструкцию станка возбуждают в широком диапазоне частот. Данные испытания позволяют выявить области резонансов, в которых отклик максимален, чтобы впоследствии принять меры к их подавлению. Частотная характеристика, по сути, представляет собой сравнение двух одновременно получаемых спектров — спектра возбуждения и спектра отклика. Следует отметить, что у станков некоторых типов резонанс, характеризуемый большим отрицательным значением действительной части характеристики (см. рисунок 6), является признаком подверженности возникновению автоколебаний.

Традиционно испытания проводили с медленным повышением частоты гармонического возбуждения, что позволяет вручную построить кривую отклика. В настоящее время все чаще используется возбуждение в широком диапазоне частот с использованием цифровой системы управления испытаниями и БПФ-анализом сигналов.

В таблице 4 показаны различные виды применяемых сигналов возбуждения и типы вибровозбудителей, а на рисунке 29 — типичная схема испытаний вертикального станка, включая оборудование для возбуждения вибрации (правая часть блок-схемы) и оборудование для измерения отклика (левая часть блок-схемы). Перед процедурой БПФ сигнал усиливают и оцифровывают. Типичные характеристики, полученные в испытании данного вида, показаны на рисунке 30. На рисунке 30 a) изображена диаграмма в полярных координатах (ср. с рисунком 7), на рисунке 30 b) — амплитуда отклика в логарифмическом масштабе (ср. с рисунком 11), фазочастотная характеристика (ср. с рисунком 5) и функция когерентности.

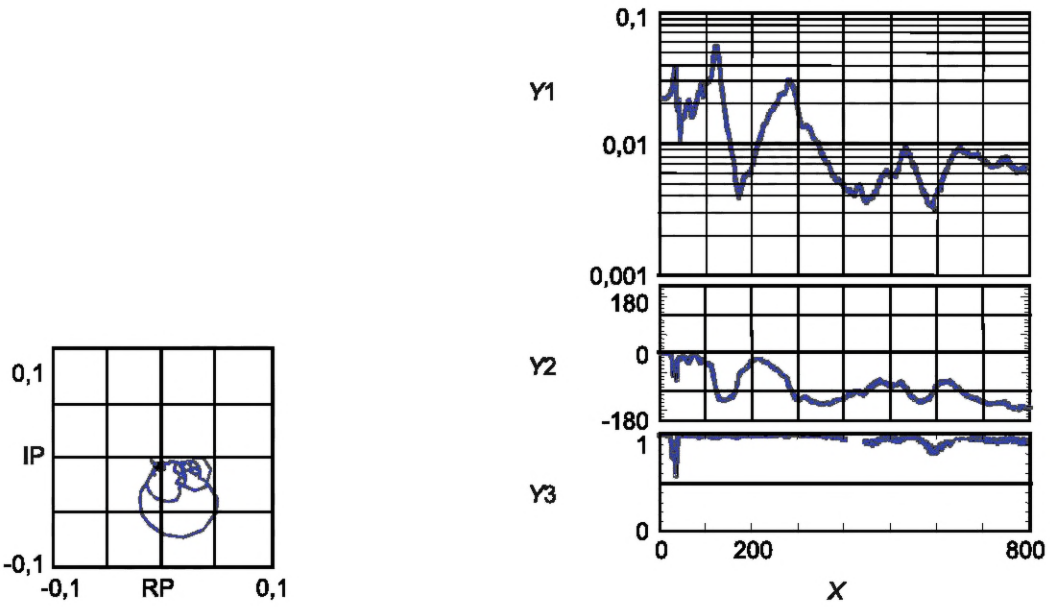
Таблица 4 — Виды возбуждений

Типы возбудителей вибрации	Сигналы возбуждения			Верхняя граница диапазона частот, Гц	Максимальная динамическая сила, Н	Максимальная статическая сила, Н	Движения частей станка во время испытаний
	Гармонический	Случайный	Переходный				
Электродинамический	x	x	—	20 000	1800	2000	Отсутствуют
Гидравлический (относительная вибрация)	x	x	—	1200	1500	7000	
Пьезоэлектрический	x	x	—	Менее 20 000	25	30 000	
Электромагнитный (относительная вибрация)	x	x	—	10 000	500	2000	Вращательные
Гидравлический (абсолютная вибрация)	x	x	—	500	2000	—	Вращательные и поступательные
Инструментальный молоток	—	—	x	2500	—	—	Поступательные



E — возбудитель; FM — датчик силы; T — преобразователь вибрации; A — усилитель; A/D — аналого-цифровой преобразователь; FFT — БПФ-анализатор; F — входная сила; F_{dyn} — динамическая сила; x — выходное перемещение

Рисунок 29 — Схема испытаний для определения частотной характеристики станка



a) Диаграмма в полярных координатах (диаграмма Найквиста)

b) Частотная характеристика

IP — мнимая часть, мкм/Н; RP — действительная часть, мкм/Н; *x* — частота, Гц; *Y*1 — податливость, модуль, мкм/Н; *Y*2 — податливость, фазовый угол, град; *Y*3 — функция когерентности

Рисунок 30 — Типичная частотная характеристика станка

Функция когерентности позволяет установить связанность двух сигналов, т. е. возможность отнести их происхождение к единому источнику. Равенство этой функции единице свидетельствует о линейной связанности сигналов. Как видно из графика на рисунке 30 b), функция когерентности близка к единице во всем диапазоне частот, за исключением небольшой области в районе 40 Гц, что, возможно, связано с наличием сторонних источников вибрации.

Для большинства станков, на которые распространяется настоящий стандарт, достаточно знать частотную характеристику в диапазоне от 10 до 1000 Гц, что позволяет выявить наиболее важные резонансы. В особых случаях, когда вибрация конструкции станка в значительной степени зависит от свойств подшипниковой опоры шпинделя или от применяемого инструмента, диапазон частот анализа может быть расширен до 10 000 Гц. В общем случае оптимальный диапазон частот измерений зависит от массы станка и его назначения.

Частотная характеристика, изображенная на рисунке 30 b), содержит пики приблизительно на частотах 37, 119 и 284 Гц. Эти области должны быть подвергнуты дополнительному анализу для выявления мод вибрации. При проведении такого анализа можно также обратить внимание на пики на частотах 533 и 655 Гц. Теория мод вибрации станков рассмотрена в 4.6.4.

Испытательное оборудование, используемое для возбуждения вибрации станков, более подробно рассмотрено в F.1.

8.3 Положение частей станка при испытаниях

По возможности в зажимное устройство шпинделя вставляют представительный имитатор заготовки или инструмента.

Передний конец шпинделя (ось *Z*) должен находиться близко к инструменту (заготовке). Другие подвижные узлы станка, совершающие движение в плоскости (*X*, *Y*), располагают в середине рабочей зоны, если только не задано их другое расположение.

8.4 Частотный анализ

Полный частотный анализ, позволяющий выявить все значимые резонансы, влияющие на работу станка, требует проведения испытаний для определения частотных характеристик станка в трех взаимно перпендикулярных направлениях.

Возбуждение с заданной силой прикладывают в области между держателем инструмента и заготовкой в заданном диапазоне частот испытаний. Для получения передаточной функции станка сопоставляют спектры отклика (перемещения) и возбуждения (силы). Прилагаемая вынуждающая сила должна быть такой, чтобы позволить в достаточной степени «раскачать» конструкцию станка, т. е. зависит от массы станка. Некоторые станки демонстрируют нелинейность отклика (см. 4.7.3), которую часто можно устранить предварительным приложением статической силы. Эта сила должна быть представительной для типичных режимов работы станка.

Предпочтительным методом возбуждения является возбуждение случайным сигналом или последовательностью импульсов. Он более надежен и быстр в реализации по сравнению с традиционным возбуждением со сканированием частоты. Дополнительные рекомендации по выбору способа возбуждения могут быть предоставлены изготовителем станка.

Первоначально испытания проводят в широком диапазоне частот приблизительно от 0 до 1000 Гц, при этом выбор конкретного диапазона зависит от имеющегося испытательного оборудования и ожидаемых результатов. (Не все виды испытательного оборудования способны создавать вибрацию вблизи 0 Гц, в связи с чем обычно нижнюю границу диапазона частот выбирают равной 5 или 10 Гц.)

Определив полосы частот (шириной, например, 200 Гц), в которых наблюдаются пики частотной характеристики, дальнейшие испытания проводят в этих полосах (с учетом разрешающей способности испытательного оборудования).

Результат испытаний представляют в виде зависимости податливости, мм/кН, в точке на шпинделе (заготовке) от частоты, Гц, в линейном или логарифмическом масштабе.

По итогам испытаний должны быть идентифицированы основные пики частотной характеристики и зарегистрирована следующая информация:

- диапазон частот испытаний, Гц;
- динамическая податливость, мм/кН (или динамическая жесткость, кН/мм);
- направление возбуждения;
- вид и характеристики испытательного оборудования;
- место и дата испытаний;
- осевое положение подвижных узлов станка;
- статическая нагрузка;
- условия установки станка.

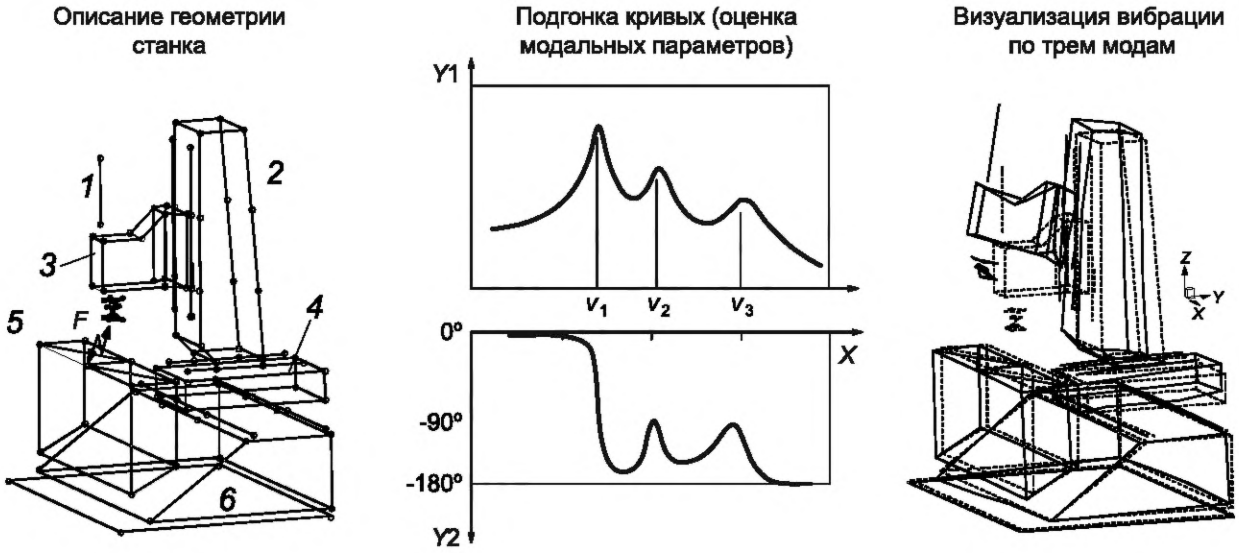
Если значения динамической податливости невозможно получить с требуемой точностью, допускается представление этой величины в относительных единицах, где за опорное значение принимают значение динамической податливости на одном из резонансов.

У станков одного типа и одной модели неизбежно будут наблюдаться несколько отличные динамические податливости и собственные частоты, однако число и расположение основных мод вибрации должны оставаться согласованными.

8.5 Модальный анализ

Модальный анализ позволяет получить форму вибрации станка на каждой заданной частоте. Его проведение требует достаточно сложного оборудования для измерений отклика в разных точках конструкции станка. Специальное программное обеспечение позволяет выполнить расчеты форм мод, возбуждаемых в диапазоне частот испытаний. На рисунке 31 для примера показаны этапы модального анализа для испытуемого вертикального станка (слева), частотная характеристика с тремя выраженными пиками (в центре) и анимированное изображение наложения трех мод вибрации.

Оценку мод вибрации можно осуществить без сложного испытательного оборудования в «ручном» режиме, хотя это займет намного больше времени. Для этого возбуждают гармоническую вибрацию в точке между держателем инструмента и заготовкой на каждой заданной частоте. С точки зрения определения форм мод непринципиально, в каких единицах измеряют отклик (перемещения, скорости или ускорения), если эти единицы согласованы между собой во всех измерениях. Одновременные измерения выполняют в точке вблизи места возбуждения (опорной точке) и в отдельных точках, распределенных по конструкции. Это позволяет рассчитать амплитуду и фазовый сдвиг сигнала вибрации относительно сигнала в опорной точке. Расположение каждой точки и соответствующее направление измерений должны быть зарегистрированы. По результатам измерений строят приближенную форму моды (при должном уровне квалификации испытатель может построить форму моды с использованием пары преобразователей, связанных со входами двухканального осциллографа).



1 — электродвигатель; *2* — колонна; *3* — шпиндельная бабка; *4* — направляющие; *5* — стол; *6* — станина; ° — точка измерений (обычно до 200 и более); *F* — вынуждающая сила; *X* — частота; *Y*1 — модуль частотной характеристики; *Y*2 — фазовый угол частотной характеристики

Рисунок 31 — Пример модального анализа

Выбор направления возбуждения не является критичным при условии, что с его помощью удается возбудить требуемые моды. Например, моды в направлениях *X* и *Y* могут быть возбуждены одновременно приложением возбуждения под углом 45° к каждой из них, хотя при этом следует учитывать возможность перекрестных фазовых искажений (см. 8.6).

В отношении каждой моды вибрации регистрируют следующую информацию:

- частоту, Гц;
- направление возбуждения;
- описание моды;
- место и дату испытаний;
- осевое положение подвижных узлов станка;
- статическую нагрузку;
- условия установки станка.

