

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
Федеральное государственное автономное образовательное учреждение высшего образования
**«НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ
ТОМСКИЙ ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»**

А.Н. Гаврилин, Б.Б. Мойзес

ДИАГНОСТИКА ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ СИСТЕМ

ЧАСТЬ 2

*Рекомендовано в качестве учебного пособия
Редакционно-издательским советом
Томского политехнического университета*

Издательство
Томского политехнического университета
2014

УДК 621.9.06.004(075.8)

ББК 34.63-5я73

Г12

Гаврилин А.Н.

Г12 **Диагностика технологических систем: учебное пособие. Часть 2 / А.Н. Гаврилин, Б.Б. Мойзес; Томский политехнический университет. – Томск: Изд-во Томского политехнического университета, 2014. – 128 с.**

В пособии приведены основные сведения о виброакустических методах диагностики технологического оборудования; рассмотрены приборы и аппаратно-программные комплексы для измерения вибраций и вибродиагностики; приведены методы снижения уровня вибраций в технологической системе. Акцент сделан на устройстве фундаментов металлорежущих станков как на основном виде технологического оборудования различных сфер производства.

Пособие является междисциплинарным и предназначено для студентов, обучающихся по направлению 15.04.05 «Конструкторско-технологическое обеспечение машиностроительных производств» (дисциплинам «Надежность и диагностика технологических систем», «Конструкции технологического оборудования») и направлению 27.04.02 «Управление качеством» (дисциплине «Физические методы контроля»).

УДК 621.9.06.004(075.8)

ББК 34.63-5я73

Рецензенты

Технический директор

ОАО «Томский электромеханический завод им. В.В. Вахрушева»

А.А. Котельников

Главный технолог

ОАО «Томский электромеханический завод им. В.В. Вахрушева»

Е.П. Лаза

*Работа выполнена в рамках реализации
гранта Фонда В. Потанина, № ГК140000513*

© ФГАОУ ВО НИ ТПУ, 2014

© Гаврилин А.Н., Мойзес Б.Б., 2014

© Оформление. Издательство Томского
политехнического университета, 2014

ОГЛАВЛЕНИЕ

ПРЕДИСЛОВИЕ	5
ВВЕДЕНИЕ.....	6
1. ВИБРОАКУСТИЧЕСКИЕ МЕТОДЫ ДИАГНОСТИКИ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ СИСТЕМ.....	12
1.1. Диагностика по общему уровню вибрации.....	12
1.2. Диагностика по спектрам вибросигналов	12
1.3. Диагностика по соотношению пик/фон вибросигнала (Крест-фактор).....	15
1.4. Диагностика по энергетическому спектру	17
1.5. Диагностика по автокорреляционной функции.....	17
1.6. Диагностика по фликер-шумам.....	18
1.7. Диагностика по акустической эмиссии	19
1.8. Диагностика по кепстрому диагностического сигнала.....	21
1.9. Диагностика по спектру огибающей сигнала	21
1.10. Акустический канал и его основные свойства	23
1.10.1. Методы исследования частотных характеристик акустического канала.....	24
1.10.2. Требования к установке вибропреобразователя	25
2. ОСНОВНЫЕ ВИБРОАКУСТИЧЕСКИЕ МЕТОДЫ ДИАГНОСТИРОВАНИЯ МЕХАНИЧЕСКИХ УЗЛОВ.....	26
2.1. Диагностика небаланса масс вращающихся частей.....	26
2.1.1. Общие вопросы.....	26
2.1.2. Статический небаланс.....	27
2.1.3. Динамический небаланс	28
2.2. Расцентровка	29
2.2.1. Особенности диагностики расцентровки.....	30
2.2.2. Угловая расцентровка	31
2.2.3. Параллельная расцентровка	33
2.2.4. Расцентровка на изношенной муфте	33
2.3. Диагностика задеваний	35
2.4. Диагностика подшипников скольжения.....	38
2.4.1. Общие вопросы диагностики подшипников	38
2.4.2. Диагностика большого зазора.....	39
2.4.3. Вибрации масляного клина	41
2.4.4. Неправильная установка подшипника	42
2.4.5. Эллипсность шейки вала	43
2.5. Диагностика подшипников качения	44
2.5.1. Стадии развития дефектов подшипников качения	44
2.5.2. Частоты подшипниковых дефектов	46
2.5.3. Диагностика с использованием пик-фактора	52
2.5.4. Диагностика подшипников по спектрам огибающей	53
2.6. Диагностика зубчатых зацеплений	54

2.6.1. Общие вопросы анализа состояния редукторов.....	55
2.6.1.1. Причины вибрации зубчатых пар	55
2.6.1.2. Диагностические признаки дефектов	57
2.6.1.3. Методы диагностики, применимые к зубчатым парам	58
2.6.1.4. Нормирование уровня вибрации в редукторах.....	59
2.6.1.5. «Нормальный» спектр зубчатой пары	60
2.6.2. Спектральные особенности дефектов редукторов.....	61
2.6.3. Износ зубчатой пары.....	63
2.6.4. Эксцентриситет шестерни	65
2.6.5. Расцентровка передачи	67
2.6.6. Треснутый (сломанный) зуб.....	68
3. ПРИБОРЫ И АППАРАТНО-ПРОГРАММНЫЕ КОМПЛЕКСЫ ДЛЯ ИЗМЕРЕНИЯ ВИБРАЦИЙ И ВИБРОДИАГНОСТИКИ	70
3.1. Измеритель шума и вибрации ВШВ-003-М3	70
3.2. Виброметр ВВМ-311	71
3.3. Устройство виброизмерительное портативное СМ-3001	72
3.4. Виброанализатор СД-21	73
3.5. Виброметр-спектроанализатор 795М	74
3.6. Измерительный комплекс К-5101	75
3.7. Универсальный акустический дефектоскоп АД-60К.....	77
3.8. Цифровой ультразвуковой дефектоскоп УД2В-П45/46.....	78
4. МЕТОДЫ СНИЖЕНИЯ УРОВНЯ ВИБРАЦИЙ В ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ СИСТЕМЕ.....	79
4.1. Технологические методы снижения вибрации	79
4.1.1. Изменение скорости резания.....	79
4.1.2. Изменение подачи и глубины резания	79
4.1.3. Изменение углов резания	80
4.2. Конструктивные методы снижения вибрации	84
4.2.1. Виброгасители трения	85
4.2.2. Виброгасители ударного действия	88
4.2.3. Динамические виброгасители	92
4.2.4. Применение антивибрационных оправок.....	95
4.2.5. Снижение вибрации в источнике (балансировка).....	97
4.2.6. Маятниковые инерционные динамические гасители	100
4.2.7. Фундаменты и антивибрационный монтаж станков	103
4.2.7.1. Виброгашение	103
4.2.7.2. Расчет параметров фундаментов.....	104
4.2.7.3. Виброизоляция	105
4.2.7.4. Эффективность виброизоляции	112
5. ФУНДАМЕНТЫ МЕТАЛЛОРЕЖУЩИХ СТАНКОВ	117
5.1. Данные для проектирования фундамента	117
5.2. Требования к установке металлорежущих станков	118
ЛИТЕРАТУРА	121

ПРЕДИСЛОВИЕ

Пособие «Диагностика технологических систем. Часть 2» предназначено для студентов, обучающихся по направлению 15.04.05 «Конструкторско-технологическое обеспечение машиностроительных производств» (дисциплинам «Надежность и диагностика технологических систем», «Конструкции технологического оборудования») и направлению 27.04.02 «Управление качеством» (дисциплине «Физические методы контроля»).

В настоящее время существует большое количество источников информации, посвященных рассмотрению вопросов надежности и диагностики технологических систем и ее элементов. Поэтому создание данного пособия можно рассматривать как первую попытку авторов обобщить богатый опыт в данной сфере, встроив в него результаты собственных исследований и разработок.

В пособии приведен опыт таких авторов, как Барков А.В., Баркова Н.А., Федорищев В.В., Азовцев А.Ю., Борисов А.А., Липатов В.В., Дорошев Ю.С. и др., разработки компаний ООО «Ассоциация ВАСТ», ООО «Диамех 2000», ООО «Измеритель», ООО «Инкотес», ООО «НПЦ неразрушающего контроля “Кропус”», ООО «ВиТэк» и др.

Содержание пособия определено оглавлением.

Во введении приведены основные понятия, определения и параметры, измеряемые при виброакустической диагностике.

В первой главе рассмотрены виброакустические методы диагностики технологических систем.

Во второй главе рассмотрены основные виброакустические методы диагностирования механических узлов.

В третьей главе рассмотрены примеры приборов и аппаратно-программных комплексов для измерения вибраций и вибродиагностики.

Четвертая глава посвящена методам снижения уровня вибраций в технологической системе, пятая – устройству фундамента металлорезающих станков.

Авторы с благодарностью примут все замечания и предложения, направленные на улучшение пособия.

ВВЕДЕНИЕ

Сложное колебательное движение может быть представлено в виде совокупности простых гармоник, которые описываются тремя параметрами: частотой f , амплитудой S и начальной фазой φ (рис. 1).

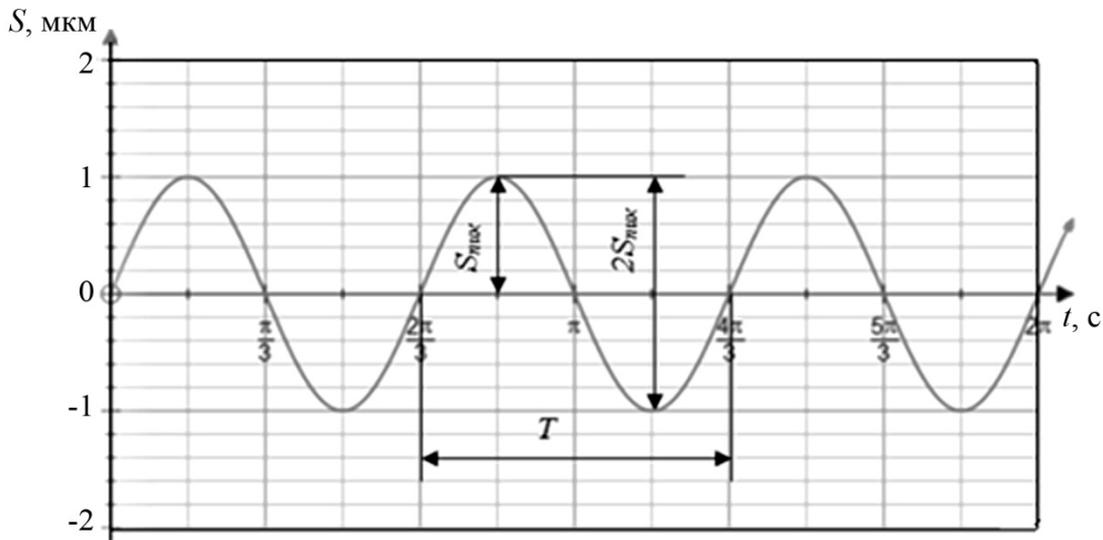


Рис. 1. Параметры колебаний

Эти параметры имеют определенные математические соотношения друг к другу при рассмотрении гармонических колебаний. Если вибрация точки (или тела) имеет чисто продольную форму колебаний вдоль одной оси (x), то мгновенное смещение (вибросмещение) от исходного положения может быть описано математическим уравнением

$$s = S_{\text{пик}} \sin\left(2\pi \frac{t}{T}\right) = S_{\text{пик}} \sin(2\pi f t) = S_{\text{пик}} \sin(\omega t),$$

где $\omega = 2\pi f$ – угловая частота; $S_{\text{пик}}$ – максимальное смещение точки (или тела) от исходного положения; t – время.

Изменение смещения во времени является *скоростью (виброскоростью) движения точки* (или тела), поэтому колебания можно описать через скорость

$$v = \frac{dx}{dt} = \omega S_{\text{пик}} \cos(\omega t) = V_{\text{пик}} \cos(\omega t) = V_{\text{пик}} \sin\left(\omega t + \frac{\pi}{2}\right).$$

Таким образом, вибросмещение посредством дифференцирования может быть преобразовано в скорость.

При дифференцировании амплитуда умножается на частоту, поэтому амплитуда виброскорости на определенной частоте пропорциональна произведению смещения (s) и частоты (f). С увеличением частоты при фиксированном значении смещения скорость возрастет в два раза, а увеличение частоты в 10 раз приводит к увеличению скорости в 10 раз.

Изменение скорости движения точки (или тела) во времени является ускорением (виброускорением) движения

$$a = \frac{dv}{dt} = \frac{ds^2}{dt^2} = -\omega^2 S_{\text{пик}} \sin(\omega t) = -a_{\text{пик}} \sin(\omega t) = a_{\text{пик}} \sin(\omega t + \pi).$$

Таким образом, для получения ускорения из скорости необходимо еще одно дифференцирование, а значит еще одно умножение на частоту. Поэтому ускорение при фиксированном смещении будет пропорционально квадрату частоты.

На основании второго закона Ньютона (сила равна произведению массы на ускорение) при заданном смещении сила будет пропорциональна квадрату частоты. Именно поэтому на практике не сталкиваются с колебаниями, где большие ускорения сопровождаются большими смещениями, просто не существует таких очень больших сил, которые были бы крайне разрушительными.

Как видно из вышеприведенных уравнений, форма и период колебаний остаются неизменными независимо от того, рассматривается ли смещение, скорость или ускорение.

Следует отметить, что мгновенные значения s , v , a отличаются по фазе. Так, скорость опережает смещение на фазовый угол 90° (в уравнении) и ускорение опережает скорость на фазовый угол 90° (в уравнении). В качестве характеризующей величины было применено пиковое значение амплитуды колебаний, т. е. применение пикового значения амплитуды колебаний эффективно при рассмотрении гармонических (простейших) колебаний.

При рассмотрении колебаний (рис. 2) используют другие величины амплитуд.

Среднее арифметическое абсолютное значение амплитуды колебания характеризует общую интенсивность вибрации и определяется как

$$X_{|\text{среднее}|} = \frac{1}{T} \int_0^T |x| dt.$$

Среднее значение амплитуды колебаний используется при анализе колебаний за очень большой промежуток времени (сутки, несколько суток), в основном в стационарных системах мониторинга оборудования. Поэтому эта величина особого практического интереса не представляет.

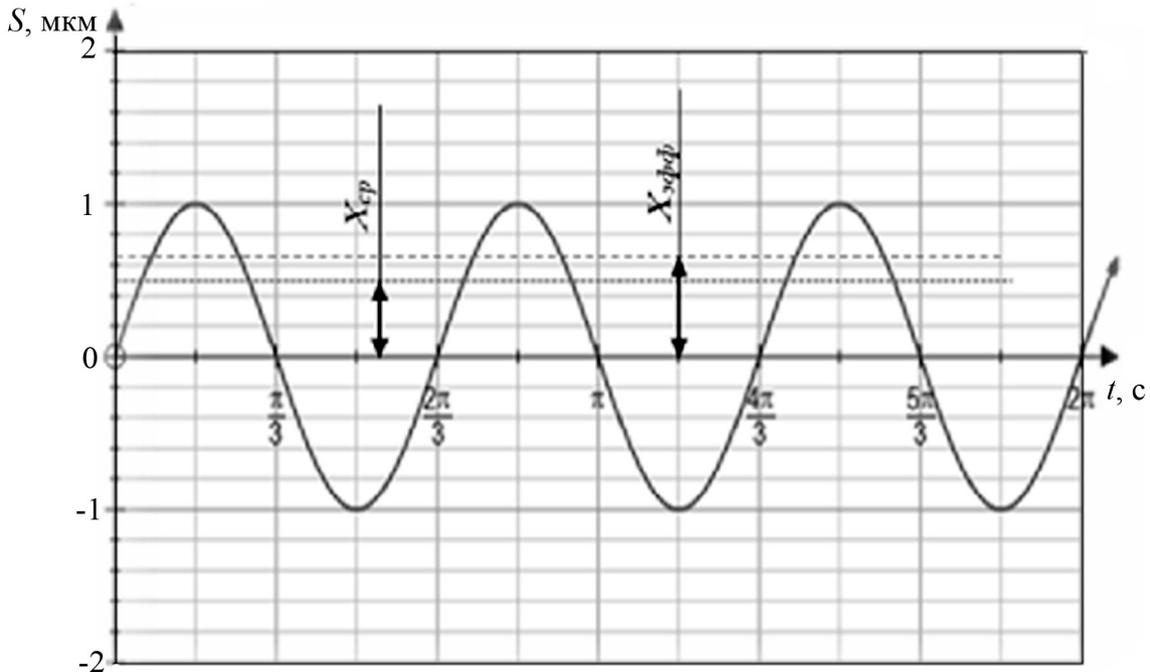


Рис. 2. К определению средней и эффективной амплитуды колебаний

Другой величиной амплитуды колебаний является среднеквадратичное значение (СКЗ). СКЗ – важная характеристика амплитуды вибрации, для расчета которой требуется мгновенные значения амплитуды колебаний возвести в квадрат, а получившиеся величины усреднить по времени. Для получения правильных значений интервал усреднения принимают не меньше одного периода колебания. После этого для получения СКЗ извлекается квадратный корень:

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

Для чисто гармонических колебаний (вибрация содержит только одну частоту колебаний) соотношение между пиковым, средним и среднеквадратичным значениями амплитуды определится как

$$X_{\text{эфф}} = \frac{\pi}{2\sqrt{2}} X_{|\text{среднее}|} = \frac{1}{\sqrt{2}} X_{\text{пик}}.$$

В более общем виде эти соотношения можно описать так:

$$X_{\text{эфф}} = F_f X_{|\text{среднее}|} = \frac{1}{F_c} X_{\text{пик}},$$

где F_f и F_c – соответственно коэффициент формы и амплитуды:

$$F_f = \frac{X_{\text{эфф}}}{X_{\text{среднее}}} \quad F_c = \frac{X_{\text{пик}}}{X_{\text{эфф}}}.$$

Коэффициенты дают представление о форме волны вибрации. Для чисто гармонических колебаний эти коэффициенты равны

$$F_f = \frac{\pi}{2\sqrt{2}} = 1,11 (\cong 1\text{Дб}) \text{ и } F_c = \sqrt{2} = 1,414 (\cong 3\text{Дб}).$$

Колебания, встречающиеся на практике, не являются чисто гармоническими колебаниями, хотя многие из них могут быть периодическими. На рис. 3 приведен пример типичного динамического процесса.

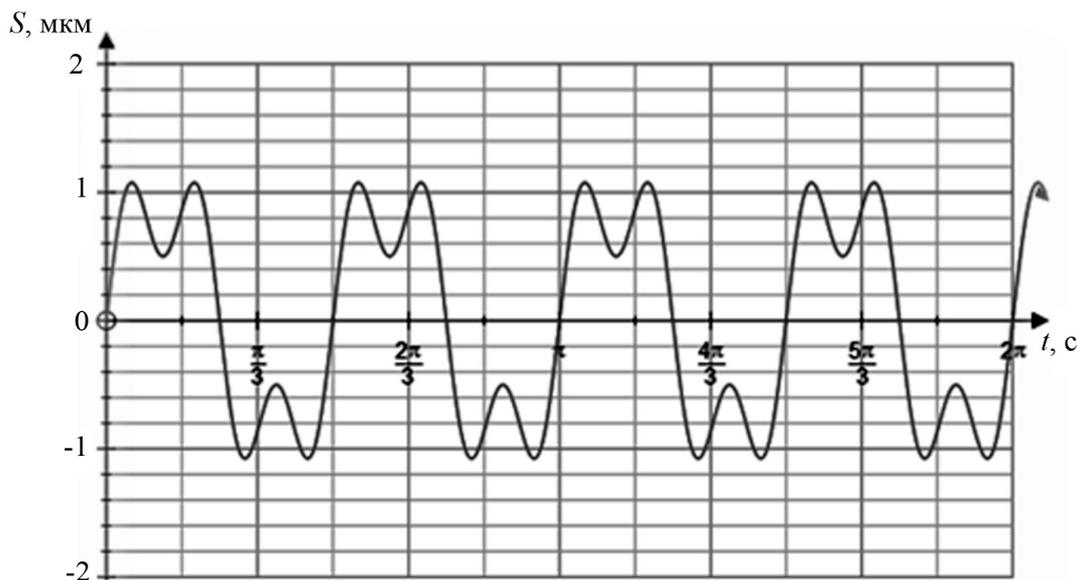


Рис. 3. Типичный динамический процесс

Определив пиковое, среднее и среднеквадратичное значения этой вибрации, а также ее коэффициенты формы и амплитуды, можно получить информацию, позволяющую сделать вывод о негармоническом характере вибрации. При этом на практике невозможно предсказать о возможных дефектах, вызывающих вибрацию в элементах конструкции машины или механизма. Поэтому нужно использовать другие методы анализа вибросигнала.

Спектральный анализ – это метод обработки сигнала, позволяющий выявить частотный состав сигнала, и он является наиболее распространенным видом анализа сигнала. Выявление повышенных амплитуд вибраций на частотах, совпадающих с частотами возможных повреждений в элементах, резонансных частотах деталей на частотах протекания рабочего процесса помогает обнаружить и идентифицировать возникающие дефекты на ранней стадии зарождения и их развития.

Решение задач спектрального анализа возможно при использовании быстрого преобразования Фурье (БПФ), позволяющего определить вклад отдельных составляющих колебаний в общую картину вибрации.

С помощью БПФ вибрационный сигнал можно разложить на простейшие составляющие (синусоиды) его колебания различной частоты и амплитуды. Результатом БПФ является построение графика зависимости мощности колебаний от их частоты, который называют спектром.

При использовании в качестве диагностического признака каждый из рассмотренных параметров обладает особенностью. Что же касается величины колебания, то при ее описании используют следующие основные параметры [2]: вибросмещение (s); виброскорость (v); виброускорение (a).

Величины вибросмещения, виброскорости и виброускорения в стандартных единицах измерения связаны уравнениями

$$v = 2\pi f s = \frac{a 10^3}{2\pi}; \quad s = \frac{v}{2\pi f} = \frac{a 10^3}{2\pi f}; \quad a = (2\pi f)^2 s 10^3 = 2 f v 10^3.$$

Амплитуда вибросмещения характеризует деформацию конструкции при вибрации. Она может быть рекомендована для измерений при неисправностях, приводящих к изменению некоторых линейных или угловых размеров, например: уменьшение зазоров в соединениях, изгиб валов и др. Вибросмещение, как правило, имеет низкочастотный спектр.

Уровень вибрационных напряжений σ и виброскорость v взаимосвязаны зависимостью [1]

$$\sigma \cdot v \equiv \alpha \cdot v,$$

где α – коэффициент пропорциональности, зависящий от собственных свойств системы, например: геометрических размеров, материала.

Измеряя виброскорость, можно оценить вибронапряженность конструкции и тем самым определить степень накопления усталостных повреждений и долговечность агрегата.

Виброускорение характеризует уровень инерционных нагрузок, которые возникают при колебаниях. Данные нагрузки в ряде случаев являются определяющими при оценке состояния крепежных элементов: опор, стыков, фланцев, узлов навески и т.д. Виброускорение достаточно просто измерить пьезоэлектрическими вибропреобразователями.

Вибродиагностирование агрегатов технологических систем при помощи виброускорения получило наибольшее распространение, т. к. вибропреобразователи виброускорения при сравнительно простой аппаратуре для обработки сигналов имеют высокую чувствительность. Недостатками, ограничивающими применение данной характеристики, являются большая масса вибропреобразователей и сложность измерительной аппаратуры.

На рис. 4 показаны частотные характеристики.

Из рассмотрения приведенных частотных характеристик следует, что на низких частотах возбуждаются высокие уровни вибросмещения,

а на высоких частотах возбуждаются низкие уровни вибро смещения. Поэтому контролировать вибрацию по параметру вибро смещение наиболее эффективно в низкочастотном диапазоне от 0 до 300...500 Гц.

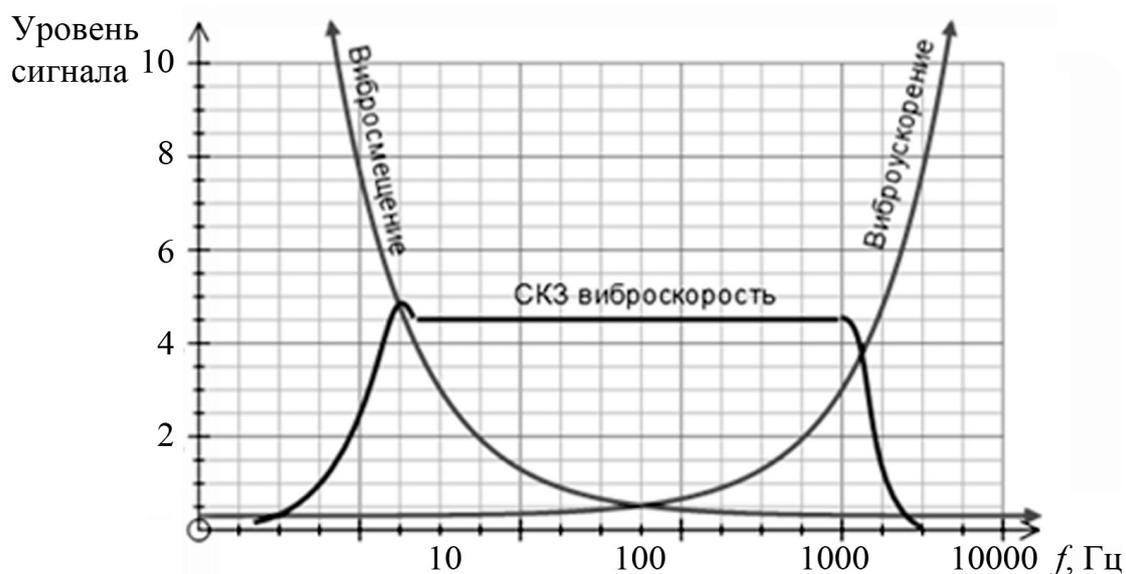


Рис. 4. Частотные характеристики вибро скорости, вибро смещения и вибро ускорения

Частотная характеристика вибро скорости имеет относительно плоский участок — от 10 до 1000...2000 Гц. Поэтому в частотном диапазоне от 10 до 1000 Гц рекомендуется контролировать вибрацию по параметру вибро скорости.

С ростом частоты возбуждаются высокие уровни вибро ускорения. Поэтому контролировать вибрацию по параметру вибро ускорение наиболее эффективно в высокочастотном диапазоне частот — свыше 1000...2000 Гц. Использование вибро ускорения на частотах 100 Гц и ниже неэффективно.

На основании вышесказанного следует, что для оценки технического состояния машин и механизмов обязательно нужно использовать вибро скорость в частотном диапазоне от 10 до 2000 Гц. Если частота источника вибрации (например, масляная вибрация подшипника скольжения) находится в низкочастотном диапазоне от 0,5 до 500 Гц, то дополнительно к параметру вибро скорости необходимо контролировать вибрацию по вибро смещению. Если частота источника вибрации (например, подшипник качения) находится в высокочастотном диапазоне свыше 1000 Гц, то дополнительно к параметру вибро скорость необходимо контролировать вибрацию по вибро ускорению.

1. ВИБРОАКУСТИЧЕСКИЕ МЕТОДЫ ДИАГНОСТИКИ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ СИСТЕМ

В разделе рассмотрены основные виброакустические методы диагностирования механических узлов. Каждый из методов может представлять собой более емкое описание, поэтому авторы особо отмечают, что при написании раздела использованы материалы ряда работ [3–11].

1.1. Диагностика по общему уровню вибрации

Данный метод обнаружения дефектов в механизмах и узлах агрегатов входит в распространенную простейшую оценку общего технического состояния по общему уровню вибросигнала. Метод реализуется обслуживающим персоналом без специальной вибродиагностической подготовки, т. к. для проведения диагностики дефектов достаточно использовать виброметры простейшей конструкции.

К недостаткам метода можно отнести то, что такая диагностика позволяет определять дефекты только на самой последней стадии их развития, другими словами, – это предаварийная диагностика дефектов.

В данном методе критерии степени развития дефекта полностью ориентированы на соответствующие нормативные уровни вибрации, соответствующие определенному механизму. Дефектным признается тот механизм, вибрации которого превысили общую принятую норму. При значениях уровня вибрации, превышающих допустимые, необходимо принимать решение о возможности дальнейшей эксплуатации агрегата, узла, механизма.

Оценка общего уровня вибрации, как правило, осуществляется по СКЗ виброскорости. Пересчет виброскорости должен производиться с учетом сложения всех гармонических составляющих.

1.2. Диагностика по спектрам вибросигналов

Диагностика по спектрам вибросигналов позволяет выявить большое количество дефектов оборудования. Во многих случаях методом можно диагностировать дефекты агрегатов с середины второго этапа развития, когда уровень энергии резонансных колебаний заметен в общей картине частотного распределения всей мощности вибросигнала. Реализация данного метода требует хорошего спектроанализатора и подготовленного персонала.

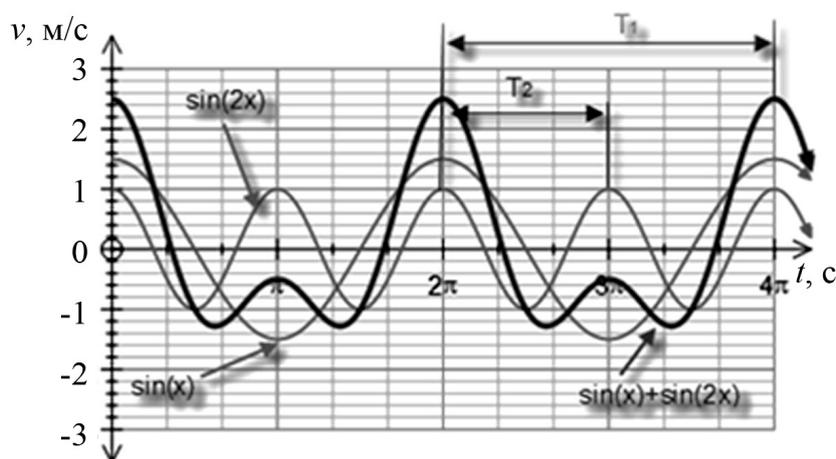
Вид сигнала на временном интервале $0 \dots T$ после вибропреобразователя можно представить как

$$S(t) = \frac{1}{2\pi} \int_0^T S(\omega) e^{i\omega t} dt,$$

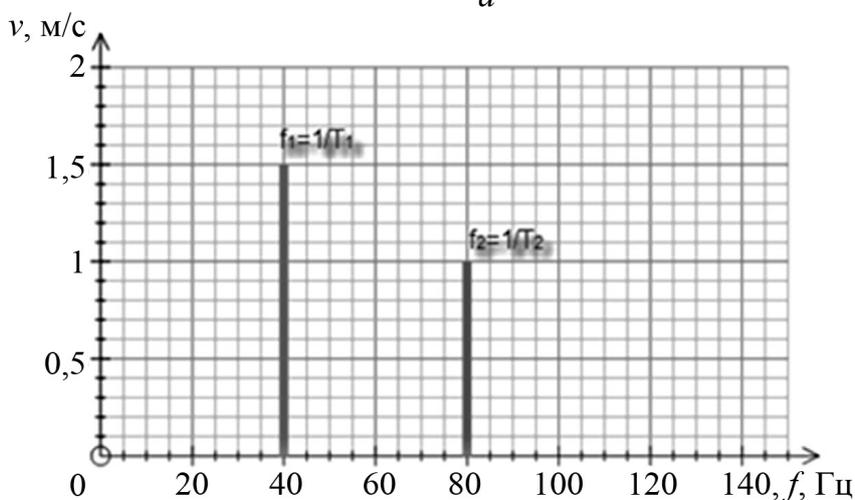
а спектр сигнала как

$$S(\omega) = \int_0^T S(t) e^{-i\omega t} dt.$$

Модуль функции $|S(\omega)|$ характеризует распределение интенсивности гармонических составляющих сигнала $S(t)$ по частотам, а величина $|S(\omega)d\omega|$ соответствует амплитуде синусоидального колебания с частотой ω , содержащегося в сигнале $S(t)$, рис. 5.



а



б

Рис. 5. Описание периодического сигнала:
а – во временной области; б – частотных областях

При пропускании сигнала после вибропреобразователя через анализатор спектра с необходимой шириной полосы пропускания на выходе получим амплитудный спектр.

Разложение сложного сигнала в ряд Фурье дает составляющие спектра, представляющие собой при узкополосном анализе гармонические составляющие сложного сигнала. Зная частоты, на которых проявляются неисправности кинематических пар механизмов, по амплитуде составляющих спектра можно оценить их состояние.

Почти периодические колебания чаще всего встречаются при суммировании двух и более гармонических процессов, при этом возбуждаемые различными источниками частоты возбуждаемых колебаний не кратны. Для почти периодической вибрации измеряемыми величинами, так же как и для гармонических колебаний, являются пиковые, среднеквадратичные значения виброскорости, вибросмещения и виброускорения.

Пересчет виброскорости, вибросмещения и виброускорения должен производиться с учетом сложения всех гармонических составляющих:

$$v_e = \sqrt{s_1^2 \omega_1^2 + s_2^2 \omega_2^2 + \dots + s_n^2 \omega_n^2};$$

$$v_e = \sqrt{\frac{a_1^2}{\omega_1^2} + \frac{a_2^2}{\omega_2^2} + \dots + \frac{a_n^2}{\omega_n^2}};$$

$$v_e = \sqrt{v_1^2 + v_2^2 + \dots + v_n^2},$$

где $\omega = 2\pi f$ – круговая частота; s_1, s_2, \dots, s_n ; a_1, a_2, \dots, a_n – амплитуда вибросмещения и виброускорения всех составляющих вибрации по частотам.

Большинство стандартов по вибрации и нормативных документов в качестве нормируемого параметра вибрации для контроля за техническим состоянием машины или механизма устанавливают СКЗ виброскорости в диапазоне частот от 10 до 1000 Гц. Однако следует сказать, что применение только одного параметра виброскорости сужает частотный диапазон для предварительной оценки состояния оборудования.

Достоверность большинства практических диагнозов по состоянию, например, подшипников качения, полученных при использовании классических спектров вибросигналов, является неожиданно низкой.

«Неожиданность» такого парадокса запрограммирована заранее и заложена в особенностях спектральной вибродиагностики. Ошибки ранних диагнозов заранее прогнозируемы и заключаются в том, что классический спектр, по своему определению, – это распределение в частотной области мощности исходного временного вибросигнала. Поэтому появление явно выраженных узких пиков на спектре в зоне характерных частот того или иного элемента механизма, имеющих большую амплитуду и существен-

ную мощность, следует ожидать только при мощности дефекта, соизмеримой с мощностью четко диагностируемых пиков на спектре, т. е. дефект должен быть достаточно развитым.

1.3. Диагностика по соотношению пик/фон вибросигнала (Крест-фактор)

Метод имеет несколько примерно одинаковых по эффективности модификаций:

- HFD (High Frequency Detection) – обнаружение высокочастотного сигнала;
- SPM (Shock Pulse Measurement) – измерение ударных импульсов;
- SE (Spike Energy) – измерение энергии импульса.

Модификации позволяют выявить дефекты агрегатов на достаточно ранних стадиях, начиная с конца первого этапа развития. Для реализации метода применяются достаточно простые и дешевые приборы.

Крест-фактор – быстро рассчитываемый и удобный параметр, который позволяет пользователю определить количество ударных импульсов во временном сигнале. Эта информация полезна, тем более что не всегда может быть получена при анализе спектров, т. к. на спектрах отсутствуют различия между ударами и «белым шумом». Удары на временном сигнале могут быть вызваны износом элементов подшипника качения, износом зубьев в зацеплении или кавитацией. Чаще крест-фактор используется при периодическом мониторинге для наблюдения за увеличением или уменьшением числа ударов.

Крест-фактор равен отношению пикового значения амплитуды временного сигнала к СКЗ. Основная цель вычисления крест-фактора – дать специалисту первоначальное представление о количестве ударов во временном сигнале. Удары часто ассоциируются с износом подшипников качения, кавитацией и износом зубьев.

В синусоидальном сигнале с единичной амплитудой значение СКЗ равно 0,707, а значение крест-фактора соответственно 1,41. Сигнал не содержит ударных импульсов, поэтому значение крест-фактора выше 1,41 говорит о присутствии ударов во временном сигнале.

Крест-фактор удобно использовать при качественной оценке происходящих процессов, т. к. быстрое преобразование Фурье, несмотря на утверждение, что любой сигнал может быть разложен в сумму гармонических синусоидальных сигналов, не выполняется для непериодических сигналов, ударов и «белого шума». И удары, и «белый шум» выглядят на спектрах одинаково, несмотря на существенные их отличия применительно к вибрационному анализу.

Ниже приведено сравнение двух временных сигналов [12].

На рис. 6 и рис. 7 показано изменение амплитуды виброускорения, отмечены пиковые значения для первого ($a_{\text{пик}} = 2,7 \text{ м/с}^2$) и второго случая ($a_{\text{пик}} = 1,7 \text{ м/с}^2$). При найденных СКЗ виброускорения – $0,87 \text{ м/с}^2$ и $1,06 \text{ м/с}^2$ соответственно, значение крест-фактора для временного сигнала на рис. 6 – 3,1, для сигнала на рис. 7 – 1,61.