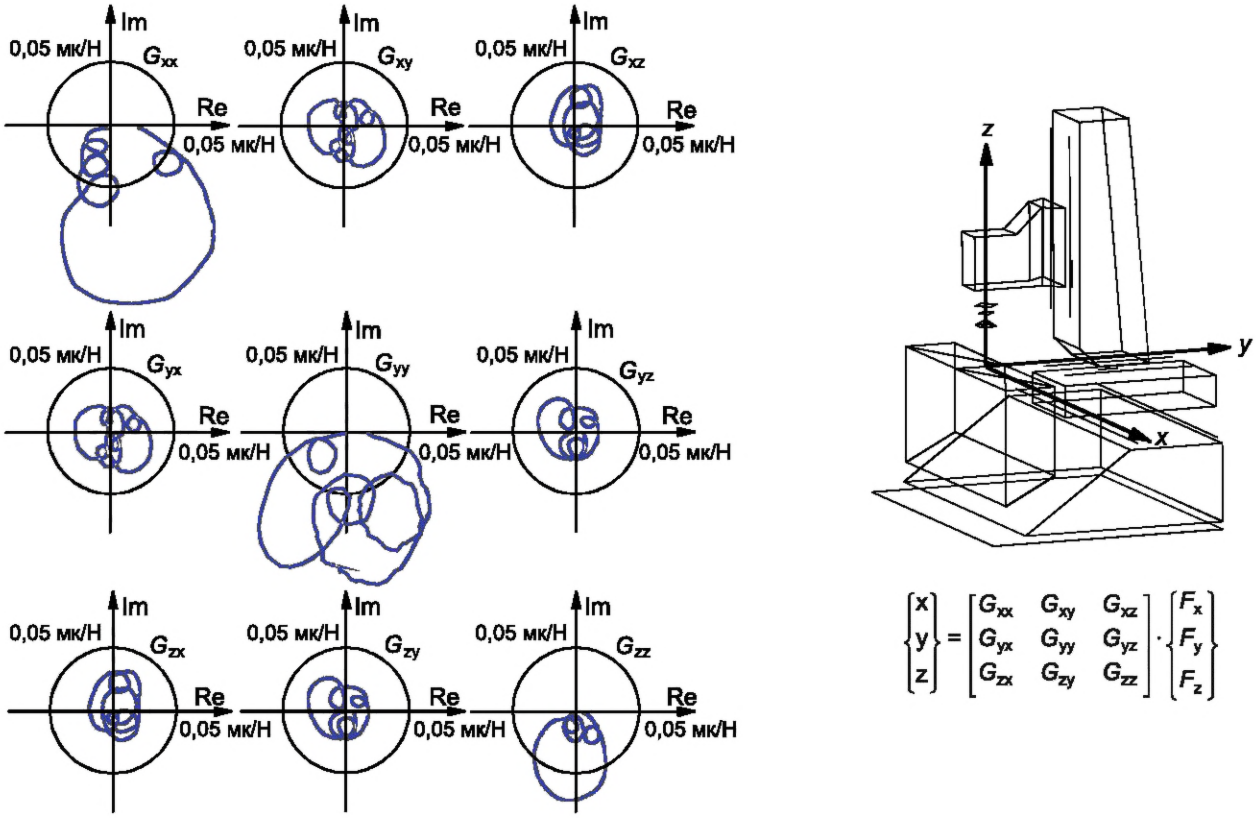
Может быть добавлено описание моды либо в виде диаграммы, показывающей максимальные отклонения разных элементов станка, либо в виде компьютерной анимации. Представление в форме компьютерной анимации особенно полезно для понимания фазовых соотношений между разными формами колебаний.

8.6 Недиагональные элементы матрицы частотной характеристики

Более детальные исследования поведения конструкции станка включают в себя возбуждение и измерения вибрации в разных направлениях. На рисунке 32 показана «матрица податливости» для вертикального станка в виде девяти диаграмм Найквиста. Число лепестков на каждой диаграмме соответствует числу собственных частот, а их размер — коэффициенту динамического усиления на резонансе. Каждый элемент матрицы соответствует передаточной функции *G* для своей пары направлений возбуждения и отклика. Для диагональных элементов G_{xx}, G_{yy} и G_{zz} направления возбуждения и отклика совпадают.

Из рисунка 32 видно, что для всех недиагональных элементов матрицы график имеет участки выше действительной оси (фазовый угол более 180°), а точки пересечения с осью показательны с точки зрения оценки устойчивости к автоколебаниям, в частности в отношении связанных мод вибрации (см. 4.6.4).

Девять элементов матрицы податливости позволяют получить формы мод для каждой резонансной частоты и каждого направления измерений.



Im — мнимая часть; Re — действительная часть; x, y, z — перемещение в направлении соответствующей оси координат; G_{ij} — элемент матрицы податливостей, $i = x, y, z, j = x, y, z$; i — направление возбуждения; j — направление отклика; $F_{x(y, z)}$ — сила в направлении x (y, z)

Рисунок 32 — Матрица податливостей для вертикального станка

8.7 Нетипичные моды вибрации

Стандартный частотный и модальный анализ при возбуждении относительной вибрации между инструментом и заготовкой (в процессе операции резания или с применением вибровозбудителя) может не предоставить всей необходимой информации о динамическом поведении станка. Такое может случиться, если относительная вибрация между инструментом и заготовкой мала, и они совместно вибрируют как единое целое.

Моды вибрации станка, даже если они не связаны со значительными перемещениями инструмента и заготовки друг относительно друга и не приводят к ухудшению качества обработки, тем не менее могут представлять проблему, например с точки зрения излучаемого шума. Причиной такой вибрации может быть работа зубчатой или ременной передачи, а также других вспомогательных механизмов станка.

Анализ таких мод может быть выполнен с применением возбуждения абсолютной вибрации (см. 6.4). В частности, могут быть реализованы моды изгибных колебаний станка, закрепленного на фундаменте. Как указано в 5.2, моды, связанные с ускоренными перемещениями подвижных узлов станка, могут не проявлять себя в зоне обработки, но наличие постоянной вибрации данного вида само по себе нежелательно. Такие моды также могут быть исследованы с возбуждением абсолютной вибрации.

8.8 Испытания на устойчивость к автоколебаниям

Испытания на устойчивость к автоколебаниям не относятся к стандартным процедурам, а их выполнение может быть сопряжено с трудностями. Тем не менее заинтересованные стороны могут согласовать, например, проведение серии испытаний с выполнением операции резания, как описано в 7.4.

Другим вариантом может быть использование специализированной компьютерной программы на основе матрицы податливостей (см. рисунок 32) с учетом разных направлений приложения силы резания.

Приложение А
(справочное)

Обзор структуры настоящего стандарта

В данном приложении приведено описание структуры настоящего стандарта (см. также таблицу А.1) с целью облегчить пользователю его применение.

В разделе 4 представлены основные понятия вибрационной теории и обсуждается действие источников вибрации как на упрощенных математических моделях, так и применительно к станкам. В нем показано различие в разных типах отклика, воспроизводимых конструкцией станка. В кратком виде изложенное в данном разделе собрано в сводку, представленную в приложении С.

В разделе 5 рассмотрены основные типы источников вибрации применительно к станкам и механизмы их воздействия. Для других источников дано краткое описание их действия.

В разделе 6 рассмотрены измерительное и испытательное оборудование с точки зрения проведения испытаний для оценки вибрации станков и установлены требования к нему.

В разделе 7 приведены виды испытаний для оценки динамического поведения станков под воздействием основных источников вибрации.

В разделе 8 представлены виды испытаний для оценки динамического поведения станков под воздействием моделируемого возбуждения.

Основные термины, используемые в настоящем стандарте, приведены в разделе 3.

Таблица А.1 — Структурные элементы стандарта в их связи с источниками вибрации

Источник вибрации	Теоретические основы	Описание источника	Испытания	Примеры приложения Е
Дисбаланс	4.5.2, 4.5.4, 4.7.3, приложение В	5.1, 5.5.4	6.3.1, 6.4, 6.8, 7.1, 7.3.4, приложение D	4, 5
Ускоренное движение суппорта	4.5.4, 4.5.5, 4.7.2	5.2, 5.5.4	6.8, 7.2, 7.3.4, 8.7	6
Внешний источник	4.1.3, 4.3.3	5.3	6.7, 6.8, 7.3	2, 3
Машинная обработка	4.4.3, 4.4.4, 4.6.2	5.4	6.8, 7.4	1
Вибровозбудитель	4	—	8	—
Другие	5.5	5.5	8.7	—

Приложение В
(справочное)

Соотношения между параметрами вибрации

Вибрация может быть выражена через величины перемещения, скорости и ускорения. Используемая единица измерения зависит от типа преобразователя вибрации. Частотно-зависимые соотношения между параметрами вибрации определены формулами (1)—(3). В случае гармонической вибрации каждая из этих величин изменяется по синусоидальному закону (см. рисунок 1, а также 6.5).

Как следует из указанных формул, преобразование одних величин в другие осуществляется через процедуры дифференцирования и интегрирования следующим образом:

перемещение → {дифференцирование} → скорость → {дифференцирование} → ускорение
ускорение → {интегрирование} → скорость → {интегрирование} → перемещение

Современные средства обработки сигналов позволяют реализовать эти процедуры в автоматическом режиме. Обработка в ручном режиме может быть выполнена с помощью номограммы, представленной на рисунке В.1.

Простые соотношения между разными величинами существуют только в случае гармонической вибрации. Если сигнал имеет более сложную форму и представляет собой совокупность гармоник, то для каждой гармоники преобразование осуществляют по отдельности.

Номограмма на рисунке В.1 показывает взаимосвязь между четырьмя величинами: перемещением, скоростью, ускорением и частотой. Если любые две из них известны, то остальные две могут быть определены по номограмме. Частота, Гц, отложена по оси абсцисс, скорость, м/с, — по оси ординат. Перемещению, м, соответствует диагональная ось (восходящая) из левого нижнего угла в правый верхний, а ускорению, м/с^2, — диагональная ось (спадающая) из левого верхнего угла в правый нижний.

Использование номограммы может быть пояснено на следующих четырех примерах:

- найти скорость и ускорение, соответствующие частоте 5 Гц и перемещению 0,003 м.

Из точки 5 Гц на нижней оси проводят вверх вертикальную линию до пересечения с восходящей диагональю 0,003 м. Точка пересечения будет соответствовать скорости 0,094 м/с, определяемой по вертикальной оси, и ускорению приблизительно 3 м/с^2, определяемому по спадающей диагонали;

- найти перемещение и скорость, соответствующие частоте 40 Гц и ускорению 200 м/с^2.

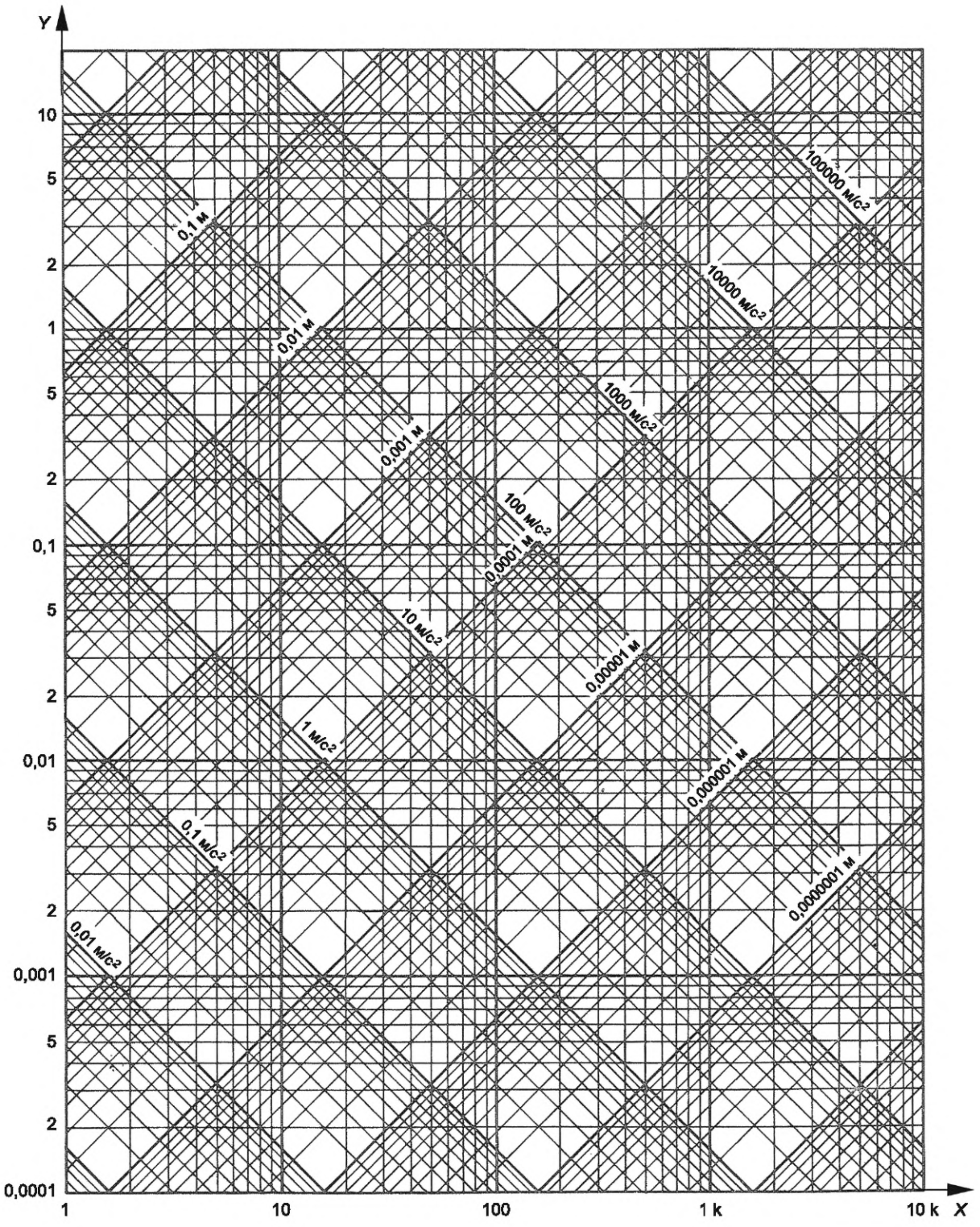
Из точки 40 Гц на нижней оси проводят вверх вертикальную линию до пересечения со спадающей диагональю 200 м/с^2. Точка пересечения будет соответствовать скорости приблизительно 0,8 м/с, определяемой по вертикальной оси, и перемещению 0,003 м, определяемому по восходящей диагонали;

- найти перемещение и ускорение, соответствующие частоте 50 Гц и скорости 0,002 м/с.

Из точки 50 Гц на нижней оси проводят вверх вертикальную линию до пересечения с горизонтальной линией 0,002 м/с. Точка пересечения будет соответствовать перемещению 0,0000064 м (или 6,4 мкм), определяемому по восходящей диагонали, и ускорению 0,63 м/с^2, определяемому по спадающей диагонали;

- найти частоту и ускорение, соответствующие перемещению 0,000001 м и скорости 0,0003 м/с.

Из точки 0,0003 м/с на вертикальной оси проводят горизонтальную линию до пересечения с восходящей диагональю 0,000001 м. Точка пересечения будет соответствовать ускорению 0,09 м/с^2, определяемому по спадающей диагонали, и частоте приблизительно 48 Гц, определяемой по горизонтальной оси.



X — частота, Гц; *Y* — скорость, м/с

Рисунок В.1 — Номограмма соотношений параметров (среднеквадратичных значений, амплитуд) для разных величин в случае гармонической вибрации

Приложение С
(справочное)

Сводка основных положений вибрационной теории

С.1 Основы теории

В настоящем приложении дана сводка положений, рассмотренных в разделе 4.

С.2 Системы с одной степенью свободы

Станок подвергается как статическим, так и динамическим воздействиям, способным привести к деформациям и ухудшающим качество его работы. Критерием отклика конструкции станка на действие вынуждающих сил может служить динамическая податливость.

Физически станок состоит из нескольких узлов: станины, шпинделя, направляющих движения и т. д., и поэтому с точки зрения механики его следует рассматривать как систему со многими степенями свободы. Однако в большинстве случаев динамическое поведение станка может быть представлено через совокупность независимых колебаний, каждое из которых осуществляется системой с одной степенью свободы. Использование такой упрощенной модели позволяет лучше понять основные принципы вибрационной теории станка.

В обобщенном виде система с одной степенью свободы (в предположении вязкоупругого, т. е. линейного демпфирования) показана на рисунке С.1.

Передаточная функция системы, в качестве которой рассматривается динамическая податливость $G(j\omega)$, представляет собой комплексное отношение перемещения x к динамической вынуждающей силе F.

Несложные преобразования позволяют получить формулу для модуля и фазового угла динамической податливости в явном виде (см. справочную вставку 4).

В случае системы с одной степенью свободы динамическая податливость полностью определяется тремя параметрами системы: коэффициентом жесткости k, собственной частотой системы без демпфирования ω_0 и относительным демпфированием ζ.

Типичные кривые модуля и фазы частотной характеристики для системы с одной степенью свободы показаны в левой части рисунка С.2. От частоты возбуждения зависит не только амплитуда отклика, но также временной сдвиг (фазовый угол) между сигналами силы и перемещения.

Эквивалентным представлением частотной характеристики является диаграмма Найквиста, изображенная в правой части рисунка С.2. Расстояние между центром координат и точкой на кривой соответствует амплитуде на данной частоте, а угол, под которым видна эта точка, равен фазовому углу.

Уравнение движения в частотной области:

$$\left[m\hat{x}(j\omega)^2 + c\hat{x}(j\omega) + k\hat{x}\right] \cdot e^{j(\omega t+\varphi)} = \hat{F}e^{j\omega t},$$

где $\omega = 2\pi f$,

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

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

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

Представление через действительную и мнимую части,

где $\eta = \frac{\omega}{\omega_n}$;

$$G(j\omega) = \frac{\frac{1}{k}\left(1-\eta^2\right)}{\left(1-\eta^2\right)^2 + (2\zeta\eta)^2} - j\frac{\frac{2\zeta}{k}\eta}{\left(1-\eta^2\right)^2 + (2\zeta\eta)^2}.$$

Уравнение движения во временной области:

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

где $m\ddot{x}$ — сила инерции;

$c\dot{x}$ — сила демпфирования;

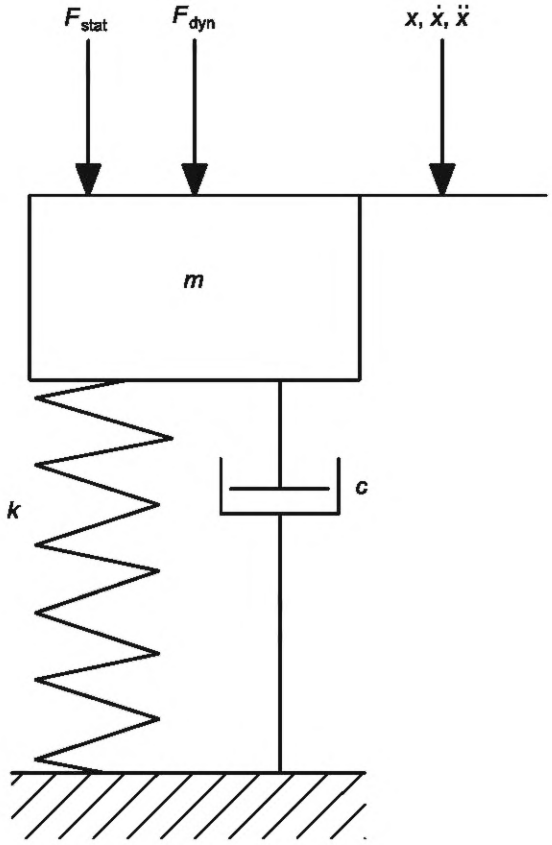
kx_{dyn} — динамическая сила упругости;

kx_{stat} — статическая сила упругости.

Преобразования:

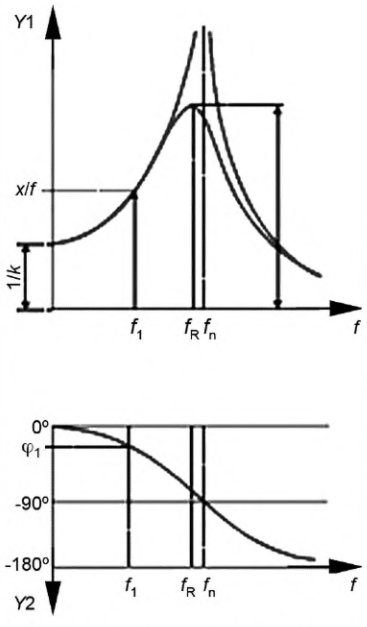
$$F(t) \Rightarrow \hat{F}\,e^{j\omega t} \qquad \dot{x}(t) \Rightarrow \hat{x}\,j\omega\,e^{j(\omega t+\varphi)}$$

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

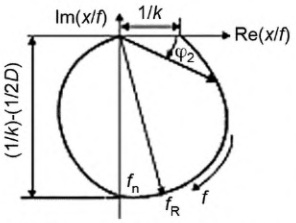


F_{dyn} — вынуждающая сила; F_{stat} — статическая нагрузка; x — перемещение; $\dot{x}$ — скорость; $\ddot{x}$ — ускорение; m — масса; k — жесткость пружины; c — коэффициент демпфирования демпфера

Рисунок С.1 — Модель системы с одной степенью свободы



a) Частотная характеристика



b) Диаграмма Найквиста

Динамическая сила	$F(j\omega)$
Динамическое перемещение	$x(j\omega)$
Статическая податливость	$\frac{1}{k}$
Относительное демпфирование	$\zeta = \frac{c}{2m\omega_n}$
Максимальная динамическая податливость системы без демпфирования	$\left\{\frac{\hat{x}}{\hat{F}}\right\}_{max} = \frac{1}{k}\cdot\frac{1}{2\zeta}$
$\hat{x}_{max} \approx \frac{1}{c}\sqrt{\frac{m}{k}}\cdot\hat{F} = \frac{1}{c}\cdot\frac{1}{\omega_n}\cdot\hat{F}$	

Y1 — модуль податливости
Y2 — фаза податливости
f — частота

φ — фазовый угол
Im — мнимая часть
Re — действительная часть

k — жесткость
c — демпфирование
m — масса

ω_n — собственная угловая частота

Рисунок С.2 — Частотная характеристика (по перемещению) и диаграмма Найквиста для системы с одной степенью свободы

Уравнение движения в форме баланса сил показано на рисунке 8.

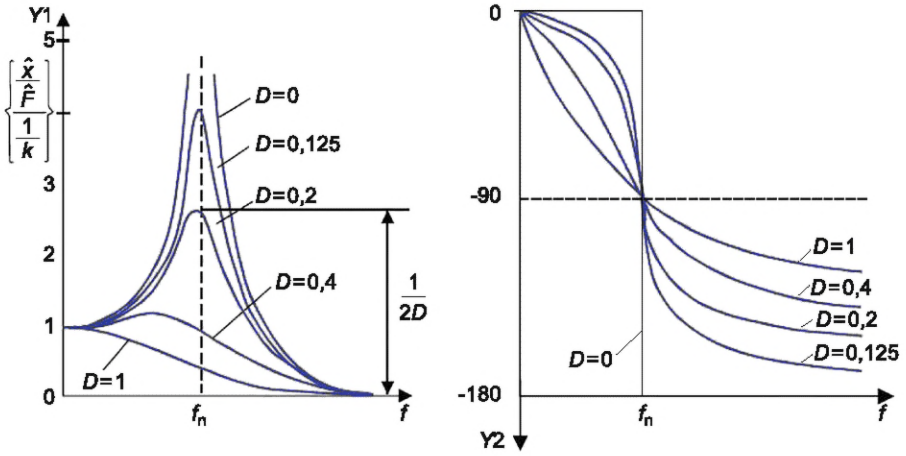
Для системы с одной степенью свободы существует три характеристические частоты:

- собственная частота системы без демпфирования $\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}}$. На этой частоте сдвиг фаз между силой и перемещением составляет 90°, и вынуждающая сила уравновешена только демпфирующей силой, как показано на рисунке С.2. В отсутствие демпфирования амплитуда колебаний системы теоретически возрастает до бесконечности;

- собственная частота системы с демпфированием $\omega_d = \omega_n \cdot \sqrt{1-\zeta^2}$;

- резонансная частота системы с демпфированием $\omega_r = \omega_n \cdot \sqrt{1-2\zeta^2}$. На этой частоте динамическая податливость достигает максимума.

У реальных станков вследствие малого относительного демпфирования ($\zeta \le 0{,}1$) эти частоты очень близки друг к другу. Влияние коэффициента демпфирования на вид частотной характеристики показано на рисунке С.3.



*Y*1 — коэффициент динамического усиления; *Y*2 — фазовый угол, градус; *f* — частота; f_n — собственная частота; *D* — относительное демпфирование (ζ)

Рисунок С.3 — Влияние относительного демпфирования на передаточную функцию системы с одной степенью свободы

С.3 Сложные механические системы

Реальный станок является сложной механической системой, но его динамическое поведение может быть легко описано математически в предположении, что эта система линейна (для станков в большинстве случаев это условие можно считать выполненным), т. е. параметры системы (массы, жесткости, коэффициенты демпфирования) не изменяются со временем и не зависят от текущего состояния системы.

Для линейной системы общая частотная характеристика, содержащая несколько резонансных пиков, может быть представлена в виде суперпозиции (суммы) частотных характеристик систем с одной степенью свободы [см. формулу (25)].

Это является основой для экспериментального и теоретического анализа мод вибрации конструкции.

Приложение D
(рекомендуемое)

Правила балансировки двигателей и шпинделей станка

Правильная балансировка вращающихся узлов станка является одной из основных мер по снижению его вибрации.

Одни и те же принципы балансировки применяют в отношении как двигателя и шкива, так и шпинделя и инструмента. В любом случае балансировку каждого узла выполняют отдельно, чтобы обеспечить их взаимозаменяемость. Узлы, подлежащие разборке, должны быть уравновешены в разобранном состоянии.

Примечание — В случае высокоскоростных станков обычная процедура поэлементной балансировки может не обеспечить требуемой уравновешенности ввиду остаточных дисбалансов отдельных элементов сборного узла. В этом случае проводят окончательную балансировку узла в сборе.

Рекомендации по балансировке шпинделя и инструмента включает в себя следующие положения:

- балансировку шпинделя выполняют со вставленной шпонкой, но без инструмента;
- инструмент всегда уравновешивают отдельно;
- фрезерные резцы уравновешивают до класса G40 согласно ИСО 15641;
- балансировку шлифовальных кругов выполняют в соответствии с ИСО 6103.

В случае привода с закладной шпонкой правила балансировки усложняются. Рекомендации по балансировке двигателя и шкива включает в себя следующие положения:

- изготовитель двигателя при его балансировке использует полушпонку;
- изготовитель шкива (или инструмента) при балансировке должен использовать оправку, балансировка которой выполнена с такой же полушпонкой, что применена при балансировке двигателя;
- после этого шкив балансируют с поставляемой полной шпонкой, которая необязательно является суммой полушпонок, используемых при балансировке двигателя и оправки;
- шкив насаживают на вал электродвигателя с поставляемой полной шпонкой.

Соблюдение этих правил обеспечивает быструю и легкую замену шкивов и шпонок.

Приложение Е
(справочное)

Примеры результатов испытаний и их представления

Примеры настоящего приложения приведены только в целях иллюстрации основных принципов испытаний и не предназначены для буквального воспроизведения в реальных условиях испытаний станков.