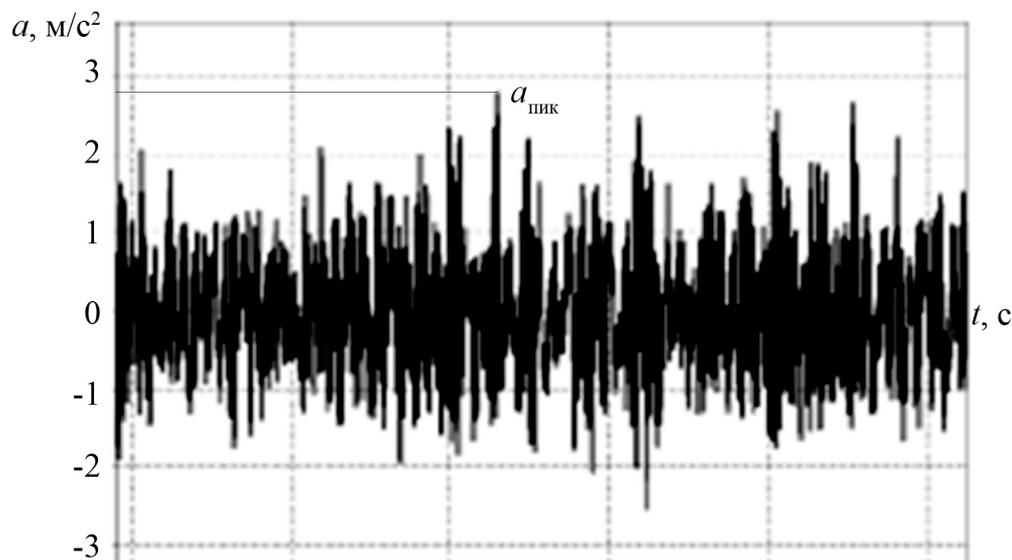


Рис. 6. Временной сигнал дефектного подшипника

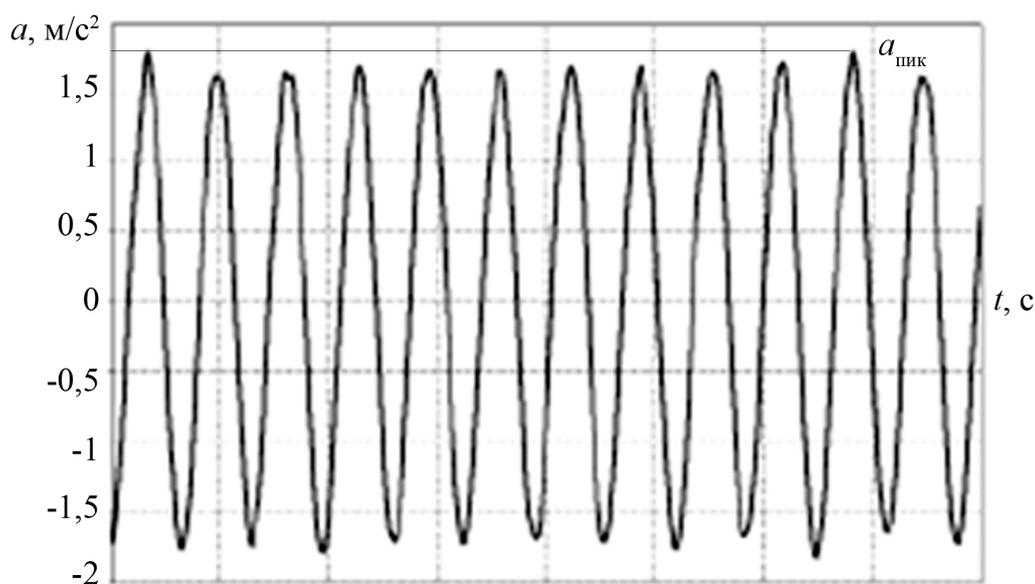


Рис. 7. Временной сигнал подшипника качения с люфтом

Значение крест-фактора 3,1 для временного сигнала (рис. 6) указывают на сильный износ подшипника качения, что характеризуется присутствием ударов в подшипнике.

Значение крест-фактора 1,61 (рис. 7) характеризует наличие люфтов, но импульсы, вызванные износом подшипника, отсутствуют.

1.4. Диагностика по энергетическому спектру

Энергетический спектр показывает распределение энергии сигнала в частной области (рис. 8), по которому можно сделать вывод о техническом состоянии отдельных узлов агрегатов и определяется как

$$G(\omega) = \frac{|S(\omega)|^2}{2\pi}.$$

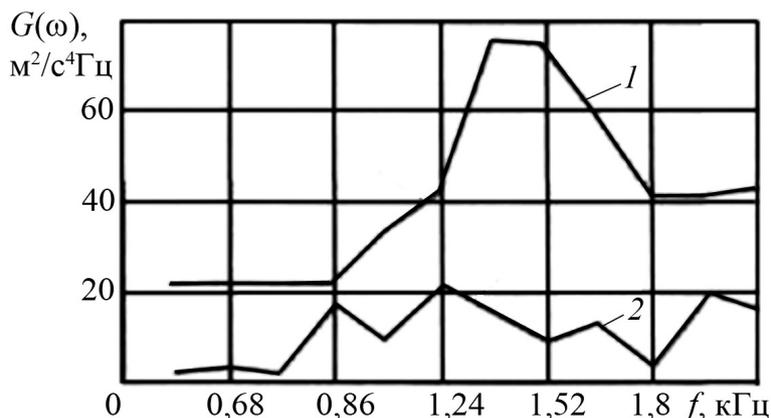


Рис. 8. Спектр виброакустического сигнала:

1 – при наличии дефекта в подшипнике; 2 – при отсутствии дефекта

Составляющие спектра называются спектральной плотностью мощности виброакустического сигнала.

1.5. Диагностика по автокорреляционной функции

Автокорреляционная функция $R_y(\tau)$ определяет зависимость мгновенного значения амплитуды колебаний в данный момент времени от его более ранних значений:

$$R_y(\tau) = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_0^T S(t)S(t+\tau)dt,$$

где $S(t)$ – амплитуда колебания в момент времени t ; $S(t+\tau)$ – амплитуда колебания через промежуток времени τ ; T – период колебаний.

Корреляционная функция смешанного сигнала определяется как

$$R_y(\tau) = R_1(\tau) + R_m(\tau),$$

где $R_1(\tau)$ – периодическая функция с частотой, соответствующей периодической составляющей $s_1(\tau)$; $R_m(\tau)$ – функция, соответствующая составляющей шумового фона (помеха).

При увеличении $R_m(\tau)$ функция убывает, и после достижения некоторого значения T ее значение становится пренебрежимо малым. Амплитуда автокорреляционной функции при $\tau = T$ пропорциональна отношению мощности периодической составляющей к общей мощности сигнала, т. е. характеризует интенсивность ударов в неисправном узле.

В качестве диагностического параметра (рис. 9), определяющего техническое состояние механических узлов, можно использовать следующую величину [1]:

$$\delta = R(0) - \frac{\sum_{k=1}^n R(kT)}{N},$$

где $R(0)$ – значение корреляционной функции при $\tau = 0$; $R(kT)$ – значение той же функции при $\tau = kT$ ($k = 1, 2, \dots, n$); N – число усредненных пиковых значений корреляционной функции.

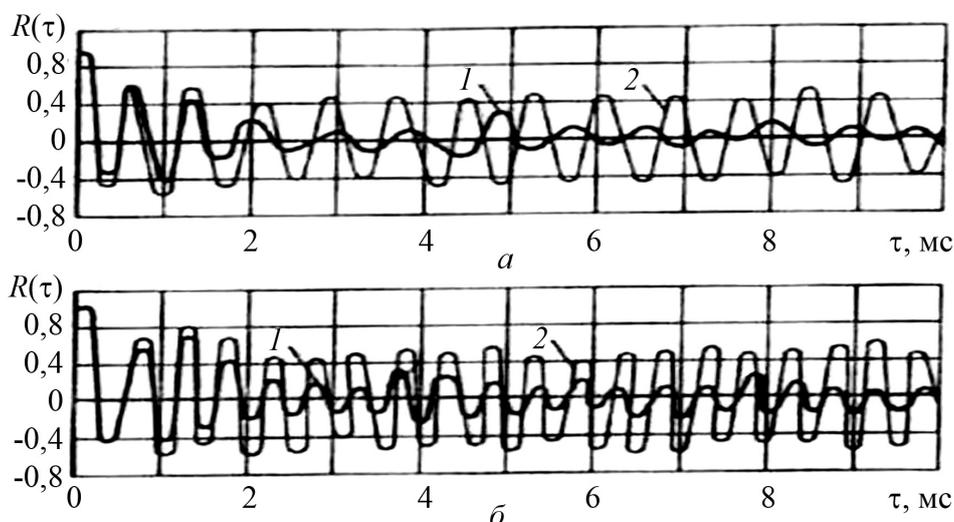


Рис. 9. Корреляционные функции виброускорения корпуса агрегата:
а – $n = 1420 \text{ мин}^{-1}$; *б* – $n = 2050 \text{ мин}^{-1}$; 1 – при наличии дефекта в подшипнике;
 2 – при отсутствии дефекта в подшипнике

1.6. Диагностика по фликер-шумам

Фликер-шум возникает в узлах агрегатов, подвергающихся старению и медленному изнашиванию. Это инфранизкие колебания (0,01...60 Гц), амплитуда которых пропорциональна $1/f$. Этот параметр используется для диагностирования кинематических пар на ранней стадии. Сложность измерения сигналов инфранизких частот ограничивает для диагностирования использование этого параметра. Выделение фликер-шума производится путем многократного детектирования общего сигнала, идущего от вибропреобразователя (выделение низкочастотной модуляции).

1.7. Диагностика по акустической эмиссии

Диагностика по акустической эмиссии представляет собой анализ сверхвысокочастотных колебаний (0,1...10 МГц), появляющихся при нарушении структуры металла. Энергия сигналов акустической эмиссии используется для обнаружения усталостных трещин на ранней стадии их развития в корпусах механизмов.

На рис. 10 приведены циклограммы нагружения корпуса фильтра давлением рабочей жидкости корпуса гидрофильтра и соответствующие уровню дефекта сигналы акустической эмиссии.

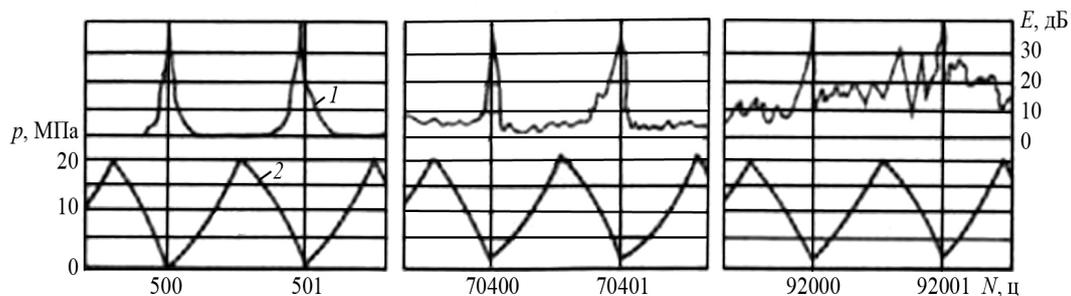


Рис. 10. Изменение энергии сигналов акустической эмиссии в процессе циклического нагружения корпуса гидрофильтра:

а – корпус исправен; б – начальная стадия появления трещины в корпусе гидрофильтра; в – акустическая эмиссия перед раскрытием трещины; 1 – энергия сигналов акустической эмиссии; 2 – циклограмма нагружения корпуса фильтра давлением рабочей жидкости

Акустическая дефектоскопия реализуется несколькими методами.

Реверберационный метод заключается в анализе времени объемной реверберации, т. е. процесса постепенного затухания звука в контролируемом объекте.

Велосиметрический метод эходефектоскопии – измерение изменения скорости распространения упругих волн в зоне расположения дефектов в многослойных конструкциях. Метод используется для обнаружения зон нарушения сцепления между слоями металла.

Акустико-эмиссионный метод контроля – метод приема и анализа волн акустической эмиссии в изделии при развитии трещин в процессе его нагружения.

Акустико-топографический метод основан на возбуждении в контролируемом изделии:

- в первом варианте реализации метода – мощных изгибных колебаний;
- во втором варианте – непрерывно меняющейся частоты с одновременной визуализацией картины колебаний поверхности изделия, например путем нанесения на эту поверхность тонкодисперсного порошка.

При достаточно сильных колебаниях поверхности изделия с заданной частотой частицы порошка из мест, не принадлежащих узлам, смещаются к узлам колебаний, тем самым образуя фигуры Хладни – картины распределения узловых линий на поверхности.

Для бездефектного изотропного материала – картина четкая и непрерывная. При наличии в материале дефекта в зоне дефекта картина меняется: узловые линии искажаются в месте наличия включений, а также на участках, характеризующихся анизотропией механических свойств, или прерываются при наличии расслоения.

Во втором варианте метода, при наличии расслоения, находящийся над ним участок верхнего слоя изделия рассматривается как колеблющаяся, закрепленная по краю диафрагма. В момент резонанса (совпадения частоты возбуждения с собственной частотой этой диафрагмы) частицы порошка перемещаются к границам дефектной зоны, оконтуривая ее с большой точностью.

Метод предусматривает диагностику в диапазоне частот 30...200 кГц с возможностью обнаружения в многослойном изделии, при толщине верхнего листа 0,25 мм, дефектов протяженностью 1...1,5 мм. Излучатель прижимается к поверхности изделия в одной точке. Мертвая зона отсутствует.

Ультразвуковой контроль, основанный на возбуждении ультразвуковых волн, нашел применение при контроле сварных соединений. Ультразвуковые волны вводятся в шов через основной металл с помощью наклонных акустических преобразователей. При поиске дефектов производят продольно-поперечное перемещение (сканирование) преобразователя вдоль шва, одновременно осуществляя его вращательное движение. Чувствительность ультразвукового контроля определяется минимальными размерами выявляемых дефектов или эталонных отражателей (моделей дефектов), в качестве которых применяют плоскостные сверления, ориентированные перпендикулярно направлению прозвучивания, а также боковые сверления или зарубки.

Эхо-метод, теневой и зеркально-теневой методы контроля используются в импульсных дефектоскопах.

При эхо-методе в изделие посылаются короткие импульсы ультразвуковых колебаний, регистрируются интенсивность и время прихода эхосигналов, отраженных от дефектов. Для контроля изделия датчик эхodefектоскопа сканирует его поверхность. Метод позволяет обнаруживать поверхностные и глубинные дефекты.

При теневом методе ультразвуковые колебания отражаются от дефекта с уменьшением энергии или огибают дефект с изменением фазы. Метод нашел широкое применение для контроля сварных швов, рельсов и др.

Зеркально-теневой метод как замена или дополнение эхо-метода предназначен для выявления дефектов, дающих слабое отражение ультразвуковых волн в направлении раздельно-совмещенного преобразователя. Дефекты, например вертикальные трещины, перпендикулярные поверхности, по которой перемещают преобразователь, дают очень слабый рассеянный и донный сигналы благодаря тому, что на их поверхности продольная волна трансформируется в головную, которая, в свою очередь, излучает боковые волны, уносящие энергию. Примером применения метода может стать контроль рельсов на вертикальные трещины в шейке. Этот метод обычно в 10–100 раз хуже эхо-метода по чувствительности.

1.8. Диагностика по кепструму диагностического сигнала

Параметры кепструм-анализа целесообразно применять в случаях, когда изменение состояния механизма проявляется недостаточно четко и по амплитудному спектру вибрации не распознается [1]. Кепструм $C(q)$ определяется как

$$C(q) = \left| F \left\{ \log_2 [G(\omega)] \right\} \right|^2,$$

где F – преобразование Фурье;

$G(\omega)$ – энергетический спектр;

q – квефренси (независимая переменная кепструма).

Достоинство метода, несмотря на аппаратурную сложность, – высокая разрешающая способность.

1.9. Диагностика по спектру огибающей сигнала

Метод диагностики по спектрам огибающих – эффективный метод обнаружения дефектов на ранних стадиях, т. к. менее остальных подвержен различным помехам и в результате имеет большую достоверность, что объясняет его широкое применение на практике.

Спектр огибающей вибрации – узкополосный спектр огибающей высокочастотных случайных составляющих вибрации, которые предварительно выделены из полного сигнала при помощи полосового фильтра, например третьоктавного.

Параметры спектра огибающей (частоты и амплитуды гармонических составляющих) позволяют определить свойства случайной вибрации, приобретающей амплитудную модуляцию из-за дефектов в узлах трения.

В бездефектных узлах трения силы трения и уровень возбуждаемой ими случайной вибрации стабилен во времени. Гармонические

составляющие в спектре огибающей вибрации таких узлов отсутствуют. Если силы трения и вибрация из-за дефекта приобретают амплитудную модуляцию, то частота модуляции определяет вид, а глубина модуляции – величину дефекта. В спектре огибающей они определяются частотами и амплитудами появившихся гармонических составляющих.

Метод диагностирования узлов трения по спектру огибающей случайной вибрации, предложенный в 1980 г. специалистами Санкт-Петербурга, широко используется в различных диагностических системах производства.

Типичный спектр огибающей случайной вибрации узла трения, а именно подшипника качения, приведен на рис. 11.

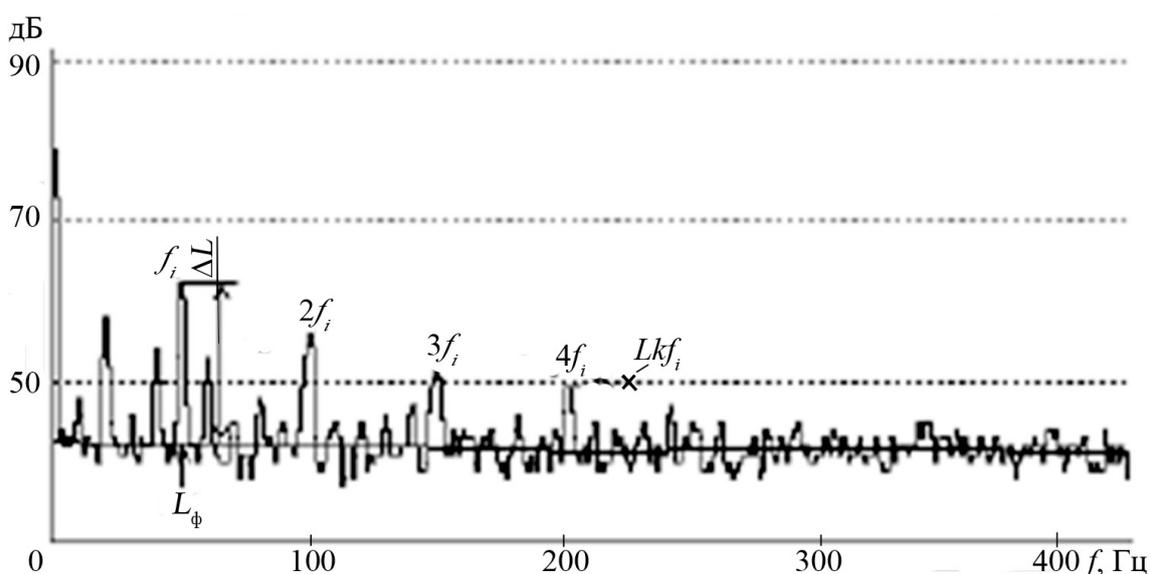


Рис. 11. Спектр огибающей вибрации подшипника с раковинной дефектом на наружном кольце

При отсутствии дефектов спектр огибающей имеет только фоновые (случайные) составляющие с близкими по величине уровнями, т. к. в выбираемой третьоктавной полосе сигнал вибрации является стационарным случайным процессом. Дефект поверхности трения приводит к модуляции вибрации с определенной частотой f_i . В спектре появляется ряд гармонических составляющих на частотах kf_i , причем k может иметь как одно значение, например $k = 1$, так и группу: $k = 1, 2, 3, \dots$. Вид дефекта определяется частотой модуляции f_i и числом k обнаруженных гармонических составляющих.

Величина дефекта определяется разностью уровней ΔL максимальной из гармоник $Lk f_i$ и фона L_ϕ .

На рис. 12 приведен алгоритм обработки сигнала, реализуемый при методе огибающей спектра [3].

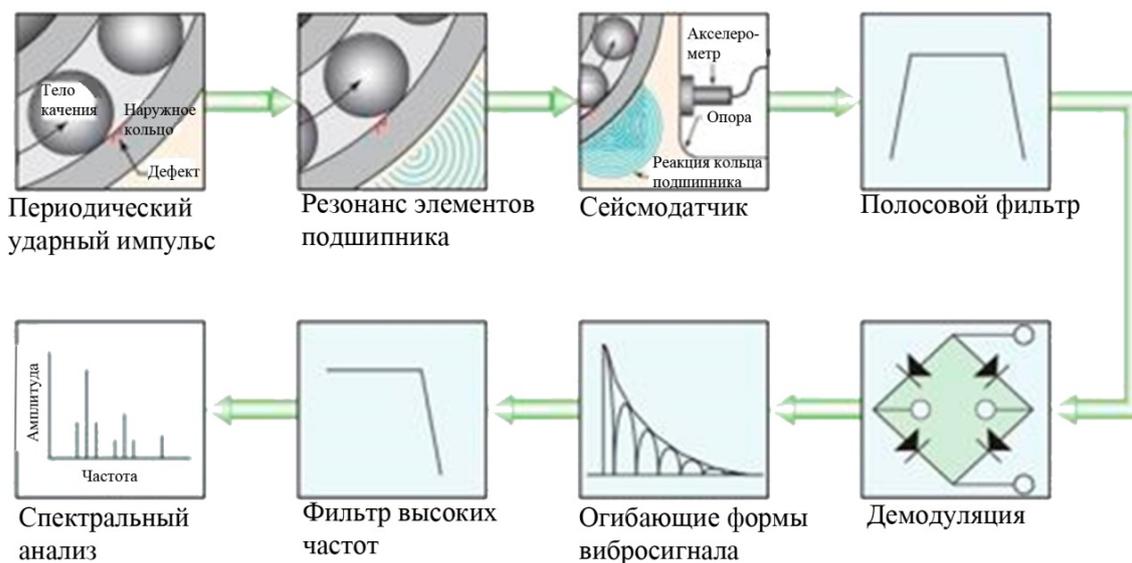


Рис. 12. Алгоритм обработки сигнала

1.10. Акустический канал и его основные свойства

Акустический канал – исходное понятие вибродиагностирования. Он включает кинематическую пару, служащую источником вибрации, вибропреобразователь, принимающий сигнал, и среду, по которой сигнал от кинематической пары проходит к вибропреобразователю. При наличии в агрегате множества кинематических пар его конструктивная схема может быть представлена в виде системы резонаторов со свойствами, определяющимися упругомассовыми характеристиками основных элементов. При действии многокомпонентной вибрации в системе возможно совпадение или близость частот вынуждающей силы к частотам собственных колебаний одного или нескольких резонаторов.

Амплитуда резонансных колебаний, возникающих при этом, определяет техническое состояние агрегата технологической системы. При целой кратности частот возможен такой же эффект.

Одна из причин появления резонанса – изменение критических частот вращения вала агрегата под действием различных факторов, в зависимости от условий эксплуатации. Эти факторы сводятся в основном к изменению упругих свойств узлов и деталей агрегата из-за изнашивания, ослабления соединений.

Сигнал от одной кинематической пары, распространяясь по механизму, может встретиться с сигналами от других пар. Если сигналы при этом совпадают по фазе, то они могут, суммируясь, усиливаться, в противном случае, вычитаясь, – ослабевать. Так как акустические каналы имеют свои резонансы, то все сигналы, имеющие частоты, равные

резонансам акустических каналов, проходят без ослабления или усиливаются, остальные – тормозятся.

Частотная характеристика акустического канала [1]

$$S(\omega) = H(\omega)Q(\omega),$$

где $H(\omega)$ – амплитудно-частотная характеристика акустического канала; $Q(\omega)$ – спектр входного сигнала.

Спектр – важная характеристика акустического канала, значение которого позволяет выбрать рациональные параметры диагностической аппаратуры и использовать различия в спектрах сигналов, генерируемых кинематическими парами.

Основные параметры спектра – верхняя и нижняя частоты (его границы), между которыми лежит основная доля энергии сигнала.

Упрощенные математические выражения для вычисления основных параметров спектра можно получить на основе выражения и положения теории Герца [1]

$$f_{\text{в}} = \frac{1,5}{\tau}, \quad f_{\text{ср}} \approx \frac{0,7}{\tau}, \quad f_{\text{н}} \approx C \sqrt{\frac{1}{4\pi V}},$$

где $f_{\text{в}}$, $f_{\text{ср}}$, $f_{\text{н}}$ – верхняя, средняя и нижняя частоты спектра; τ – длительность процесса соударения деталей кинематической пары; V – объем механизма; C – скорость распространения волны.

1.10.1. Методы исследования частотных характеристик акустического канала

В одном из методов для изучения частотных характеристик акустического канала наносят удар, обычно стальным шариком, после чего регистрируют спектр вынужденных колебаний. Длительность удара шарика по плоской поверхности стальной детали определяется как

$$\tau = 0,888 \cdot 10^{-4} d v_0^{\frac{1}{5}},$$

где v_0 – скорость столкновения шарика с деталью, м/с;

d – диаметр шарика, мм.

Скорость соударения шарика с деталью

$$v_0 = \sqrt{2gh},$$

где g – ускорение свободного падения, мм/с²;

h – высота, с которой бросается шарик, мм.

Например, при падении шарика диаметром 5 мм с высоты 100 мм длительность соударения составит $1,6 \cdot 10^{-5}$ с, а ширина полосы спектра – 100 кГц. Таким импульсом можно исследовать частотные характеристики каналов на частотной полосе 10...20 кГц.

Другой метод исследования акустических свойств каналов реализуется посредством установки в различных местах на корпусе механизма вибропреобразователей. Микровибраторы возбуждают в кинематических парах колебания широкого диапазона частот и амплитуд.

Вибропреобразователи регистрируют выходные сигналы после чего строятся амплитудно-частотные характеристики акустического канала, демонстрирующие частоты, усиленные резонансными свойствами канала, ослабленные или пройденные без искажения.

При определении нижней частоты спектра f_n требуется первоначально найти скорость распространения волн C . Волны могут быть: продольными, поперечными, поверхностными и другими. В связи с тем, что реальный механизм не является сплошным телом, пути распространения волн от одной точки механизма к другой увеличиваются. Стыки и пустоты приводят к снижению скорости распространения волны (увеличению акустического сопротивления канала)

$$C = \alpha C_1,$$

где C_1 – скорость поперечных волн; $\alpha < 1$ – коэффициент, учитывающий затухание волн вследствие нарушения сплошности среды;

$$\alpha = \left(\frac{m}{g\rho V} \right)^3,$$

где m – масса механизма; ρ – плотность материала механизма.

За нижнюю частоту спектра f_n принимают наименьшую скорость распространения, соответствующую волнам с поперечной поляризацией.

1.10.2. Требования к установке вибропреобразователя

Качество сигнала на выходе вибропреобразователя зависит от места его установки, способа крепления, ориентации относительно вибрируемой поверхности, в связи с чем установлены следующие требования: вибропреобразователи необходимо устанавливать как можно ближе к объекту диагностирования. Это обуславливает изготовление рядом фирм агрегатов с вмонтированными в них вибропреобразователями.

Оптимальный способ крепления вибропреобразователей – крепление металлическим элементом, например шпилькой. Крепление клеями, магнитными приставками искажают высокочастотную часть спектра.

Вибропреобразователь желательно ориентировать в направлении действия максимальной возмущающей силы [13].

2. ОСНОВНЫЕ ВИБРОАКУСТИЧЕСКИЕ МЕТОДЫ ДИАГНОСТИРОВАНИЯ МЕХАНИЧЕСКИХ УЗЛОВ

Одними из причин вибрации являются механические дефекты узлов технологического оборудования. Рассмотрим применение виброакустической диагностики на примере определения типовых дефектов.

2.1. Диагностика небаланса масс вращающихся частей

Небаланс (дисбаланс дебаланс, разбаланс и т. д.) вращающихся масс ротора – один из наиболее распространенных дефектов оборудования, который приводит к резкому увеличению значения вибрации.

Рассмотрим общие вопросы диагностирования небалансов, наиболее часто встречающиеся на практике [3–16].

2.1.1. Общие вопросы

В целом всё многообразие причин появления небалансов условно можно свести в несколько групп:

1. Дефект изготовления вращающегося ротора (его элементов) на предприятии при недостаточном выходном контроле; удары при перевозке, плохие условия хранения.

2. Неправильная сборка оборудования при первичном монтаже или после выполненного ремонта.

3. Наличие на вращающемся роторе изношенных, сломанных, дефектных, недостающих, непрочно закрепленных и т. д. деталей и узлов.

4. Результат воздействия параметров технологических процессов и особенности эксплуатации данного оборудования (неравномерный нагрев, искривление роторов).

В зависимости от типа, специфики проявления в общей картине вибрации, проведения диагностики небалансы можно условно подразделить на статический (см. п. 1.3.1.2) и динамический (см. п. 1.3.1.2).

Во временном вибросигнале присутствуют составляющие различной природы: механической, электромагнитной, гидродинамической и т. д. В связи с этим стоит задача идентификации составляющей вибрации от небаланса. Основные признаки наличия небалансов в оборудовании различного типа приведены ниже.

Амплитуда всех гармоник «механической природы» в спектре значительно меньше (более чем в 2–5 раз) амплитуды гармоники оборотной частоты ротора. Уровень вибрации в осевом направлении меньше, чем

в радиальном, за исключением агрегатов с большой податливостью опор в осевом направлении и (или) при наличии изгиба вала.

Обычно картина небаланса проявляется одновременно на двух подшипниках контролируемого механизма.

При изменении частоты вращения ротора интенсивно меняется уровень вибрации.

При отсутствии других дефектов, при постоянной частоте вращения ротора, вибрация практически не зависит от режима работы агрегата.

Балансировку оборудования можно считать законченной в случае, когда мощность первой гармоники оборотной частоты ротора будет составлять менее половины от мощности всего вибросигнала.

2.1.2. Статический небаланс

Статический небаланс – самый простой, наиболее распространенный и достаточно легко диагностируемый тип небаланса. При значительном статическом небалансе его можно определить в выключенном состоянии оборудования без применения приборов контроля вибрации – неподвижный ротор стремится установиться в положение, в котором наиболее тяжелая точка будет находиться внизу. Для этого, уменьшая влияние трения в подшипниках, ротор проворачивают и он устанавливается самой тяжелой точкой вниз.

Для балансировки ротора такой процедуры поиска места небаланса и его компенсации грузами недостаточно.

Более точная диагностика наличия небаланса и последующая балансировка производятся на рабочей скорости вращения ротора с использованием виброизмерительных приборов.

Приведенная на рис. 13 спектральная картина распределения вибрации в частном диапазоне 0...150 Гц проста и понятна. На спектре присутствуют вибрации в момент разгона 0...27 Гц (переходный режим), пик первой гармоники на частоте $f_1 = 50$ Гц (оборотной частоты ротора), пики второй ($2f_1 = 100$ Гц) и третьей гармоник ($3f_1 = 150$ Гц).

Первая гармоника доминирует в спектре и присутствует всегда.

Подобная картина вибраций бывает и в поперечном направлении регистрации вибрации. Причем пики первых гармоник оборотных частот в этих направлениях примерно равны по величине.

В осевом направлении картина вибрации отличается:

- осевая вибрация по уровню обычно меньше радиальной;
- в спектре осевой вибрации могут иметь место сравнимые по величине вибрации с первой гармоникой – вторая и третья гармоники. Эти гармоники проявляются значительно в случае перемещения или колебания подшипников внутри опор из-за небаланса.

При диагностике небалансов во многих случаях необходимо регистрировать фазы вибросигналов. Для контроля фаз нескольких сигналов их синхронизируют при помощи метки, устанавливаемой на валу агрегата. Например, у синхронных машин с частотой вращения 3000 об/мин в качестве синхронизирующей метки можно брать какой-либо параметр синусоиды питающей сети.

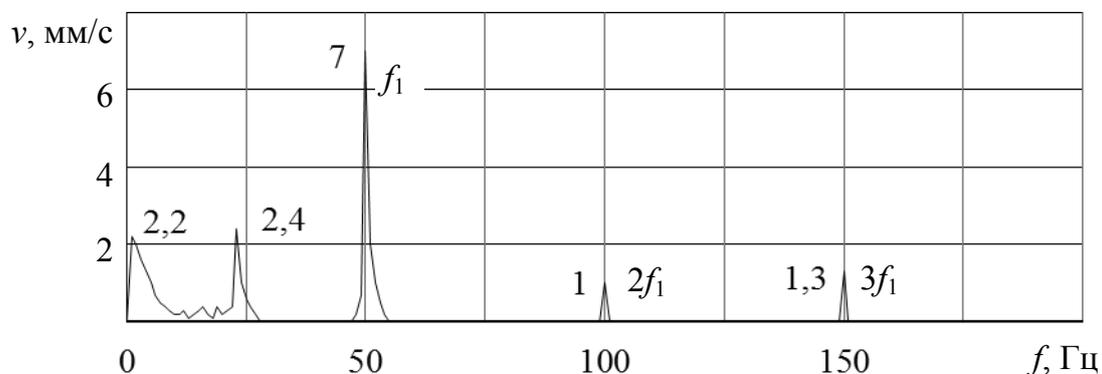


Рис. 13. Спектр вибрации ротора с небалансом.
Вертикальная проекция виброскорости

Синхронность фаз сигналов проявляется в следующих «эффектах»:

- фаза первой гармоники устойчива во времени;
- фаза колебания первой гармоники в вертикальном направлении отличается от фазы в поперечном направлении примерно на 90° или 270° . Значение угла сдвига зависит от того, в какую сторону сдвинута точка установки поперечного датчика от точки установки вертикального – против направления вращения ротора или же по направлению вращения;
- фазы первых гармоник одинаковых проекций вибрации на двух разных подшипниках одного ротора мало отличаются друг от друга.

По статическому небалансу, при возможности проведения замеров вибрации, при различных частотах вращения ротора можно отметить, что амплитуда первой гармоники будет расти примерно пропорционально квадрату частоты вращения ротора.

Статический небаланс масс ротора обычно может быть просто откорректирован при помощи установки одного или нескольких балансировочных грузов в зоне, диаметрально противоположно тяжёлой точке. Аналогичный результат достигается снятием лишнего металла на тяжёлой стороне ротора.

2.1.3. Динамический небаланс

Динамические силы, связанные с продольной угловой несимметрией распределения масс на вращающемся роторе, приводят к появлению динамического небаланса. В отличие от статического (только углового

небаланса) при динамическом необходимо учитывать его распределение вдоль продольной оси ротора (рис. 14).

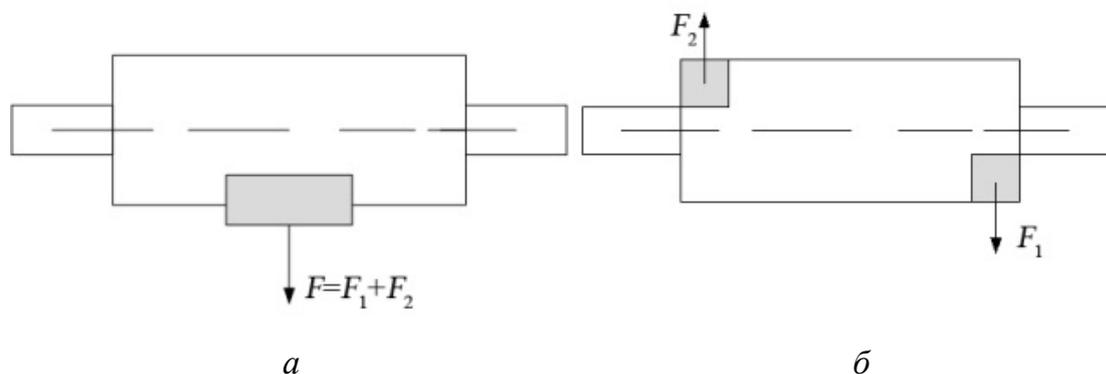


Рис. 14. Направление сил, действующих на ротор при разном типе небаланса:
а – статическом; б – динамическом

По сдвигу фаз первых гармоник оборотной частоты на двух опорных подшипниках одного ротора можно оценить вклад каждого типа небаланса в общую картину вибраций.

При сдвиге фаз первых гармоник ориентировочно в 0° имеет место быть статический небаланс, при 180° – динамический небаланс. При сдвиге фаз первых гармоник в 90° вклад от обоих типов небаланса примерно одинаков.

При этом амплитуда первой гармоники в спектре вибрации при изменении частоты вращения, меняется пропорционально квадрату частоты.

Это объясняется тем, что каждая сила от небаланса пропорциональна квадрату скорости (частоте вращения). При динамическом небалансе на это накладываются два фактора.

Динамический небаланс возбуждает вибрации, пропорциональные разнице сил.

Силы от небаланса, воздействуя на ротор, изгибают его, и центр масс ротора смещается в сторону уже имеющегося небаланса. В итоге небаланс возрастает, увеличивая силу небаланса и изгиб.

При динамическом небалансе осевая вибрация обычно имеет несколько бóльшую амплитуду, чем при статическом небалансе.

2.2. Расцентровка

Под центровкой понимается взаимное положение центров валов двух соседних роторов в месте их соединения при разобранной соединительной муфте.

Идеальное совпадение осей двух валов означает хорошее качество центровки, в противном случае, при несовпадении осей валов, используется термин «расцентровка» валов.