Пример 1. Измерения абсолютной вибрации круглошлифовального станка в процессе его работы для определения относительного перемещения между шлифовальным кругом и заготовкой

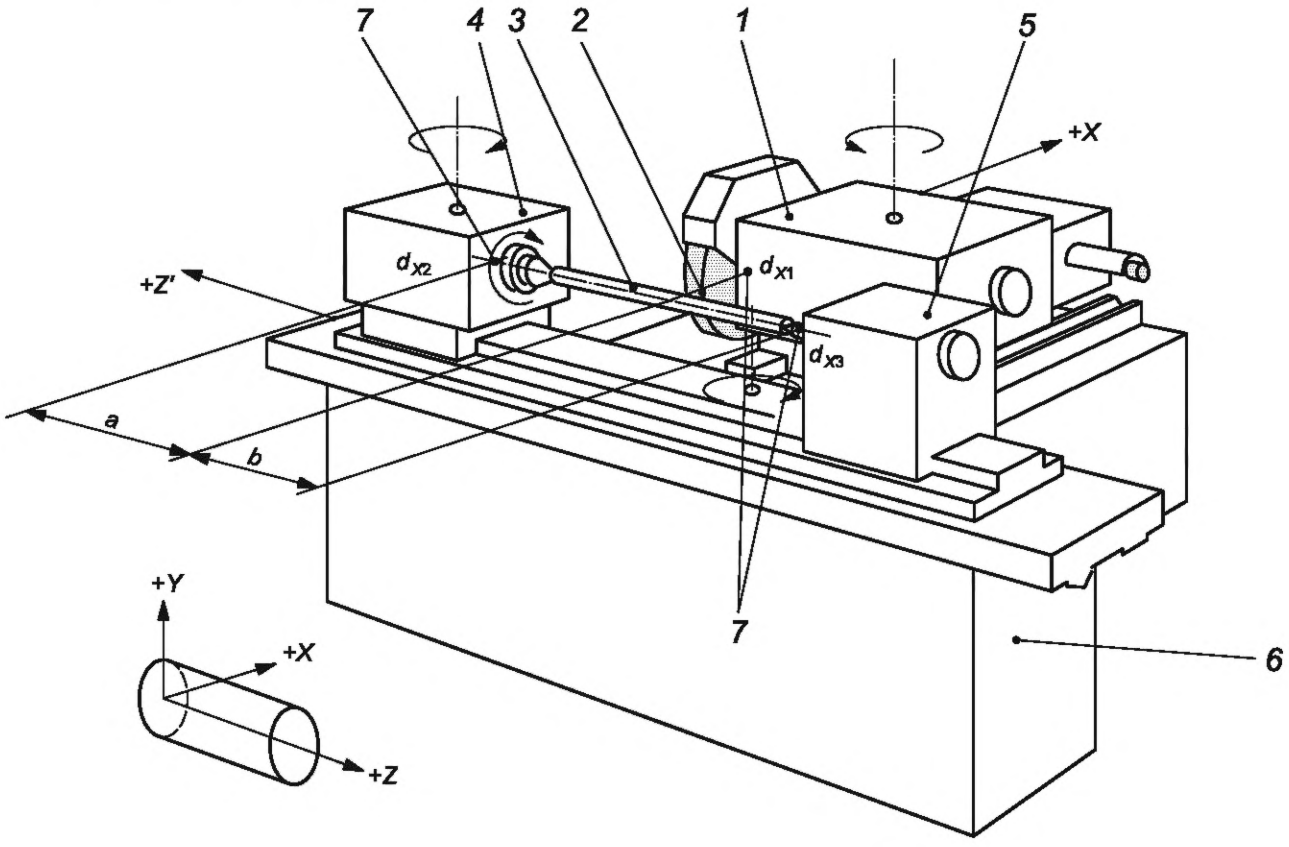
Если имеются сложности с измерениями относительной вибрации между заготовкой и инструментом, то их можно заменить одновременными измерениями абсолютной вибрации в нескольких точках станка. В данном примере показан способ использования результатов таких измерений для расчета вектора относительного перемещения в направлении *X* между шлифовальным кругом и заготовкой при ее обработке на круглошлифовальном станке.

Примечание — В данном примере не учитываются динамические свойства самой заготовки, которые могут оказать влияние на качество выполняемой обработки.

С помощью преобразователей вибрации d_{X1} на шлифовальной бабке, d_{X2} на передней бабке и d_{X3} на задней бабке определяют вектора (амплитуды и фазы) перемещений в направлении *X*. Расстояние между точками установки преобразователей по оси *Z* составляет *a* и *b*, как показано на рисунке Е.1.

Вектор относительной вибрации представляет собой разность между векторами абсолютной вибрации со стороны инструмента и заготовки. В свою очередь, последний получают интерполяцией по векторам абсолютной вибрации на передней и задней бабках, как показано в справочной вставке 11.

Вместо векторов, рассматриваемых в справочной вставке 11, используют амплитуды *d* и фазовые углы α, полученные по результатам измерений в трех указанных точках. За точку отсчета принят вектор перемещения на шлифовальной бабке, т. е. его фазовый угол равен нулю. Для корректного сравнения векторов необходимо обеспечить синхронность измерений во всех трех точках.



1 — шлифовальная бабка; *2* — шлифовальный круг; *3* — заготовка; *4* — передняя бабка; *5* — задняя бабка; *6* — станина; *7* — преобразователь вибрации (d_{X1}, d_{X2}, d_{X3})

Рисунок Е.1 — Измерения вибрации круглошлифовального станка

$$\vec{d}_X = \vec{d}_{X1} - \frac{b\vec{d}_{X2} + a\vec{d}_{X3}}{a+b}.$$

Из данного соотношения следует:

$$d_X \sin(\omega t + \phi) = d_{X1}\cos(\omega t) - \frac{bd_{X2}\cos(\omega t - \alpha_2) + ad_{X3}\cos(\omega t - \alpha_3)}{a+b},$$

$$d_X = \sqrt{p^2 + q^2},$$

где

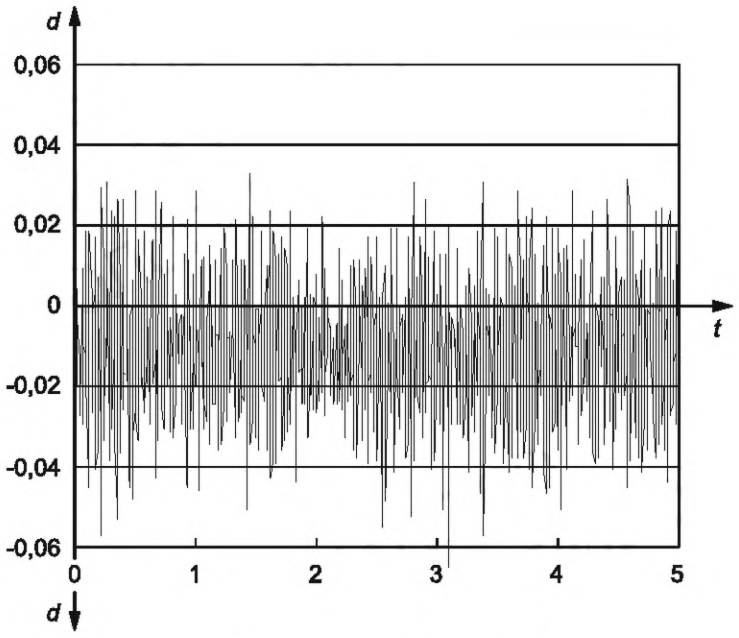
$$p = d_{X1} - \frac{bd_{X2}\cos\alpha_2 + ad_{X3}\cos\alpha_3}{a+b};$$

$$q = -\frac{bd_{X2}\sin\alpha_2 + ad_{X3}\sin\alpha_3}{a+b}$$

d_X — амплитуда относительной вибрации;
α — фазовый угол;
$\omega = 2\pi N/60$, где N — скорость вращения шлифовального круга, мин$^{-1}$;
φ — фазовый угол вектора относительной вибрации;
t — время, с.

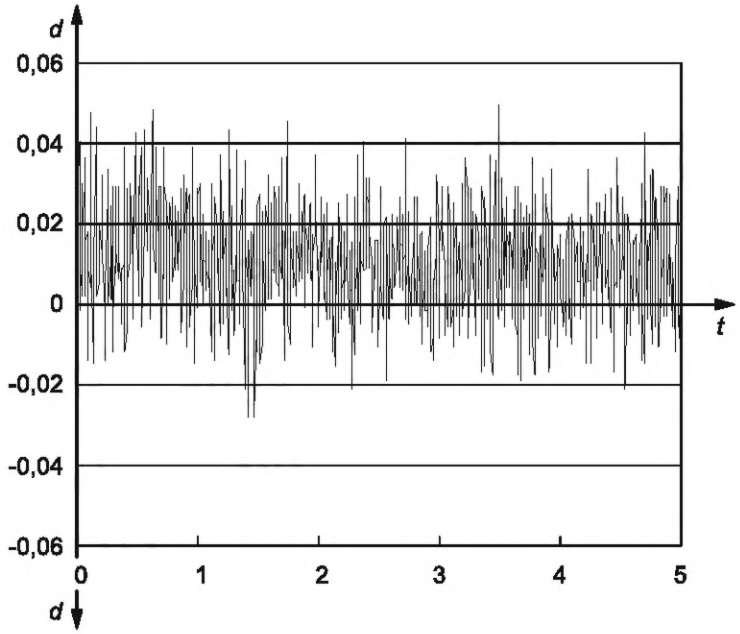
Справочная вставка 11 — Вывод формул для относительной вибрации

Пример 2. Анализ вибрации от сторонних источников во временной области
На рисунке Е.2 показаны результаты измерений вибрации (перемещений) в трех направлениях.

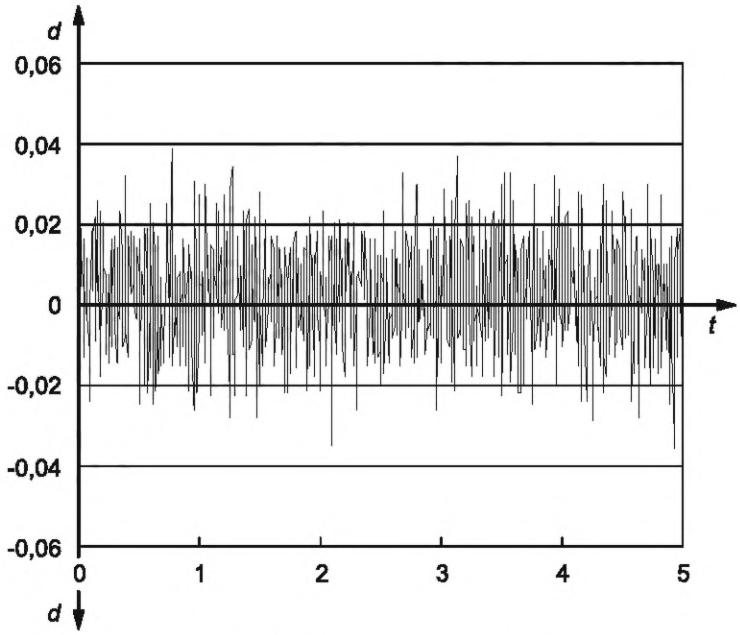


а) Вибрация в направлении X

Рисунок Е.2, лист 1 — Вибрация сторонних источников (частота дискретизации сигнала 200 Гц)



b) Вибрация в направлении *Y*



c) Вибрация в направлении *Z*

t — время, с; *d* — перемещение, мкм

Рисунок Е.2, лист 2

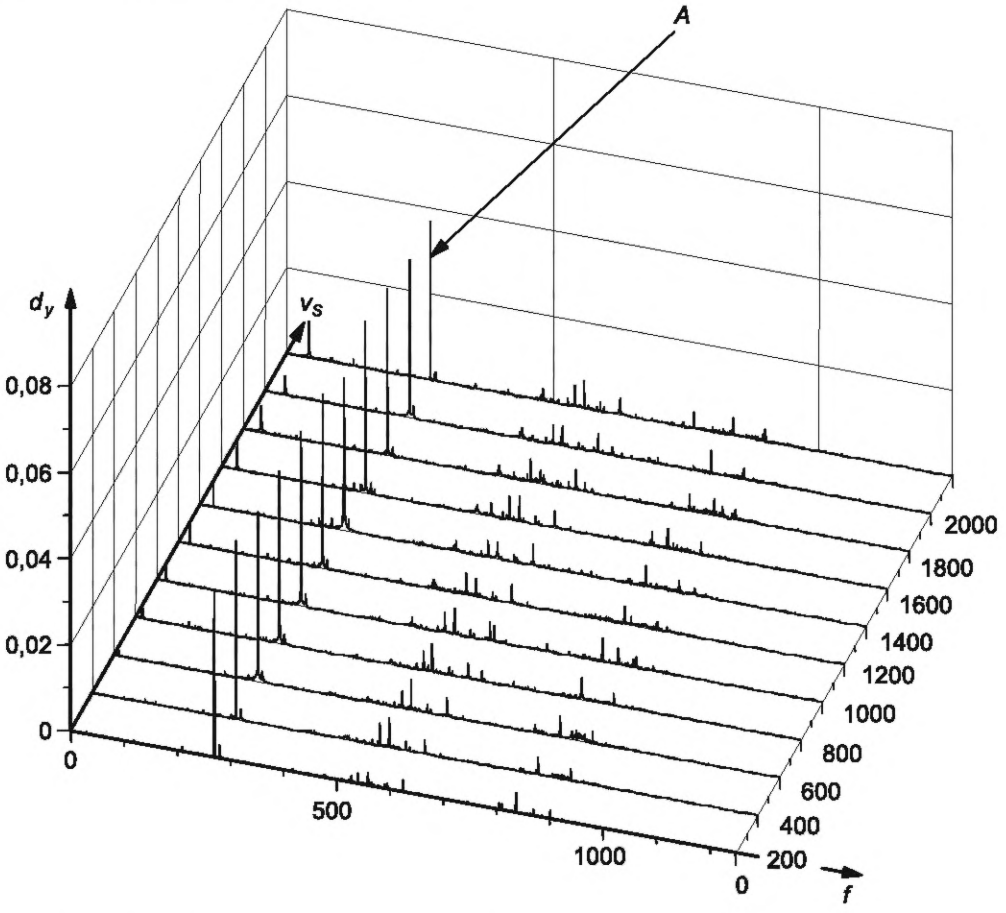
Максимальный размах перемещения:	0,1 мкм.
Направление, в котором вибрация максимальна:	*X*.
Продолжительность измерений вибрации:	5 с.
Средства измерений:	трехканальная система с емкостными преобразователями для измерения перемещений относительно цилиндрической мишени на шпинделе.

Станок:	пятиосевой вертикальный обрабатывающий центр с тремя направляющими на станине для перемещений шпинделя. Заготовка размещена на поворотном столе.
Место и дата испытаний:	машинный цех, 20XX-XX-XX.
Окружающая среда:	типичная для машинного цеха (спокойная обстановка).
Внешние работы:	типичные работы для машинного цеха без источников повышенной вибрации вблизи станка.
Рабочее состояние станка:	отключен, вспомогательные системы не работают.

Пример 3. Анализ вибрации от сторонних источников в частотной области

На рисунке Е.3 показан каскадный спектр вибрации шпинделя станка, на которую оказывает влияние расположенный поблизости гидроагрегат.

Не зависящие от скорости вращения шпинделя пики на частоте приблизительно 270 Гц могут рассматриваться как вибрация от гидроагрегата.