Качество центровки определяется правильностью монтажа агрегата (агрегатов) и правильным выбором соединительных муфт.

Различают два основных вида расцентровки: параллельную (радиальную) и угловую (торцевую).

Параллельная расцентровка – это параллельное смещение осей центрируемых роторов друг относительно друга.

Угловая расцентровка – это излом оси на некоторый угол в месте сочленения валов. При описании угловой расцентровки часто пользуются термином «раскрытие муфты», т. к. ее контроль ведется измерением зазоров между валами в нескольких точках по окружности.

При смещении одного из опорных подшипников на малое расстояние, что часто происходит на практике, имеет место быть комбинированная расцентровка – параллельно-угловая.

В таких случаях вклад от параллельной расцентровки в общую картину вибрации будет максимальным. Это объясняется тем, что угол излома, возникший при смещении одного подшипника (угловая расцентровка), по своей величине не превышает одного градуса, что оказывает несущественное влияние, а сдвиг валов в точке центровки (параллельная расцентровка) может достигать 1 мм и оказывать значительное влияние.

Вопросы расцентровки поднимаются во многих работах [4, 17–30].

2.2.1. Особенности диагностики расцентровки

Спектральные методы диагностики для выявления расцентровок, при большой общей трудоемкости выполняемых работ, не всегда эффективны на практике. С точки зрения трудоемкости и достоверности более эффективны простые методы пространственного анализа интегральных параметров вибросигнала, таких, как СКЗ.

Наличие расцентровки в спектре вибросигнала объясняется наличием нескольких гармоник оборотной частоты – первой, второй и довольно часто – третьей. Такой же набор гармоник наблюдается при наличии ряда других причин, влияющих на повышение уровня вибрации оборудования, например: ослабление крепления к фундаменту, дефект посадки подшипника, изгиб вала и т. д.

Более или менее однозначное решение по спектру вибросигнала о причинах повышенной вибрации исследуемого агрегата можно принять, следуя рекомендациям:

- для повышения достоверности результатов желательно провести исследование на четырех подшипниках двух сцентрованных узлов;
- для повышения достоверности диагностики расцентровки необходимо определить знание начальной фазы колебаний, особенно для первой и второй гармоник;

- при регистрации спектроанализатором необходимо фиксировать не спектр вибросигнала, а временной сигнал, желательно виброскорости. По форме вибросигнала можно судить о характере процессов, происходящих в оборудовании, в частности о соударениях в муфте;

- перед проведением исследований необходимо подробно изучить конструкцию и принцип работы соединительной муфты, понимать происходящие в ней процессы.

Придерживаясь данных рекомендаций, можно правильно выделить в общей вибрации ту ее часть, которая возникает от расцентровки.

Расцентровка является одной из распространенных причин повышенной вибрации в оборудовании: на предприятиях, не занимающихся вопросами вибродиагностики, количество действующих агрегатов с неудовлетворительной центровкой доходит до 50...70 %.

Одним из явных признаков наличия расцентровки валов в агрегате являются увеличенные радиальные вибрации на подшипниках с двух сторон муфты при достаточно низком уровне вибрации в других точках. Практика показывает, что эти вибрации почти полностью сосредоточены в плоскости расцентровки.

Для определения направления плоскости смещения валов, по которой произошло возникновение расцентровки, строят распределение вибраций в осевом направлении в зависимости от положения датчика на подшипнике; датчик переустанавливается на подшипнике через 30...45° в любом направлении – по (или против) направлению вращения ротора.

В итоге строится круговой график, получивший название «роза вибраций». В «розе вибраций», при наличии расцентровки, чаще всего будут два диаметрально противоположных, явно выраженных пика. При аналогичной картине на другом (расположенном через муфту) подшипнике вероятность параллельной расцентровки велика.

Второй признак – резкое увеличение амплитуды второй гармоники оборотной частоты, а в ряде случаев и третьей. Возрастание амплитуды второй гармоники объясняется процессами от некачественной центровки валов, вследствие неправильного монтажа подшипников повторяются дважды за один оборот вала.

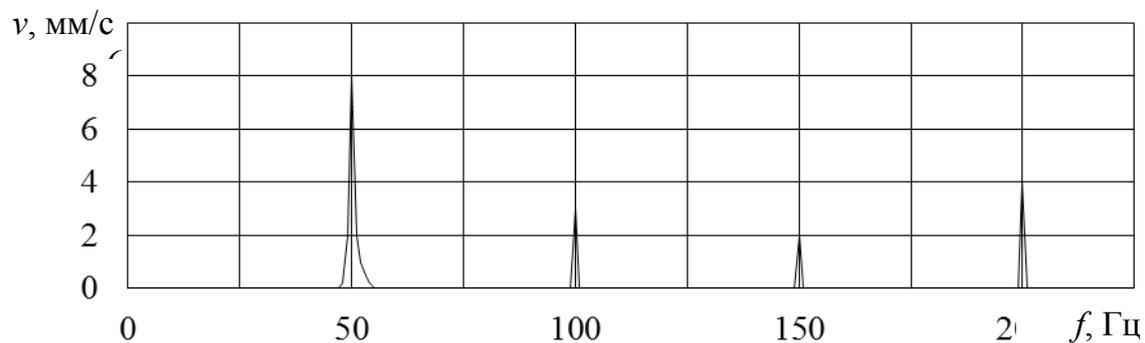
У осевой составляющей при расцентровке практически всегда есть вторая и третья гармоники. Эти заключения носят общий характер.

2.2.2. Угловая расцентровка

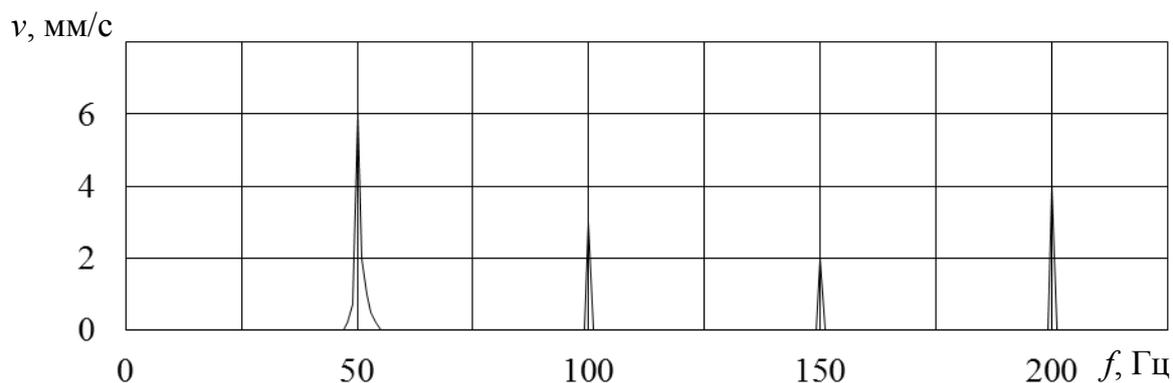
Рассмотрим пример проявления угловой расцентровки на практике.

На рис. 15 приведены составляющие спектра вибросигнала, на которых заметны проявления расцентровки валов двух устройств: много-

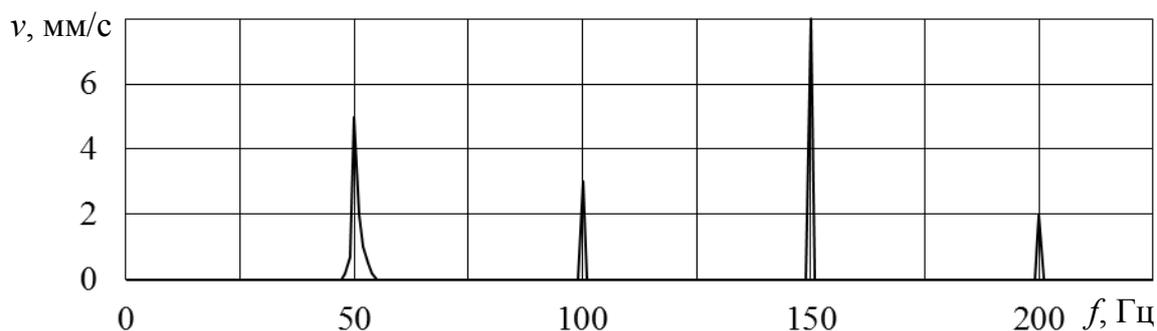
ступенчатого насоса для закачки воды в нефтяной пласт (мощностью 1600 кВт, частотой вращения 3000 об/мин) и электродвигателя. Сигналы зафиксированы на подшипнике скольжения электродвигателя, расположенном рядом с муфтой.



a



б



в

Рис. 15. Составляющие спектра вибрации агрегата с угловой расцентровкой: а – вертикальной; б – горизонтальной; в – осевой

Угловая расцентровка обычно характеризуется достаточно высоким общим уровнем осевой вибрации, причем максимум мощности чаще всего сосредоточен на первой или второй гармониках частоты

вращения ротора. Встречаются случаи проявления максимума и на третьей гармонике, на что влияют тип муфт и положение роторов в пространстве, например при наклоне оси ротора относительно горизонтали, когда ротор «скатывается» под своим собственным весом по направлению к муфте.

В приведенном примере (рис. 15) максимум мощности осевой вибрации сосредоточен на первой гармонике ($f=50$ Гц).

Фаза осевой составляющей вибрации при угловой расцентровке изменяется на 180° с двух сторон полумуфты. Фаза гармоник в радиальном направлении может быть неустойчива, что хорошо согласуется с картиной физических процессов в агрегате при угловой расцентровке: основу составляют осевые удары полумуфт друг о друга, а радиальные усилия и вибрации вторичны.

2.2.3. Параллельная расцентровка

Параллельный тип расцентровки часто имеет с угловой расцентровкой аналогичные вибрационные симптомы, но при ней максимально высокой является радиальная вибрация. Радиальная вибрация, проходя через муфту, меняет свое значение на 180° .

При параллельной расцентровке амплитуда второй гармоники оборотной частоты превышает амплитуду первой гармоники по амплитуде, но их соотношение всегда примерно одинаковое.

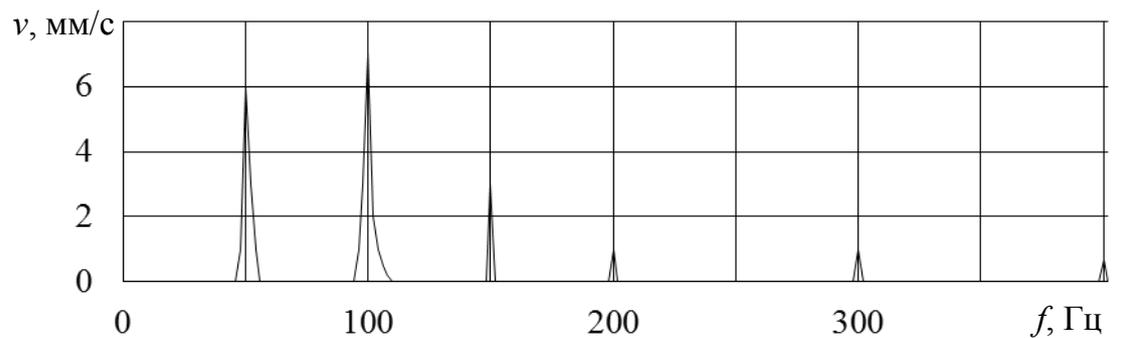
Величина амплитуд первой и второй гармоник определяется в основном величиной расцентровки, типом и конструкцией муфты.

Осевая составляющая вибрации при параллельной расцентровке возрастает обычно незначительно. Исключение составляет случай с изношенной муфтой. При такой муфте в осевой часто проявляется максимум на второй гармонике вибросигнала. Максимум на третьей гармонике проявляется редко, только при специфических износах муфт.

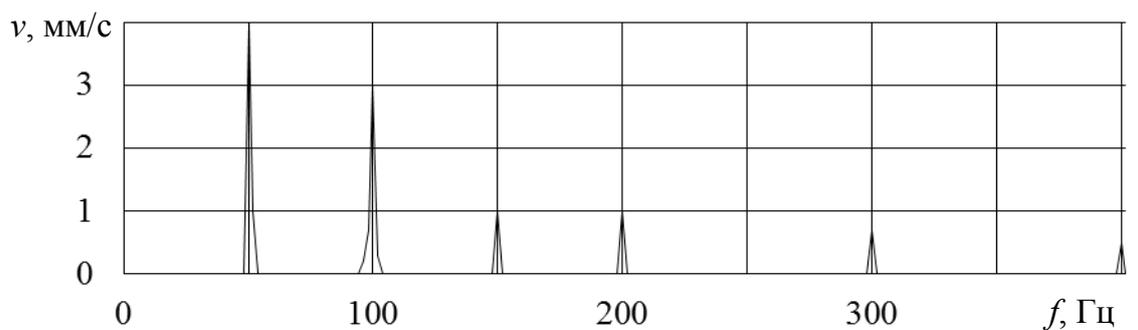
На рис. 16 приведены спектры вибрации, характерные для параллельной расцентровки.

2.2.4. Расцентровка на изношенной муфте

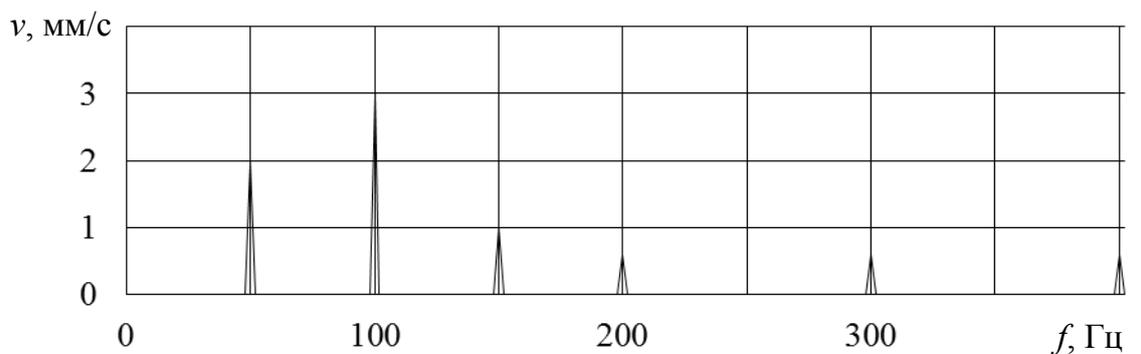
Расцентровка позволяет диагностировать состояние соединительных муфт с гистерезисом, т. е. с небольшим зазором между элементами полумуфт типа люфт. Удары, возникающие при расцентровке, позволяют оценивать изношенность муфты и целостность конструктивных элементов. Картина проявления дефектов зависит от типа муфты, она различна в зубчатых муфтах, пальцевых, пружинных и т. д.



a



б



в

*Рис. 16. Составляющие спектра вибрации агрегата с параллельной расцентровкой:
а – вертикальная; б – горизонтальная; в – осевая*

Рассмотрим проявление расцентровки на примере зубчатой соединительной муфты, у которой из-за расцентровки произошел значительный износ зубчатых пар, увеличились зазоры в зубчатых соединениях (рис. 17).

На рисунке видны первые две гармоники оборотной частоты, свойственные сдвиговой расцентровке, и несколько меньшая по величине третья гармоника.

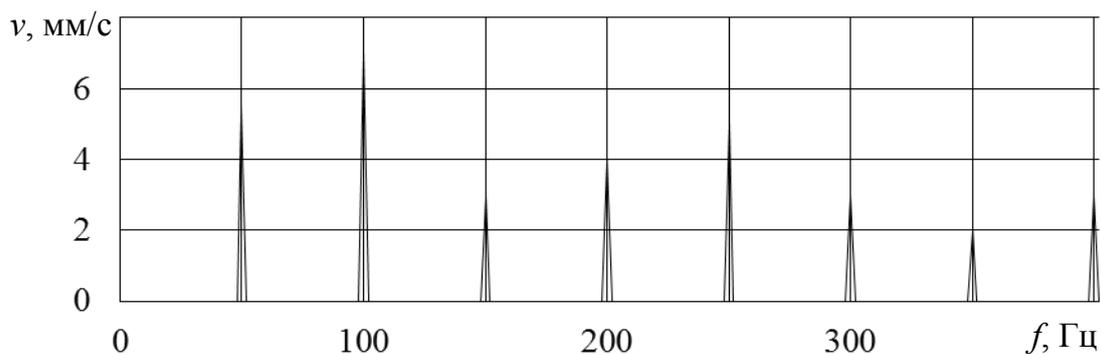


Рис. 17. Спектр вибрации агрегата с расцентровкой и износом муфты

Далее до восьмой–двенадцатой гармонике следуют гармоники, свойственные механическому ослаблению. По амплитуде эти гармоники примерно в два раза меньше гармоник от расцентровки.

Такая спектральная картина говорит о сильном износе зубчатого зацепления в муфте.

При этом делается вывод либо о необходимости центровки, либо о замене муфты.

2.3. Диагностика задеваний

Задевания и «затирания» элементов оборудования друг о друга часто встречаются в процессе работы оборудования. По своему происхождению они могут быть разделены на две группы:

- нормальные конструктивные задевания и затирания в различного типа уплотнениях, например: насосов, компрессоров и т. д.;
- последняя стадия проявления в агрегате других дефектов, например: износ опорных элементов, уменьшение или увеличение технологических зазоров и уплотнений, искривление конструкций и т. д.

В первом случае задевания постоянно сопутствуют процессам в нормально работающем оборудовании и до определенной стадии не являются признаком наличия в оборудовании каких-либо дефектов состояния, хотя хорошо видны в спектре вибросигналов.

Во втором случае появление в спектре признаков задевания или затирания является признаком наличия дефекта. Примером дефектов этой группы является задевание ротора о статор после возникновения механического ослабления в подшипнике, приведшего к значительному увеличению зазора в нем и просадке ротора на величину, большую, чем величина зазора между ротором и статором. Механическое ослабление при этом становится настолько сильным, что приводит к обкатыванию ротора по внутренней поверхности подшипника. При этом ротор начинает

задевать корпус уплотнений и иные неподвижные конструктивные элементы агрегата.

При появлении в агрегате задеваний или затирааний любой природы происходит значительная специфическая модификация спектра регистрируемого вибросигнала. В сигнале начинает присутствовать широкий спектр частот, имеющих в основном синхронные компоненты. По мощности они составляют обычно от 60 до 80 % мощности всего вибро-сигнала. Наличие синхронных компонент связано с тем, что задевание или затираание обычно синхронизировано с фазой вращения ротора, поэтому большинство гармоник в получаемом спектре являются целыми относительно частоты вращения ротора агрегата.

Оставшуюся часть мощности вибросигнала несут в себе несинхронные компоненты, которые вызываются в вибросигнале двумя причинами:

- влиянием нестационарности процесса задевания, обусловленным некоторым разбросом параметров соударений от оборота к обороту;
- влиянием резонансных процессов в конструкции или в ее отдельных элементах. Процесс задевания является причиной удара, возбуждающего вибрацию, и на спектре вибросигнала возникает поднятие, похожее на «зазубренный холм». Центр этого поднятия соответствует частоте собственного резонанса всей конструкции или ее части, близко расположенной к зоне задевания.

В связи с тем, что разные элементы конструкции имеют различные резонансные частоты, резонансные поднятия в спектре вибросигнала могут возникать на одной или на нескольких частотах, причем уровень поднятия будет различный.

Специфика спектральной картины резонансных колебаний при задеваниях и затирааниях – сосредоточение несинхронных компонент спектра вблизи синхронных. На общем спектре вибросигнала это выражается в «уширении» основания некоторых синхронных гармоник, частоты которых близки к частотам собственных резонансов элементов конструкции. Количество таких гармоник в спектре обычно не превышает двух (чаще всего одна).

Часто затираанием в спектре вибросигнала возбуждаются целые семейства дробных гармоник с кратностью от $1/2$ оборотной частоты вращения ротора ($f_1 = 50$ Гц) до $1/5$. Чаще всего наиболее сильными в спектре вибросигнала при затираании являются дробные гармоники с порядковыми номерами $1/2$, $3/2$, $5/2$, $7/2$ и т. д. Эти гармоники тоже можно отнести к синхронным компонентам спектра вибросигнала (рис. 18).

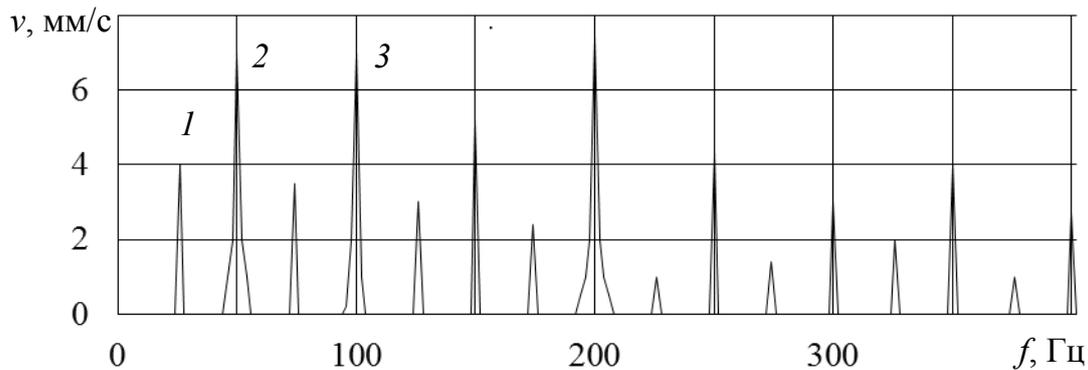


Рис. 18. Спектр вибрации агрегата с задеванием ротора об уплотнение:
 $1 - 0,5 \cdot f_1$; $2 - f_1$; $3 - 2 \cdot f_1$

Спектр вибрации при задевании напоминает спектр при механическом ослаблении – такое же большое количество гармоник, одна из которых имеет максимальную мощность за счет уширения в нижней части, но при этом есть и существенные отличия. Если при механическом ослаблении дробных гармоник с кратностью $1/2$ обычно не бывает больше трех, то при задевании число таких гармоник в спектре велико и практически равно числу имеющихся целых гармоник.

Характерный диагностический показатель наличия в оборудовании задеваний – форма исходного временного сигнала. На рис. 19 приведен пример такого временного сигнала при наличии локального одностороннего задевания ротора о неподвижный конструктивный элемент.

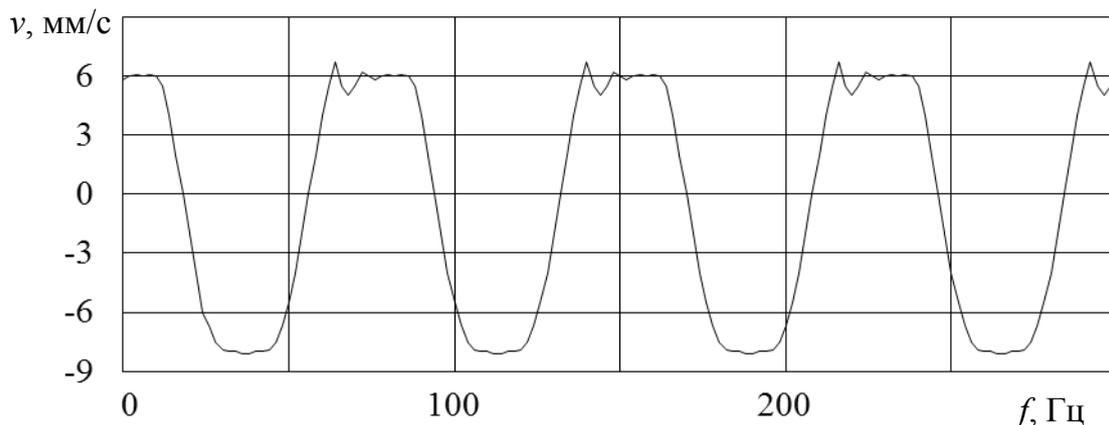


Рис. 19. Временной сигнал вибрации ротора с задеванием

На графике (рис. 19) хорошо различимы моменты времени соударения ротора со статором электродвигателя. При этом верхняя часть синусоиды деформирована и носит в себе элементы колебательного процесса. После выхода ротора из зоны задевания форма сигнала восстанавливается, а задевание «срезает» положительный пик синусоиды.

2.4. Диагностика подшипников скольжения

Подшипник скольжения, состоя из трех элементов (антифрикционного вкладыша, части поверхности вала, разделяющего масляного слоя), является сложным и ответственным узлом, в котором возможно возникновение опасных дефектов. Для обеспечения высокой надежности работы оборудования состояние подшипников скольжения нуждается в постоянном контроле.

2.4.1. Общие вопросы диагностики подшипников

Физические процессы, протекающие в подшипниках скольжения, сложны и зависят от многих внешних и внутренних факторов [32].

В основном все возникающие в процессе эксплуатации проблемы состояния подшипников скольжения можно объединить в три группы:

- проблемы состояния рабочих поверхностей подшипника;
- проблемы величины зазора между галтелью вала и антифрикционным вкладышем;
- проблемы несущей способности слоя смазочного масла.

Интересным для диагностики является то, что частота автоколебания примерно одинакова у всех роторов – 0,42...0,48 от оборотной частоты ротора. Такое же значение имеет частота, свойственная дефектам сепаратора у подшипников качения. Такое сходство говорит о практическом равенстве скорости движения масляного слоя (масляных волн) в зазоре подшипника скольжения и скорости перемещения сепаратора в подшипниках качения. Эта частота – показатель относительной скорости перемещения масла в зазоре между неподвижным вкладышем и вращающимся ротором. Средняя скорость движения масла в зазоре подшипника в идеальном случае должна равняться половине частоты вращения вала, но на практике она немного меньше из-за вытекания масла в боковые зазоры подшипника.

По величине частоты масляных вибраций можно косвенно судить об относительном состоянии каждой из рабочих поверхностей подшипника. Так, при смещении частоты масляной вибрации к 0,5 от оборотной частоты можно утверждать о хорошем состоянии внешней поверхности вкладыша и о плохом состоянии поверхности шейки вала. Масло в большей степени тяготеет к шейке вала и перемещается быстрее обычного.

При приближении частоты масляной вибрации к 0,4 ситуация обратная: и масло тяготеет к вкладышу, имеющему поверхностные дефекты, и сильно тормозится. В некоторых случаях уменьшение частоты вибрации масляного клина говорит об увеличении зазоров в подшипнике.

При выполнении диагностики подшипника скольжения требуется знать, как минимум, спектральную историю развития вибраций на данном подшипнике, но лучше знать конструкцию подшипника.

У гибких роторов спектральная картина и частота автоколебания может быть иной, если рядом будет находиться первая критическая частота ротора, как, например, у турбогенераторов. В этом случае пик на частоте резонанса будет больше, чем на сепараторной частоте.

Для разделения двух пиков (масляного и резонансного) необходим спектроанализатор с хорошим спектральным разрешением – с большим числом линий в спектре (более 800), иначе диагностика масляных вибраций некорректна.

Для уменьшения вероятности возникновения автоколебаний масляного клина в подшипниках скольжения применяются различные меры, например использование вкладышей:

- с некруглой формой расточки – лимонной, трехцентровой и т. д.;
- с подвижными секционированными и независимыми рабочими поверхностями – кольцами, вкладышами и т. д.

При наличии секционирования вкладышей в спектре могут появиться вибрации от масляной гармоники, пропорциональные числу сегментов.

В общем случае ротор «соприкасается» через масляный клин с вкладышем подшипника по малой дуге в нижней части вкладыша. В результате на этом участке действуют основные динамические нагрузки. Если построить «розу вибраций», то этот «контактный» участок будет виден достаточно хорошо.

2.4.2. Диагностика большого зазора

При монтаже подшипника скольжения всегда тщательно контролируются зазоры со всех сторон ротора, т. к. все они в той или иной мере участвуют в работе.

В процессе работы из-за износа зазоры постепенно возрастают и наступает момент, когда величина зазора начинает сказываться на состоянии агрегата, что проявляется в спектре вибрации. Часто при этом в агрегате присутствует еще один дефект другой природы, например небаланс или расцентровка. Этот дефект возбуждает вибрации, приводящие к обкатыванию ротора по окружности подшипника. Другими словами, должна быть внешняя сила, в определенные фазы вращения прижимающая ротор к боковым поверхностям и даже к верхнему вкладышу подшипника.

Спектральная картина последней стадии увеличенного зазора в подшипнике скольжения имеет стандартный вид, свойственный механическому ослаблению. На спектре появляется целая гамма оборотных гармоник с номерами до 10–20.

При увеличении зазора ротор обычно имеет перемещения в вертикальном направлении, а дефект проявляется в большей степени в виде повышенных вертикальных вибраций, более значительных по сравнению с горизонтальными. В данном случае хорошо помогает круговой замер вибрации и построение «розы вибраций».

При увеличенных боковых зазорах может резко возрасти только поперечная составляющая вибрации, т. к. сдвинуть ротор «вбок» легче, чем приподнять его.

Характерный спектр такого дефекта показан на рис. 20.

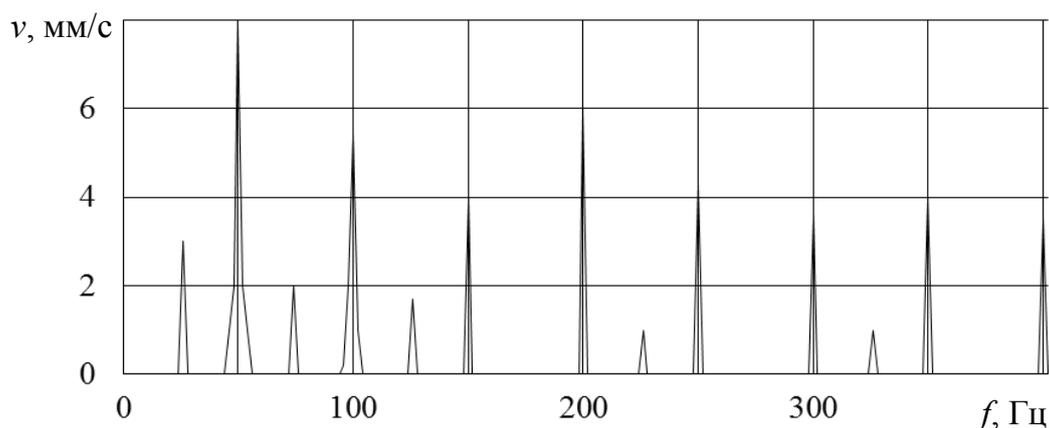


Рис. 20. Спектр вибрации агрегата с увеличенным зазором в подшипнике скольжения

Спектр характеризуется набором (15–20) целых гармоник оборотной частоты ($f_1 = 50$ Гц, $f_2 = 100$ Гц и т. д.) и дробных гармоник с кратностью 1/2 от оборотной частоты вращения вала. Таким образом, этот дефект достаточно трудно спутать с другим дефектом.

Увеличенный зазор может проявиться в механизмах с наличием собственных частот вибрации, отличных от оборотной, например: в насосах, редукторах. В этих механизмах при увеличении зазоров в подшипниках скольжения могут значительно возрасти лопаточная или зубцовая гармоники. Причина этого просто объясняется, если представить рабочее колесо насоса рычагом, один конец которого – точка «касания лопатки с выступающим элементом улитки», а второй конец закреплен в подшипнике. Увеличение зазора в подшипнике приведет к тому, что удары в первом узле крепления рычага приведут к ударам в подшипнике, и частота этих ударов будет соответствовать лопаточной частоте.

Предпочтение в диагностике дефектов подшипников скольжения отдается виброскорости.

2.4.3. Вибрации масляного клина

Вибрации масляного клина в подшипниках скольжения характерно проявляются в спектре вибросигнала в виде увеличения амплитуды субгармоники с частотой 0,42...0,48 от оборотной частоты вала. Если амплитуда превышает 50 % от величины первой оборотной гармоники частоты вращения вала, то следует говорить о серьезном характере данного дефекта и об опасном влиянии его на общее состояние агрегата. Ниже приведена картина диагностики состояния подшипника (рис. 21).

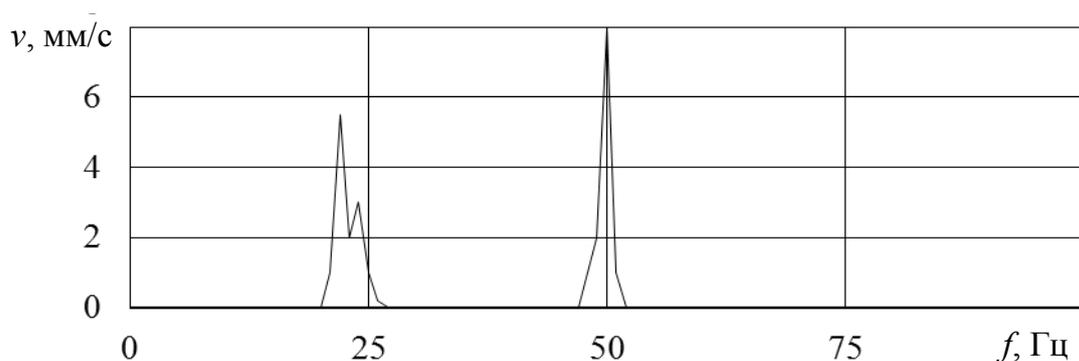


Рис. 21. Спектр вибрации подшипника скольжения с масляной субгармоникой

Зафиксировано увеличение амплитуды виброскорости на частоте 22 Гц до 5,5 мм/с. Частота составляет 0,44 от оборотной частоты вала ($f_1 = 50$ Гц), а отношение амплитуд в процентах – 68,8.

Вибрации масляного клина проявляются в случаях, когда:

- нагрузка от ротора на подшипник не соответствует расчетной несущей способности масляного клина, обычно при пониженном значении нагрузки;
- в агрегате, как минимум, присутствует еще одна возмущающая вибрации сила, возникшая не как результат проблем подшипника, но способная возбудить колебания ротора в подшипнике;
- произошло значительное изменение рабочих параметров масла по сравнению с расчетными, таких, как вязкость, температура, давление, наличие посторонних примесей.

Диагностические особенности возникновения субгармоники с частотой масляной вибрации, перечисленные выше (п. 1.3.4.1):

- при частоте масляной вибрации, близкой к значению 0,5, можно говорить о хорошем состоянии внешней поверхности антифрикционного вкладыша или о плохом состоянии поверхности шейки вала. Дефект сосредоточен на поверхности шейки вала;

- при частоте масляной вибрации, близкой к величине 0,4 от частоты вращения вала, – ситуация обратная. Лучшим является состояние поверхности шейки вала;

- у гибких роторов при частоте автоколебаний, близкой к первой критической частоте ротора, например у турбогенераторов, пик на частоте резонанса будет больше, чем на сепараторной частоте.

Для разделения с резонансным пиком и для определения смещения масляной гармоники вверх или вниз по частоте необходим спектроанализатор с большим числом линий в спектре.

2.4.4. Неправильная установка подшипника

Под неправильной установкой подшипника понимается неправильная установка баббитовых вкладышей, их перекося или излишняя подвижность внутри подшипниковой стойки.

В спектре вибрации этот дефект проявляется усилением первой и второй гармоник оборотной частоты ротора. Значительно возрастает осевая составляющая общей вибрации, часто до недопустимых значений.

Рассмотрим диагностические особенности данного дефекта.

При перекося вкладыша в подшипнике вибрация на поверхности подшипника различна вдоль его осевого направления. Когда передняя часть вкладыша перемещается вверх, задняя часть может перемещаться с меньшей скоростью, оставаться на месте либо перемещаться в обратном направлении (вниз). Основной причиной этого, наряду с перекося вкладыша, является небольшой изгиб шейки вала в районе подшипника. Эти два дефекта в совокупности приводят к сложному характеру прецессии во времени различных точек подшипника.

Если вкладыши самоустанавливающиеся, то они перемещаются в точку нового равновесного состояния, и вибрации могут уменьшиться. Если такой возможности нет, вибрация останется большой. Максимальное значение она обычно имеет в осевом направлении. Это происходит не потому, что наибольшие силы действуют вдоль оси агрегата, просто конструктивная податливость подшипниковой стойки в данном направлении наибольшая – колебания есть возмущающая сила, умноженная на подвижность конструкции.

Сравнение вибраций в вертикальном и поперечном направлениях, например построением «розы вибраций» в этой плоскости, позволяет достаточно корректно выявить ось перекося вкладыша.

Частотный состав вибраций при таком дефекте прост и обычно ограничивается первой гармоникой. При сегментных вкладышах возможно появление гармоники с частотой, равной произведению оборотной частоты на число сегментов.

Необходимо отделять эту причину повышенной вибрации от дефекта типа «изгиб вала». Это возможно сделать двумя способами.

Первый способ – построение «розы вибраций» в плоскости, перпендикулярной оси агрегата. При изгибе вала четко выраженного максимума не будет. При перекосе вкладыша он всегда присутствует.

Второй способ требует для диагностики синхронно зарегистрированных или синхронизированных вибросигналов. Если фаза первой гармоники всех вибраций, включая осевую, является устойчивой, то можно с большой достоверностью утверждать о наличии изгиба вала. Это хорошо согласуется с физической картиной вращения изогнутого вала. Если фаза первой гармоники хотя бы в одной из радиальных проекций является неустойчивой, то говорят о перекосе вкладыша подшипника скольжения.

При излишней подвижности вкладыша подшипника скольжения в опоре, наряду с эффектом перекоса, на спектре возникает «резонансное поднятие» в диапазоне средних и высоких частот в виде небольшого «купола» с небольшой мощностью. При этом создается картина небольшого «затирания», диагностируемого в основном на резонансной частоте конструкции подшипника скольжения.