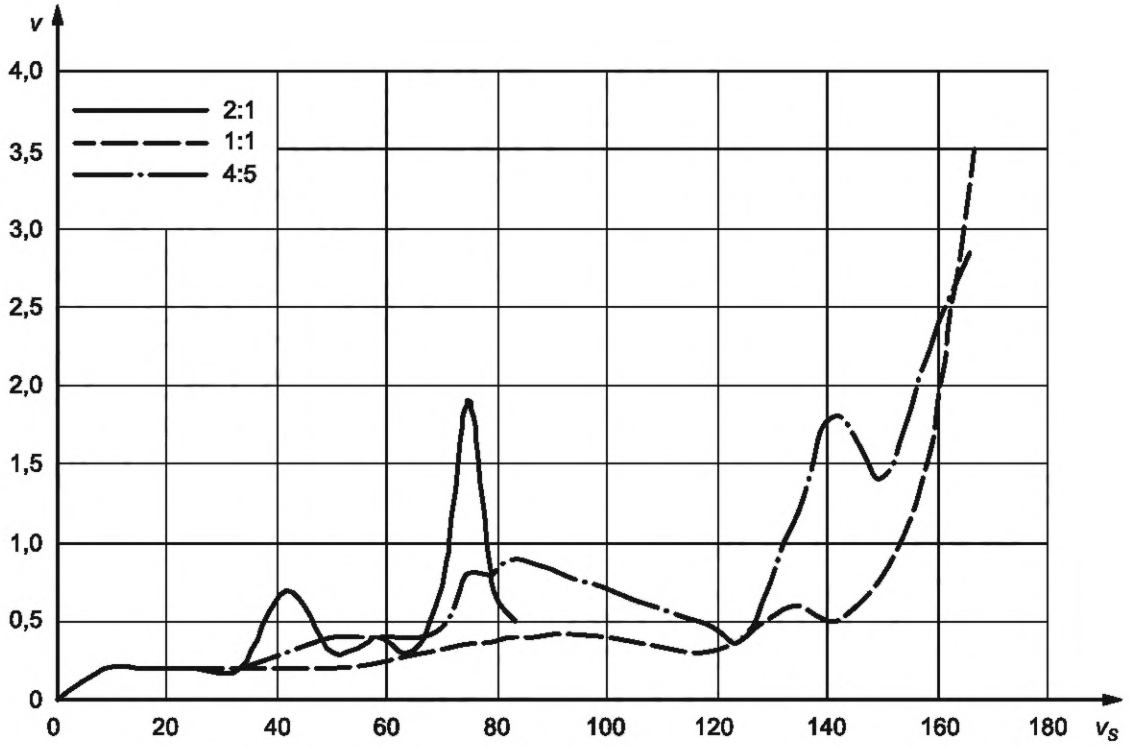


A — вибрация от гидроагрегата; d_y — амплитуда перемещения (относительная); *f* — частота, Гц; v_S — скорость вращения шпинделя, мин$^{-1}$

Рисунок Е.3 — Каскадный спектр вибрации шпинделя с составляющей, обусловленной влиянием гидроагрегата

Пример 4. Вибрация, вызванная дисбалансом и измеренная на передней части шпинделя при оценке класса дисбаланса (см. раздел 7)

Рассматривается вибрация передней части шпинделя обрабатывающего центра с ременным приводом от электродвигателя. Резонансная частота колебаний шпиндельного узла равна 175 Гц. Передаточное число привода может принимать одно из трех дискретных значений. Изменение максимального значения скорости вибрации в диапазоне скоростей вращения шпинделя для каждого передаточного числа показано на рисунке Е.4.



v — максимальное значение скорости вибрации, мм/с; v_S — скорость вращения шпинделя, мин$^{-1}$

Рисунок Е.4 — Вибрация шпинделя при трех значениях передаточного числа

Из рисунка Е.4 видно, что динамическое поведение шпинделя зависит от передаточного числа:

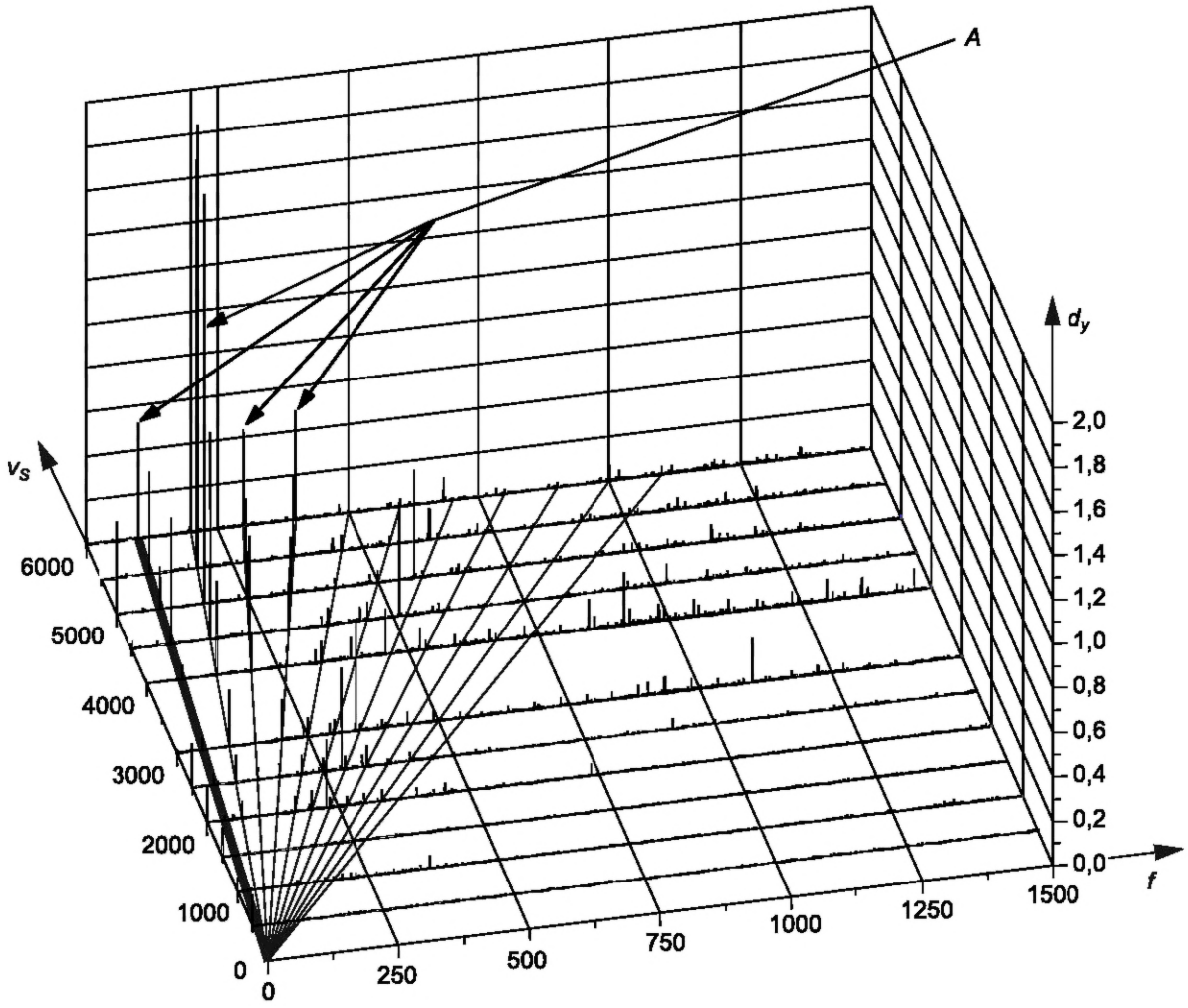
a) передаточное число 2:1 (высокий крутящий момент) соответствует снижению скорости шпинделя вдвое по сравнению со скоростью вращения вала электродвигателя. Резонанс на частоте 75 Гц (4500 мин$^{-1}$) вызван неуравновешенностью вала электродвигателя, вращающегося со скоростью 9000 мин$^{-1}$. Класс дисбаланса — G2,5;

b) передаточное число 1:1 — стандартный вариант привода. Класс дисбаланса — G4;

c) передаточное число 4:5 (высокая скорость вращения) расширяет диапазон частот возбуждения вибрации в область, близкую к резонансной частоте шпинделя 175 Гц. Класс дисбаланса — G4.

Пример 5. Вибрация, вызванная дисбалансом привода шпинделя

На рисунке Е.5 показан каскадный спектр, демонстрирующий изменение вибрации шпинделя (относительное перемещение) при изменении скорости вращения. На графике четко выражены пики на частотах, соответствующих частоте вращения шпинделя и ее гармоникам, что характерно для неуравновешенности системы привода шпинделя.



d_y — амплитуда относительного перемещения; f — частота, Гц; v_S — скорость вращения шпинделя, мин$^{-1}$;
A — амплитуда перемещения на частоте вращения и ее гармониках

Рисунок Е.5 — Вибрация шпинделя при неуравновешенности привода

Пример 6. Вибрация, связанная с движением суппорта станка

Рассматривается вибрация вертикального обрабатывающего центра.

На рисунке Е.6 показана зависимость отклонения *EZY* в вертикальном направлении (*Z*) при перемещении суппорта станка на 100 мм для двух режимов изменения скорости подачи вдоль оси *Y*: от 0 до 200 мм/мин (сплошная линия, ускорение 0,25 м/с^2) и от 0 до 5000 мм/мин (штриховая линия, ускорение 2,2 м/с^2).

Пики отклонения от заданного движения вдоль оси *Y* наблюдаются в начальной и конечной точках перемещения суппорта благодаря началу и завершению ускоренного движения. Чем выше максимальная скорость подачи, тем больше времени наблюдаются высокие значения ускорения и выше значения отклонения.

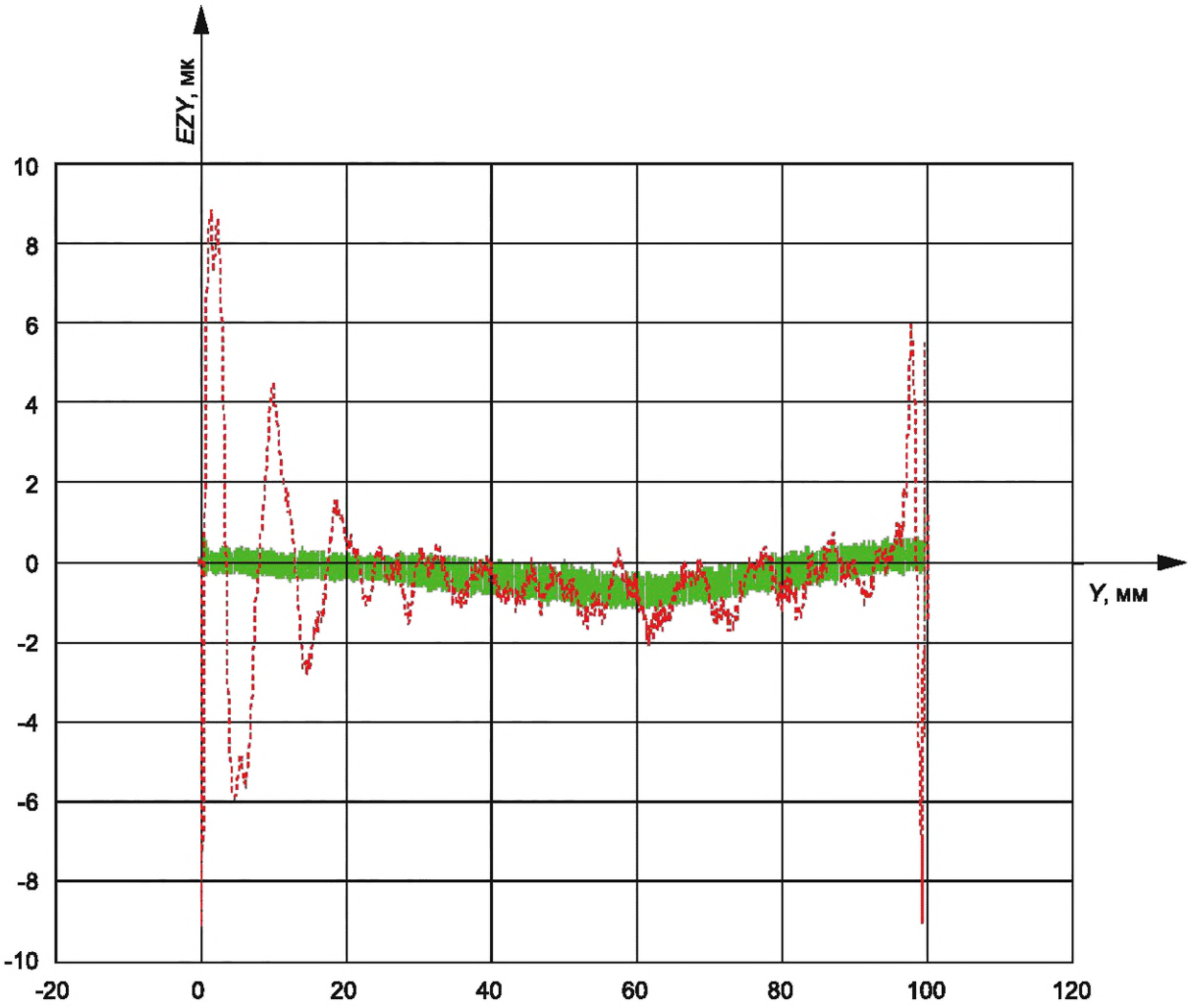


Рисунок Е.6 — Вибрация, связанная с ускоренным движением суппорта

Приложение F
(справочное)

Испытательное оборудование, применяемое при анализе динамического поведения конструкции станка

F.1 Возбудители вибрации

F.1.1 Общие положения

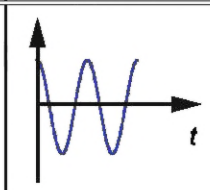
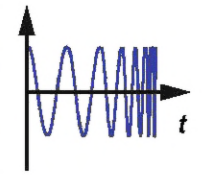
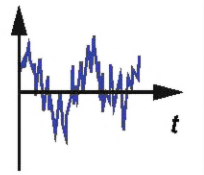
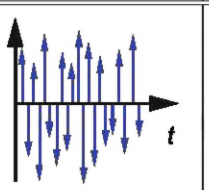
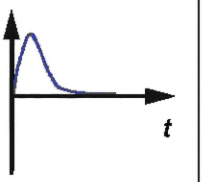
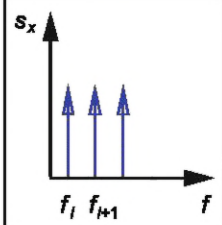
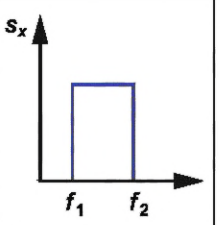
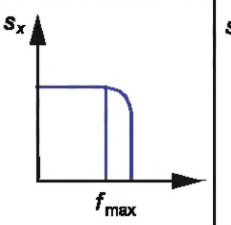
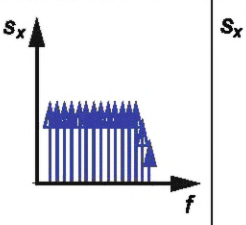
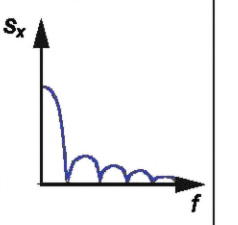
Анализ динамического поведения конструкции станка требует приложения к ней соответствующей переменной вынуждающей силы. Наиболее часто применяемым является электродинамический вибровозбудитель, но оборудование других типов также может быть применено на практике. Его краткое описание дано в F.1.2 и F.1.3.