Последней стадией большой подвижности является спектральная картина ослабленной посадки элементов с большим количеством целых и дробных гармоник в спектре. Возможно, такая причина будет на спектре похожа на причину «увеличенный зазор в подшипнике скольжения». Разделить их можно при наличии истории развития вибраций на данном подшипнике за необходимый период времени, что позволит выявить тренд развития неисправности, начиная с начальных стадий.

2.4.5. Эллипсность шейки вала

В процессе работы шейка вала, являющаяся частью подшипника скольжения, может неравномерно изнашиваться и ее поперечное сечение стать эллиптическим. При определенных условиях износа сечение шейки вала может иметь в себе некоторую трехгранность, четырехгранность и т. д.

При работе такого подшипника толщина масляного клина будет модулироваться нелинейностью кривизны шейки вала. В итоге радиальные, в основном вертикальные, вибрации будут иметь в своем составе гармоники, пропорциональные произведению оборотной частоты вала на «порядок эллипсности» шейки вала. При эллипсе это будет вторая гармоника оборотной, при «трехгранности» – третья и т. д.

При эллипсности происходит некоторое увеличение частоты вибрации масляного клина, т. к. масло в большей мере увлекается в своем

движении ротором. Частота может достигать до 0,45...0,46 от оборотной частоты ротора.

Особенно трудно выявить эллипсность шейки вала в электрических машинах с частотой вращения 3000 об/мин, в которых практически всегда есть гармоника электромагнитной силы, по частоте равная второй гармонике оборотной частоты ротора. Кроме того, у турбогенераторов, в силу особенностей конструкции, всегда имеет место вторая гармоника оборотной частоты, вызванная неодинаковой жесткостью ротора в поперечном сечении.

2.5. Диагностика подшипников качения

Данный раздел посвящен краткому обзору основных диагностических методов, применяемых для оценки качества подшипников, определения дефектов на различных стадиях развития и для расчета остаточного ресурса подшипников качения [33–35].

2.5.1. Стадии развития дефектов подшипников качения

Временной вибросигнал в размерности виброскорости, зарегистрированный на подшипнике качения с достаточно развитым дефектом состояния, для примера приведен на рис. 22.



Рис. 22. Временной сигнал вибрации подшипника с дефектом

На этом рисунке хорошо видны две наиболее характерные составляющие вибрации – «фоновая», имеющая практически постоянный уровень, и «импульсная», представляющая из себя выделяющиеся по амплитуде импульсы, повторяющиеся примерно через равные интервалы.

Фоновое (или среднее) значение уровня вибросигнала, регистрируемого с вибродатчика на подшипнике качения, характеризуется ус-

редненным значением, например СКЗ виброскорости. Это значение вибрации может быть просто замерено при помощи обычных виброметров.

В моменты прохождения через «несущую», нагруженную зону подшипника качения, дефектного элемента или элементов на временном вибросигнале появляется четко выраженный пик, энергетический импульс. Параметры этого импульса определяются видом, локализацией и степенью развития данного дефекта подшипника. Диагностическими параметрами такого импульса являются его амплитуда и частота повторения.

Наиболее важным параметром, характеризующим степень развития дефекта, является амплитуда импульса. Для измерения этого параметра импульса в приборах виброконтроля должны быть предусмотрены специальные пиковые детекторы. Локализация дефекта (место его расположения) обычно уточняется по частоте следования импульсов, для чего используются спектральные методы.

Если диагностику состояния подшипника качения проводить по амплитудным параметрам временных вибросигналов, то основное внимание следует уделить двум аспектам. Это, во-первых, количественное значение общего уровня фона вибрации и, во-вторых, это соотношение между уровнями фона вибрации и амплитудами пиковых значений во временном вибросигнале.

В общем случае состояние подшипника качения, развитие его дефектов за весь период службы можно разделить на пять этапов (рис. 23). Состояние подшипника определяется двумя ломаными линиями. Нижняя соответствует уровню фона вибрации на каждом этапе развития дефектов, верхняя – уровню пиков вибрации.

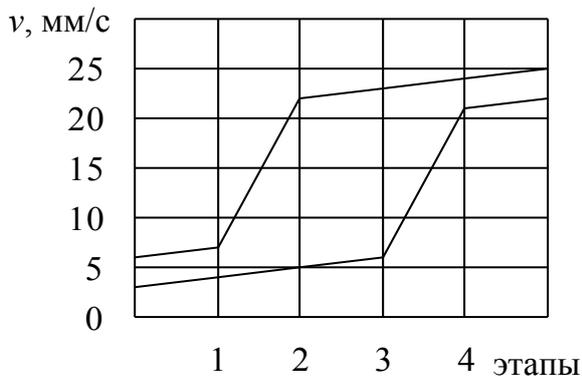


Рис. 23. Этапы развития дефектов подшипника

До начала первого этапа (0–1) общее техническое состояние подшипника будем считать идеальным. На этом, «нулевом», этапе развития дефектов пики вибрации превышают уровень фона незначительно, а сам «фон» вибрации (в данном случае СКЗ виброскорости) значительно меньше нормируемого значения.

Этап 1. В подшипнике появляется и начинает развиваться какой-либо дефект, возникают ударные виброимпульсы, растущие по величине. Энергия импульсов затрачивается на развитие дефекта, в результате

чего происходит еще большее увеличение энергии импульсов. Уровень фона вибрации по своей величине при этом остается неизменным, т. к. дефект носит локальный характер и на общее состояние подшипника пока не влияет.

Этап 2. Начиная с точки «2» (рис. 23), ударные импульсы в подшипнике достигают по своей энергии практически максимального значения. Количественное значение максимума энергии импульсов определяется типом подшипника и условиями его эксплуатации. Выделяющаяся в подшипнике энергия импульсов уже столь велика, что ее достаточно для расширения зоны локализации дефекта. На данной стадии остановить дальнейшее развитие дефекта практически невозможно, началось его саморазвитие. Величина пиков вибрации на временном вибросигнале практически не растет, как и уровень фона.

Этап 3. Зона развития дефекта столь велика, что подшипник начинает «терять» свое основное назначение – обеспечивать вращение валов с минимальным трением. Возрастают затраты энергии на вращение ротора, и, как результат, увеличивается энергия, выделяющаяся в подшипнике, растет уровень фона. Это уже этап саморазрушения подшипника.

Этап 4. Это последний этап развития дефекта, когда он охватил весь подшипник. Уровень фона вибрации практически сравнялся с уровнем пиков. Работы подшипников в этой зоне следует избегать.

Этап 5. Это этап ожидания аварии, возможно, с большими последствиями.

Вышеперечисленные этапы ухудшения состояния подшипника свойственны практически всем видам дефектов, имеющим место в любых типах подшипников. В зависимости от ряда эксплуатационных параметров подшипников могут наблюдаться лишь различия в длительности этапов и интенсивности процессов в них, но общая картина развития не меняется.

2.5.2. Частоты подшипниковых дефектов

При работе подшипника с внутренними дефектами во временном вибросигнале появляются характерные составляющие (гармоники) с собственными частотами, по которым можно достаточно корректно выявить место нахождения дефекта. Численные значения частот этих составляющих зависят от соотношения геометрических размеров подшипника и оборотной частоты вращения ротора механизма.

В нагруженном подшипнике можно дифференцировать четыре основные, характерные, применяемые для диагностики частоты – внешней обоймы подшипника, внутренней обоймы, частоты сепаратора и частоты

ты тел качения. Рассмотрим без вывода формулы для расчета этих частот, в которых $N_{\text{тк}}$ – число тел качения.

Частота перекатывания тел качения по внешней обойме (BPF)

$$f_{\text{н}} \approx f_1 \left(\frac{N_{\text{тк}}}{2} - 1,2 \right).$$

Частота перекатывания тел качения по внутренней обойме (BPF1)

$$f_{\text{в}} \approx f_1 \left(\frac{N_{\text{тк}}}{2} + 1,2 \right).$$

Частота сепаратора (FT)

$$f_{\text{с}} \approx f_1 \left(\frac{1}{2} - \frac{1,2}{N_{\text{тк}}} \right).$$

Частота перекатывания тел качения (BS)

$$f_{\text{тк}} \approx f_1 \left(\frac{N_{\text{тк}}}{2} - \frac{1,2}{N_{\text{тк}}} \right).$$

Вышеприведенные формулы для расчета подшипниковых частот удобны и полезны для использования в диагностике, но всегда следует помнить, что достоверность диагностики с их использованием может быть невысокой. Достаточно часто, даже при наличии в подшипнике явного дефекта, в вибросигнале характерные частоты могут полностью отсутствовать, иметь сдвиг по частоте или иметь очень малый уровень.

Для того чтобы при наличии явного дефекта во временном вибросигнале, а следовательно и на полученном в результате его обработки спектре были достоверно выявлены гармоники с этими характерными частотами, необходимо выполнение ряда требований, основные из которых:

- подшипник должен быть нагружен усилием, близким к номинальному;
- дефектная зона должна периодически проходить через зону нагрузки подшипника;
- в механизме не должно быть других источников вибросигналов с частотой, равной частоте дефектов;
- вибродатчик должен быть расположен близко к нагруженной зоне подшипника;
- частотные параметры датчика должны соответствовать рабочим параметрам механизма;
- регистратор вибросигналов должен обеспечивать после обработки получение спектра вибросигнала с разрешением не меньше 1600–3200 линий.

Эти требования относятся ко всем методам диагностики подшипников качения по спектрам и спектрам огибающей, базирующихся на использовании формул расчета подшипниковых частот.

Только при выполнении этих условий можно достаточно уверенно на ранних стадиях диагностировать дефекты подшипника. В противном случае высока вероятность либо пропуска дефектов, либо ложного определения дефектов там, где их нет.

Сложным также является вопрос определения уровня развития зарегистрированного дефекта по амплитудам или иным параметрам гармоник характерных подшипниковых частот. В большой степени он зависит от типа используемой аппаратуры и места установки вибродатчика. На величину порога каждого дефекта сказывается также удаление дефектного элемента от вибродатчика – дефект внутренней обоймы менее заметен, чем дефект внешней обоймы.

Определение истинного уровня недопустимого дефекта каждого подшипника значительно увеличивает трудоемкость использования таких методов диагностики.

Заключение

Все подшипниковые частоты обычно модулируются частотой вращения ротора, что приводит к возникновению вокруг них характерных боковых гармоник. По мере углубления дефекта число боковых гармоник растет. Дополнительная мощность вибрации от дефекта оказывается сосредоточенной не в основной гармонике дефекта, а вокруг нее, причем в достаточно широком диапазоне частот.

Часто реальные частоты характерных гармоник от отдельных элементов подшипника не соответствуют рассчитанным значениям, причем по мере углубления дефектов это отличие растет.

Чаще всего при значительных степенях развития дефектов на спектре возникают «энергетические горбы» – участки с общим поднятием уровня, имеющие большое количество случайных пиков. Такие «горбы» могут возникнуть как вблизи характерной частоты, так и вблизи частоты резонанса конструкции или ее отдельного элемента. Часто «энергетический горб» бывает в двух местах спектра: и на характерной частоте, и на резонансной. Достаточно часто, при развитии дефекте, характерная частота, вокруг которой появился и вырос «энергетический горб», на спектре отсутствует. Иногда число «горбов» может быть три и больше.

Особенности проявления дефектов подшипников на спектрах вибросигналов:

- наличие на временном вибросигнале явно выраженных периодических ударных процессов;

- наличие в спектре вибросигнала большого количества несинхронных компонент, или, беря за базу оборотную частоту ротора, гармоник с дробными номерами. Частоты этих гармоник определяются подшипниковыми соотношениями;

- наличие в спектре широкополосных энергетических горбов вблизи подшипниковых частот и частот собственных резонансов элементов механической конструкции.

Рассмотрим форму проявления ударных воздействий от дефектов подшипников во временном вибросигнале, зарегистрированного на дефектном подшипнике качения.

Вероятность появления на таком временном вибросигнале ударных периодических импульсов, имеющих характерный вид, сопровождающих возникновение дефектов, близка к 100 %. Для описания этих внешних особенностей введен специальный термин – «золотая рыбка». Наличие такой формы во временном вибросигнале является надежным диагностическим признаком для выявления дефектов подшипников.

Частота следования «золотых рыбок» во временном сигнале должна достаточно точно соответствовать частоте, характеризующей дефект того или иного элемента подшипника. Интенсивность «золотых рыбок» (степень их выраженности, превышения над фоном вибрации) зависит от степени развития дефекта. Пример «идеального» вибросигнала с двумя «золотыми рыбками» приведен на рис. 24.

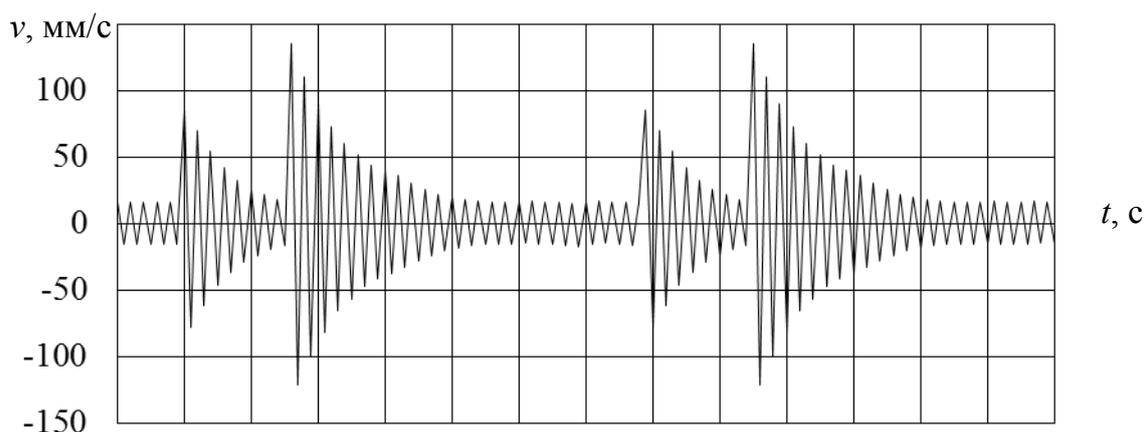


Рис. 24. Временной вибросигнал типа «золотая рыбка» при развитых дефектах подшипника

Они могут следовать одна за другой, часто даже наслаиваясь друг на друга. Все это зависит от частоты следования ударов от дефектов и от собственных резонансных свойств механической конструкции или ее отдельных элементов.

Непосредственно при диагностике дефектов подшипников качения при помощи спектров вибросигналов можно выявить три типа возможных, наиболее часто встречающихся типа спектров вибросигналов, соответствующих различным этапам развития дефектов.

Стадия 1. Первые признаки дефектов на спектре вибросигналов возникают тогда, когда дефект подшипника, возникнув, разовьется до такой стадии, что выделяемая им энергия станет сравнительно заметной в общей энергии вибрации подшипника. Применительно к вышеописанным этапам развития – это примерно конец первого этапа – начало второго. По срокам – это примерно несколько месяцев с момента начала развития дефекта.

Пример спектра первой стадии приведен на рис. 25.

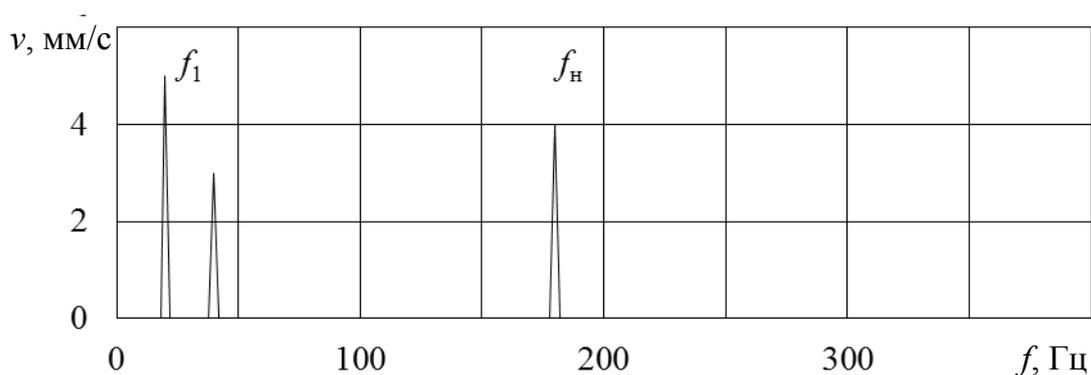


Рис. 25. Спектр вибрации на начальной стадии диагностики дефекта подшипника качения

В этом спектре, наряду с первыми, механическими, гармониками оборотной частоты вращения ротора ($f_1 = 10$ Гц, $2f_1 = 20$ Гц), появляется пик на характерной частоте дефекта того или иного элемента подшипника (f_n). На этой стадии характерная гармоника уже хорошо видна на спектре и позволяет достаточно точно выявлять дефектный элемент.

По амплитуде пик характерной гармоники уже соизмерим с амплитудой первой или второй гармоник оборотной частоты ротора, но по своей мощности еще много уступает им. На спектре это выражается тем, что пик подшипниковой гармоники является очень узким. Дефект появился, но еще не является сильно развитым.

Стадия завершается тогда, когда амплитуда характерной гармоники не растет, а рядом с ней, слева и справа, появляется первая пара боковых гармоник – начался этап расширения зоны дефекта.

Стадия 2. На этой стадии значительно увеличивается вклад в общую вибрацию составляющей от дефекта подшипника. Подшипниковая гармоника увеличивает свою мощность до такого значения, что стано-

вится соизмерима с основными механическими гармониками – первой и второй. Результатом наличия в вибросигнале двух, как минимум, гармоник – синхронной и несинхронной – примерно одинаковой мощности возбуждает в агрегате частоты биений. Эти частоты биений проявляются на спектре в виде боковых полос вблизи характерной подшипниковой гармоники. По мере роста мощности подшипниковой гармоники с расширением зоны дефекта число боковых полос и их мощность постепенно возрастают.

Дальнейшее развитие дефекта приводит к появлению гармоник от характерной подшипниковой частоты. Обычно появляются гармоники с номером два и три от основной частоты подшипникового дефекта. Рядом с каждой такой гармоникой слева и справа будут иметь место боковые частоты, число пар которых может быть достаточно большим. Чем более развит дефект, тем больше боковых гармоник и у гармоник частоты дефекта (рис. 26).

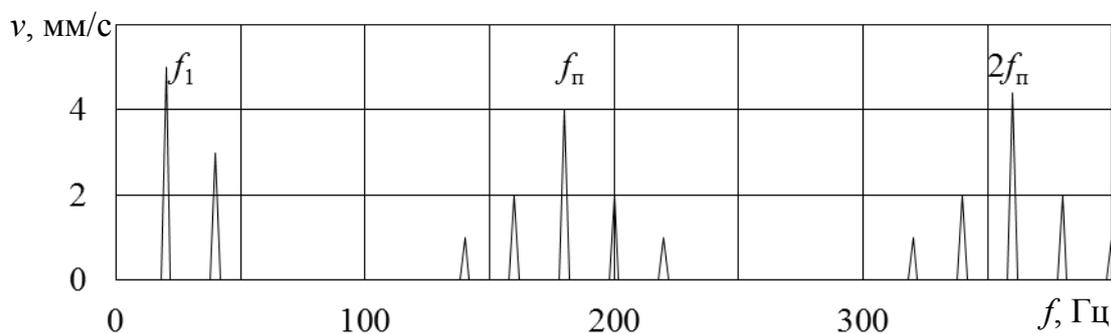


Рис. 26. Спектр вибрации на второй стадии диагностики дефекта подшипника

На этом спектре есть две гармоники от характерной частоты подшипникового дефекта: первая (f_n) и вторая ($2f_n$). Вокруг каждой гармоники расположено по две пары боковых гармоник.

Износ подшипника с таким спектром уже очевиден и может простираться почти по всей рабочей поверхности подшипника, он уже стал групповым, захватив несколько элементов подшипника. Подшипник нуждается в замене.

Стадия 3. Это последняя стадия развития дефектов подшипника. В конце этой стадии подшипник перестал исполнять свои прямые функции – обеспечивать вращение валов при минимальных затратах на трение. Затраты на трение велики, и вращение ротора затруднено.

Развитие дефекта подшипника на этой стадии, при контроле по спектрам вибросигналов, проходит следующим образом. Износ подшипника достигает такой стадии, когда характерная частота дефекта из-за износа становится нестабильной, так же как и боковых гармоник. Наложение

многих семейств гармоник, каждое из которых состоит из основной частоты и боковых гармоник, создает достаточно сложную картину. Если в этих семействах основные гармоники мало различаются по частоте, то сумма всех частот представляет из себя общее понятие спектра – «энергетический горб», захватывающий такой диапазон частот, куда входят все гармоники всех семейств от всех уже существующих дефектов подшипника качения.

Практически вся мощность вибросигнала сосредоточена не в зоне (0...100 Гц) механических гармоник (1–8), а в зоне характерных гармоник, соответствующих имеющим место дефектам подшипника качения (от 100 Гц), рис. 27.

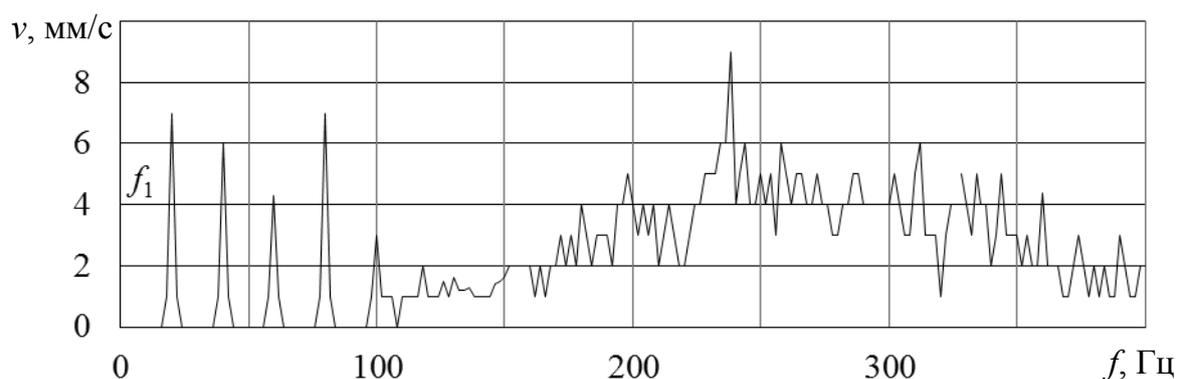


Рис. 27. Спектр вибрации на третьей стадии диагностики дефекта подшипника качения

Кроме того, в диапазоне гармоник, свойственных механическому ослаблению и увеличенному зазору, в подшипнике поднимается лес целых гармоник оборотной частоты. Все они по своим параметрам соответствуют вышеназванным механическим причинам. Причины возникновения таких гармоник – в подшипнике велики все зазоры.

Подшипник нуждается в скорейшей замене, т. к. возможность аварийной ситуации очень велика.

2.5.3. Диагностика с использованием пик-фактора

В данном разделе кратко рассмотрим те методы диагностики подшипников качения, в которых идет анализ наличия дефектов подшипников по соотношению на временных вибросигналах пиков и общего уровня «фона» вибрации. Одна из таких временных зависимостей, по которым может выполняться такая диагностика, приведена ранее.

Ранее отмечалось (см. п. 1.3), что данный метод диагностики подшипников качения имеет несколько широко известных разновидностей. В них по-разному производят сравнение уровней пика и фона вибросиг-

нала. В одном методе для сравнения берется амплитуда пика, в другом – энергия, фоновый уровень тоже может считаться по-разному.

Для этих методов нужна примерно одинаковая техническая база – специализированные переносные виброметры с встроенными двумя типами детекторов вибросигналов – детектором среднего уровня вибросигнала и пиковым детектором.

Использование обобщенного количественного соотношения двух величин по типу «средний уровень – пик» позволяет вибродиагносту определять дефекты подшипника на достаточно ранних стадиях их развития, что является несомненным достоинством применения такого подхода к диагностике.

2.5.4. Диагностика подшипников по спектрам огибающей

Данный метод получил максимальное применение из-за возможности использования на ранней стадии диагностики подшипников качения. Основы метода описаны выше (см. разд. 1.2).

Приведем практически полный перечень дефектов, которые можно диагностировать в подшипниках качения при помощи спектральных методов – по классическим спектрам и спектрам огибающей (табл. 1).

В табл. 1 приведено 15 наиболее часто встречающихся причин повышенной вибрации – дефектов подшипников с различной локализацией.

Все дефекты (табл. 1) представлены в определенном хронологическом порядке, связанном с этапами «жизненного цикла» подшипника в оборудовании. Сначала идут дефекты, связанные с монтажом подшипников, с которыми приходится встречаться уже на этапе ввода оборудования в эксплуатацию. Далее идут дефекты смазки, т. е. эксплуатации подшипников. За ними следуют проблемы, связанные с износом подшипников. Замыкают таблицу явно выраженные и уже достаточно сильно развитые дефекты элементов подшипников типа «скол» и «раковина».

Проблемы изготовления и монтажа подшипников можно отнести к нулевому этапу развития дефектов подшипников. Проблемы смазки и начальные этапы износа соответствуют первому этапу, когда дефекты зарождаются.

Сильный износ и зона углубления физических дефектов подшипников относится ко второму этапу развития дефектов в подшипниках. Как уже говорилось выше, третий этап развития дефектов в подшипниках, их деградация, диагностируется уже любым методом.

Таблица 1

№ пп	Наименование дефекта подшипника	Тип используемого сигнала	Основная частота дефекта	Наличие в сигнале гармоник	Порог сильного дефекта
Проблемы монтажа подшипников качения					
1	Перекося наружного кольца при посадке	Спектр и огибающая	$2f_n$	$k=1, 2$	16 %
2	Неоднородный радиальный натяг	Спектр и огибающая	kf_1	$k=1, 2$	13 %
3	Проскальзывание в посадочном месте	Огибающая	kf_1	$k=1, 2, 3$	9 %
4	Ослабление крепления подшипника	Спектр	kf_1	$k=0,5, 1, 2, 3$	13 %
5	Задевания в подшипнике и уплотнениях	Спектр	kf_1	$k=0,5; 1; 1,5; 2; 2,5; 3$	13 %
Проблемы смазки					
6	Проблемы смазки	Фон вибрации	–	–	20 dB
Проблемы износа подшипников качения					
7	Увеличенные зазоры в подшипнике	Спектр	kf_1	$k=1, 2, 3, 4$...	13 %
8	Износ поверхности наружного кольца	Огибающая	f_n	–	16 %
9	Износ поверхности тел качения	Огибающая	f_c или $f_1 - f_c$	$k=1, 2, 3$	15 %
10	Износ поверхности внутреннего кольца	Огибающая	kf_1	$k=1, 2, \dots 6$	13 %
11	Дефект группы поверхностей трения	Огибающая	$f_n + f_B;$ $f_n + f_1$	$k=1, 2, \dots$	16 %
Дефекты подшипников качения					
12	Раковины (сколы) на наружном кольце	Огибающая	kf_n	$k=1, 2, 3$	16 %
13	Раковины (сколы) на внутреннем кольце	Огибающая	kf_B	$k=1, 2, 3$	15 %
14	Раковины (сколы) на телах качения	Огибающая	kf_{TK}	$k=1, 2, 3$	15 %
Внешние проблемы					
15	Обкатывание наружного кольца	Спектр и огибающая	f_1		16 %

2.6. Диагностика зубчатых зацеплений

Работу любой зубчатой пары сопровождает целый ряд характерных вибраций, вызываемых трением и ударами при обкатывании зуба одной шестерни зубом другой шестерни. Анализ этих вибраций позволяет в работающем оборудовании достаточно успешно диагностировать целый ряд различных дефектов зубозацепления.

Непременным условием корректной оценки текущего технического состояния зубчатых пар и успешной диагностики возможных дефектов является наличие спектроанализатора с высоким частотным разрешением (не менее 1600 линий в спектре) и датчиков, позволяющих регистрировать как высокочастотные, так и низкочастотные вибрации.

Данный раздел посвящен основным особенностям диагностики специфических проблем зубчатых передач, связанных только с проблемами зубозацепления [36].

2.6.1. Общие вопросы анализа состояния редукторов

Техническое состояние любой зубчатой пары, даже практически идеально изготовленной, может быть оценено в процессе работы при помощи анализа вибросигналов. Такое заявление справедливо как для единичной зубчатой пары, так и для сложных редукторов и мультипликаторов. Достоинством вибродиагностических методов при применении их для анализа состояния редукторов является возможность проведения диагностики «безразборно», в рабочих режимах. Все остальные методы, за исключением анализа по составу примесей в масле, требуют разборки оборудования.

2.6.1.1. Причины вибрации зубчатых пар

При проведении регистрации вибросигналов, генерируемых зубчатыми парами, необходимо учитывать основные характерные особенности их работы, приведенные ниже.

1. Вибросигналы от зубчатых пар содержат в себе как синхронные компоненты (гармоники), пропорциональные оборотной частоте вращения шестерни, так и несинхронные, связанные с резонансными процессами и не пропорциональными частоте вращения. Вся основная мощность в вибросигнале от зубчатой пары сосредоточена в достаточно высокочастотной области. Основная частота зубозацепления зубчатой пары $f_{зп}$ равна произведению оборотной частоты ротора шестерни на количество зубцов на ней. Ее значение может достигать единиц или десятка килогерц. При проведении регистрации вибросигналов на практике, предполагая их дальнейшее применение для диагностики состояния зубчатых пар, желательно начинать с регистрации спектроанализатором максимально высоких частот.

2. Гармоники, свойственные зубозацеплению, имеют невысокий энергетический уровень по двум причинам. Во-первых, выделяемая в процессе обкатывания зубьев энергия сама по себе не очень велика. Во-вторых, места установки вибродатчиков, в силу конструктивных

особенностей редукторов, значительно удалены от зоны зубозацепления. В результате путь передачи энергии вибрации зубозацепления достаточно велик и сигналы в нем сильно затухают. Поэтому необходимо использование для диагностики состояния зубчатых передач сигналов в размерности виброскорости, а для повышения информативности вибросигналов приходится использовать вибросигналы в размерности виброускорения.

3. Амплитуды гармоник в спектре, вызванных вибрациями от зубчатых пар, в значительной степени зависят от передаваемой зубчатой парой нагрузки. На холостом ходу гармоники от зубозацепления регистрируются очень плохо. С ростом усилий, передаваемых зубчатой парой, возрастают вибрации от зубозацепления. Такая особенность работы зубчатой пары для выявления тенденций изменения состояния требует проведения измерений при одинаковой, желательно большой, нагрузке. Если нагрузка будет маленькой, дефекты могут не проявиться. Если измерения, различающиеся по времени проведения, будут выполнены при разных нагрузках редуктора, то все эти замеры окажутся непригодными для сравнения друг с другом, для поиска произошедших в редукторе изменений.

4. Вибрации от зубозацепления являются нестационарными в том плане, что имеют в своем составе несколько фаз «обкатывания», точнее говоря «проскальзывания» зуба по зубу, различающихся у различных типов зубчатых зацеплений. Каждая из этих фаз возбуждает колебания различной частоты, близкие к частоте зубозацепления. Каждый из зубьев, в силу своих отличий от других зубьев, генерирует свои частоты. На это все накладывается то, что пары «взаимно обкатываемых» зубьев постоянно меняются, т. к. шестерни имеют неодинаковое количество зубцов. Эти важные особенности приводят к появлению в вибрации неоднородного «белого шума» вблизи частоты зубозацепления. Этим термином в технике обычно называют смесь колебаний различных частот. На спектре вибросигнала «белый шум» проявляется в виде поднятия общего уровня всего спектра в достаточно широкой полосе частот вблизи характерной частоты зубозацепления. Непосредственно сам «белый шум» состоит практически полностью из несинхронных компонент.

5. Очень часто такое же общее поднятие спектра от «белого шума» происходит не только на частоте зубозацепления, но и на частоте собственных резонансов элементов зубчатой пары или редуктора. Это возникает по причине того, что микроудары в зубозацеплении возбуждают колебания достаточно широкого диапазона, но максимальная амплитуда колебаний будет на частоте собственного резонанса того или иного близко расположенного элемента редуктора. Эта частота собственного

резонанса определяется конструкцией редуктора. Пользоваться диагностикой состояния зубчатой пары не по частоте зубозацепления, а по частотам собственного резонанса элементов редуктора приходится в быстроходных мультипликаторах, где сама частота зубозацепления может быть очень высокой, она будет очень сильно затухать в конструкции, и ее иногда невозможно даже зарегистрировать. Регистрация высокочастотной частоты зубозацепления затруднена проблемами измерения при помощи вибродатчиков и интенсивным затуханием высокочастотных колебаний внутри мультипликатора, особенно на зазорах подшипников.

2.6.1.2. Диагностические признаки дефектов

При появлении дефектов зубозацепления происходит не только рост амплитуды гармоник зубозацепления, но проявление боковых гармоник.

Сдвиг по частоте между основным пиком гармоник зубозацепления и боковым говорит о том, какое зубчатое колесо имеет предполагаемый дефект. Если сдвиг частот равен оборотной частоте входного вала, то дефект находится на нем; если сдвиг равен оборотной частоте выходного вала, дефект расположен на нем. Иногда имеют место боковые полосы от обоих валов, при этом наиболее дефектным будет являться тот вал, семейство боковых гармоник от которого будет иметь большие амплитуды.

Объяснение причин возникновения в спектре вибрации зубчатой пары боковых полос включает в себя два аспекта.

Во-первых, при прохождении дефекта через зону контакта шестерен в вибросигнале будет наблюдаться всплеск амплитуды, который будет повторяться в вибросигнале через время, пропорциональное одному обороту шестерни с дефектным зубцом, т. е. будет происходить модуляция частоты зубозацепления оборотной частотой ротора с дефектной шестерней.

Во-вторых, при прохождении дефекта через зону контакта зубьев во вращении выходного вала наблюдается очень маленькое замедление, а затем такое же ускорение. При некоторых дефектах может быть и наоборот – сначала ускорение, затем замедление частоты вращения вала. На спектре и то и другое приводит к появлению боковых (чаще всего симметричных) зубцов рядом с частотой зубозацепления, сдвинутых на частоту повторения такого процесса. Если боковые гармоники слева и справа различаются по амплитуде, – это говорит о разной интенсивности процессов замедления и ускорения при прохождении дефекта через зону контакта зубьев шестерен.

Если дефект расположен на входном вале, то процесс прохождения дефекта через зону зубозацепления происходит через один оборот этого вала, и сдвиг боковых гармоник относительно гармоники зубозацепления будет пропорционален оборотной частоте именно входного вала. При расположении дефекта на выходном валу, повторив аналогичные рассуждения, получим, что сдвиг боковых гармоник должен быть равен оборотной частоте выходного вала.

На первых этапах развития дефектов зубозацепления частота зубозацепления и боковые гармоники, являющиеся синхронными компонентами, содержат в себе практически всю мощность вибросигнала. По мере своего развития дефект становится более нестационарным, распределенным по частоте, возникают многие процессы, приводящие к «размазыванию» мощности вибросигнала на спектре в промежутках между частотой зубозацепления и боковыми гармониками. В вибросигнале начинают преобладать несинхронные компоненты.

Происходит процесс, когда синхронные компоненты не растут, а вся дополнительная мощность от дефекта сосредоточивается в несинхронных гармониках. Так происходит до тех пор, пока несинхронные гармоники не сравняются по амплитуде с синхронными. Это будет в момент полной деградации зубчатой пары, когда вместо процессов трения, при скольжении зуба по зубу, в ней будут происходить только динамические удары.

2.6.1.3. Методы диагностики, применимые к зубчатым парам

Диагностический математический аппарат, который должен использовать вибродиагност для оценки состояния и поиска причин повышенной вибрации зубчатых пар в редукторах и мультипликаторах, достаточно сложен и включает в себя практически весь арсенал спектральных методов анализа вибросигналов.

Кратко рассмотрим возможное назначение этих методов применительно к проблемам зубчатых пар.

1. Временной вибросигнал вибрации на зубчатых парах обычно является по своей форме очень сложным, «зашумленным» большим количеством колебаний разной частоты и амплитуды. По форме временного вибросигнала можно выявлять такие дефекты, как трещина в одном или нескольких зубцах, достаточно хорошо диагностируется отсутствие зуба. Все остальные, более «мелкие» дефекты состояния зубчатых пар, по временному вибросигналу диагностируются трудно.

2. Спектр вибросигнала – наиболее простой и распространенный практический диагностический аппарат, позволяющий определять все основные дефекты зубозацепления. Применение диагностики по спек-

грамм вибросигналов требует обязательного знания внутренних конструктивных особенностей редукторов.

3. Кепстр вибросигнала применим на первых фазах диагностики и позволяет выявлять наиболее дефектные зубчатые пары в сложных редукторах, сравнивать их между собой по уровню износа по вероятности наличия дефекта. При использовании кепстрального анализа можно одновременно диагностировать несколько зубчатых пар при помощи информации, снимаемой с одного вибродатчика.

4. Спектр огибающей вибросигнала позволяет выявлять многие дефекты в редукторах. Диагностика по спектру огибающей достаточно сложна для физического толкования дефектов зубозацепления, поэтому она требует хорошей теоретической подготовки вибродиагноста или наличия в его техническом арсенале специализированной компьютерной экспертной системы, решающей эти проблемы.

5. Модальный анализ дает высокую эффективность при диагностике состояния зубчатых пар, но является самым сложным с точки зрения интерпретации физических процессов и требует достаточно хорошей математической подготовки диагноста.

Наилучшие результаты при оценке состояния и диагностике причин повышенной вибрации сложных редукторов и мультипликаторов методами вибродиагностики достигаются при комплексном использовании всех вышеперечисленных методов. При комплексном подходе возможности разных методов дополняют друг друга.

2.6.1.4. Нормирование уровня вибрации в редукторах

Диагностирование дефектов зубозацепления в редукторах и мультипликаторах различного типа затрудняет отсутствие нормативной информации по допустимым уровням как всего вибросигнала, так и отдельных его составляющих и гармоник. Поэтому большое значение в диагностике зубчатых пар приобретает процедура сравнения спектра текущего вибросигнала со спектром вибросигнала, зарегистрированного в предыдущем замере, или в замере на заведомо исправном редукторе.

Такой подход называют «сравнением с опорным спектром», а в качестве опорного спектра рекомендуется использовать сигнал с редуктора, состояние которого должно быть бездефектным.

Сложность в нормировании уровней вибрации зубозацепления заключается в том, что в редукторе регистрируется не весь исходный, «первоначальный» вибросигнал, который генерируется процессом зубозацепления, а только та его часть, которая смогла передаться по сложным путям внутри редуктора до вибродатчика. Параметры этого пути в каждом редукторе или мультипликаторе различны.

Пути передачи вибросигналов от зоны зубозацепления к вибродатчику имеют большой разброс, как по своей длительности, так и по степени затухания вибросигнала в каждом типе редуктора, и сильно зависят от места установки вибродатчика. Кроме того, разным типам формы зубчатых пар соответствуют свои (соответствующие бездефектному состоянию) уровни вибрации. В итоге в разных редукторах, даже близких по мощности, всегда различны виброуровни оценки состояния зубчатой пары, такие как «тревожный», «аварийный».

Следует отметить, что практически приемлемых норм на предельный уровень вибрации зубчатых пар, редукторов и мультипликаторов нет. Первая задача практических вибродиагностов, контролирующих такое оборудование, заключается в наборе их из практики.

В практике «массовой» эксплуатации редукторов и мультипликаторов следует ориентироваться в основном на нормы по СКЗ виброскорости. Это будет уровень, рассчитанный на контроль «общемеханических» проблем оборудования, таких как небаланс, расцентровка, износ подшипников и т. д. Создание универсальных норм на спектральный состав вибросигналов от зубозацепления, на амплитуду основной и боковых гармоник частоты зубозацепления – процесс очень сложный.

Дефекты зубозацепления проявляются в СКЗ виброскорости на своей финальной, обычно уже необратимой фазе развития. Поэтому при помощи использования этих норм, несмотря на то, что чаще всего удается избежать аварий с большими последствиями, «временной зазор» до остановки оборудования на ремонт мал, и не всегда достаточен для нормальной подготовки к ремонтным работам.

2.6.1.5. «Нормальный» спектр зубчатой пары

Спектр вибросигнала от зубчатой пары редуктора, находящейся в хорошем состоянии, приведен на рис. 29.

Основными гармониками на таком спектре обычно являются первая (оборотная) f_1 и в ряде случаев вторая $2 \cdot f_1$ гармоники оборотной частоты контролируемого вала, вызываемые обычными механическими проблемами, такими, как небаланс, расцентровка и т. д., на подшипнике которого производится измерение вибрации. На этом же спектре может также находиться и первая гармоника оборотной частоты второго вала зубчатой пары. Она связана с частотой вращения вала через коэффициент передачи зубчатой пары. На спектре может быть выявлена и вторая гармоника от оборотной частоты второго вала, рис. 28 гармоники от второй оборотной частоты не показаны, а есть только первая и вторая гармоника от оборотной частоты первого вала).

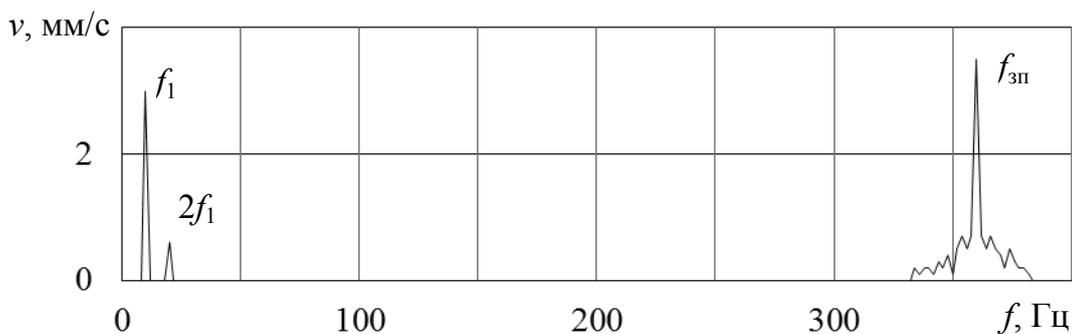


Рис. 28. Спектр вибрации зубчатой пары

При наличии на спектре двух систем обратных гармоник преобладающими по своей мощности будут частоты того вала редуктора, который будет ближе расположен к месту установки вибродатчика. При прочих равных условиях максимальны будут те пики, на пути которых к вибродатчику будет минимальное затухание.

На частоте гармоники зубозацепления зубчатой пары, которая одинакова для первого и второго валов этой зубчатой пары, всегда будет иметь место явно выраженный пик. Этот пик может иметь несколько боковых гармоник выше и ниже по частоте, появление которых в спектре или увеличение их амплитуды обычно говорит о появлении и развитии в зубчатой паре какого-либо дефекта.

Соотношение пика гармоники зубозацепления и первой обратной гармоники зависит от многих причин, особенно от типа используемого представления вибросигнала – виброскорость или виброперемещение. Соотношение этих гармоник является индивидуальной величиной для каждого редуктора.

Вблизи пика гармоники зубозацепления может иметь место общее поднятие спектра от совокупности колебаний многих частот, называемое в литературе «белый шум». Вне зависимости от того, есть ли боковые полосы у частоты зубозацепления или нет, есть ли общее поднятие от «белого шума» или нет, основная гармоника зубозацепления обычно имеет расширенный в нижней части пик. Это является результатом общей нестационарности процесса трения при зубозацеплении.

Все пики на спектре зубчатой пары, находящейся в хорошем состоянии, имеют сравнительно низкую амплитуду.

2.6.2. Спектральные особенности дефектов редукторов

Амплитуда гармоники на частоте зубозацепления $f_{зп}$ обычно очень чувствительна к нагрузке.

Высота пика частоты $f_{зп}$ на спектре зависит от многих параметров, основные из которых:

- качество изготовления зубчатой пары, ее закалка, шлифовка;
- качество, достаточность и чистота смазочного масла;
- загрузка зубчатой пары нагрузочным моментом, передаваемым от двигателя в исполнительный механизм.

Практически всегда первый замер на редукторе или мультипликаторе является не диагностическим, а оценочным, особенно если это касается пика гармоника частоты зубозацепления.

Основное внимание при измерении вибрации и диагностике состояния зубчатой пары должно быть уделено не самому пику $f_{зп}$, а другим, более важным особенностям и параметрам спектра:

- наличие в спектре вибрации вблизи гармоника зубозацепления боковых гармоник от основной частоты зубозацепления, расположенных слева и справа по частоте от пика $f_{зп}$;
- относительной величине амплитуды этих боковых гармоник частоты зубозацепления по отношению к амплитуде пика основной частоты зубозацепления;
- величине частотного шага чередования боковых гармоник частоты зубозацепления, насколько они сдвинуты относительно друг друга и относительно основной гармоника;
- наличие в спектре характерного горба (горбов) «белого шума» вблизи частоты зубозацепления, его усредненному уровню относительно самой гармоника частоты зубозацепления, относительному уровню мощности, сосредоточенному в каждом горбе;
- наличие в спектре пиков и «белого шума» во всех других частотных диапазонах спектра вибрации, расположенных в зонах, на первый взгляд не связанных с частотой зубозацепления.

При достаточно серьезных, а иногда и слабых ударах в зубчатой паре на зубчатые колеса и на конструкцию редуктора воздействует ударный импульс силы. Этот импульс возбуждает в конструкции механические колебания, которые затухают по экспоненциальному закону. Частота, с которой будут колебаться элементы конструкции, т. е. частота «внутреннего заполнения» таких экспоненциальных ударов, определяется собственным механическим резонансом колеблющегося элемента зубчатой пары. Обычно эта частота не является строго фиксированной, а представляет из себя совокупность близко расположенных частот, соотношение амплитуд которых достаточно случайно.

Образно говоря, конструкция является резонансным контуром, в котором вибрации возбуждаются динамическими ударами, обусловленными процессом передачи вращающего момента через зубчатые пары. Если зарегистрировать спектр колебаний конструкции с таким резонансным контуром, то на нем, наряду с пиком на частоте зубозацепления, будет пик, или горб с «белым шумом», расположенный на частоте собственно-

го резонанса элемента конструкции. Часто на спектре вибросигнала от зубчатой пары этот резонансный пик по своей амплитуде, а тем более и по мощности оказывается даже значимее самого пика гармоники частоты зубозацепления; и на спектре бывает несколько таких резонансных пиков от частот разных элементов редуктора.

Этот резонансный гармонический пик, возбужденный на частоте собственного резонанса зубчатой пары, удобно использовать для оценки состояния и диагностики дефектов редукторов. В практике встречается много случаев, когда, по ряду специфических особенностей, не удается зарегистрировать саму частоту зубозацепления, а приходится пользоваться гармониками в резонансных зонах.

Обычно это относится к скоростным мультипликаторам, в которых частота зубозацепления высока и вибросигнал сильно затухает в конструкции. Достаточно удобно, а иногда и единственно возможно таким подходом пользоваться при диагностике и очень тихоходных редукторов, в которых встречаются проблемы с регистрацией частоты зубозацепления.

Ниже рассмотрены частные дефекты, наиболее часто встречающиеся в практике.

2.6.3. Износ зубчатой пары

Наиболее известным диагностическим показателем наличия общего износа зубчатых пар является проявление в спектре вибросигнала сначала одной пары, а затем и целого ряда мелких боковых гармоник, интервалы между которыми в значительной степени заполняются уровнем «белого шума». Эти боковые гармоники обычно расположены симметрично основной гармонике зубозацепления.

По мере того, как процессы износа в зубчатой паре будут все более прогрессировать, все более явно выраженными будут становиться и пики боковых гармоник частоты зубозацепления. При дальнейшем износе будет расти амплитуда «белого шума», которая может сравниться по амплитуде с гармоникой зубозацепления и с боковыми гармониками.

Процесс роста амплитуды боковых гармоник и «белого шума» практически пропорционален степени развития дефекта, но и, что усложняет диагностику, уровню нагрузки, передаваемой через редуктор. Общее число боковых гармоник, в зависимости от формы проявления дефекта, может превышать 6, причем по мере удаления от центрального пика гармоники зубозацепления их амплитуда будет монотонно убывать.

Для иллюстрации рассмотрим два условных спектра вибросигналов, соответствующих зубчатой мультипликаторной паре со следующими параметрами:

- частоты вращения входного вала – 10 Гц, выходного вала – 30 Гц;
- число зубцов: входного вала – 36, выходного вала – 12.

Первый спектр (рис. 29) соответствует начальной фазе появления и развития наиболее распространенного дефекта зубозацепления – износа зубчатого колеса входного вала.

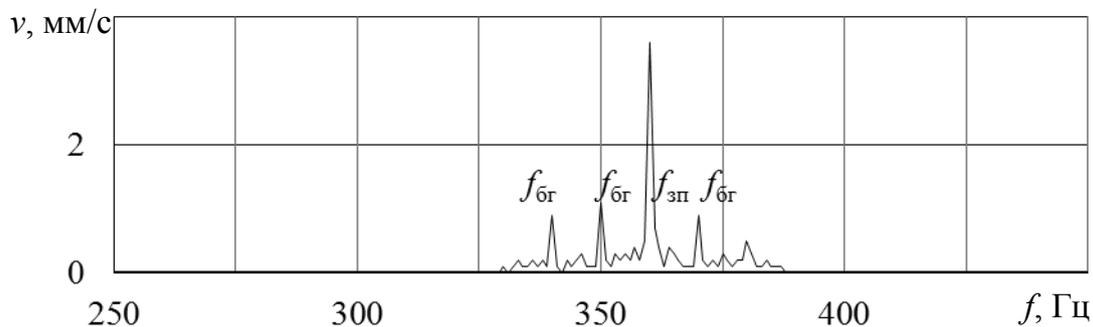


Рис. 29. Спектр вибрации зубчатой пары с дефектом на входном валу ($df = 10$ Гц)

Этот дефект проявляется на спектре вибросигнала в виде появления трех боковых непарных гармоник $f_{бг}$, сдвинутых от основной частоты зубозацепления $f_{зп}$ (360 Гц) на интервал, равный оборотной частоте вращения входного вала.

Три эти боковые гармоники хорошо видны на спектре вибросигнала в виде явно выраженных пиков. Четвертая боковая гармоника на частоте 380 Гц носит характер неявно выраженный, хотя, при желании, ее можно дифференцировать в общем шуме.

На спектре (рис. 30) показан аналогичный дефект, но расположенный уже на выходном, быстроходном валу. Как видно из спектральной картины, этот дефект является более развитым. Хорошо видно, что при сохранении общей картины проявления дефекта изменился частотный шаг между боковыми гармониками и частотой зубозацепления. Теперь он составляет не 10 Гц (рис. 29), а 30 Гц.

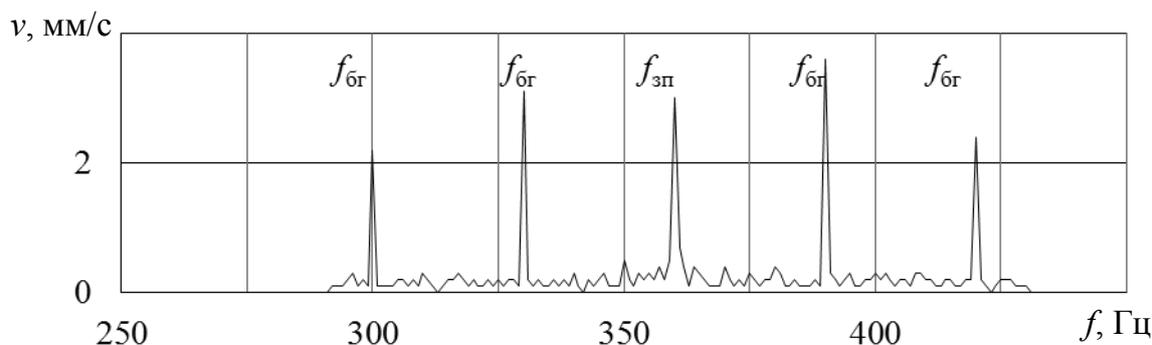


Рис. 30. Спектр вибрации зубчатой передачи с дефектом на выходном валу ($dF = 30$ Гц)

На рисунках (рис. 29, 30) приведены достаточно идеализированные спектры вибрации, содержащие дефект только на одном валу. На практике чаще всего этот дефект имеет место на двух валах, поэтому в спектре вибросигнала присутствуют боковые гармоники как от одного вала, так и от другого. В этом случае спектр еще более «зашумляется» частотами биений двух семейств гармоник – входного и выходного валов.

При одновременном наличии на спектре вибрации боковых гармоник сразу от двух валов наиболее дефектным следует признавать тот вал, боковые гармоники которого больше по своей амплитуде и мощности. При использовании кепстрального анализа этому соответствует большая амплитуда гармоники с периодом времени, «квевренцией», соответствующей времени одного оборота наиболее дефектного вала.

Достаточно часто на спектрах вибросигналов от зубчатых пар присутствуют гармоники от «биений» боковых частот разных валов. Это выражается в присутствии новых боковых гармоник, удаленных от пика гармоники частоты зубозацепления на величину dF , равную сумме или разности частот вращения входного и выходного вала. В приведенном примере это частоты 20 и 40 Гц.

Приведенные спектры соответствуют двум стадиям развития дефектов. В первом случае имеет место начальная стадия общего износа рабочей поверхности зубозацепления входного вала. Вторым спектром соответствует более сильной степени износа выходного вала. В обоих случаях сам дефект распределен не равномерно по всей окружности шестерен, а сосредоточен только в районе нескольких сильно изношенных зубцов, имеет узкую локализацию в определенных зонах.

Часто дефект зубчатой передачи лучше всего диагностировать не по величине основного пика частоты зубозацепления, а именно по боковым гармоникам и «белому шуму», соотношению их с основной гармоникой. Это объясняется тем, что пик частоты зубозацепления сильно зависит от нагрузки, передаваемой зубчатой парой, а амплитуды боковых гармоник и уровня «белого шума» немного меньше зависят от нагрузки. Соотношение же амплитуд боковых гармоник и «белого шума» с величиной основной гармоники зубозацепления зависит от нагрузки редуктора в еще меньшей степени.

2.6.4. Эксцентриситет шестерни

Сравнительно частой причиной повышенной вибрации зубчатых пар является дефект, который, условно говоря, можно назвать «шестеренный эксцентриситет». Под таким дефектом следует понимать неправильную посадку зубчатого венца на вал, изгиб вала шестерни, непараллельность валов зубчатой пары или какой-либо другой дефект,

приводящий к эксцентриситету зубчатого венца шестерни относительно истинного центра вращения зубчатого вала.

Похожую спектральную картину распределения гармоник в спектре может дать и значительное увеличение зазоров в опорных подшипниках зубчатого вала, когда за счет усилий зубозацепления или иных причин происходит значительное смещение и вибрация вала относительно идеальной, расчетной оси вращения, т. е. в конечном итоге этот дефект можно, условно конечно, принять за эксцентриситет шестерни.

На спектре вибрации такой дефект, вне зависимости от его первопричины, проявляется в виде совокупности достаточно большого количества боковых полос вблизи частоты зубозацепления, более четырех, разделенных на частотный шаг, равный оборотной частоте вала с дефектной, эксцентричной шестерней.

Часто на спектре создается впечатление, что вершины амплитуд боковых гармоник «модулированы» каким-то колебанием другой частоты, причина которой неизвестна. Вершины боковых гармоник образуют что-то вроде колебаний поверхности моря. Общее число боковых гармоник в спектре может достигать нескольких десятков.

Причина возникновения такого спектра вибросигнала достаточно проста – один дефект накладывается на другой, возникают гармоники «взаимных биений» дефектов, модуляция, что приводит к усложнению спектра. В таких условиях иногда достаточно трудно выявить первопричину вибрации, определить основной, наиболее опасный дефект зубчатой пары. Приходится идти по пути выявления максимальных для каждого дефекта гармоник, принимать решение на основе их анализа. Эффективно применение кепстрального анализа.

На рис. 31 показан спектр вибрации, зарегистрированный на выше описанной условной зубчатой паре. В этой зубчатой паре имеется дефект подшипника скольжения – у него за счет износа увеличен зазор.

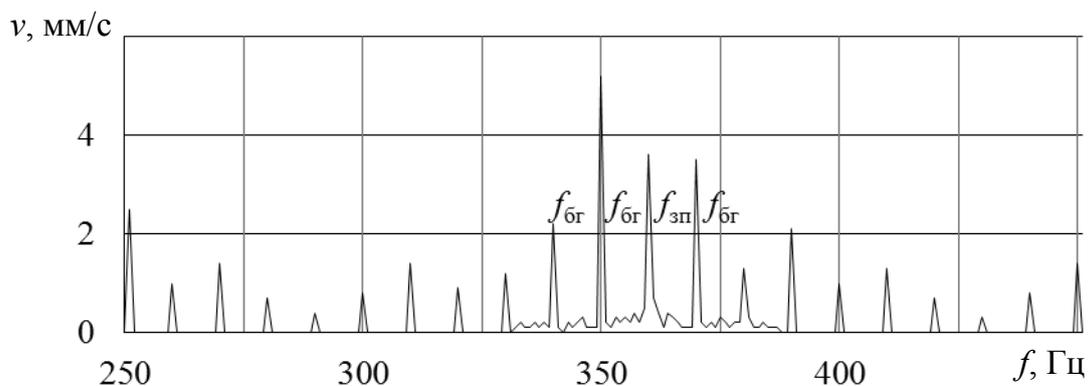


Рис. 31. Спектр вибрации зубчатой пары с дефектом подшипника скольжения

На этой спектральной картине вибрации зубчатой пары можно найти практически любой возможный дефект и весьма убедительно доказать его наличие.

На самом деле здесь имеет место только один дефект подшипника входного вала – шестеренный эксцентриситет. Спектр вибрации за счет увеличенной подвижности входного вала относительно идеальной оси вращения, за счет частых и непериодических ударов приобретает столь замысловатую картину, что диагностика превращается в «искусство». Нужен практический опыт диагноста, чтобы правильно идентифицировать дефект, и нужна осторожность в диагнозах.

Следует отметить самое главное, понятное и очевидное по итогам диагностики такого спектра:

- четко видно, что дефект расположен на входном валу (шаг по частоте боковых гармоник равен частоте входного вала – 10 Гц);
- дефект вступил в стадию сильного развития – амплитуды боковых гармоник достаточно велики;
- мультипликатор нуждается в остановке, а входной вал и все, что к нему относится, – в тщательном осмотре, ревизии, ремонте.

2.6.5. Расцентровка передачи

При расцентровке редуктора или мультипликатора с приводным двигателем или с исполнительным механизмом изменяется спектральная картина не только первых трех оборотных гармоник частоты вращения расцентрованного вала, но и появляются характерные гармоники от частоты зубозацепления $f_{зп}$.

Практически также, как при расцентровке, возрастают вторая, а иногда и третья гармоники оборотной частоты вращения вала, на спектре вибросигнала зубчатой пары появляется вторая, а иногда и третья гармоники частоты зубозацепления – $2 \cdot f_{зп}$ и $2 \cdot f_{зп}$.

При использовании в диагностических правилах информации по гармоникам частоты зубозацепления существенно повышается достоверность диагностики расцентровки.

На рис. 32 показан спектр вибрации зубчатой передачи с расцентровкой по присоединенным к редуктору механизмам. На спектре хорошо видны первая и вторая гармоники частоты зубозацепления, окруженные боковыми гармониками частоты входного вала. Вторая гармоника больше первой, что часто встречается на практике. Бывает, что в спектрах вибросигналов присутствует и третья гармоника зубозацепления, причем именно она может являться самой большой по амплитуде.

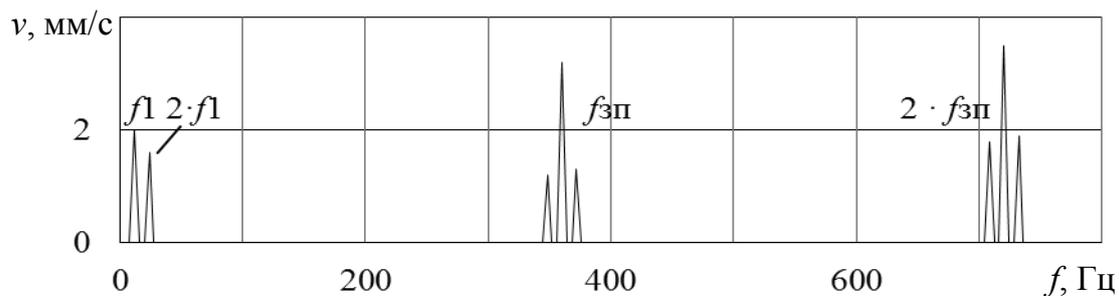


Рис. 32. Спектр вибрации зубчатой пары, расцентрованной с приводным двигателем

Данный дефект описан потому, что он носит методический характер, т. к. демонстрирует, что не только оборотная частота ротора модулирует боковые полосы вблизи частоты зубозацепления.

«Механические гармоники» также могут модулировать частоту зубозацепления.

2.6.6. Треснутый (сломанный) зуб

Треснутый (сломанный) зуб — это серьезный дефект зубчатой передачи. На спектре вибрации зубчатой пары с треснутым зубом, иногда даже и при наличии выломанного зуба, будет очень много разных гармоник. В чистом виде сам такой дефект определить по спектру вибросигнала достаточно трудно, т. к. спектр будет перегружен несинхронными гармониками. По спектру видно, что состояние редуктора неудовлетворительное, но саму причину дифференцировать достаточно сложно.

Состояние же зубчатой пары с таким дефектом будет очень тревожным. Диагностика облегчается тем, что такой дефект уже приводит к значительному увеличению общего уровня вибрации на редукторе. При невысоких скоростях вращения валов удары о дефектный зуб будут слышны очень явственно и без приборов и могут быть выявлены при помощи прослушивания.

Помощь в диагностике такого дефекта может оказать форма временного вибросигнала. В редукторе с подозрением на такой дефект необходимо зарегистрировать и просмотреть форму временного сигнала вибрации зубчатой пары. Если действительно будет иметь место такой дефект, то временной сигнал в размерности виброскорости будет иметь примерно такой вид, как это показано на рис. 33. На временном сигнале хорошо видны периодические удары, следующие с интервалом времени в 0,1 с, т. е. с частотой вращения входного вала редуктора, которая равна 10 Гц ($F = 1/T$).

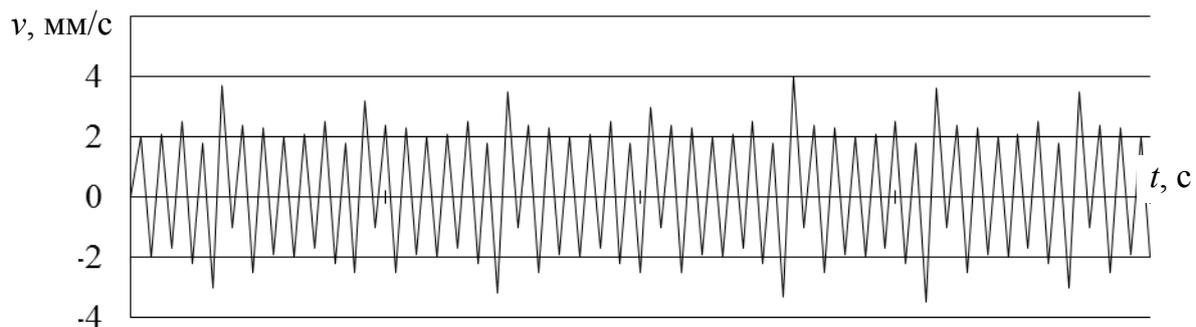


Рис. 33. Временной сигнал вибрации зубчатой пары с развитым дефектом одного зуба входного вала ($dT = 0,1$ с)

При таком виде временного сигнала следует, очевидно, предполагать значительный дефект одного из зубьев входного вала. Это, как минимум, трещина или скол на рабочей поверхности зуба. Редуктор нуждается в останове и разборке для проверки его технического состояния.

3. ПРИБОРЫ И АППАРАТНО-ПРОГРАММНЫЕ КОМПЛЕКСЫ ДЛЯ ИЗМЕРЕНИЯ ВИБРАЦИЙ И ВИБРОДИАГНОСТИКИ

Выбор виброизмерительного устройства зависит:

- от уровня решаемых задач;
- стадии развития дефекта (необходимо его определить – для дефектации на более ранней стадии требуется более точная измерительная техника и метод обработки информации);
- оперативности получения информации о возникновении и развитии дефекта, что определяется уровнем опасности при выходе из строя или разрушении агрегата;
- уровня квалификации обслуживающего персонала.

В данном разделе приведены характеристики наиболее распространенных измерительных устройств (отечественных и зарубежных производителей, представленных на российском рынке) для виброакустической диагностики механических дефектов.

3.1. Измеритель шума и вибрации ВШВ-003-М3

Прибор ВШВ-003-М3 (рис. 34) является малогабаритным, портативным измерительным прибором и предназначен для измерения и анализа шума и вибрации в жилых помещениях, производственных и полевых условиях и используется для определения источников и характеристик шума и вибрации в местах нахождения людей, при исследованиях и испытаниях машин и механизмов, при разработке и контроле качества изделий [37].

Полоса частот измерения составляет:

- 1...10000 Гц – параметров вибрации;
- 2...18000 Гц – уровня звукового давления по линейной частотной характеристике.

Динамический диапазон измерения параметров:

- виброускорения – $3 \cdot 10^{-3} \dots 10^3$ м/с²;
- виброскорость – $3 \cdot 10^{-2} \dots 5 \cdot 10^4$ мм/с;
- уровня звука – 22...140 дБ относительно нулевого уровня ($2 \cdot 10^{-5}$ Па).

Прибор ВШВ-003-М3 имеет встроенные фильтры с частотными характеристиками А, В, С, а также полосовые фильтры: октавные и треть-октавные, позволяющие проводить классификацию, измерение и определение нормируемых параметров и характеристик шума

и вибрации в соответствии с требованиями санитарных норм и стандартов безопасности труда.



Рис. 34. Измеритель шума и вибрации ВШВ-003-М3

Средние геометрические частоты фильтров:

- октавных – 1...16000 Гц;
- третьоктавных – 2,0...16 000 Гц.

Основная погрешность измерения параметров вибрации составляет $\pm 10\%$, шума (класс точности) – 1.

Прибор ВШВ-003-М3 укомплектован пьезоэлектрическими виброизмерительными преобразователями ДН-3-М1 и ДН-4-М1, имеющими коэффициент преобразования соответственно $10 \text{ мВ} \cdot \text{с}^2/\text{м}$ и $1 \text{ мВ} \cdot \text{с}^2/\text{м}$, и конденсаторным микрофоном с капсюлем М-101, имеющим чувствительность $50 \text{ мВ}/\text{Па}$.

3.2. Виброметр ВВМ-311

Портативный прибор с цифровым индикатором (рис. 35) предназначен для измерения параметров вибрации (виброускорение, виброскорость, виброперемещение) работающего оборудования, машин и других объектов в лабораторных и производственных условиях [38].

Виброметр ВВМ-311 укомплектован виброизмерительными преобразователями ДН-3-М1 и ДН-4-М1. Прибор имеет встроенные фильтры ФВЧ и ФНЧ с частотами среза 10 и 1000 Гц соответственно для измерений согласно ISO 2954, а также возможность подключения внешних фильтров. Для работы в затемненных условиях предусмотрена подсветка цифрового ЖКИ.



Рис. 35. Виброметр ВВМ-311

Полоса частот измерения составляет:

- виброускорения – 2...10000 Гц;
- виброскорости и виброперемещения – 2...1000 Гц.

Динамический диапазон измерения параметров:

- виброускорения – 0,1...1 000 м/с²;
- виброскорость – 0,25...100 мм/с;
- виброперемещения – 1...1000 мкм.

Предел основной относительной погрешности измерения виброускорения в диапазоне частот 2,8...7000 Гц, виброскорости и виброперемещения в диапазоне частот 2,8...700 Гц составляет ±10 %.

3.3. Устройство виброизмерительное портативное СМ-3001

Устройство виброизмерительное портативное СМ-3001 (вибросборщик данных) является простым и компактным виброизмерительным прибором с возможностью автоматизированной диагностики (рис. 36) [39]. Устройство предназначено для измерения вибрации и сбора данных, виброналадки оборудования, балансировки роторов; рассчитано на проведение ежедневных массовых измерений вибрации и может использоваться персоналом, не имеющим специальных знаний виброметрии.

Вибросборщик СМ-3001 хорошо зарекомендовал себя при проведении виброобследований колесно-редукторных блоков электропоездов, трубных обвязок и технологического оборудования газокompрессорных и нефтеперекачивающих станций магистральных трубопроводов: имеет малый вес, прочную конструкцию и прост в обращении, позволяет проводить до 300 измерений за рабочую смену.



Рис. 36. Устройство виброизмерительное СМ-300

Измеряемые приборами параметры с погрешностью 4 % в диапазоне измерений (1 мВ...3 В; 0,2...200 м/с²) являются СКЗ виброускорения, виброскорости, виброперемещения, напряжения.

Измеряемые функции – форма сигнала, спектр, разгонные характеристики, огибающая, траектория.

Максимальное разрешение прибора по частоте – 0,125 Гц.

Динамический диапазон не ниже 63дБ.

Частотный диапазон – 4 Гц...20кГц.

3.4. Виброанализатор СД-21

СД-21 – двухканальный цифровой виброанализатор и сборщик данных (рис. 37) – позволяет проводить [40]:

1) измерения для мониторинга и диагностики:

- временного сигнала (режим осциллографа);
- уровня вибрации в полосах, предусмотренных ГОСТами и другими нормативными документами;
- пикфактора;
- автоспектра;
- спектров огибающей компонент сигнала, выделенных полосовыми фильтрами;
- скорости вращения;
- амплитуды и фазы сигнала на частоте вращения и ее гармониках;



Рис. 37. Виброанализатор СД-21

- записи длительного временного сигнала, ограниченного по времени только количеством свободной памяти;

2) одно-, двух-, трехплоскостную балансировку роторов с возможностью контроля по восьми точкам, с возможностью выбора пользователем направления увеличения фазы и соответственно угла установки корректирующих масс (по или против направления вращения машины) и т. д.

3) виброналадку посредством:

- измерения (до 16 каналов измерения) амплитудно-фазочастотных характеристик во время пуска или выбега машины;

- анализа резонансов, возбуждаемых ударом по определенным частотам и декрементов затухания собственных колебаний;

- расчета и проведения центровки валов по результатам измерений несоосности при помощи индикаторов или щупов.

Прибор имеет несколько каналов (два линейных канала, два канала ИСР акселерометра, один канал датчика оборотов) для измерения в частотном диапазоне 0,5...25600 Гц при максимальной неравномерности АЧХ $\pm 5\%$.

Измеряемые величины: виброперемещение, виброскорость, виброускорение, электрическое напряжение и ток.

Диапазоны измерения СКЗ:

- виброускорение – 0,05...1000 м/с²;
- виброскорость – 0,1...100 мм/с;
- виброперемещение – 1...1000 мкм.

3.5. Виброметр-спектроанализатор 795М

Анализатор спектра вибрации 795М (рис. 38) предназначен для измерения и спектрального анализа параметров вибрации (виброускорения, виброскорости, виброперемещения), балансировки и наладки механизмов роторного типа [41].

Прибор позволяет выделять шумы механизмов, бесконтактно измерять скорости вращения с помощью оптического инфракрасного зонда, определять состояния подшипников по методу ударных импульсов.

Диапазоны измерений (СКЗ):

- виброускорение – 0,01...5000 м/с²;



Рис. 38. Анализатор спектра вибрации 795М

- виброскорость – 0,1...5000 мм/с;
- виброперемещение – 0,003...50 мм.

Частотный диапазон – 1...10000 Гц

Диапазон значений коэффициента преобразования используемых вибропреобразователей – 0,1...500 пКл/м·с⁻².

Измеряемая тахометром скорость вращения – 10...20000 об/мин с погрешностью измерения скорости вращения $\pm 0,5\%$.

3.6. Измерительный комплекс К-5101

К-5101 – это семейство многоканальных, компьютеризированных измерительных комплексов [42], созданных по технологии виртуальных приборов и базирующихся на вычислительных возможностях современных компьютеров и измерительных технологиях компании National Instruments (США). Все основные измерительные функции реализуются программно, поэтому основные параметры виртуальных приборов, входящих в состав комплекса, выбираются с учетом конкретных пожеланий заказчика. К-5101 представляет собой открытую измерительную платформу с практически неограниченными возможностями адаптации, модернизации и пополнения библиотек рабочего программного обеспечения.

Комплексы (рис. 39) предназначены для измерения и регистрации параметров вибрации работающих роторных машин и механических конструкций с целью контроля, мониторинга и диагностики их технического состояния и оперативной наладки в эксплуатационных и стендовых условиях. Указанному контролю могут подвергаться электродвигатели, насосы, вентиляторы, дымососы, компрессоры, турбины, генераторы и подобные роторные механизмы в различных отраслях промышленности и науки. Диапазон измерения размахов параметров относительных вибраций составляет 10...250 мкм с погрешностью $\pm 7\%$.

Портативный базовый переносной измерительный комплекс (рис. 39, а) предназначен для оперативных работ на объектах, проведения вибрационных и других измерений, диагностики и наладки механизмов с числом каналов 1–8.

Портативный многоканальный, переносной измерительный комплекс (рис. 39, б) предназначен для проведения исследовательских, наладочных и диагностических работ на механизмах. Оптимальный вариант технического оснащения специалистов для выездных работ на объектах при необходимости работы с количеством разнообразных каналов – до 32.

Портативный защищенный, переносной измерительный комплекс (рис. 39, в) предназначен для проведения исследовательских,

наладочных и диагностических работ в тяжелых промышленных или бортовых условиях. Платы АЦП размещены в общем конструктиве с персональным компьютером.



а



б



в



г



д

Рис. 39. Измерительные комплексы К-5101

Универсальный транспортируемый измерительный комплекс диагностики технического состояния и наладки оборудования (рис. 39, з) предназначен для стендовых испытаний объектов в ходе ресурсных испытаний и сдаточных работ.

Промышленный, встраиваемый компактный многоцелевой измерительный комплекс (рис. 39, д) предназначен для проведения измерений в особо тяжелых климатических условиях (от -40 до $+70$ $^{\circ}\text{C}$); оптимально подходит для построения многоуровневых распределенных систем.