Анализ поведения конструкции может быть выполнен с приложением воздействий разных видов. От выбора сигнала возбуждения зависит качество получаемых результатов (частотного и модального анализа). Основными типами сигналов возбуждения являются случайный сигнал и сигнал, описываемый некоторой аналитической функцией. Случайный (или псевдослучайный) сигнал обычно определяют через его спектральную мощность и функцию распределения мгновенных значений. Сигналом, задаваемым в аналитическом виде, может быть некоторый периодический (например, синусоидальный с дискретно или непрерывно изменяемой частотой) или непериодический (например, импульсный) процесс.

Выбор подходящего сигнала возбуждения определяется в основном продолжительностью измерений, стоимостью испытательного оборудования и динамикой исследуемой конструкции. Если поведение конструкции линейно или близко к линейному, то теоретически возбуждение любого вида даст одинаковые результаты. На практике, однако, конструкция станков проявляет те или иные нелинейные свойства, что ставит результаты анализа в зависимость от вида возбуждения, мощности возбуждения, а также от предварительного статического нагружения конструкции. Часто в качестве вынуждающей силы используют гармонический процесс, однако при анализе линейных систем зачастую более предпочтительным будет случайное воздействие. Основные виды возбуждения представлены в таблице F.1.

От способа приложения возбуждения зависит создаваемая вибрация: относительная или абсолютная. В станкостроении чаще используют возбуждение относительной вибрации, когда возбудитель расположен между инструментом и заготовкой (между шпинделем и столом станка), с целью имитации процесса обработки. В случае возбуждения абсолютной вибрации конструкция станка совершает колебания относительно некоторой неподвижной массы. Возбуждение относительной вибрации совместно с предварительным нагружением конструкции позволяет уменьшить зазоры в узлах, что уменьшает нелинейность отклика.

Таблица F.1 — Сигналы возбуждения и их свойства (см. [14], рисунок 6.22)

Свойства возбуждения	Вид сигнала				
	Гармонический на фиксированной частоте	Гармонический со сканированием частоты	Случайный	Псевдослучайный	Импульсный
Вид во временной области					
Вид в частотной области					
Продолжительность измерений	Очень большая	Большая	Небольшая	Небольшая	Очень малая
Стоимость оборудования	Высокая	Высокая	Низкая	Высокая	Низкая

Окончание таблицы F.1

Свойства возбуждения	Вид сигнала				
	Гармонический на фиксированной частоте	Гармонический со сканированием частоты	Случайный	Псевдослучайный	Импульсный
Защита от спектрального просачивания	Очень хорошая	Хорошая	Плохая	Хорошая	Хорошая
Концентрация мощности возбуждения	Очень высокая	Высокая	Низкая	Низкая	Очень низкая
Обнаружение нелинейности	Хорошее	Хорошее	Среднее	Среднее	Среднее

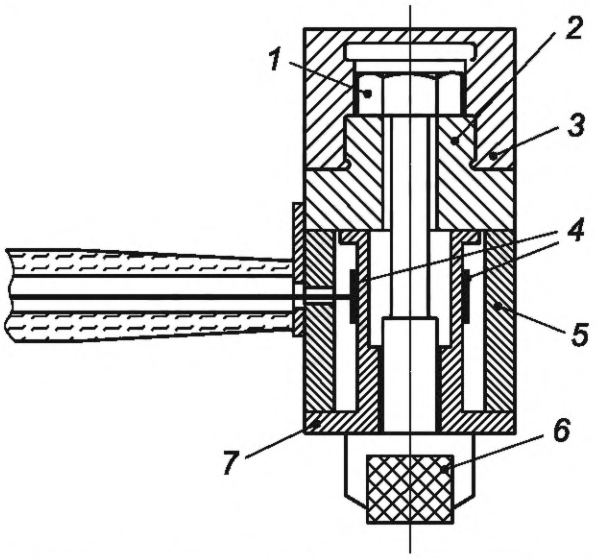
F.1.2 Импульсное и ступенчатое возбуждение

F.1.2.1 Возбуждение с применением инструментального молотка

Нанесение ударов по конструкции, например молотком, приводит к появлению импульсных сигналов. Обычно для этого применяют измерительные молотки двух типов, различающихся типом датчиков силы: тензометрический или пьезокварцевый. Измерительный молоток с тензометрическим датчиком изображен на рисунке F.1 a).

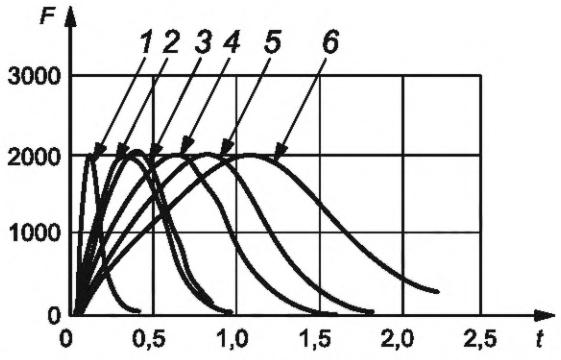
Максимальное значение прилагаемой силы может варьироваться за счет применения дополнительных масс и изменения скорости удара, а длительность импульса зависит от материала насадки молотка. На рисунке F.1 b) показаны временные реализации импульсов с разными материалами насадок.

Стальная насадка обеспечивает наиболее короткий импульс и, соответственно, более широкий спектр частот, в то время как для получения более продолжительного импульса с более узким спектром используют насадки из резины.



1 — натяжной винт; *2* — масса; *3* — дополнительная масса; *4* — тензометрический датчик; *5* — корпус; *6* — насадка; *7* — соединительная втулка

a) Конструкция молотка



1 — сталь; *2* — целлидор А; *3* — ПВХ; *4* — жесткая резина; *5* — мягкая резина, А10; *6* — мягкая резина, А15; *F* — сила, Н; *t* — время, мс

b) Форма возбуждаемого импульса

Рисунок F.1 — Измерительный молоток с тензометрическим датчиком (см. [14], рисунок 6.29)

F.1.2.2 Возбуждение с применением высвобождающего устройства

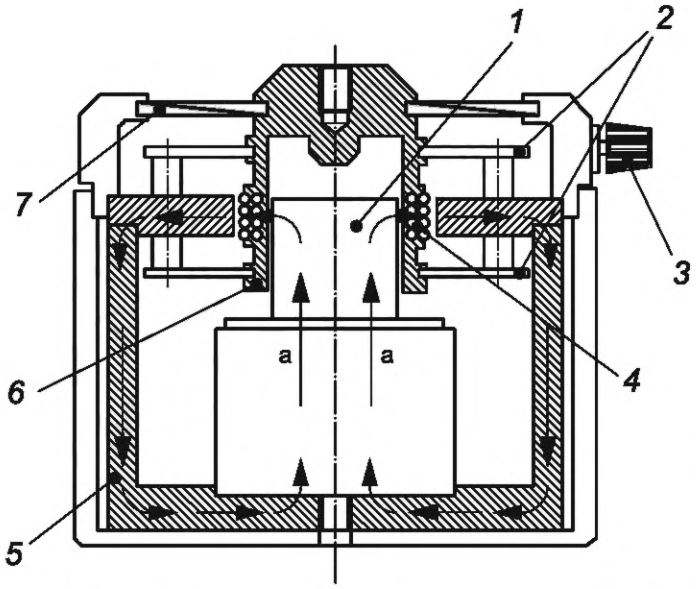
Для получения ступенчатого возбуждения используют устройство, способное мгновенно создать заметное значение силы.

F.1.3 Возбудители гармонической вибрации

F.1.3.1 Электромагнитный возбудитель

Систему возбуждения данного типа используют для воспроизведения как относительной, так и абсолютной вибрации. Поперечное сечение типичного возбудителя электромагнитного типа показано на рисунке F.2. Движение

исполнительного устройства (плунжера) осуществляется за счет взаимодействия переменного тока, протекающего в плунжерной катушке, с ферромагнитным материалом. Плунжер изготовлен из мягкой стали, что обеспечивает высокую плотность магнитного потока и большие выталкивающие силы. Электромагнитный возбудитель в разных модификациях (предварительная нагрузка — от 10 до 2000 Н, диапазон частот — до 20 кГц, развиваемая переменная сила — до 1800 Н) может быть применен для испытаний как очень маленьких, так и очень больших конструкций. С его помощью можно создать как абсолютную, так и относительную вибрацию.



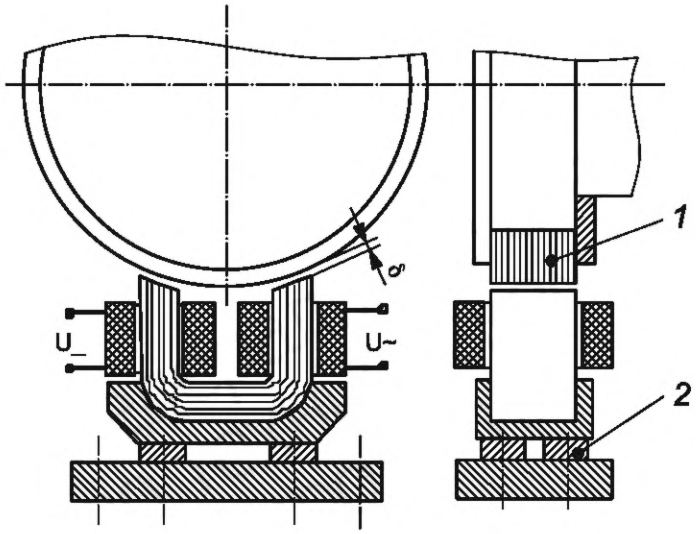
1 — сердечник из мягкой стали; *2* — диафрагменная пружина; *3* — регулятор; *4* — плунжерная катушка; *5* — магнитопровод; *6* — плунжер (исполнительное устройство); *7* — резиновая манжета; а — магнитный поток

Рисунок F.2 — Электромагнитный возбудитель

F.1.3.2 Электромагнитный возбудитель бесконтактного типа

Чтобы оценить влияние вращения шпинделя на динамическую податливость его опор, применяют электромагнитный возбудитель бесконтактного типа. Принцип работы такого возбудителя показан на рисунке F.3. Магнитный поток, создаваемый U-образным электромагнитом, замыкается на вращающийся ротор. Чтобы избежать потерь энергии на вихревые токи, наведенные на поверхности ротора, в шпинделе зажимают имитатор с ламинированной поверхностью. Магнитное поле в воздушном зазоре генерируется двумя катушками, по одной из которых протекает постоянный, а по другой переменный ток. Это позволяет создать как динамическую, так и статическую силу, воздействующую на вращающийся шпиндель. Магнитный поток измеряют с помощью преобразователей Холла на полюсах магнита. Поскольку ширина зазора мала, магнитный поток пропорционален силе, действующей на шпиндель. В других конструкциях вынуждающую силу измеряют пьезоэлектрическими преобразователями или тензодатчиками, расположенными под возбудителем, однако в этом случае при расчете силы необходимо принимать во внимание вибрирующую массу самого возбудителя.

Возбудители данного типа могут генерировать динамическую силу до 2000 Н в диапазоне частот до 1000 Гц и статическую силу до 130 Н.



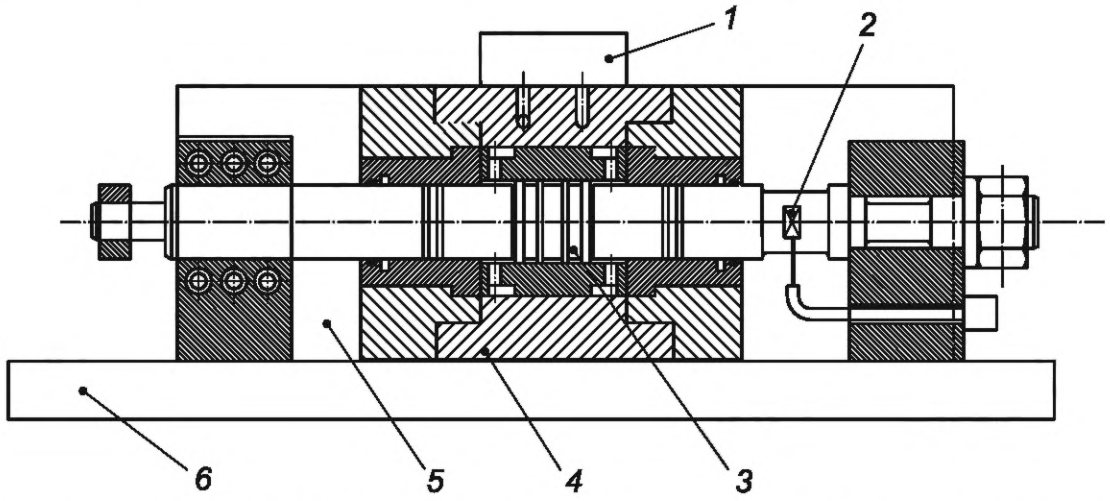
1 — ламинированный ротор; *2* — пьезоэлектрический датчик силы; δ — воздушный зазор; U_ — источник постоянного тока; U~ — источник переменного тока

Рисунок F.3 — Электромагнитный возбудитель бесконтактного типа (см. [14], рисунок 6.28)

F.1.3.3 Электрогидравлический возбудитель

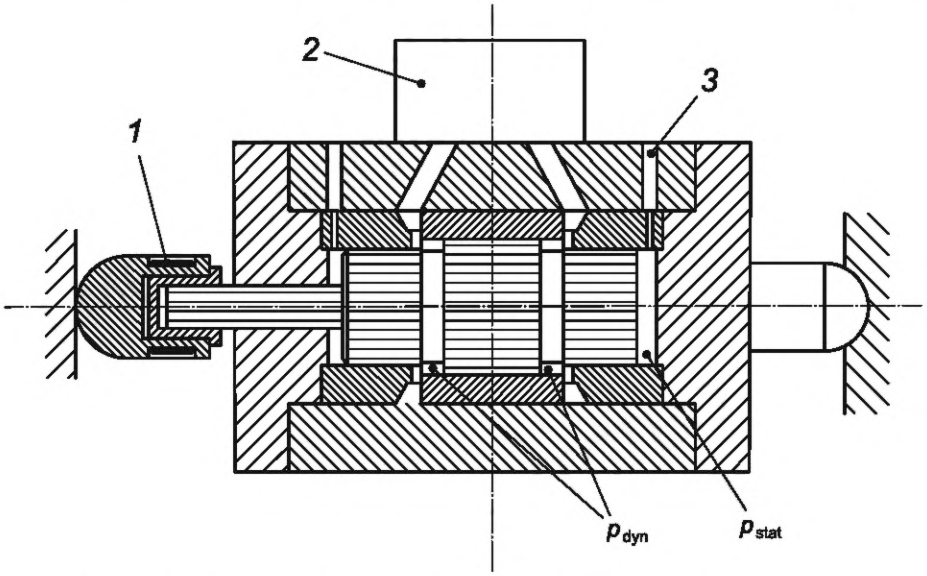
Основным достоинством электрогидравлического возбудителя является его компактность, которая возможна благодаря конструктивному разделению системы подачи гидравлической энергии и исполнительного устройства. Поперечное сечение возбудителя показано на рисунке F.4. Сервоклапан, управляемый генератором сигналов, подает поток масла из системы гидропривода поочередно на каждый поршень.