3.7. Универсальный акустический дефектоскоп АД-60К

Дефектоскоп АД-60К (рис. 40) предназначен для акустического контроля изделий из композитных и других материалов с большим затуханием (с помощью импедансного метода и метода свободных колебаний) на предмет определения расслоений, непроклея, внутренних дефектов структуры и пр. [43].

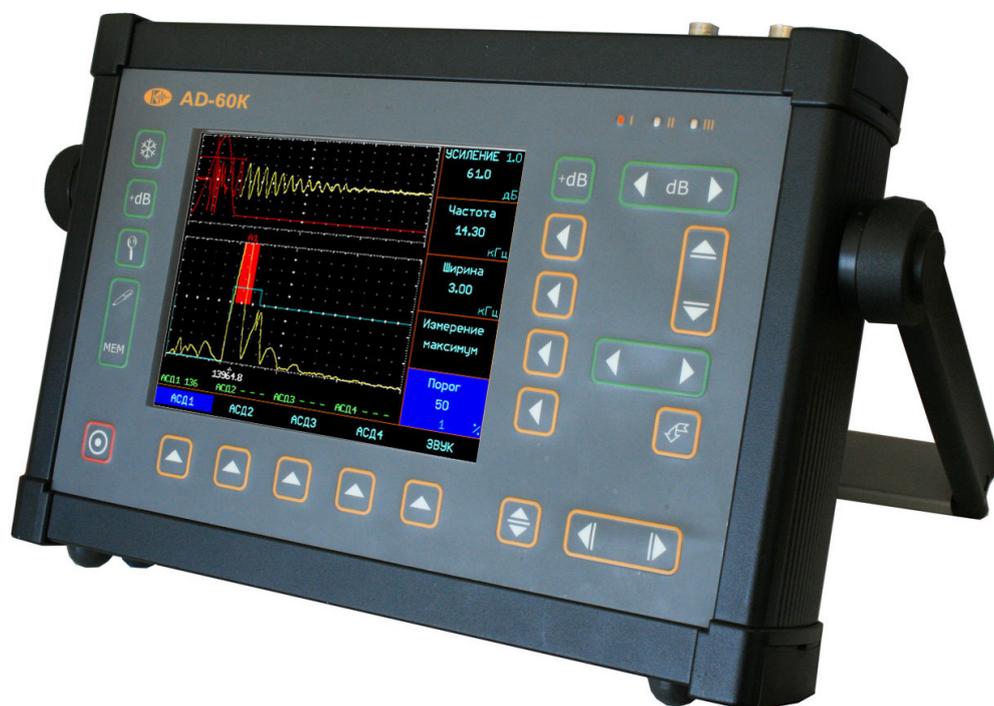


Рис. 40. Универсальный акустический дефектоскоп АД-60К

Память прибора позволяет сохранять А-сигнал, В-сигнал, параметры настройки и результаты измерения.

Акустический дефектоскоп АД-60К позволяет подключать любые типы импедансных (совмещенные, отдельно-совмещенные) и ударных (с пьезоэлементами или микрофоном) преобразователей.

Особенности прибора:

- одновременное отображение реального сигнала с преобразователя и его спектра с отдельным регулированием усиления во временной и спектральной области;
- функция регулировки АЧХ-программируемого изменения чувствительности в спектральной области по 10 участкам;
- четыре независимые зоны АСД в частотной области;
- сохранение и вызов настроек дефектоскопа;
- сохранение и просмотр результатов на экране дефектоскопа.

3.8. Цифровой ультразвуковой дефектоскоп УД2В-П45/46

Прибор (рис. 41) предназначен для обнаружения дефектов в полуфабрикатах, готовых изделиях и сварных соединениях, для измерения глубины и координат их залегания, измерения толщины, измерения скорости распространения и затухания ультразвуковых колебаний в материале [44].



Рис. 41. Цифровой ультразвуковой дефектоскоп УД2В-П45/46

4. МЕТОДЫ СНИЖЕНИЯ УРОВНЯ ВИБРАЦИЙ В ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ СИСТЕМЕ

Рассмотрим основные меры борьбы с вибрациями в технологической системе.

Применяемые мероприятия условно можно разделить на технологические и конструктивные.

К технологическим мероприятиям относятся мероприятия по оптимизации режимов резания и геометрии инструмента.

Конструктивные мероприятия заключаются в применении специальных приспособлений и устройств, в повышении жесткости узлов станка.

Первая группа мероприятий проще для осуществления, но связана со снижением производительности, ухудшением качества поверхности или оказывается недостаточно эффективной. Вторые мероприятия более трудоемки, но дают более хорошие и устойчивые результаты.

4.1. Технологические методы снижения вибрации

4.1.1. Изменение скорости резания

Значительное повышение скорости резания часто позволяет устранить самовозбуждающиеся вибрации. Так, при скоростном фрезеровании указанный результат получается уже при работе в интервале скоростей 80–100 м/мин; реже приходится достигать скоростей в 150...180 м/мин. Однако при очень высоких скоростях резания могут начать сказываться вибрации от дефектов передач или дисбаланса быстро вращающихся частей, что особенно важно при тонкой расточке, обточке и других чистовых методах обработки. Иногда увеличить скорость не позволяют ограниченные возможности инструмента и станка, тогда скорость резания приходится снижать.

4.1.2. Изменение подачи и глубины резания

При точении и фрезеровании увеличение подачи при одновременном уменьшении глубины резания ведет к уменьшению вибраций. Это логически вытекает из известного положения, что вибрации возникают тем легче, чем шире и тоньше срезаемая стружка. По этой же причине увеличение главного угла в плане ϕ и уменьшение радиуса закругления вершины резца r также снижают вибрации.

4.1.3. Изменение углов резания

Увеличение переднего угла γ , снижая усилие резания, способствует более спокойной работе. Уменьшение заднего угла α сильно уменьшает низкочастотные радиальные колебания (т. е. колебания детали), но способствует усилению высокочастотных тангенциальных колебаний (т. е. колебаний резца).

На этом основано предложение по созданию на инструментах виброгасящей фаски, которую наносят на задней грани резца под отрицательным углом $5 \dots 10^\circ$, шириной $0,1 \dots 0,3$ мм (рис. 42). Фаска наносится по всей длине главной режущей кромки, за исключением вершины резца. Виброгасящая фаска, кроме того, упрочняет режущую кромку твердосплавных и минерало-керамических резцов против выкрашивания. Отмеченное усиление тангенциальных вибраций надежно устраняется с помощью виброгасителя системы Д.И. Рыжкова.

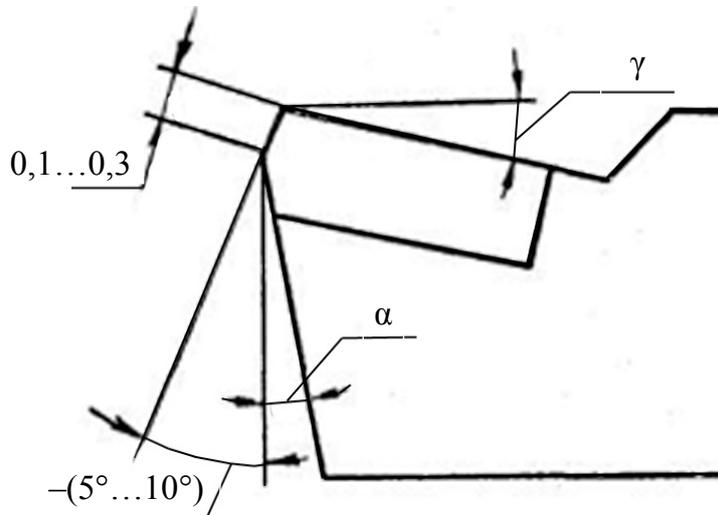


Рис. 42. Геометрия резца с виброгасящей фаской

Задача снижения уровня вибраций и повышения виброустойчивости технологической системы при обработке конструкционных и других сталей на современных высокоскоростных станках является актуальной для современного производства. Следует также отметить, что особенно актуальна эта задача при обработке материалов, склонных к наклепообразованию (упрочнению): титановых сплавов, жаропрочных сталей и т. п. Решению этой задачи посвящен ряд работ [45–61].

Для определения минимального уровня вибрации при фрезеровании в Томском политехническом университете на кафедре автоматизации и роботизации в машиностроении проведены эксперименты по исследованию влияния изменения геометрии фрез и режимов резания

на уровень вибрации технологической системы [58]. Следует отметить, что такой способ используется в ряде работ [59, 60, 61].

В эксперименте варьировались:

- режимы резания – скорость резания V и подача на зуб s_z (табл. 2);
- угол наклона винтовой канавки ω ($30^\circ, 45^\circ, 60^\circ$);
- неравномерность окружного шага зубьев фрез φ_{1-4} (табл. 3).

Эксперимент проводился на фрезерном станке модели MCV-400 (Индия, 2011 г.) фрезерованием заготовки из стали 40X, твердостью НВ 200 (рис. 43), фрезами (ООО «ПК МИОН», г. Томск) диаметром 10 мм, с числом зубьев $z = 4$. Марка акселерометра – AP2037-100 (ООО «Глобал Тест», Россия).

Обработка и анализ полученных данных виброускорения проводились при помощи прибора К-5101 (фирма ВИТЭК, г. Петербург, Россия), см. п. 2.6.

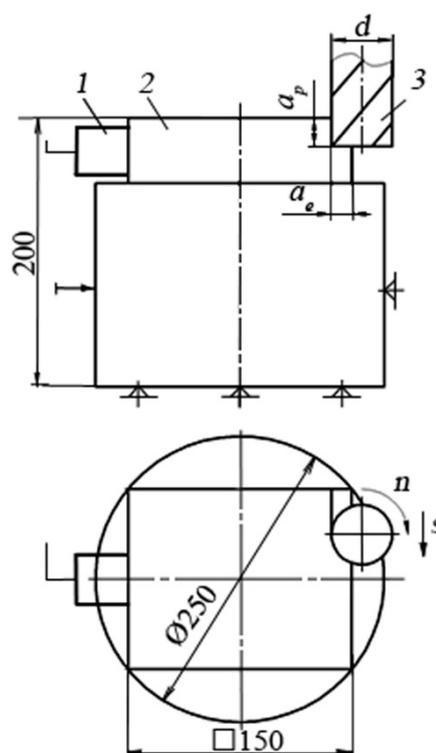


Рис. 43. Схема эксперимента:
1 – акселерометр;
2 – заготовка; 3 – фреза

Таблица 2

Режимы фрезерования

№	Режимы резания			№	Режимы резания		
	V , м/мин	s_z , мм/зуб	Объем снятого материала Q , мм ³ /об		V , м/мин	s_z , мм/зуб	Объем снятого материала Q , мм ³ /об
1	100	0,02	0,323	4	120	0,04	0,64
2	100	0,048	0,766	5	140	0,014	0,231
3	120	0,017	0,27	6	140	0,034	0,547

Таблица 3

Геометрические параметры фрез

№	ω , град.	φ_1 , град.	φ_2 , град.	φ_3 , град.	φ_4 , град.	Материал фрез
1	30	92	90	88	90	
2	45	92	88	92	88	
3	60	93	91	85	91	Твердый сплав марки Н10F фирмы Sandvik Coromant

Полученные спектрограммы мощности виброускорений при фрезеровании представлены на рис. 44.

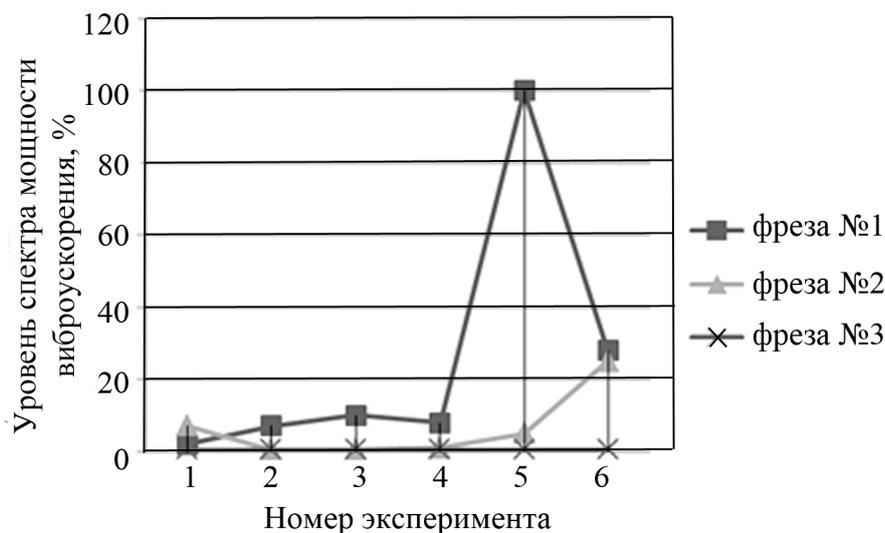


Рис. 44. Спектрограмма мощности виброускорений испытываемых фрез (табл. 3)

Была проведена серия экспериментов, результаты которых приведены ниже (рис. 45, 46), при различных глубинах резания $a_p = 2,5-14$ мм ($a_e = \text{const} = 3$ мм) различными фрезами № 1, № 2, № 3 (табл. 3).

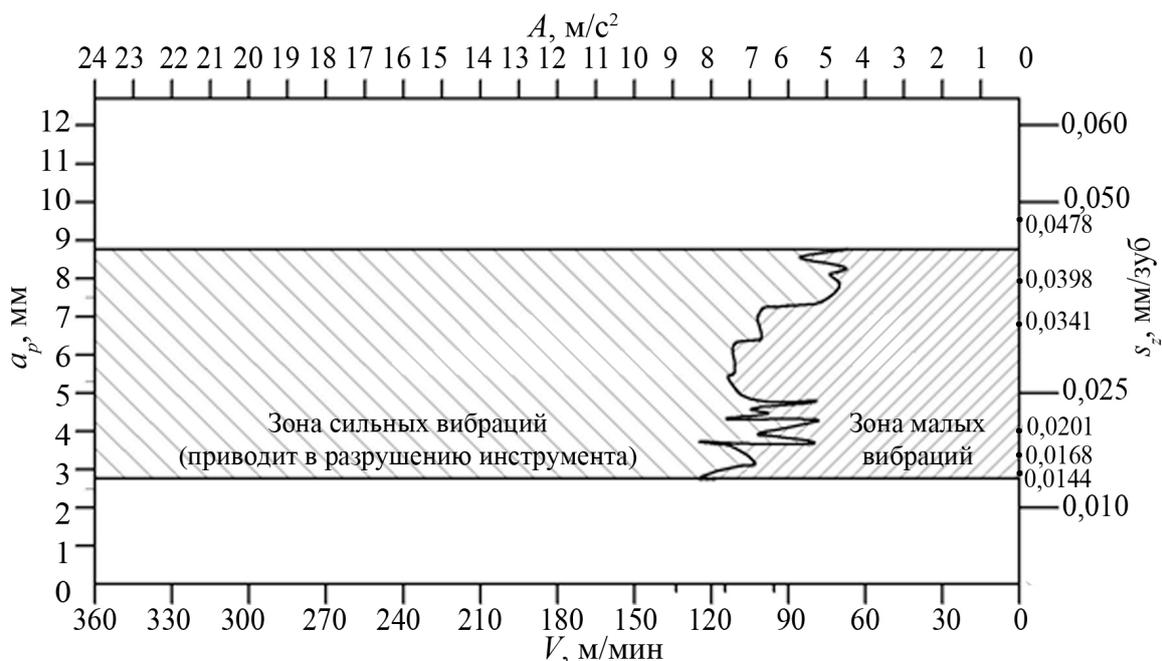


Рис. 45. Номограмма для определения оптимальных условий работы инструмента

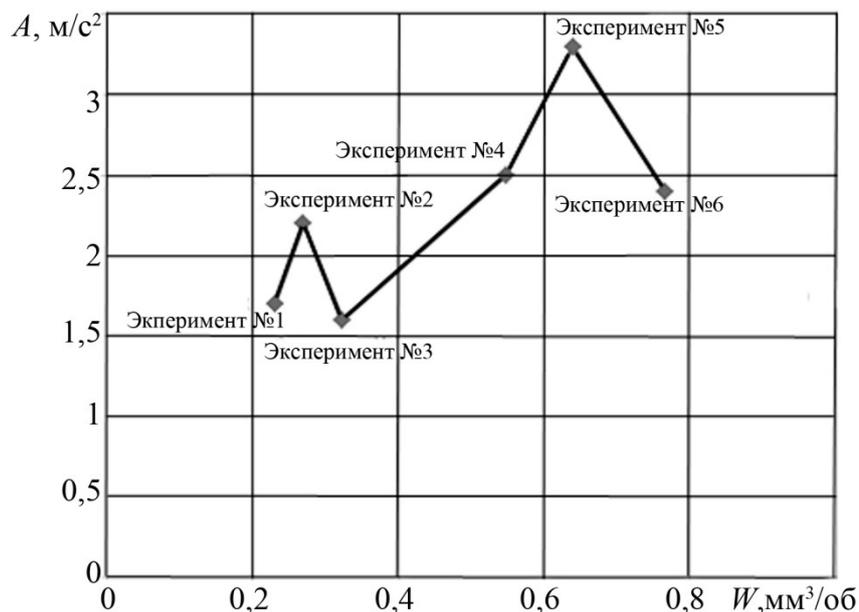


Рис. 46. Зависимость амплитуды виброускорения от объема снимаемого материала фрезой ($a_p=5,3$ мм, $a_e=const=3$ мм)

На основании выполненных исследований выявлено, что при работе фрезы № 3 уровень вибрации минимален в сравнении с фрезами № 1, № 2. Дальнейшие экспериментальные исследования сведены в номограмме (рис. 45), посредством которой можно выбирать оптимальные режимы для указанной фрезы, с минимальным уровнем вибрации. На рис. 46 приведена зависимость амплитуды виброускорения от объема снимаемого материала и режимов фрезерования (№ эксперимента):

$$Q = a_p \cdot a_e \cdot s_z \cdot z,$$

где a_p – глубина фрезерования, мм; a_e – ширина фрезерования, мм; s_z – подача на зуб фрезы, мм/зуб; z – число зубьев фрезы.

Таким образом, при проектировании конкретного технологического процесса обработки важно определять как величину снимаемого объема материала, так и уровень вибрации при назначаемых режимах, что существенно повышает стойкость инструмента и качество обрабатываемой детали.

Из анализа номограммы (рис. 46) и зависимости (рис. 47) определяются зоны оптимальной работы инструмента при минимальном уровне вибрации для конкретной обработки с максимальной производительностью обработки.

Выводы

1. Проведенные эксперименты показали работоспособность фрез с повышенной виброустойчивостью, а также перспективность дальнейшего совершенствования аппаратно-программной части и методики

проведения исследований для оптимизации геометрических и технологических параметров фрез в условиях производства.

2. Установлено влияние режимов резания на уровень вибрации технологической системы (см. рис. 44). Уровень виброускорения обрабатываемой заготовки снизился на 70 % с увеличением угла винтовой канавки фрезы от 30 до 60 градусов.

3. Значительное повышение уровня вибрации, которое отмечено при режимах фрезерования ($n = 4460$ об/мин), объясняется резонансом, т. е. совпадением собственной частоты колебаний одного из элементов ТС и частоты возбуждения:

$$f_{\text{возб}} = z \frac{n}{60},$$

где n – число оборотов шпинделя; z – число зубьев фрезы.

4. Наибольшее влияние неравномерного окружного шага зубьев фрез на величину вибрации отмечено для фрезы № 3. Это можно объяснить динамическим эффектом «быстрого» прохождения колебательной системы инструмента через резонансную частоту. И, как следствие, значительно снижается уровень вибрации [62], т. е. имеет место эффект «виброгашения».

5. Полученные данные позволяют определять зоны оптимальной работы инструмента при минимальном уровне вибрации с максимальной производительностью и стойкостью режущего инструмента.

4.2. Конструктивные методы снижения вибрации

Ниже приведены конструктивные мероприятия:

1. Повышение жесткости всех элементов системы станок–инструмент–деталь. Это затрудняет возникновение не только автоколебаний, но и вообще каких бы то ни было вибраций, т. к. при этом повышается частота собственных колебаний системы и, следовательно, понижается интенсивность (амплитуда) вибраций.

2. Рассеивание энергии колебаний системы (демпфирование). Вибрации уменьшатся или прекратятся, если при устойчивой амплитуде незатухающих колебаний общая энергия затухания (поглощения) за счет присоединения дополнительных демпферов окажется больше энергии возбуждения. На практике это достигается применением различной конструкции виброгасителей:

- сухого или вязкого трения;
- ударного действия;
- динамического действия.

Виброгасителем (или демпфером) называется устройство, включение которого в колебательную систему резко увеличивает ее затухание.

3. Антивибрационный монтаж станков и применение виброизоляции стационарного технологического оборудования предприятий, т. е. фундаментов.

4. Снижение вибрации в источнике (балансировка).

4.2.1. Виброгасители трения

Большинство известных конструкций предназначено для гашения низкочастотных вибраций деталей при их точении. К ним относятся виброгаситель сухого трения, фрикционный виброгаситель и др.

Для примера рассмотрим конструкцию люнета-виброгасителя, которая является наиболее универсальной (рис. 47). Прибор предназначен для использования при точении деталей типа валов.

Виброгаситель имеет чугунный корпус *1* с тремя цилиндрами, расположенными в одной вертикальной плоскости определенным образом, что позволяет гасить вибрации любых направлений, перпендикулярных оси детали. Четвертый цилиндр является грузочным. Нужная герметичность достигается в нем периодической подтяжкой крышки *7* с помощью болтов *8*.

Вращением рукоятки *6* через пружину перемещают грузочный поршень *4*, который по трубам *3* подает масло во все три рабочих цилиндра и перемещает рабочие поршни *2*. Наружные торцы поршней при черновой обточке упираются в деталь роликами *9*, при чистовой обточке их закрывают специальными колпачками со вставными сухарями из дерева (лучше всего – бука) или пластмассы.

При работе люнет-виброгаситель устанавливается на суппорте как обычный подвижный люнет на расстоянии 40...60 мм позади резца. После подвода поршней к детали дальнейшим сжатием пружины в гидро-

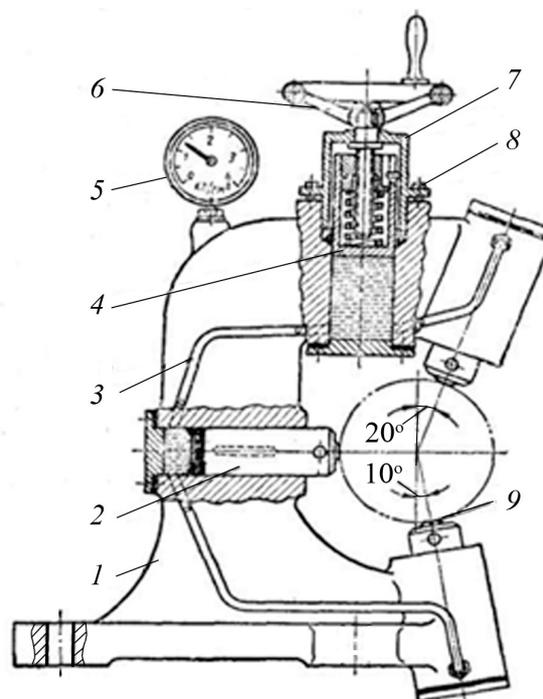


Рис. 47. Люнет-виброгаситель:
1 – корпус; *2* – поршни; *3* – трубы;
4 – грузочный поршень; *5* – манометр;
6 – рукоятки; *7* – крышки; *8* – болты;
9 – ролик

системе прибора создается давление в 1,5...2 атм., которое контролируется по манометру 5. Поршни отводятся обратным вращением рукоятки 6, в результате чего в полости загрузочного цилиндра создается вакуум.

Энергия колебания детали рассеивается на преодоление трения поршней о цилиндры, сопротивление истечению масла через малые отверстия при быстрых перемещениях поршней и сопротивление пружины загрузочного цилиндра.

При медленном перемещении детали сопротивление очень мало, поэтому при «плавающем» состоянии всех трех поршней жесткость установки обрабатываемого вала не повышается.

При обработке нежестких валов желательно, чтобы прибор параллельно работал и как обычный люнет, т. е. чтобы деталь не получалась бочкообразной, не имела биения и т. п. С этой целью после подвода кулачков трубку питания горизонтального цилиндра перекрывают специальным краном, а сам поршень жестко закрепляют болтами (на рисунке не показаны). Два других «плавающих» поршня гасят вибрации.

Недостатком конструкции являются низкий диапазон рабочих частот и невозможность перенастройки частот гашения вибрации.

Для расширения эксплуатационных характеристик был разработан управляемый люнет-виброгаситель [63–65], рис. 48. Устройство предназначено для использования при обработке деталей типа валов.

На заданный диаметр обрабатываемой заготовки виброгаситель настраивается регулировочным винтом 14, вворачиваемым в крышку 4, фиксируемым контргайкой 15 и шарнирно соединенным с поршнем гидроцилиндра 2. Рабочая жидкость под регулируемым гидравлической системой давлением через штуцер 19 поступает в гидроцилиндры.

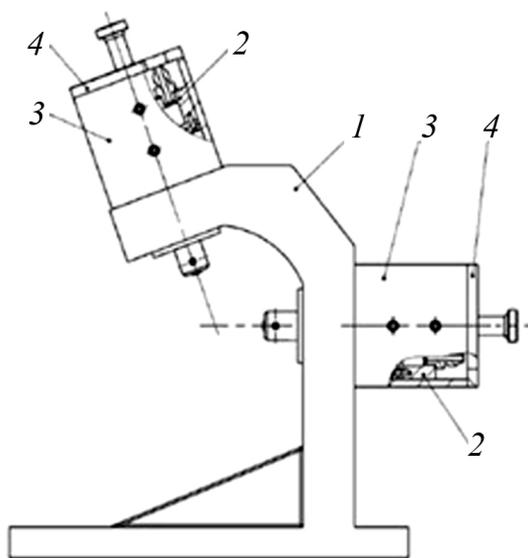


Рис. 48. Люнет-виброгаситель:
1 – стойка; 2 – поршень, 3 – корпус,
4 – крышка гидроцилиндра

После создания источником 16 требуемого давления, контролируемого манометром 24, вентиль 17 закрывается (рис. 49).

При обработке заготовки возникающие колебания передаются на плунжер 5, поступательно перемещающийся вдоль направляющих втулок 12 вместе с диафрагмой 7, через ролик 6.

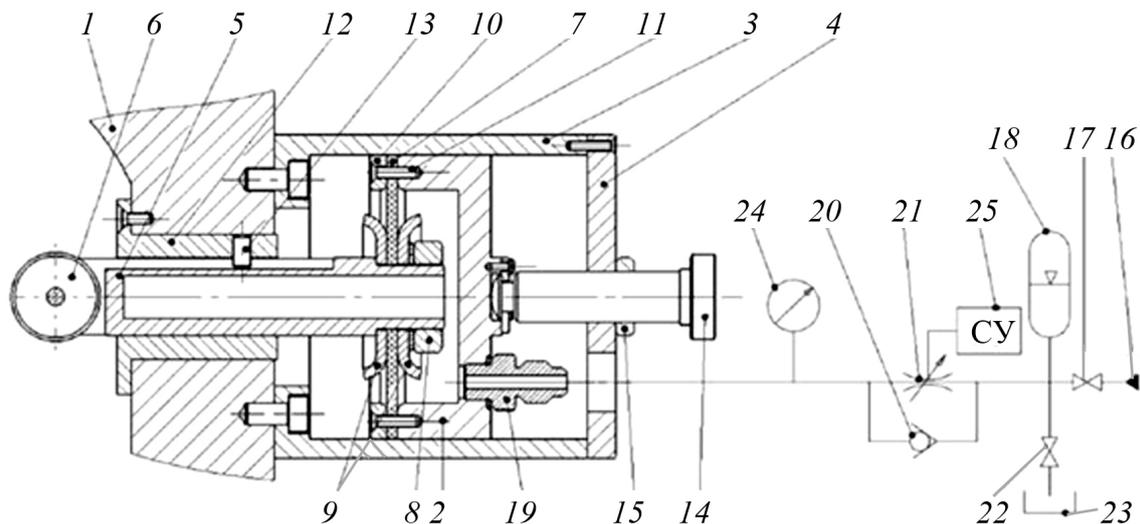


Рис. 49. Устройство люнета-виброгасителя:

1 – стойка; 2 – поршень, 3 – корпус, 4 – крышка гидроцилиндра; 5 – плунжер;
 6 – ролик; 7 – диафрагма; 8 – гайка; 9 – шайбы; 10 – кольца; 11 – винт; 12 – втулка;
 13 – штифт; 14 – регулировочный винт; 15 – контргайка; 16 – источник;
 17, 22 – вентиль; 18 – гидроаккумулятор; 19 – штуцер; 20 – обратный клапан;
 21 – регулируемый дроссель; 23 – бак; 24 – манометр; 25 – система управления

При этом жидкость вытесняется из полости гидроцилиндра и штуцера 19 в гидравлическую систему.

Дроссель 21 поглощает энергию колебаний за счет вязкого трения при поступлении на него пульсирующего расхода жидкости.

Настройка производится путем расчета оптимального коэффициента демпфирования α_r (потери энергии на дросселе) и среднего давления в гидросистеме, определяющего ее жесткость c_r .

Управление этими параметрами осуществляется системой управления по алгоритму, выраженному зависимостями (1) и (2), при выполнении которых уровень вибрации защищаемого объекта, т. е. обрабатываемой заготовки, минимален [66]:

$$\omega = \omega_{0r}; \quad (1)$$

$$b_r = \sqrt{\frac{3\bar{m}}{8(1+\bar{m})}}, \quad (2)$$

где ω – частота вращения детали, рад/с;

$\omega_{0r} = \sqrt{\frac{m_r}{c_r}}$ – собственная частота гидросистемы (виброгасителя);

α_r – коэффициент демпфирования гасителя, Н с/м;

c_r – коэффициент жесткости гидросистемы, Н/м;

m – масса детали, кг;

m_r – масса подвижных элементов люнета (ролик 6, плунжер 5, диафрагма 7), кг;

$\alpha_0 = 2\sqrt{c_r m_r}$ – коэффициент критического демпфирования гасителя, Н с/м;

$b_r = \frac{\alpha_r}{\alpha_0}$, $\bar{m} = \frac{m_r}{m}$ – промежуточные коэффициенты.

Коэффициенты α_r и c_r вычисляются как

$$\alpha_r = \frac{\rho \cdot V \cdot S^3}{2 \cdot \mu^2 \cdot f_{др}^2}; \quad c_r = \frac{E_n \cdot S^2}{W_0},$$

где E_n – приведенный модуль упругости рабочей жидкости и диафрагмы, Н/м²;

S – эффективная площадь поверхности диафрагмы, м²;

W_0 – объем жидкости, находящейся под давлением, м³; ρ – плотность рабочей жидкости, кг/м³;

V – радиальная виброскорость (плунжера 5 относительно стойки 1), м/с;

$\mu = 0,65$ – коэффициент расхода жидкости через острокромочное отверстие дросселя;

$f_{др}$ – площадь сечения дросселя, м².

Применение рассмотренного виброгасителя в конструкции приспособления при фрезерной обработке нежесткой детали на станке модели МСV-400 (ООО ПК «МИОН», г. Томск) дало увеличение производительности в 2-3 раза за счет снижения уровня вибрации.

При необходимости люнет-виброгаситель может использоваться как обычный жесткий люнет, для чего после выверки перекрывается питание и стопорятся горизонтальный поршень или все поршни. Рассмотренное устройство работает на низких частотах 2...30 Гц.

4.2.2. Виброгасители ударного действия

При применении виброгасителей ударного действия рассеивание энергии колебания идет за счет соударения небольшой массы виброгасителя с главной колеблющейся массой. Рассмотрим конструкции и принцип работы таких устройств для гашения высокочастотных вибраций резцов.

Виброгаситель ударного действия Д. И. Рыжкова (рис. 50) состоит из сердечника 1, на котором напрессована втулка 2. Снизу втулка закрывается крышкой 3. Сердечник и крышка с усилием разжимаются пружиной 4. Резьба на втулке и крышке служит для сборки виброгасителя, она же удерживает его в собранном виде, когда виброгаситель не соединен с резцом. Присоединение виброгасителя к резцу произво-

дится с помощью переходной гайки 5 или накидной скобы, или хомутика.

Виброгаситель в резьбу гайки, скобы или хомутика должен ввертываться свободно – от руки, т. к. соударение происходит главным образом за счет зазоров в резьбе. Для гашения вибраций в каждом конкретном случае виброгаситель настраивается во время резания вращением сердечника за головку вручную. Момент устранения вибраций определяется на слух по прекращению звука высокого тона («свиста» резца). От сходящей стружки виброгаситель защищен относительно высокой установкой его над головкой резца; кроме того, в этих случаях желательно применять резцы со стружколомателями.

Если виброгаситель самоотвертывается, это служит признаком его неспособности гасить данные вибрации. Значит, нужно его заменить или поставить рядом второй.

Для устранения крутильных колебаний расточных оправок возможно применение фрикционного виброгасителя, обеспечивающего рассеяние энергии колебаний при проскальзывании тормозных прокладок относительно дисков.

Виброгаситель ударного действия для гашения крутильных колебаний расточной оправки показан на рис. 51. На конусную державку 1 надевается груз 3, который поджимается гайками 4 и упирается в резиновое кольцо 2. Перемещая груз в направлении оси державки 1, можно регулировать зазор между соударяющимися поверхностями. Зазор S устанавливается размером 0,1 мм.

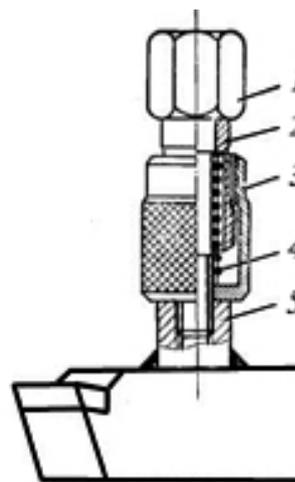


Рис. 50. Виброгаситель ударного действия:
1 – сердечник; 2 – втулка;
3 – крышка; 4 – пружина;
5 – переходная гайка

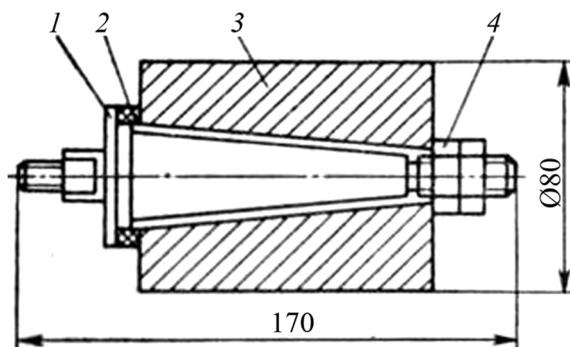


Рис. 51. Виброгаситель для гашения крутильных колебаний расточных оправок: 1 – державка; 2 – кольцо; 3 – груз; 4 – гайка

Схема работы виброгасителя ударного действия дана на рис. 52.

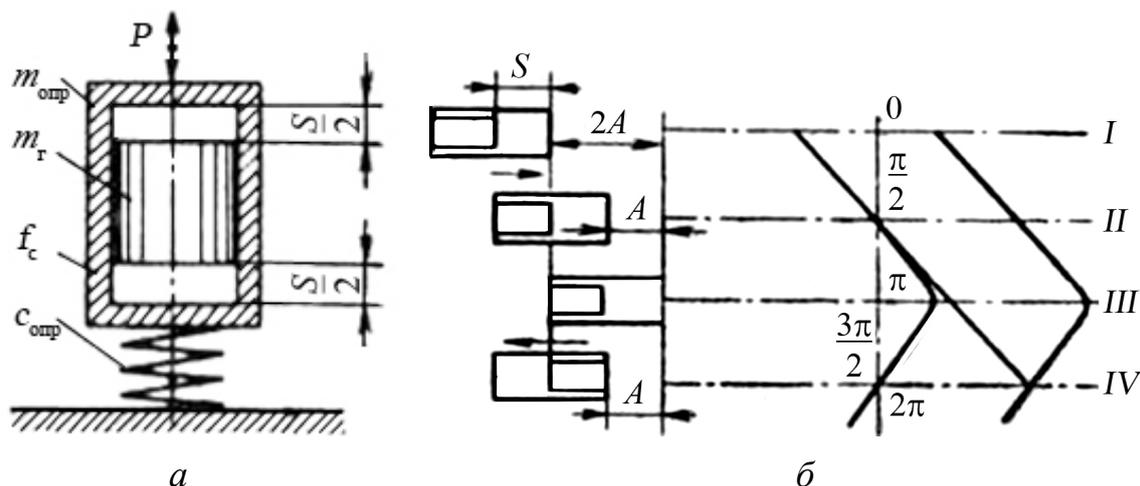


Рис. 52. Виброгаситель ударного действия:

a – расчетная схема; *б* – порядок работы;

$m_{\text{опр}}$ – масса оправки; m_r – масса виброгасителя; f_c – частота колебаний;

$c_{\text{опр}}$ – жесткость оправки; S – зазор

В цилиндре груз массой m перемещается в пределах осевого зазора S (рис. 52, *a*). Под действием возмущающей силы цилиндр колеблется. При перемещении цилиндра из положения *I* в положение *II* скорость его движения увеличивается до максимального значения (рис. 52, *б*).

В положении *II* ускорение цилиндра равно 0. При переходе цилиндра из положения *II* в положение *III* скорость его уменьшается, а груз продолжает двигаться до инерции со скоростью V_2 вправо. Из положения *III* цилиндр переходит в положение *IV*, в котором скорость $V_{\text{max}} = -A\omega$. В этот момент груз должен встретить цилиндр и ударить его. Для того чтобы встреча произошла в момент, когда цилиндр вновь будет в положении *IV*, необходимо, чтобы время перемещения груза от одного торца цилиндра к другому равнялось половине периода колебаний цилиндра. Тогда, выражая это условие в виде равенства

$$\frac{S}{V_{\text{max}}} = \frac{T}{2},$$

подставляя значения $V_{\text{max}} = A\omega$ и $T = \frac{2\pi}{\omega}$, находим величину зазора

$$S = \pi A.$$

Рассмотренные условия встречи цилиндра и груза соответствуют случаю наиболее сильного удара, т. к. цилиндр и груз движутся в противоположных направлениях. Энергия рассеяния виброгасителя ударного действия для прямого центрального удара не вполне упругих тел

$$E_1 = \frac{m_1 m}{m_1 + m} (V_1 - V_2)^2 \frac{1 - k^2}{2},$$

где m_1 – масса цилиндра (оправки); m – масса груза; V_1 и V_2 – скорости соударяющихся тел в момент, предшествующий удару; k – коэффициент восстановления скорости при ударе.

Энергия системы до удара

$$E_2 = (m_1 + m) \frac{V_1^2}{2}.$$

Отношение энергии рассеяния в момент удара к энергии системы до удара

$$\varepsilon = \frac{E_1}{E_2} = \frac{4\bar{m}}{(1 - \bar{m})^2} (1 - k^2),$$

где $\bar{m} = \frac{m}{m_1}$, $k = 0,56$ для стальных деталей.

Задаваясь различными значениями \bar{m} , можно найти соответствующее значение ε , энергия рассеяния при разных соотношениях соударяющихся масс приведена в табл. 4.

Таблица 4

Энергия рассеяния соударяющихся масс

$m, \text{ кг} \cdot \text{с}^2 / \text{см}$	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	1,0
ε	0,23	0,38	0,49	0,56	0,61	0,69

Условия рассеяния энергии колеблющейся системы

$$\left(\frac{m_1 + m}{2} \right) \frac{V_1^2}{2} = \frac{m_1 m}{m_1 + m} (V_1 + V_2)^2 \frac{1 - k^2}{2}.$$

Принимая $V_1 = V_2$ и $k = \frac{5}{9}$ – для стальных деталей, получаем

$$\frac{m_1}{m} = 3 \frac{1}{5}.$$

Экспериментальные исследования [69] показали, что при установке виброгасителя интенсивность вибраций значительно снижается; уровень звукового давления в этом случае уменьшался до 20...30 дБ на частотах 0,5...10 КГц.

Следует отметить, что наибольший эффект виброгашения обеспечивается при зазоре 0,1...0,15 мм.

Практика и исследования показывают, что для повышения класса чистоты, точности обработки и производительности рекомендуется

пользоваться виброгасителями не только при работе с вибрационными режимами резания, а постоянно, особенно при чистовой обработке.

4.2.3. Динамические виброгасители

Принципиально любой такой виброгаситель представляет собой небольшую колебательную систему, имеющую регулируемый упругий колебательный элемент и элемент гашения. Путем настройки упругого элемента добиваются настройки виброгасителя в резонанс с вибрирующим телом, на котором он укреплен. Так как колебания виброгасителя оказываются сдвинутыми по фазе на 180° , то вибрации тела заглушаются и устраняются.

В качестве примера применения динамического виброгасителя приведем схемы гашения вибраций некоторых элементов горизонтально-фрезерных станков (рис. 53, 54).

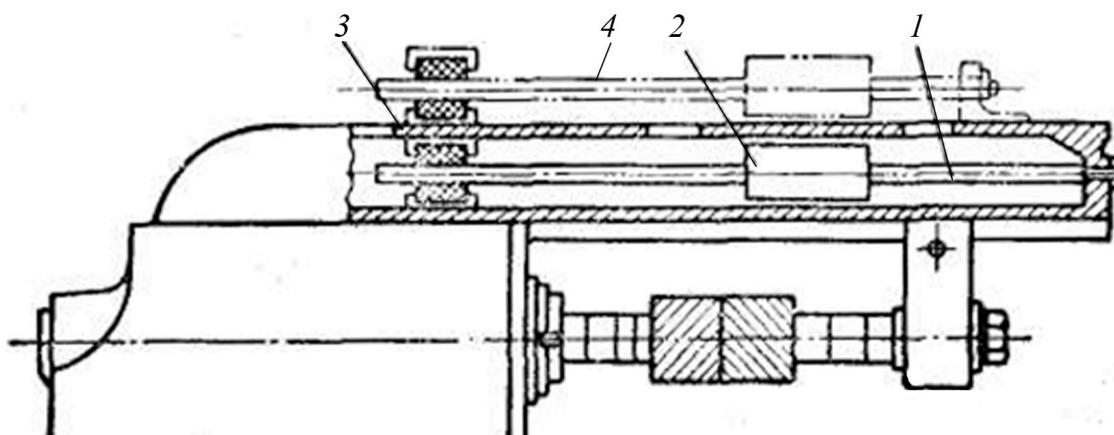


Рис. 53. Динамический виброгаситель для частот, близких к частоте собственных колебаний: 1 – круглые стержни; 2 – подвижные грузы; 3 – хобот; 4 – упрощенный вариант укрепления виброгасителя

Аналогичное устройство для гашения вибраций, близких по частоте к собственным колебаниям оправки, показано на рис. 54. Роль упругого элемента выполняют круглые стержни 1, регулировка которых по частоте осуществляется перемещением грузов 2. Пористая резина 3, в которую заделаны свободные концы стержней, является элементом гашения.

Рассмотренное устройство может быть применено для гашения вибрации элементов ТС.

Следует отметить существенный недостаток таких конструкций – невозможность оперативного изменения частот, на которых осуществляется виброгашение. С целью расширения диапазона частот была разработана конструкция регулируемого динамического гасителя (рис. 55) [68–70].

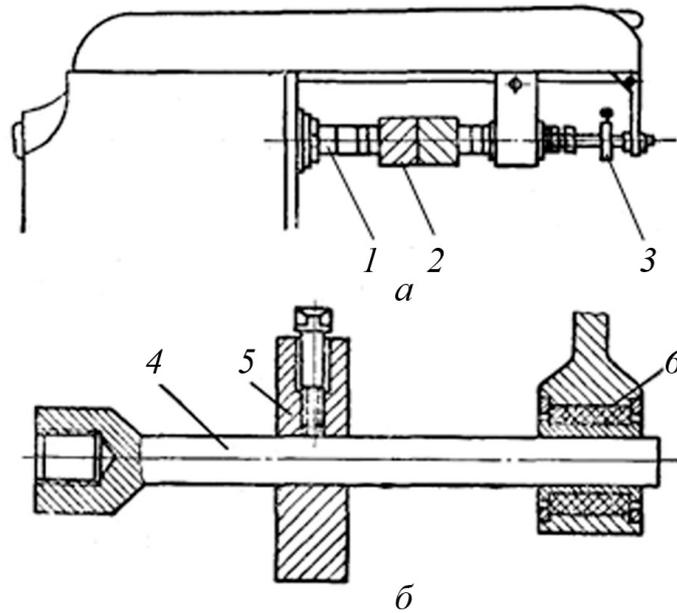


Рис. 54. Динамический виброгаситель для оправки консольно-фрезерного станка: а – схема установки; б – конструкция 1 – державка; 2 – инструмент; 3 – динамический виброгаситель; 4 – круглый стержень; 5 – подвижный груз; 6 – резина

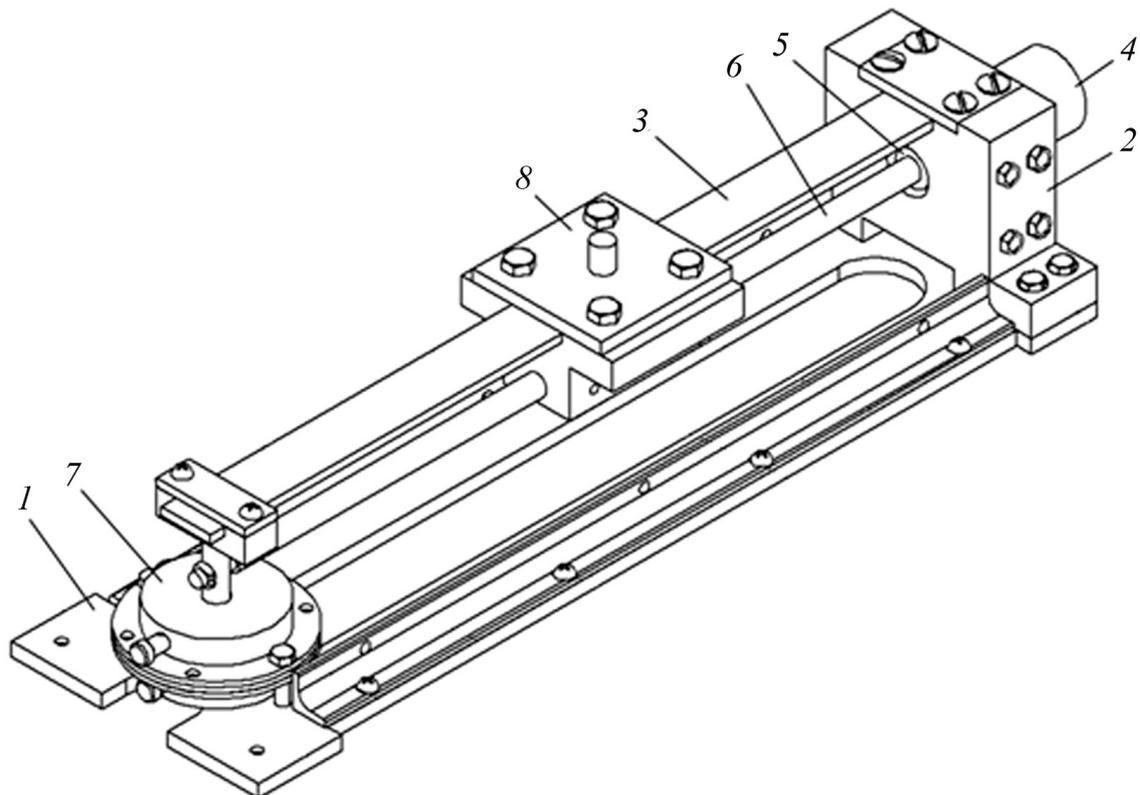


Рис. 55. Динамический виброгаситель колебаний: 1 – основание; 2 – корпус; 3 – упругий элемент; 4 – шаговый двигатель; 5 – шаровая опора; 6 – ходовой винт; 7 – пневматический демпфер; 8 – подвижная масса со встроенной гайкой качения

Виброгаситель жестко крепится на защищаемый от вибрации узел обрабатывающего центра (станка) – стол (рис. 56), образуя единую вибрационную систему, основными параметрами которой являются: $m_c, m_r, c_c, c_r, \alpha_c, \alpha_r$ – массы, жесткости, коэффициенты вязкого сопротивления соответственно стола и виброгасителя, l_x, l_k – настраиваемая и конечная координата перемещения подвижной массы.

Для гашения вибраций стола виброгаситель настраивают таким образом, чтобы его собственная частота Ω_r соответствовала частоте вынужденных колебаний защищаемого объекта Ω_c . Для контроля уровня вибрации защищаемого объекта и подвижного груза δ установлены датчики 10 и 11 (рис. 56).

При возникновении вибраций на защищаемом объекте подвижная масса δ , закрепленная на упругом элементе 3 , начинает совершать колебания, которые измеряются датчиками 10 и 11 и поступают по информационным каналам 12 в систему управления 13 для анализа и выработки управляющего воздействия.

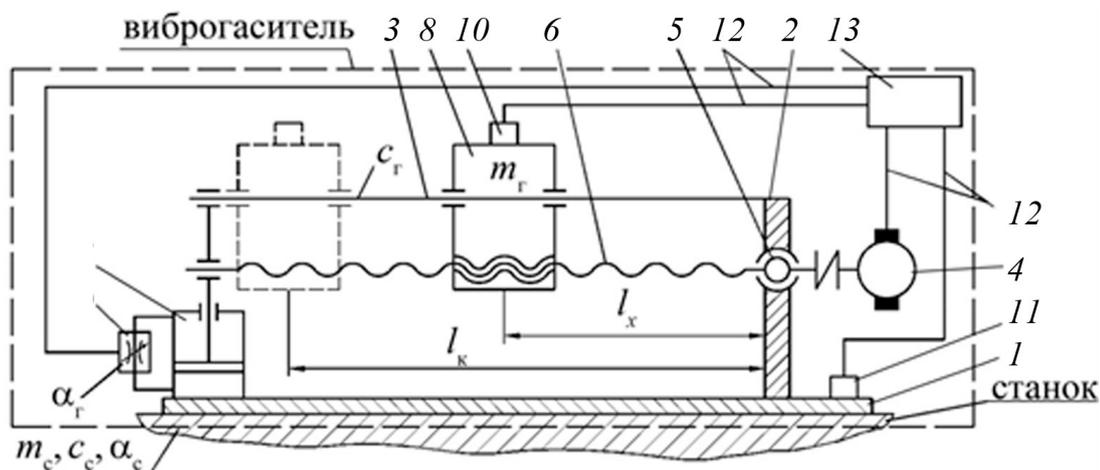


Рис. 56. Кинематическая схема динамического виброгасителя:

- 1 – основание; 2 – корпус; 3 – упругий элемент; 4 – шаговый двигатель; 5 – шаровая опора; 6 – ходовой винт; 7 – пневматический демпфер; 8 – подвижная масса;
9 – регулируемый дроссель; 10 – датчик; 11 – датчик;
12 – информационные каналы; 13 – система управления

При этом на шаговый привод подается управляющий сигнал, и груз δ перемещается в положение, при котором собственная частота виброгасителя равна или приближена по значению к частоте колебаний технологического оборудования, в результате появляется эффект виброгашения [63–66].

Следует отметить, что рабочий частотный диапазон гасителя можно регулировать как за счет изменения расстояния l_x (рис. 56), так и изменением подвижной массы δ добавлением дополнительных грузов.

Кроме этого, путем изменения коэффициента демпфирования демпфера 7 можно также производить настройку динамического виброгасителя на режим, при котором амплитуда вибрации защищаемого объекта минимальна.

При использовании виброгасителя необходимо реализовать оба канала настройки: как настройку на резонансную частоту, так и применение демпфирования, т. к. позволяет производить его перенастройку за меньшее время, что необходимо при быстром изменении внешнего силового воздействия.

При этом стойкость инструмента возросла в 1,2–1,5 раз, а шероховатость обработанной поверхности снижается с Rz 20 мкм до Rz 10...15 мкм.

Система быстрой переналадки позволяет настраивать динамический виброгаситель под изменяющийся уровень вибрации в широком диапазоне – от 5 до 40 Гц.

4.2.4. Применение антивибрационных оправок

При механической обработке часто используются инструментальные приспособления с большим вылетом инструмента, например при фрезеровании поверхностей на большой глубине. Во многих случаях к таким поверхностям предъявляются высокие требования к точности и шероховатости, выполнение которых затрудняется возникающими вибрациями.

Один из способов погасить или уменьшить уровни вибрации – применение антивибрационной оснастки.

Примером антивибрационной оснастки могут стать антивибрационные оправки, например, компании Seco tools АВ (Швеция) серии Steadyline™ [71].

Эта серия предназначена для торцевых и цилиндрических фрез, применяемых при обработке плоскостей и уступов.

В основе снижения уровня вибрации лежит динамическая система демпфирования (рис. 57). Данная система позволяет не только улучшить динамическую



Рис. 57. Характер гашения колебаний в оправке:
а – антивибрационной;
б – классической

жесткость элемента технологической системы *оправка–фреза*, но и увеличить режимы резания, улучшить точность и шероховатость обработанной поверхности.

Сравнение демпфирующих свойств классических и антивибрационных оправок Steadyline™ приведено на рис. 58–59 [71].

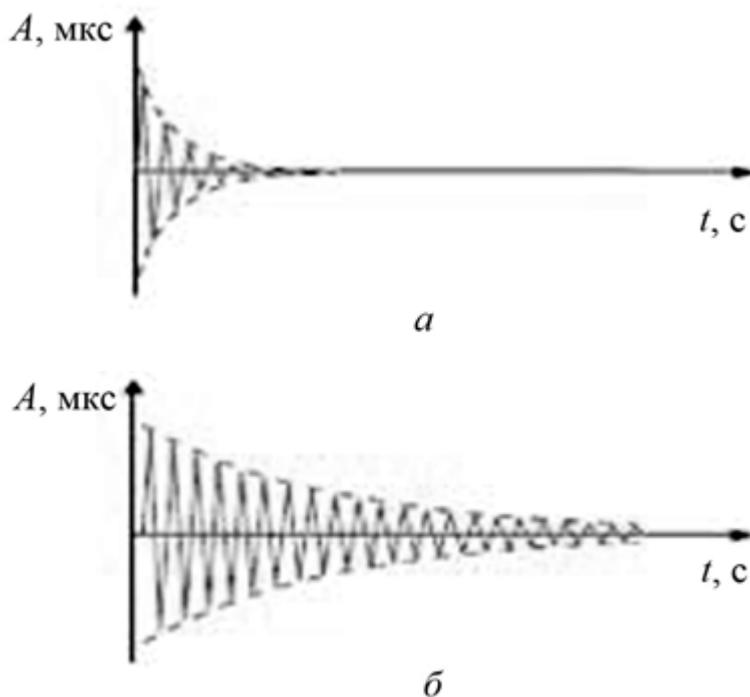


Рис. 58. Сравнение амплитуд затухания оправок:
а – антивибрационной; б – классической

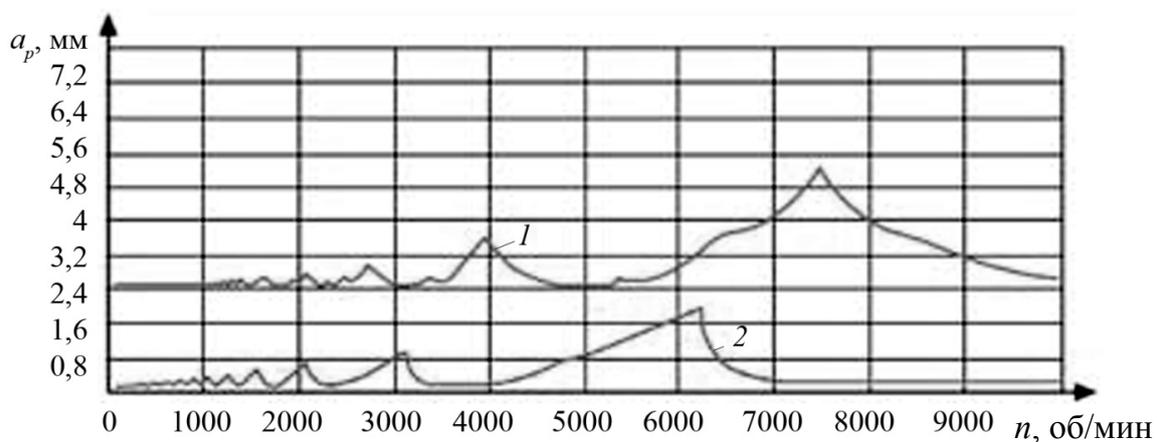


Рис. 59. Сравнение глубин резания a_p с использованием оправок:
1 – антивибрационной; 2 – классической

Принцип работы антивибрационных оправок Steadyline™ заключается в поглощении колебаний в нижней части оправки, в месте ее контакта с корпусом фрезы. Это предотвращает распространение вибрации, ограничивая биение инструмента [71].

Одной из ключевых особенностей данных оправок является высокая динамическая жесткость и возможность работать на больших режимах резания по сравнению с классической оправкой [71].

Применение антивибрационных оправок позволяет:

- вести обработку без риска возникновения вибраций;
- увеличить производительность и качество обработанной поверхности, период стойкости инструмента;
- минимизировать нагрузки на шпиндель станка.

Помимо компании Seco, антивибрационные оправки разрабатываются компаниями Mitsubishi materials corporation (Япония), Sandvik Coromant (Швеция) и др.

4.2.5. Снижение вибрации в источнике (балансировка)

Балансировка производится как на этапе проектирования, так и при эксплуатации.

При создании машин и технологического оборудования предпочтение должно отдаваться таким кинематическим и технологическим схемам, при которых динамические процессы, вызванные ударами, резкими ускорениями и т. п., были бы исключены или предельно снижены. Так, замена кулачковых и кривошипных механизмов равномерно вращающимися (в частности, эксцентриками) в значительной мере способствует снижению вибраций. К тому же приводит заменаковки и штамповки прессованием; ударной правки – вальцовкой; пневматической клепки и чеканки – гидравлической клепкой и электросваркой.

В настоящее время разработаны модификации известных технологических процессов, которые имеют по сравнению с исходными меньшую виброактивность (штамповка резиной вместо обычной штамповки; прессование на гидравлических прессах вместо обработки на листоштамповочных молотах).

При конструировании машин и агрегатов необходимо изыскивать наилучшие конструктивные решения для безударного взаимодействия деталей (штампы со скошенной режущей кромкой у кузнечно-прессового оборудования, замена трансмиссионных приводов машин и агрегатов электродвигателями и т. д.).

Для снижения уровня вибрации редукторов инженерного оборудования жилых зданий целесообразно применение шестерен со специальными

видами зацеплений – глобоидным, шевронным, двушеvronным, конхоидальным вместо обычных шестерен с прямым зубом. Большое значение при этом имеет повышение класса точности обработки и чистоты поверхности шестерен. С этой целью производят подбор зубчатых пар, что позволяет дополнительно снизить уровень вибраций на 3...4 дБ.

Причиной низкочастотных вибраций насосов, компрессоров, двигателей является неуравновешенность вращающихся элементов (роторов). Это относится к современным быстроходным машинам относительно небольшой массы с уменьшенной жесткостью основных несущих деталей. Действие неуравновешенных динамических сил усугубляется плохим креплением деталей, их износом в процессе эксплуатации.

Причиной дисбаланса могут быть неоднородность материала конструкции (литейные раковины, шлаковые включения), неравномерность его плотности, несимметричное распределение вращающихся масс (в частности, начальное искривление валов и роторов), нарушение указанной симметрии крепежными соединениями, неправильный выбор допусков на обработку, а также рода посадок. Кроме того, причиной дисбаланса может стать различие коэффициентов объемного расширения либо износостойкости отдельных элементов вращающейся системы. Во всех случаях смещение центра тяжести относительно оси вращения приводит к возникновению неуравновешенной центробежной силы

$$F = me\omega^2,$$

где m – масса вращающейся системы; ω – угловая скорость вращения; e – эксцентриситет (радиус-вектор центра рассматриваемой массы относительно оси ротора).

Анализ выражения показывает, что для снижения вибраций вследствие неуравновешенности вращающихся масс (роторов) следует ограничивать величины рабочих скоростей.

Для снижения уровня вибрации, возникающей вследствие дисбаланса при монтаже и эксплуатации оборудования, должна применяться балансировка неуравновешенных роторов колес лопаточных машин, валов двигателей и т. п.

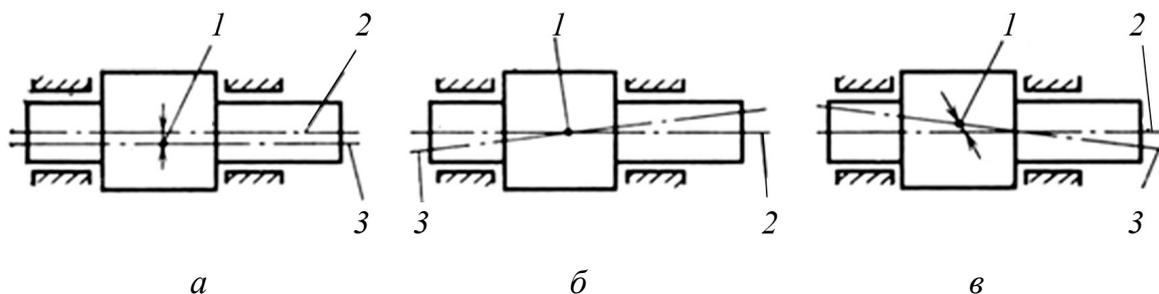
Различают статическую (рис. 60, *а*), моментную (рис. 60, *б*) и динамическую (рис. 60, *в*) неуравновешенности роторов [72].

В зависимости от вида неуравновешенности роторов применяют один из трех видов балансировки:

1) статическая балансировка – балансировка, при которой определяется и уменьшается главный вектор дисбалансов ротора, характеризующий его статическую неуравновешенность. Статическую балансировку проводят в одной плоскости коррекции;

2) моментная балансировка – балансировка, при которой определяется и уменьшается главный момент дисбалансов ротора, характеризующий его моментную неуравновешенность. Моментную балансировку проводят не менее чем в двух плоскостях коррекции;

3) динамическая балансировка – балансировка, при которой определяются и уменьшаются дисбалансы ротора, характеризующие его динамическую неуравновешенность. Динамическую балансировку жесткого ротора достаточно проводить в двух плоскостях коррекции [73].



*Рис. 60. Схемы неуравновешенности роторов:
 а – статистическая; б – моментная; в – динамическая;
 1 – центр масс; 2 – ось ротора; 3 – главная центральная ось инерции*

Учитывая сказанное, в процессе эксплуатации технологического оборудования должны приниматься меры к устранению в элементах конструкции машин и механизмов излишних люфтов и зазоров, что обеспечивается периодическим освидетельствованием машин и механизмов – источников вибрации в процессе эксплуатации, с целью устранения отмеченных недостатков.

Частным случаем борьбы с вибрацией в источнике ее возникновения можно считать исключение резонансных режимов при работе оборудования. Как известно, в этом случае даже при малых значениях дисбаланса и относительно небольших возбуждающих воздействиях уровень вибрационных параметров резко возрастает. Это обусловлено тем, что при резонансе колебательная система оказывает сопротивление возмущающим силам (или крутящим моментам) только за счет активных потерь в системе. Поэтому весьма важным, с точки зрения снижения уровня производственных вибраций, является исключение резонансных режимов работы технологического оборудования, что достигается при проектировании выбором рабочих режимов с учетом собственных частот машин и механизмов. Однако в процессе эксплуатации возможно уменьшение жесткости агрегатов (а в некоторых случаях и их массы), что приводит к изменению значения собственных частот.

Имеют также место случаи изменения рабочих режимов оборудования. Указанное обстоятельство следует иметь в виду и в случае, если машины и механизмы в процессе эксплуатации с течением времени становятся источником воздействия вибраций на окружающую среду.

Собственная частота колебательной системы

$$\omega = \sqrt{\frac{b}{m}},$$

где b и m – соответственно жесткость и масса системы.

Исключение режима резонанса может производиться путем изменения массы либо жесткости системы. Для точного определения значений собственных частот машин и механизмов используются вибростенды.

В случаях когда не удастся снизить вибрации в источнике возникновения, применяются методы снижения вибрации на путях распространения: виброгашение, виброизоляция или вибродемпфирование.

4.2.6. Маятниковые инерционные динамические гасители

При гашении чисто крутильных колебаний для компенсации изгибающего действия силы целесообразно устанавливать два маятника в диаметрально противоположных точках диска. Создаваемый ими динамический эффект гашения колебаний имеет суммарное действие.

Простейшая схема, показанная на рис. 61, *a*, оказывается осуществимой, как правило, лишь при кратности колебаний $n = 1$.

С увеличением n длина маятников существенно уменьшается. Для обеспечения подвеса на малом плече l используют конструкции, показанные на рис. 61, *б–д*.

На рис. 61, *б* приведена схема свободной бифилярной установки маятника-противовеса l на выступе кривошипа 2 коленчатого вала, в котором выполнены отверстия радиусом ρ_1 . Такой же радиус имеют круглые отверстия противовеса.

Соединение осуществляется с помощью штифтов 3 радиуса ρ_2 , меньшего, чем радиусы отверстий.

Описанное крепление обеспечивает поступательное движение противовеса по окружности радиуса

$$l = 2(\rho_1 - \rho_2). \quad (3)$$

Радиус крепления маятника-противовеса в данном случае

$$\rho = h - l, \quad (4)$$

где h – расстояние от центра вращения диска до центра масс противовеса.

Согласно уравнению парциальной собственной частоты относительных колебаний маятника

$$\omega_r = \Omega \sqrt{\frac{\rho}{l}} = \frac{\omega}{n} \sqrt{\frac{\rho}{l}}, \quad (5)$$

где Ω – средняя угловая скорость вала; ω – частота колебаний вала, подставляя в которое выражения (3) и (4), получим формулу настройки маятника с бифилярным подвесом

$$\frac{2n^2(\rho_1 - \rho_2)}{h - 2(\rho_1 - \rho_2)} = 1.$$

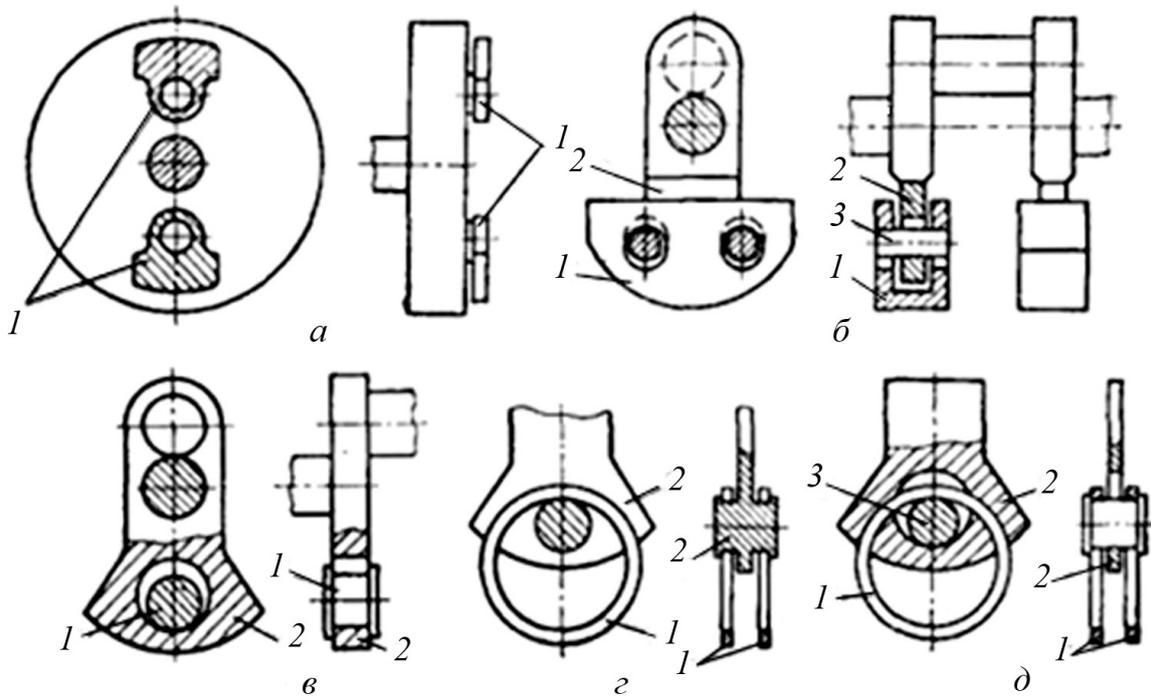


Рис. 61. Маятниковые гасители крутильных колебаний: а – простой маятник; б – маятник с бифилярным подвесом; в – роликовый маятник; г – кольцевой маятник; д – двулучий маятник: 1 – маятник; 2 – противовес; 3 – ось качаний маятника

На рис. 62, в гашение колебаний осуществляется роликовым маятником 1, помещенным свободно в цилиндрическом отверстии противовеса кривошипа 2. Такая схема имеет при реализации существенные габаритные ограничения, поэтому вместо роликов используют иногда кольцевые маятники 1 (рис. 61, г и д).

Выбор параметров маятниковых гасителей крутильных колебаний удобно осуществлять из условия компенсации реактивным моментом M_N возбуждающего момента $M(t)$:

$$M_N = m_r \Omega^2 (\rho + l) p \psi_0;$$

$$M(t) = c \theta_0 e^{i\omega t},$$

т. е. при равенстве амплитуд этих величин

$$m_r \Omega^2 (\rho + l) \rho \psi_0 = c \theta_0 e^{i\omega t}, \quad (6)$$

где m_r – масса гасителя;

ψ_0 – амплитуда относительных колебаний маятника;

c – крутильная жесткость участка вала между двигателем и диском;

θ_0 – показатель неравномерности вращения.

Задавшись допустимой амплитудой относительных колебаний маятника $\psi_0 < 0,35 \dots 0,40$ и конструктивными размерами, получаем из выражения (6) для любого известного возбуждения величину массы гасителя m_r . Поскольку использование нескольких маятников обеспечивает суммарный эффект, масса должна быть равномерно распределена между ними.

Уравновешенная система двух маятников или более приводится во вращение относительно вертикальной оси, синхронизированное с частотой колебаний объекта вдоль этой оси, на котором и размещаются маятники. Частота собственных колебаний маятников в поле центробежных сил интенсивностью

$$(\rho + 1) \cdot \Omega^2$$

определяется выражением

$$\omega_0 = \Omega \sqrt{\frac{(\rho + l)}{l}},$$

где ρ – расстояние от центра шарнира до оси вращения;

l – длина маятника.

Развиваемая при малых относительных колебаниях маятников с частотой $\omega = \omega_0$ ($\omega = n\Omega$) суммарная реакция с амплитудой $m_j \omega^2 \rho \psi_0$ (где j – число маятников) должна равняться амплитуде возмущающей силы G_0 .

В данном случае «маятниковые» элементы зачастую конструктивно реализуются в виде шаровых или цилиндрических тел, свободно расположенных в полостях объекта. Такие конструкции находят, например, применение при гашении изгибных колебаний коленчатых валов. При этом одно или два тела (рис. 62, а) устанавливаются в пазах противовеса кривошипа 2, они способны совершать качательные движения в плоскости изгиба, обкатываясь по ограниченной цилиндрической или тороидальной поверхности.

Часто используют установку маятника с бифилярным подвесом l (рис. 62, б). Установочные плоскости качаний маятников для гашения изгибных и крутильных колебаний коленчатых валов оказываются взаимно перпендикулярными.

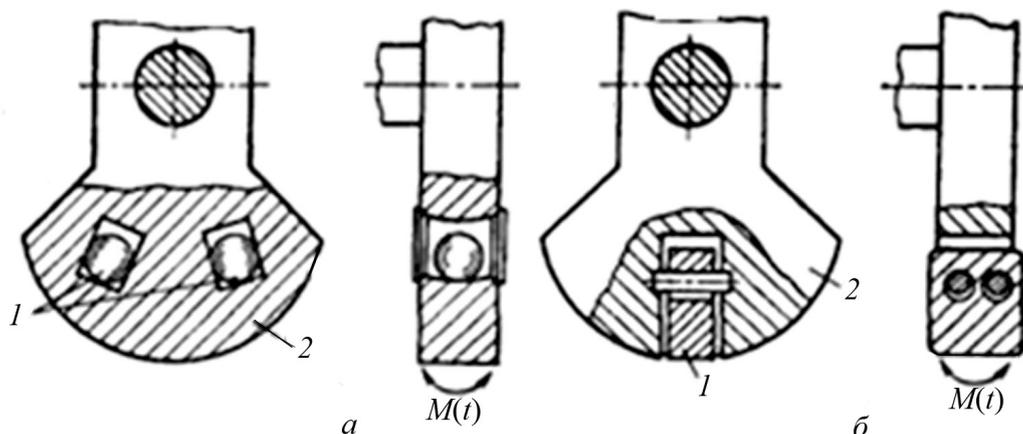


Рис. 62. Маятниковые гасители изгибных колебаний:
 а – шариковый маятник; б – маятник с бифилярным подвесом

4.2.7. Фундаменты и антивибрационный монтаж станков

К конструктивным мероприятиям следует отнести и антивибрационный монтаж станков.

Нормально действующее оборудование всегда имеет определенный уровень вибрации. Ориентировочно допустимые амплитуды колебания для основных типов станков:

- токарные, сверлильные, строгальные станки 5...10 мкм;
- фрезерные, расточные станки 3...7 мкм;
- шлифовальные, прецизионно-расточные станки 1...3 мкм;
- отделочные станки до 1 мкм.

Станки с амплитудой колебаний выше 20 мкм считаются неисправными или работающими с вибрациями недопустимой величины [66].

В фундаментах могут возникать колебания вдоль вертикальной оси, колебания, связанные со сдвиговыми деформациями, и крутильные колебания вдоль вертикальной оси, что определяется характером неуравновешенных сил и крутящих моментов, сопровождающих работу оборудования. Для исключения воздействия вибраций на окружающую среду необходимо принимать меры по снижению вибраций прежде всего в источнике возникновения, а в тех случаях, когда это невозможно, ослаблять ее на путях распространения.