Статическая нагрузка возбудителя, приложенная через заднюю поверхность поршня, может достигать 7000 Н. Амплитуда динамической силы зависит от жесткости поверхности испытуемого объекта и может достигать 1500 Н. Результирующую силу, которая складывается из статической и динамической составляющих, обычно измеряют с помощью тензометрического датчика. Возбудитель данного типа способен воспроизводить как относительную, так и абсолютную вибрацию. На рисунке F.5 показан возбудитель относительной вибрации.



1 — сервоклапан; *2* — датчик силы; *3* — поршень; *4* — корпус; *5* — дополнительная масса; *6* — опорная плита

Рисунок F.4 — Электрогидравлический возбудитель абсолютной вибрации (см. [14], рисунок 6.26)



1 — тензометрический датчик; *2* — сервоклапан; *3* — поток масла; p_{dyn} — динамическое давление; p_{stat} — статическое давление

Рисунок F.5 — Электрогидравлический возбудитель относительной вибрации (см. [14], рисунок 6.25)

F.1.3.4 Пьезоэлектрический возбудитель

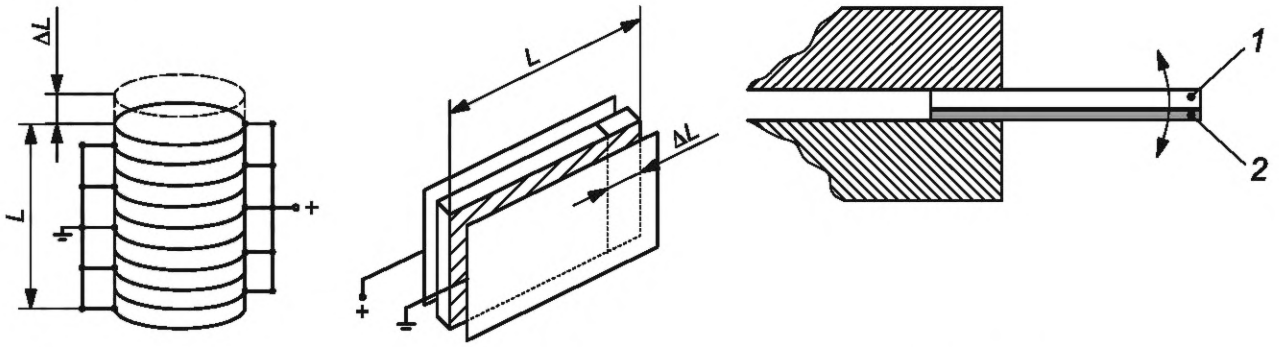
Пьезоэлектрическим свойством обладает ряд керамических материалов и кристаллов кварца. Оно заключается в способности при воздействии на кристалл (пьезоэлемент) механической нагрузки создавать на его поверхности электрический заряд, пропорциональный механическому напряжению, вызванному нагрузкой. Пьезоэлектрический эффект обратим, т. е. в случае появления на поверхности электрического заряда в кристалле возникают механические напряжения. Обратный пьезоэлектрический эффект позволяет создавать переменную силу после

подачи на кристалл переменного электрического напряжения, на чем основана работа пьезоэлектрического возбудителя (см. рисунок F.6). В свою очередь, прямой пьезоэлектрический эффект используется в преобразователях вибрации (см. F.2.6).

Кристалл может быть деформирован как в продольном, так и в поперечном направлениях, при этом продольным считают направление поляризации.

Чтобы усилить эффект в продольном направлении, несколько пьезоэлементов собирают в многослойную стопку [см. рисунок F.6 a)]. В этом случае общая деформация исполнительного устройства возбудителя ΔL будет равна сумме деформаций отдельных пьезоэлементов.

Известны пьезоэлектрические возбудители как высокого (порядка 1000 В), так и низкого (не более 100 В) напряжений. В последнем случае толщина исполнительного устройства возбудителя меньше, но требуемый ток возбуждения больше.



Перемещение: 5 — 300 мкм.
Жесткость: 1 — 2100 Н/мкм.
Нагрузка: –30000 — +3500 Н.
Частота: до 20 кГц

Перемещение: 20—45 мкм.
Жесткость: 8—15 Н/мкм.
Нагрузка: –450 — +100 Н.

Перемещение: 50—200 мкм.
Жесткость: 0,15—0,30 Н/мкм.
Нагрузка: –50 — +20 Н.
Частота: до 2,5 кГц

1 — пьезоэлектрик; *2* — сталь

a) Стопка пьезоэлементов

b) Ламинированный пьезоэлемент

c) Композитное исполнительное устройство

Рисунок F.6 — Пьезоэлектрические исполнительные устройства (см. [14], рисунок 2.27)

Пьезоэлектрический возбудитель, используемый совместно с соответствующим усилителем мощности, способен создавать возбуждение в диапазоне до 20 кГц, однако максимально достижимое с его помощью перемещение много меньше получаемого с применением других устройств (см. F.1.3.1—F.1.3.3). Пьезоэлемент может работать также на изгиб. Существует ряд конструкций, использующих это свойство. На рисунке F.6 c) изображен пьезоэлектрический возбудитель в виде защемленной композитной пластины, состоящей из комбинации стального и керамического элементов.

F.1.3.5 Механический возбудитель

Механический возбудитель способен генерировать только гармоническое возбуждение абсолютной вибрации. Принцип действия такого устройства заключается в разнонаправленном вращении неуравновешенных масс, в результате которого центробежные силы в одном направлении компенсируют друг друга, а в другом — складываются, что обеспечивает создание однонаправленного возбуждения. Частота возбуждения равна частоте вращения масс. Недостатком возбудителя данного типа является зависимость вынуждающей силы от частоты (сила пропорциональна квадрату частоты вращения).

F.2 Преобразователи вибрации

F.2.1 Общие положения

Преобразователи вибрации также разделяются на преобразователи абсолютной и относительной вибрации.

Движение чувствительных элементов преобразователей абсолютной вибрации осуществляется в их собственной системе отсчета, в то время как у преобразователей относительной вибрации оно привязано к локальной системе координат, например к устройству фиксации.

Теоретически для измерений перемещения, скорости и ускорения вибрирующей механической системы можно использовать аналогичное массопружинное устройство с измерением перемещения выше собственной частоты этого устройства, а ускорения — ниже этой частоты. На практике, однако, данный принцип не всегда может быть реализован. Так, для измерений в широком диапазоне частот преобразователь перемещения должен был бы иметь низкую собственную частоту, относительно высокую массу и малую жесткость. Но при этом большая масса такого устройства оказывала бы значительное влияние на вибрирующую конструкцию. С другой стороны, акселерометры, чтобы иметь высокую собственную частоту, должны обладать малой массой и высокой жесткостью.

Общая масса такого преобразователя будет мала, и он не будет существенно влиять на вибрацию конструкции, на которой установлен.

В любом случае следует иметь в виду, что всегда существует возможность преобразовать измеряемую величину (перемещение, скорость или ускорение вибрации) в другую величину, описывающую вибрацию, посредством операций интегрирования или дифференцирования (см. приложение В).

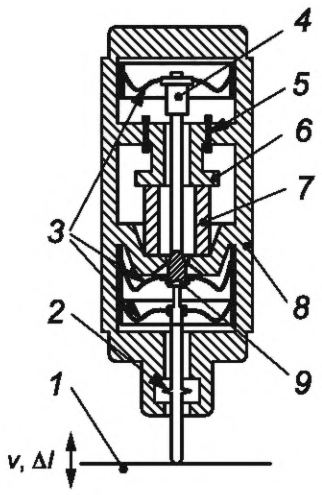
F.2.2 Электродинамический преобразователь

В преобразователе электродинамического типа (велосиметре) относительное движение проводящей катушки (чувствительного элемента) в магнитном поле приводит к появлению на концах катушки напряжения U, пропорционального плотности магнитного потока в катушке B, числу витков в катушке w, длине каждого витка l и скорости движения катушки v, что может быть выражено формулой

$$U = wlBv = kv.$$

Если все остальные величины, входящие в формулу, постоянны, то катушка, воспринимающая от вибрирующей поверхности движение со скоростью v, будет генерировать напряжение U, пропорциональное этой скорости.

Большинство преобразователей данного типа содержит заключенную в металлический корпус магнитную систему, в поле которой движется закрепленная с помощью двух диафрагменных пружин катушка с сердечником (см. рисунок F.7). Сердечник соединен с щупом, находящимся в непосредственном контакте с вибрирующей поверхностью. Преобразователь удерживается рукой или закрепляется на некотором устройстве, относительно которого происходит измерение вибрации. Следует обратить внимание на то, что точность измерений может быть снижена из-за возможного влияния резонанса в области контакта.



1 — вибрирующая поверхность; *2* — щуп; *3* — диафрагменные пружины; *4* — направляющий болт; *5* — катушка; *6* — полюсный наконечник; *7* — постоянный магнит; *8* — корпус; *9* — соединение с щупом; *v* — скорость вибрации поверхности

Рисунок F.7 — Электродинамический преобразователь скорости вибрации (см. [14], рисунок 2.28)

Если электродинамический преобразователь используют для измерений абсолютной вибрации, то принцип его конструкции противоположен описанному выше. В этом случае катушка жестко соединена с корпусом, который, в свою очередь, жестко связан с вибрирующей поверхностью, а сердечник, являющийся постоянным магнитом, на частотах выше собственной проявляет себя как инерционная масса. Скорость вибрации поверхности измеряется относительно этой неподвижной инерционной массы.

F.2.3 Индуктивный преобразователь

Преобразователь содержит питаемую от сети переменного тока катушку с ферромагнитным стальным сердечником, индуктивность L которого зависит от числа витков в катушке w, магнитной проницаемости сердечника μ и площади поперечного сечение катушки A. В преобразователе простейшей конструкции катушка намотана вокруг сердечника U-образной формы. Протекающий по катушке ток создает магнитное поле в сердечнике, линии которого замыкаются через воздушный зазор и якорь, расположенный на расстоянии l от сердечника. Выбор соответствующей конструкции позволяет управлять параметрами w, μ, A и l. Принцип работы преобразователя основан на зависимости индуктивности L от изменений Δl воздушного зазора между сердечником и якорем.

Общее магнитное сопротивление магнитной цепи R_{tot} представляет собой сумму магнитных сопротивлений сердечника R_{core}, двух воздушных зазоров (общей длиной $2l$) R_{gap} и якоря R_{armat}:

$$R_{tot} = R_{core} + R_{armat} + R_{gap}.$$

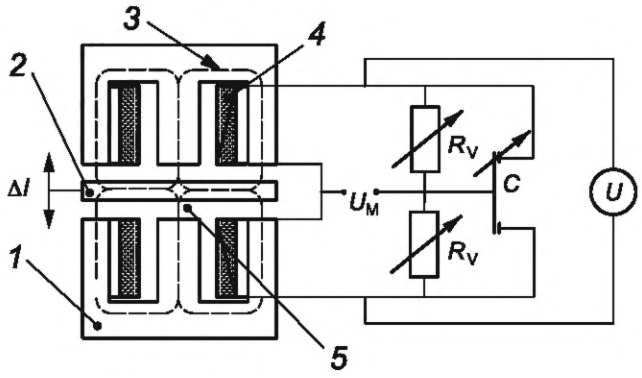
Поскольку магнитное сопротивление ферромагнитных частей магнитопровода (сердечника и якоря) пренебрежимо мало по сравнению с сопротивлением воздушного зазора, справедлива формула

$$R_{tot} = 2l/\mu A \text{ или } L = k\mu A/l.$$

Перемещение якоря на расстояние Δl приводит к изменению индуктивности ΔL, $\Delta L = C/\Delta l$.

Последнее соотношение указывает на обратно пропорциональную зависимость между изменением индуктивности и перемещением якоря. В связи с этим индуктивный преобразователь имеет постоянный коэффициент преобразования только в области очень малых перемещений. Диапазон измерений по перемещению можно расширить, если использовать две одинаковых катушки на противоположных сторонах моста Уинстона, как показано на рисунке F.8. Тогда перемещение якоря в воздушном зазоре будет увеличивать одну индуктивность в цепи при одновременном уменьшении другой. Цепь включает в себя помимо двух индуктивностей также эталонные сопротивления R_V и емкость c для настройки амплитудно-частотной и фазочастотной характеристик преобразователя. Перемещения якоря влияют на баланс моста. Измеряемое напряжение U будет пропорционально перемещению якоря Δl с учетом направления (знака) этого перемещения.

В диапазоне измерений в пределах до 0,4—0,7 мм нелинейность коэффициента преобразования преобразователя данного типа составит приблизительно 1 %.



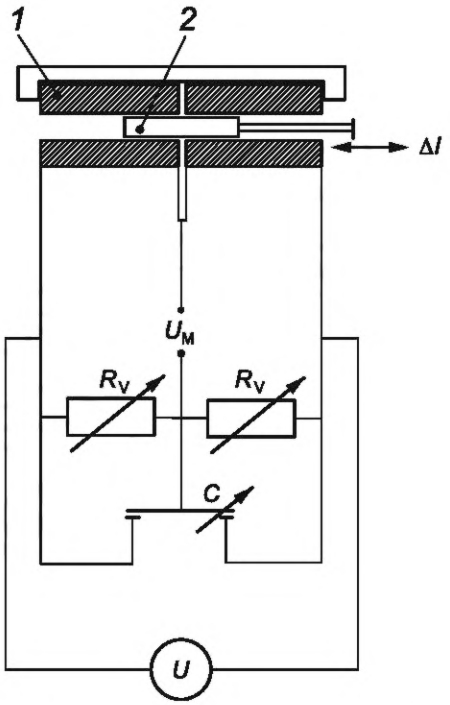
1 — сердечник; *2* — якорь; *3* — линия магнитного поля (через сердечник, якорь и два воздушных зазора); *4* — катушка; *5* — воздушный зазор; Δl — перемещения якоря; U — напряжение питания; U_M — измеряемое напряжение; R_V — эталонное сопротивление моста; c — емкость моста

Рисунок F.8 — Индуктивный преобразователь с мостом Уинстона (см. [14], рисунок 2.6)

F.2.4 Плунжерный преобразователь

Плунжерный преобразователь отличается от индуктивного механизмом изменения индуктивности. В данном устройстве индуктивность изменяется за счет движения плунжера (ферромагнитного сердечника) внутри двух катушек с противоположными намотками вокруг металлической трубы (см. рисунок F.9). По катушкам протекает электрический ток. Электрическая цепь преобразователя включает в себя две индуктивности, соединенные мостом Уинстона с двумя сопротивлениями и емкостью, которые можно изменять для получения требуемых характеристик преобразователя. Положение плунжера в центре трубы соответствует нулю перемещения. Диапазон линейности такого преобразователя много больше, чем у рассмотренного в F.2.2, и составляет от 0,5 до 200 мм с нелинейностью обычно не более 0,2 % — 0,4 %.

Конструкция плунжерного преобразователя несколько похожа на преобразователь на основе линейно регулируемого дифференциального трансформатора (LVDT-преобразователь), но их не следует путать. LVDT-преобразователь содержит первичную и вторичную катушку. По первичной катушке протекает переменный ток, а вторичная разделена на две последовательно соединенные части с противоположными направлениями намотки как в плунжерном преобразователе. Коэффициент трансформации, а также суммарное напряжение во вторичной цепи зависят от положения плунжера (сердечника).



1 — катушка; *2* — плунжер; Δl — перемещения якоря; *U* — напряжение питания; U_M — измеряемое напряжение; R_V — эталонное сопротивление моста; *C* — емкость моста

Рисунок F.9 — Плунжерный преобразователь (см. [14], рисунок 2.7)

F.2.5 Емкостной преобразователь

Емкостной преобразователь состоит из двух параллельных проводящих пластин площадью *A* каждая, отстоящих друг от друга на расстояние *d* и разделенных слоем диэлектрического материала с диэлектрической проницаемостью ε. Электрическую емкость пластин определяют по формуле

$$C = \varepsilon_0 \varepsilon A/d,$$

где ε_0 — диэлектрическая проницаемость вакуума ($\varepsilon_0 = 10^{-11}/2\pi$ Ф/см).

Можно показать, что изменение расстояния между пластинами на Δd приводит к изменению емкости, описываемое формулой

$$\frac{C(d)}{C(d+\Delta d)} = 1 + \Delta d/d.$$

Ввиду того, что данное соотношение нелинейно, электронная цепь преобразователя должна выполнить операцию линеаризации и усиления сигнала.

Корпус преобразователя сконструирован так, чтобы экранировать внешние и внутренние помехи. Для устранения влияния изменения емкости между проводниками преобразователь имеет встроенный предусилитель. Преобразователь требует питания от источника переменного тока.

Емкостной преобразователь обычно используют для бесконтактного измерения вибрации. Если измеряют вибрацию металлической поверхности, то данная поверхность может выступать в качестве второй пластины емкости. В зависимости от конструкции диапазон измерений емкостного преобразователя составляет от 0,05 до 10 мм с разрешением от 0,002 до 0,4 мкм. Отклонения от линейности в диапазоне измерений приблизительно 0,2 %. Диапазон частот измерений — от 0 до 6 кГц.

F.2.6 Преобразователи ускорения

Акселерометры измеряют силу реакции *F* в отношении массы *m*, движущейся с ускорением *a*, согласно закону Ньютона

$$F = ma \text{ или } a = F/m.$$

Сила может быть измерена одним из двух способов:

a) массу акселерометра закрепляют на легкой металлической опоре, например, небольшом цилиндре, с высокой чувствительностью к деформациям, которые измеряют тензометрическим датчиком;

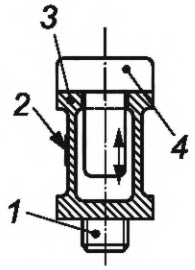
b) массу акселерометра закрепляют на пьезоэлектрическом кристалле, работающем на сжатие/растяжение, изгиб или сдвиг.

Электрический заряд, образующийся на поверхности кристалла, обычно усиливают посредством встроенного предусилителя для уменьшения влияния помех, например от соединительного кабеля.

Акселерометры относятся к преобразователям инерционного типа. В области частот ниже резонанса перемещение массы относительно корпуса датчика пропорционально ускорению или силе F, воздействующей на кристалл.

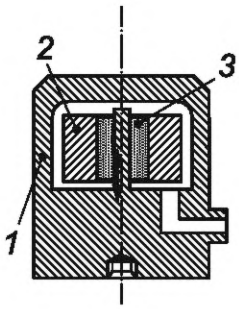
Для максимального расширения дорезонансной области акселерометр должен иметь малую массу и высокую жесткость, что способен обеспечить пьезокристалл. Диапазон частот измерений может составлять до 100 кГц, а измеряемые ускорения лежат в диапазоне от 10^{-3} до 10^5 g (g — ускорение свободного падения, равное приблизительно 9,81 м/с^2).

Акселерометры часто устанавливают на вибрирующей поверхности с помощью резьбового соединения. Преимуществом такого преобразователя является то, что его масса обычно пренебрежимо мала по сравнению с эффективной массой вибрирующей конструкции (см. рисунок F.10).



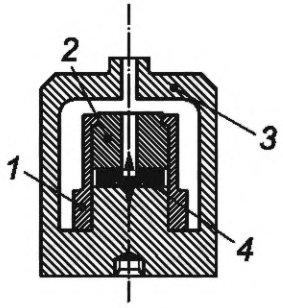
1 — резьбовая шпилька; *2* — тензометр; *3* — корпус из легкого металла; *4* — масса

a) Акселерометр с тензодатчиком



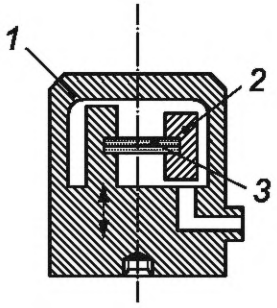
1 — корпус; *2* — масса; *3* — пьезоэлемент

b) Акселерометр с пьезоэлементом, работающим на сдвиг



1 — втулка для создания предварительного нагружения; *2* — масса; *3* — корпус; *4* — пьезоэлемент

c) Акселерометр с пьезоэлементом, работающим на растяжение/сжатие



1 — корпус; *2* — масса; *3* — пьезоэлемент

d) Акселерометр с пьезоэлементом, работающим на изгиб

Рисунок F.10 — Акселерометры (см. [14], рисунок 2.29)

Приложение ДА
(справочное)

Сведения о соответствии ссылочных международных стандартов национальным и межгосударственным стандартам

Таблица ДА.1

Обозначение ссылочного международного стандарта	Степень соответствия	Обозначение и наименование соответствующего национального, межгосударственного стандарта
ISO 230-1	IDT	ГОСТ ISO 230-1—2018 «Нормы и правила испытаний станков. Часть 1. Геометрическая точность станков, работающих на холостом ходу или в квазистатических условиях»
ISO 230-5	IDT	ГОСТ ИСО 230-5—2002 «Испытания станков. Часть 5. Определение шумовых характеристик»
ISO 1925:2001	—	*
ISO 1940-1:2003	IDT	ГОСТ ИСО 1940-1—2007 «Вибрация. Требования к качеству балансировки жестких роторов. Часть 1. Определение допустимого дисбаланса»
ISO 2041:2009	IDT	ГОСТ Р ИСО 2041—2012 «Вибрация, удар и контроль технического состояния. Термины и определения»
ISO 2631-1	MOD	ГОСТ 31191.1—2004 (ИСО 2631-1:1997) «Вибрация и удар. Измерение общей вибрации и оценка ее воздействия на человека. Часть 1. Общие требования»
ISO 2954	IDT	ГОСТ ISO 2954—2014 «Вибрация. Контроль состояния машин по результатам измерений вибрации на невращающихся частях. Требования к средствам измерений»
ISO 5348:1998	IDT	ГОСТ ИСО 5348—2002 «Вибрация и удар. Механическое крепление акселерометров»
ISO 6103	—	*
ISO 15641	—	*, 1)

* Соответствующий межгосударственный стандарт отсутствует. До его принятия рекомендуется использовать перевод на русский язык данного международного стандарта.

Примечание — В настоящей таблице использованы следующие условные обозначения степени соответствия стандартов:

- IDT — идентичные стандарты;
- MOD — модифицированный стандарт.

* Действует ГОСТ Р 58582—2019 «Фрезы для высокоскоростной обработки. Требования безопасности», неэквивалентный международному стандарту.

Библиография

[1] ISO 10814:1996 Mechanical vibration — Susceptibility and sensitivity of machines to unbalance (Вибрация. Подверженность и чувствительность машин к дисбалансу)[1)]

[2] ISO 10816-1:1995 Mechanical vibration — Evaluation of machine vibration by measurements on non-rotating parts — Part 1: General guidelines (Вибрация. Оценка вибрации машин по измерениям на невращающихся частях. Часть 1. Общее руководство)[2)]

[3] ISO 10816-3:2009 Mechanical vibration — Evaluation of machine vibration by measurements on non-rotating parts — Part 3: Industrial machines with nominal power above 15 kW and nominal speeds between 120 r/min and 15 000 r/min when measured in situ (Вибрация. Оценка вибрации машин по измерениям на невращающихся частях. Часть 3. Промышленные машины номинальной мощностью более 15 кВт и номинальной скоростью от 120 до 15000 мин$^{-1}$)[3)]

[4] ISO 13373-2:2005 Condition monitoring and diagnostics of machines — Vibration condition monitoring — Part 2: Processing, analysis and presentation of vibration data (Контроль состояния и диагностика машин. Вибрационный контроль состояния. Часть 2. Обработка, анализ и представление результатов измерений вибрации)[4)]

[5] Weck, M., 2001, Werkzeugmaschinen Fertigungssysteme 5, Messtechnische Untersuchung und Beurteilung, Springer, Berlin, Heidelberg, New York

[6] Holzweißig, F., Dresig, H., 1994, Lehrbuch der Maschinenendynamik, Fachbuchverlag, Leipzig, Köln

[7] Ewins, D.J., 1986, Modal Testing: Theory and Practice, Research Studies Ltd., Letchworth, England

[8] Natke, H.G., 1992, Einführung in die Theorie und Praxis der Zeitreihen- und Modalanalyse, Wiesbaden, Vieweg Verlag

[9] Den Hartog, J.P., 1985, Mechanical Vibrations, Dover Publications, Mineola, NY (Original edition: 1934, McGraw-Hill Book Company, New York)

[10] Tobias, S.A., 1965, Machine-Tool Vibration, Blackie & Son Ltd., Glasgow. (Originally published in German as «Schwingungen an Werkzeugmaschinen» by Carl Hanser Verlag, Munich, 1961.) Currently out of print

[11] Peters, J., 1965, Damping in Machine Tool Construction, 6th MTDR Conference, 1965, pp 23—26

[12] Tlusty, J. and Polacek, M., 1963, The Stability of Machine Tools against Self-excited Vibration in Machining, Proceedings of the International Research in Production Engineering, Pittsburgh

[13] Tlusty, J., Manufacturing Processes and Equipment, Prentice Hall, 1st edition

[14] Weck, M. and Brecher, C., 2006, Werkzeugmaschinen, Messtechnische Untersuchung und Beurteilung, dynamische Stabilität, 7. Springer Verlag, Berlin Heidelberg

[15] Bentley, J.P., 1983, Principles of measurement systems, Longmans, London, New York

---

[1)] Международный стандарт заменен на ISO 21940-31:2013. Рекомендуется применять гармонизированный стандарт ГОСТ ISO 21940-31—2016 «Вибрация. Балансировка роторов. Подверженность и чувствительность машин к дисбалансу».

[2)] Серия международных стандартов ISO 10816 заменена на ISO 20816. Рекомендуется применять гармонизированный стандарт ГОСТ Р ИСО 20816-1—2021 «Вибрация. Измерения вибрации и оценка вибрационного состояния машин. Часть 1. Общее руководство».

[3)] Серия международных стандартов ISO 10816 заменена на ISO 20816. Рекомендуется применять гармонизированный стандарт ГОСТ Р ИСО 20816-3—2023 «Вибрация. Измерения вибрации и оценка вибрационного состояния машин. Часть 3. Промышленное оборудование мощностью свыше 15 кВт и частотой вращения от 120 до 30 000 мин$^{-1}$».

[4)] Рекомендуется применять гармонизированный стандарт ГОСТ Р ИСО 13373-2—2009 «Контроль состояния и диагностика машин. Вибрационный контроль состояния машин. Часть 2. Обработка, анализ и представление результатов измерений вибрации».

УДК 67.05:621.914:534.1:006.354 ОКС 25.080.01

Ключевые слова: станки, вибрация, испытания

Редактор *Л.С. Зимилова*
Технический редактор *В.Н. Прусакова*
Корректор *И.А. Королева*
Компьютерная верстка *Л.А. Круговой*

Сдано в набор 27.12.2024. Подписано в печать 30.01.2025. Формат 60×84⅛. Гарнитура Ариал.
Усл. печ. л. 10,23. Уч.-изд. л. 9,26.

Подготовлено на основе электронной версии, предоставленной разработчиком стандарта

Создано в единичном исполнении в ФГБУ «Институт стандартизации»
для комплектования Федерального информационного фонда стандартов,
117418 Москва, Нахимовский пр-т, д. 31, к. 2.
www.gostinfo.ru info@gostinfo.ru

ВВП1371-2024