4.2.7.1. Виброгашение

Виброгашение связано с увеличением реактивной части импеданса колебательной системы. Применительно к проблеме защиты окружающей среды виброгашение преимущественно реализуется за счет увеличения эффективной жесткости и массы корпуса машин или станин станков

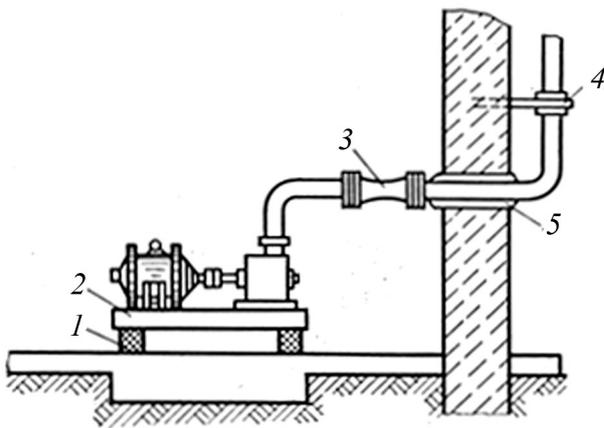


Рис. 63. Схема вибробезопасной установки инженерного оборудования:
 1 – упругая прокладка; 2 – железобетонная плита;
 3 – вставка (резиновый шланг);
 4 – хомут с упругой прокладкой;
 5 – упругая прокладка

путем крепления их в единую замкнутую систему с фундаментом с помощью анкерных болтов или цементной подливки.

Это приводит к снижению виброактивности колебательной системы, а следовательно, к ослаблению воздействия на окружающую среду. С этой же целью относительно малогабаритное инженерное оборудование жилых зданий (вентиляторы, насосы) устанавливается на опорные плиты и виброгасящие основания (рис. 63) [74]. Расчет фундаментных блоков производится по специальным методикам.

Проектирование оснований зданий и сооружений ведется в соответствии с руководством [75].

4.2.7.2. Расчет параметров фундаментов

Определение амплитуд вынужденных и свободных колебаний фундамента производят в соответствии с указаниями [76] с учетом типа машины. Во всех случаях должно выполняться условие

$$A_{\max} \leq A_{\text{доп}},$$

где A_{\max} – наибольшая амплитуда колебаний фундамента, определяемая расчетом; $A_{\text{доп}}$ – допускаемая амплитуда колебаний фундамента [76].

Так, для машин с кривошипно-шатунными механизмами расчет вертикальных колебаний может производиться по формуле

$$A_{\max} = \frac{pH_z}{b_z - m_{\Sigma}\omega^2},$$

где pH_z – нормативная вертикальная составляющая возмущающих сил машины в соответствии со СНиП II-19-79 [76]; m_{Σ} – суммарная масса машины и фундамента, кг; b_z – коэффициент жесткости основания при упругом равномерном сжатии;

$$b_z = C_z F,$$

где F – площадь подошвы фундамента; C_z – коэффициент упругого равномерного сжатия естественного основания, определяемый по результа-

там исследований либо по СНиП II-19-79, в зависимости от величины нормативного давления на основание.

Расчет амплитуд вертикальных (горизонтальных) колебаний грунта при вертикальных (горизонтальных) вибрациях фундамента машины производится по формуле

$$\alpha_s = \alpha_0 \left\{ \frac{1}{\delta [1 + (\delta - 1)^2]} + \frac{\delta^2 - 1}{(\delta^2 + 1) \sqrt{3\delta}} \right\},$$

где α_s – амплитуда вертикальных (горизонтальных) колебаний грунта на поверхности в точке, расположенной на расстоянии r от оси фундамента, т. е. источника волн в грунте;

α_0 – амплитуда свободных или вынужденных вертикальных (горизонтальных) колебаний фундамента, т. е. источника волн в грунте на уровне его подошвы [75];

δ – приведенный радиус подошвы фундамента;

$$\delta = \frac{r}{r_0};$$

r – расстояние от оси фундамента-источника до точки на поверхности грунта, для которой определяется амплитуда колебаний;

r_0 – приведенный радиус подошвы фундамента-источника;

$$r_0 = \sqrt{\frac{F}{\pi}},$$

F – площадь подошвы фундамента.

Частоту волн, распространяющихся в грунте, принимают равной частоте колебаний фундамента машины.

Для исключения передачи вибрации от фундаментов технологического оборудования предприятий в жилую застройку по периметру фундаментов на всю его высоту предусматривают акустические швы с засыпкой какого-либо рыхлого материала, например асбестовой крошки. К аналогичным мероприятиям относятся устройства акустических щелей, в которых изолирующей прослойкой служит воздух.

4.2.7.3. Виброизоляция

Существенный недостаток традиционных методов установок и оборудования на виброгасящие основания в современных условиях заключается в больших затратах времени на изготовление индивидуальных фундаментов и неизбежной порче дорогостоящих покрытий пола. Поэтому широкое распространение получила установка оборудования без фундаментов и анкерного крепления агрегатов непосредственно

на упругих виброизолирующих опорах. Такой метод позволяет обеспечить любую степень виброизоляции оборудования. Установка технологического и инженерного оборудования на виброизолирующие опоры удешевляет установку и перестановку оборудования, исключает порчу оборудования и снижает уровень шума, сопутствующего интенсивным вибрациям. Виброизолирующие опоры могут применяться также и при наличии фундаментов: либо между машиной – источником вибраций и фундаментом (основанием, опорной плитой), либо между фундаментом и грунтом. Установка виброизоляторов предусматривается также при прокладке воздухопроводов систем вентиляции и разного рода трубопроводов внутри строительных конструкций, а также при их креплении к последним. Это исключает передачу вибраций от стенок воздухопроводов и трубопроводов" элементам конструкций зданий. Кроме того, для ограничения распространения колебаний по указанным инженерным коммуникациям практикуется их разделение на отдельные участки с помощью специальных гибких вставок (см. рис. 63). Во всех рассмотренных случаях введение в колебательную систему дополнительной гибкой связи приводит к ослаблению передачи вибрации от источника колебаний.

В качестве виброизоляторов повсеместно используются резиновые или пластмассовые прокладки, одиночные или составные цилиндрические пружины, листовые рессоры, комбинированные виброизоляторы (пружинно-резиновые, пружинно-пластмассовые, пружинно-рессорные) и пневматические виброизоляторы («воздушные подушки»).

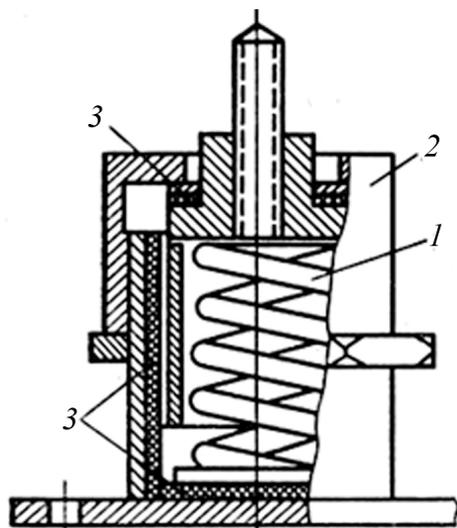


Рис. 64. Комбинированные виброизоляторы:

1 – цилиндрическая пружина;
2 – корпус; 3 – набор резиновых прокладок

Виброизолирующие резиновые прокладки выполняют обычно дырчатыми или серебряными, т. к. не склонна к объемной деформации.

Цилиндрические пружины и рессоры по сравнению с прокладками более стойки к воздействию агрессивных сред, дольше сохраняют упругие свойства во времени и позволяют изолировать колебания относительно низких частот, т. к., при прочих равных условиях, обеспечивают большую статическую осадку.

Существенным недостатком цилиндрических пружин является малое снижение высокочастотных вибраций. Именно по этой причине широкое использование получили комбинированные виброизоляторы (рис. 64).

Как следует из рисунка [74], комбинированный виброизолятор состоит из цилиндрической пружины 1 и набора резиновых прокладок 3, отделяющих пружину как от опорной поверхности, так и от элементов корпуса виброизолятора. Такого рода конструкции позволяют обеспечить эффективное снижение уровня вибраций в широкой полосе частот. Они широко применяются для ослабления передачи вибраций большинства видов стационарного и технологического оборудования (станки, насосы, вентиляторы). Однако их использование в тяжелых машинах с горизонтальными нагрузками (в частности, конусных и щековых дробилках) не представляется возможным. В этом случае используют виброизоляторы с гидростарнирами [74]. Они расположены на концах жесткого стержня 1 и состоят из одной или нескольких линз (рис. 65).

Линза образована двумя кольцевыми пластинами 2, соединенными по периметру. Пространство между пластинами заполняется жидкостью. В качестве последней чаще всего используются масла, имеющие низкую температуру замерзания. Виброизолятор обеспечивает низкую частоту собственных колебаний установки в горизонтальном направлении. Он крепится между опорной конструкцией машины 3 и опорой виброизолятора 4.

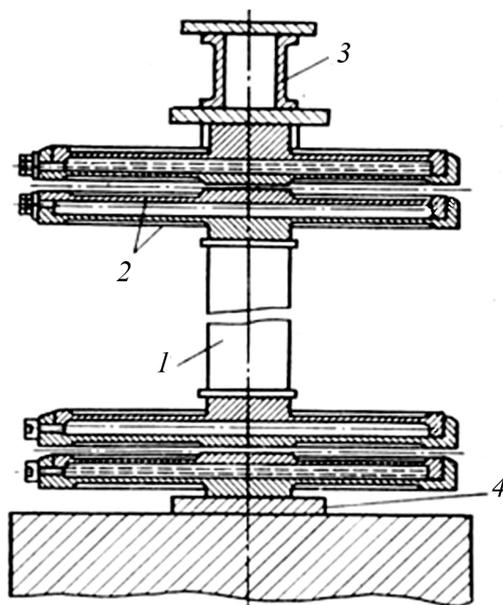


Рис. 65. Виброизоляторы с гидростарнирами:

- 1 – жесткий стержень;
- 2 – кольцевые пластины;
- 3 – опорная конструкция машины;
- 4 – опора виброизолятора

Пневматические виброизоляторы типа воздушных подушек получили распространение на заводах железобетонных изделий. Они представляют собой воздушную полость с давлением порядка $2 \cdot 10^5$ Па, отделяющую вибратор с формируемой деталью от корпуса машины (рис. 66).

Это приводит к резкому ослаблению передачи вибрации на основание виброплатформы, фундамент, грунт и далее на фундаменты рядом расположенных зданий без снижения уровня рабочих параметров вибратора, а следовательно, качества виброформования.

Виброизоляция машин и оборудования от основания (фундамента) может быть осуществлена в двух вариантах [74]. Первый, так называемый «опорный», вариант предусматривает установку виброизоляторов между машиной и основанием (рис. 67, а). Второй вариант –

«подвесной» (рис. 67, б, в, з), когда изолируемый объект подвешивается на виброизоляторах, закрепленных выше подошвы фундамента, которые, в отличие от первого случая, работают уже на сжатие и растяжение.

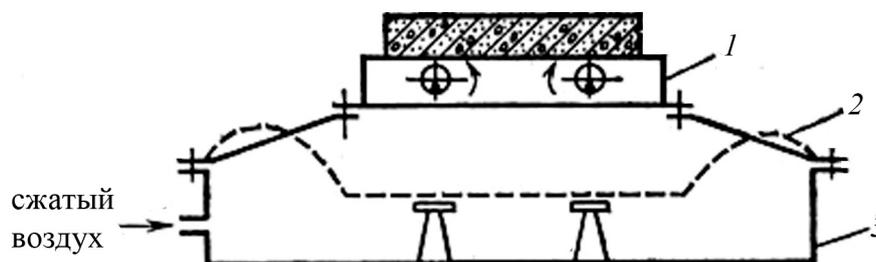


Рис. 66. Схема пневматических виброизоляторов: 1 – виброплатформа; 2 – гибкая резинокордная оболочка; 3 – камера воздушной подушки

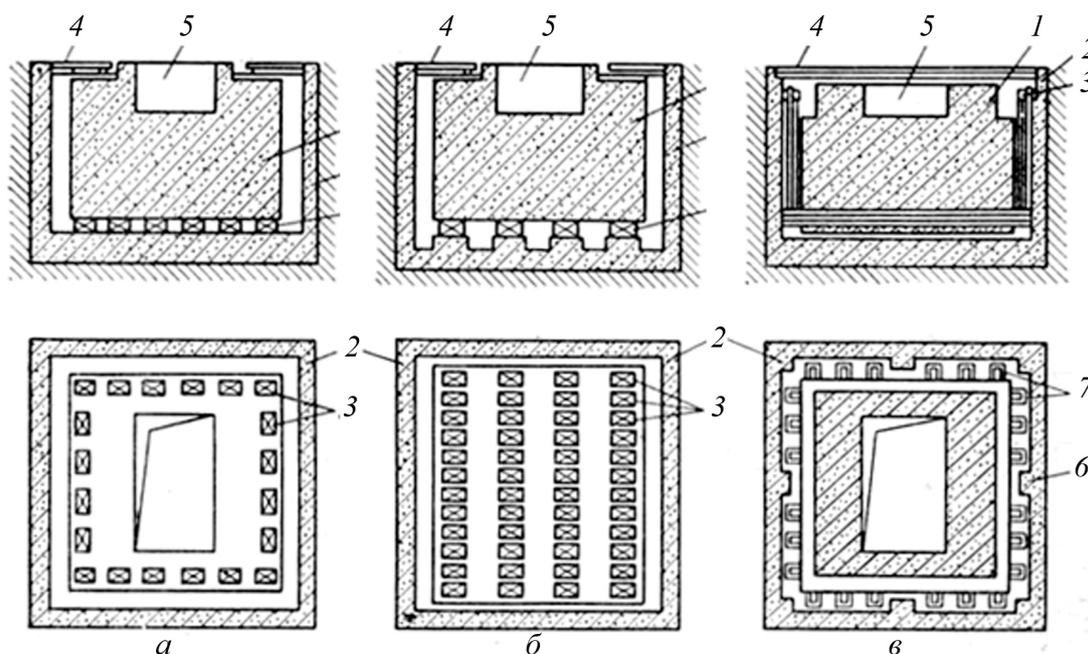


Рис. 67. Схемы виброизоляции молотов: а, б – опорный вариант; в – подвесной вариант=1 – фундаментный блок; 2 – подфундаментный короб; 3 – виброизоляторы; 4 – настил; 5 – подшаботная выемка; 6 – пилястры; 7 – подвесные стержни

По опорному варианту выполняется виброизоляция большинства видов стационарного технологического оборудования предприятий и инженерного оборудования жилых и общественных зданий. Однако в некоторых случаях может использоваться и подвесной вариант. На схемах (рис. 67) представлены варианты виброизоляции под молоты, представляющие на сегодня с точки зрения защиты окружающей среды основные источники вибраций. Схемы а и б соответствуют опорному варианту. В первом случае фундамент 1 установлен на виброизоляторы 3, расположенные по его периметру; во втором – на виброизоляторы

с рядным расположением. Схема (рис. 67, в) соответствует подвесному варианту. В этом случае фундаментный блок 1 удерживается с помощью короба и подвесных стержней 7, концы которых опираются на виброизоляторы. Во всех рассмотренных случаях фундамент заглублен в грунт, поэтому предусмотрено устройство ограждающего короба, внутри которого размещаются фундаментный блок и виброизоляторы.

В Томском политехническом университете также занимались решением подобных задач [77, 78].

Так, на рис. 68 показана схема фундамента, разработанного для повышения эффективности гашения ударной нагрузки, передаваемой на основание объекта.

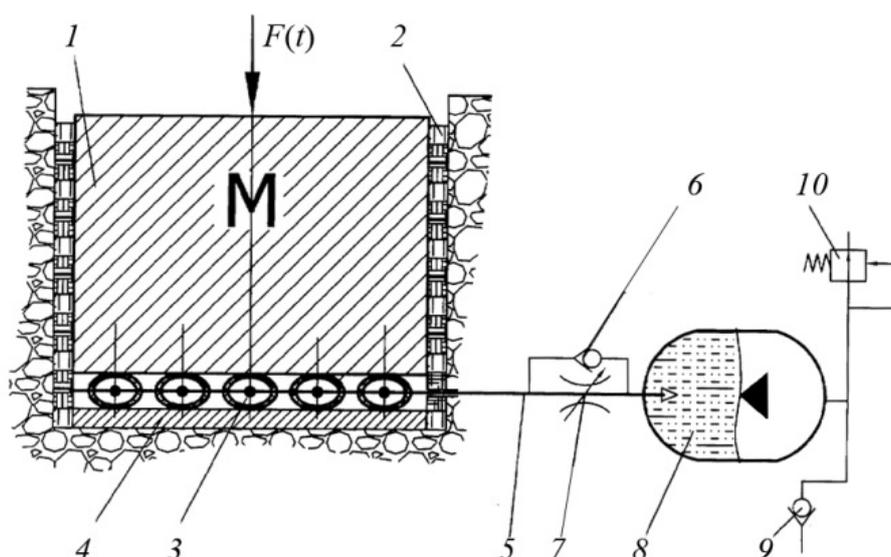


Рис. 68. Схемы виброизоляционного фундамента:

- 1 – промежуточная масса; 2 – направляющие; 3 – упругая связь; 4 – основание;
 5 – трубопровод; 6 – обратный клапан; 7 – регулируемый дроссель;
 8 – гидропневмоаккумулятор; 9 – зарядный клапан; 10 – предохранительный клапан

Гидропневматический амортизатор содержит промежуточную массу с упругой связью, установленную на основании и связанную гидравлически с гасителем колебаний и гидропневмоаккумулятором (рис. 68).

Гидравлический амортизатор состоит из промежуточной массы 1, перемещающейся в направляющих 2. Упругая связь 3 установлена между промежуточной массой 1 и основанием 4. Полости упругих связей 3 выполнены из рукавов высокого давления, заполнены жидкостью и трубопроводом 5 соединены с гасителем, включающим параллельно установленные обратный клапан 6 и регулируемый дроссель 7. Гаситель соединен с жидкостной полостью гидропневмоаккумулятора 8, а газовая полость камеры – с зарядным клапаном 9 и предохранительным клапаном 10.

Следует отметить, что фундаментный блок под виброизолируемой машиной устраивается в следующих случаях:

- когда корпус машины имеет недостаточную жесткость;
- размещение виброизоляторов непосредственно под корпусом машины встречает конструктивные затруднения;
- изолируется агрегат, состоящий из отдельных машин, устанавливаемых на одном фундаментном блоке;
- требуется увеличить массу изолируемой установки и моменты инерции, чтобы уменьшить амплитуды ее вынужденных колебаний;
- необходимо увеличить массу и моменты инерции изолируемой установки во избежание повышения частоты его собственных колебаний, которое вызывается увеличением жесткости виброизоляторов с тем, чтобы устранить недопустимые перекосы установки от временных статических нагрузок или уменьшить амплитуды собственных колебаний установки, вызванные случайными ударами (например, возможными толчками обслуживающего персонала при выполнении рабочих операций и т. п.).

В ряде случаев фундаментные блоки заменяются виброизолирующей специальной конструкции (рис. 69) [74]. Здесь в качестве виброизоляторов использованы 12 комплектов семилистовых эллиптических рессор Галахова. Рессоры располагаются в двух поясах по высоте подшаботной ямы (опорно-подвесной вариант). Шабот 1 опирается на рессоры 2 через переходную раму 3. Вертикальность перемещения шабота при ударах, создающих дополнительный опрокидывающий момент, обеспечивается шестью роликовыми направляющими, установленными в раме перекрытия подшаботной ямы. Виброускорение в близлежащих жилых домах снижается в 20–30 раз.

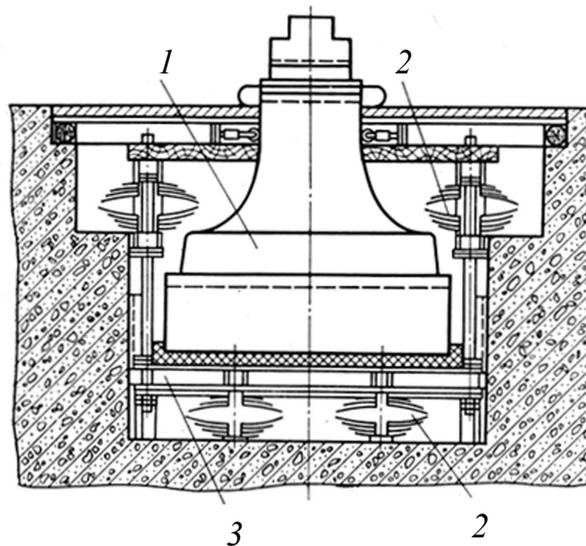


Рис. 69 Подшаботная виброизоляция на невиброизолированном фундаменте

Разработаны рессорные подвесные виброизолированные фундаменты для штамповочных молотов (М210, М211, М212, КРН-800 и КРН-1250).

В этой конструкции фундамента (рис. 70) шабот 1 молота устанавливается на две балки 2, изготовленные из двутавров; балки вывешены

на шпильках, которые на нижнем конце имеют специальные гайки 3, находящиеся в замках 4. Шпилька на верхнем конце имеет гайку, опирающуюся на поперечину 9. Для предотвращения самопроизвольного отвинчивания гайка снабжена шайбой. Рессоры фиксируются в поперечинах с помощью специальных гнезд и своими концами вставляются в пазы плит 8, приваренных к подкладкам 5. Подкладки при установке заливаются в тумбы фундамента 6. В рабочем положении фундамент должен быть закрыт настилом 7. Для предотвращения смещений молота по балкам предусмотрены шпонки, приваренные к балкам. Шпонки заходят в пазы шабота 1.

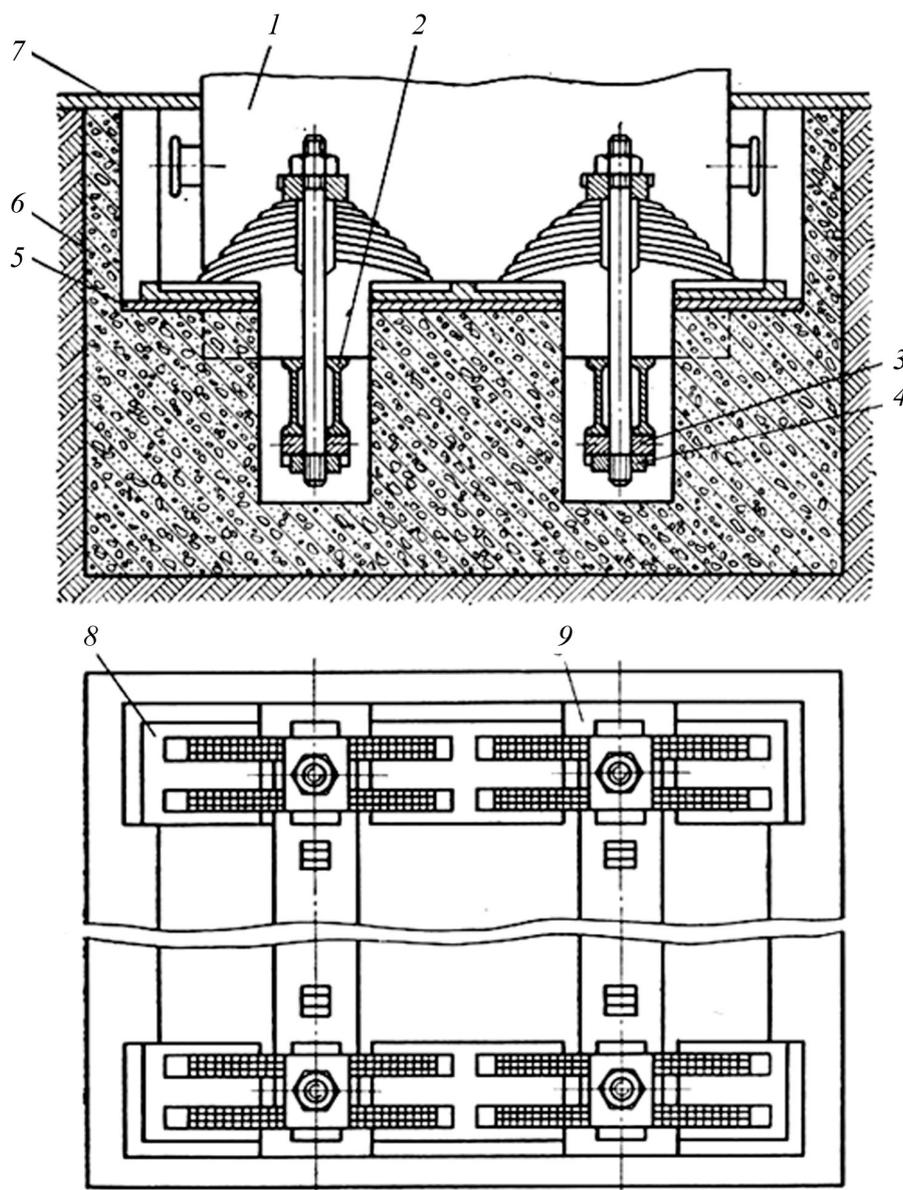


Рис. 70. Рессорные подвесные виброизолированные фундаменты штамповочных молотов

Рассмотренная конструкция позволяет устанавливать молоты на существующем фундаменте. Рессорные подвесные виброизолированные фундаменты имеют следующие преимущества перед фундаментами, располагаемыми непосредственно на грунте:

- динамическая нагрузка на грунт снижается в 4–5 раз, а по сравнению с «жестким» фундаментом – в 25–30 раз;
- затухание колебаний, совершаемых молотом после удара, происходит за один цикл;
- размеры фундаментов в плане не выходят за пределы существующих «жестких»;
- отсутствие массивного бетонного инерционного фундаментного блока, масса которого в 3–4 раза больше массы молота; стоимость в 8–9 раз меньше стоимости типового.

4.2.7.4. Эффективность виброизоляции

Эффективность виброизоляции при действии гармонических нагрузок оценивается коэффициентами передачи КП. При поступательных колебаниях в направлении оси x пространства и вращательных колебаниях вокруг этой же оси соответствующие коэффициенты передачи определяются формулами

$$\text{КП}_x = \frac{A_{\text{кк}}}{A_x} = \frac{1}{\alpha_x^2} - 1, \quad \text{КП}_{\varphi x} = \frac{M_{\text{кк}}}{M_x} = \frac{1}{\alpha_{\varphi x}^2}, \quad (7)$$

где $A_{\text{кк}}$ и $M_{\text{кк}}$ – соответственно амплитуды гармонической силы и гармонического момента относительно оси x , передающиеся через виброизоляторы на опорную конструкцию;

A_x , M_x – амплитуды гармонической силы и момента, воздействующих на изолируемую установку;

$$\alpha_x = \frac{\omega_x}{\omega_{0x}}, \quad \alpha_{\varphi x} = \frac{\omega}{\omega_{0x}} - \text{соответственно отношения угловой частоты}$$

вынужденных колебаний ω_x к угловой частоте ω_{0x} собственных вращательных колебаний установки относительно той же оси.

При поступательных колебаниях виброизолируемой установки в направлении осей y и z и вращательных колебаниях относительно этих же осей индекс x в формулах заменяется соответственно на y и z . Если центр тяжести виброизолированной установки совпадает с центром тяжести виброизоляторов, то приведенные формулы для всех осей координат остаются точными. В противном случае эти формулы будут приближенными.

Для каждого из направлений пространства круговая частота (рад/с)

$$\omega = 2\pi f,$$

где $f = \frac{n}{60}$ – частота вынужденных колебаний в Гц; n – число оборотов (циклов) машины в 1 мин.

Угловые частоты ω_0 и $\omega_{\varphi 0}$ определяют без учета взаимной связи собственных колебаний по различным направлениям.

При виброизоляции машин по схемам (рис. 71, а, б, в) необходимо, чтобы отношение

$$\alpha_z \frac{\omega_z}{\omega_{0z}} \geq 4, \quad (8)$$

а все остальные величины ($\alpha_x, \alpha_y, \alpha_{\varphi x}, \alpha_{\varphi y}, \alpha_{\varphi z}$) были бы больше 2,5.

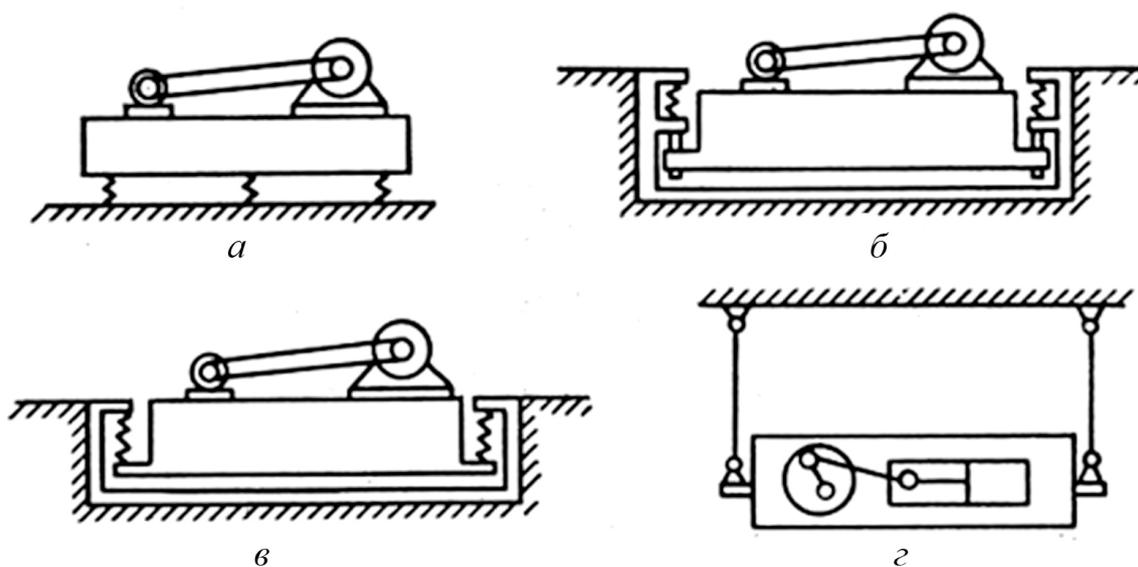


Рис. 71. Схемы виброизоляции оборудования

Учитывая, что изготовление виброизоляторов, обеспечивающих частоту собственных колебаний установки ниже 2 Гц, сопряжено со значительными техническими трудностями, при виброизоляции агрегатов с частотой возмущения менее 8 Гц можно принимать, как исключение, значение отношения $\alpha_z \geq 3$. При этом остальные отношения должны быть по-прежнему больше 2,5.

В случае осуществления виброизоляции по схеме маятников (рис. 71, б, в, г) необходимо, чтобы

$$\alpha_x = \frac{\omega_x}{\omega_{0x}} \geq \alpha_y = \frac{\omega_y}{\omega_{0y}}, \quad \alpha_{\varphi z} = \frac{\omega_z}{\omega_{\varphi 0z}}. \quad (9)$$

Расчет виброизоляции инженерного оборудования жилых и общественных зданий, а также промышленного технологического оборудования производится, исходя из заданных значений коэффициентов α и α_φ для отдельных направлений пространства.

Требуемые значения соответствующих собственных частот ω_0 и φ_0 определяются по формулам

$$\omega_0 = \frac{\omega}{\alpha} \text{ и } \omega_{\varphi 0} = \frac{\omega}{\alpha_\varphi}.$$

Требуемая жесткость виброизоляции находится из соотношения

$$b = m\omega_0^2,$$

где b – требуемая жесткость виброизоляции в данном направлении (x , y или z); m – масса виброизолируемой установки.

Требуемая крутильная жесткость виброизоляторов

$$b_\varphi = \omega_{\varphi 0} I_0,$$

где I_0 – момент инерции виброизолируемой установки относительно соответствующей оси пространства.

Далее, с учетом типа виброизоляторов, производится расчет их геометрических характеристик. Амплитуды колебаний виброизолируемой установки

$$A = \frac{A_i}{m\omega^2 - b},$$

где A_i – значения амплитуды возмущающей силы в соответствующем направлении пространства.

Затем проверяют полученные значения амплитуд колебаний с точки зрения требований нормативной документации.

Ожидаемое снижение уровня вибрации ΔL при установке оборудования на рассчитанные виброизоляторы равно

$$\Delta L = 20 \lg \frac{1}{\text{КП}}.$$

Расчет виброизоляции можно вести и в другой последовательности. Выбирается конкретный тип виброизоляторов с известными допустимыми нагрузками и жесткостными характеристиками [79] и определяются значения собственных частот виброизолированной установки по формуле

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{b}{m}}.$$

Для известных значений частот возмущающих сил и моментов по формулам (7) рассчитываются соответствующие значения коэффи-

циентов передачи. Последние сопоставляются с требуемыми значениями выражений (8) и (9).

Вибродемпфирование. В основе данного метода лежит увеличение активных потерь в колебательных системах. В качестве основной характеристики вибродемпфирования принят коэффициент потерь энергии

$$\eta = \frac{\omega\mu}{b},$$

где ω – угловая частота колебаний; μ – коэффициент вязкого трения; b – жесткость системы.

Вибродемпфирование может быть реализовано применением в машинах с интенсивными динамическими нагрузками материалов с большим внутренним трением. Среди них могут быть названы чугуны с большим содержанием углерода и кремния, сплавы цветных металлов ($n \sim 0,1$). Особенно большое демпфирование имеют сплавы (Cu-Ni, Ni-Ti, Ni-Co), а также полимерные и резиноподобные материалы ($n \approx 0,15$). Последние, в частности, находят все большее применение в тихоходных редукторах инженерного оборудования зданий.

Большие возможности с точки зрения защиты окружающей среды от вибраций имеет использование вибродемпфирующих покрытий для снижения вибраций, распространяющихся по воздуховодам систем вентиляции, а также газопроводам компрессорных станций. Наиболее распространенные виды вибродемпфирующих покрытий представлены в табл. 5.

Таблица 5

Распространенные виды вибродемпфирующих покрытий

Покрытия мастичные	Коэффициент потерь энергии (для $f=1000$ Гц)	Покрытия листовые	Коэффициент потерь энергии (для $f=1000$ Гц)
Пластик № 378	0,45	Пенопласт ПВХ-Э	0,85
Мастика А-2	0,40	Волосяной войлок	0,23
Мастика ВД-17-58	0,44	Поролон	0,22
Мастика ВД-17-59	0,30	Минераловатная плита	0,04
Мастика ВД-17-63	0,40	–	–
Пластикат «Агат»	0,46	Губчатая резина	0,15
ВПМ1	0,18	Винипор технический	0,40
ВПМ2	0,22	Радуга	0,30
Антивибрит-М	0,20	Фольгоизол	0,27

Коэффициенты потерь даны для $t = 20$ °С при нанесении 4 слоев покрытия на стальную полосу толщиной 2 мм.

Оценка снижения уровня вибраций при введении вибродемпфирования

$$\Delta L_v = 20 \lg \frac{\eta_2}{\eta_1},$$

где η_1 и η_2 – коэффициенты потерь до и после вибродемпфирования.

В последнее время получили распространение новые типы вибродемпфирующих покрытий – пеноэласт, ВМЛ-76 и винипор технический.

Виброизолирующие опоры обеспечивают безвибрационную работу станков, повышение стойкости режущего инструмента в 1,5 раза, повышение класса чистоты обработанной поверхности, увеличение допускаемой скорости резания на 25...30 % и долговечности станков [66].

5. ФУНДАМЕНТЫ МЕТАЛЛОРЕЖУЩИХ СТАНКОВ

Требования к фундаментам металлорежущих станков и установке на них самих станков регламентированы соответствующим документом [80].

5.1. Данные для проектирования фундамента

В состав исходных данных для проектирования фундаментов металлорежущих станков должны входить [80]:

- техническая характеристика машины;
- данные о значениях, местах приложения и направлениях действия статических нагрузок, об амплитудах, частотах, фазах, законе изменения во времени, местах приложения и направлениях действия динамических нагрузок в режиме нормальной эксплуатации, а также в аварийных режимах, в т. ч. нагрузок, действующих на фундаментные болты;
- данные о предельных значениях деформаций фундаментов и их оснований, если такие ограничения вызываются условиями технологии производства, работы машины или рядом расположенного высокоточного и чувствительного к вибрациям оборудования;
- данные об условиях размещения на фундаментах;
- чертежи габаритов фундамента в пределах расположения машины, элементов ее крепления, вспомогательного оборудования и коммуникаций с указанием расположения и размеров выемок, каналов и отверстий, размеров подливки и пр.;
- чертежи расположения фундаментных болтов с указанием их типа и диаметра, закладных деталей, обортовок и т. п.;
- данные о привязке проектируемого фундамента к конструкциям здания, в частности к его фундаментам, данные об особенностях здания;
- данные об инженерно-геологических условиях участка строительства и физико-механических свойствах грунтов основания на глубину сжимаемой толщи;
- данные о характеристиках виброползучести грунтов в случаях ограничения деформаций фундамента;
- данные о коэффициентах жесткости грунтов оснований и несущей способности свай при статических и динамических нагрузках;

- специальные требования к защите фундамента от подземных вод, воздействия агрессивных сред и промышленных стоков, температурных воздействий;
- данные об использовании машин во времени для фундаментов, строящихся на вечномёрзлых грунтах;
- чертеж опорной поверхности станины станка с указанием опорных точек рекомендуемых способов установки и крепления станка;
- данные о значениях нагрузок на фундамент для станков с массой:
 - до 10 т – общая масса станка;
 - более 10 т – схема расположения статических нагрузок передаваемых на фундамент;
- данные для станков, требующих ограничения упругого крена фундамента, "–"о предельно допустимых изменениях положения центра тяжести станка в результате установки тяжелых деталей и перемещения узлов станка (или максимальные значения масс деталей, массы подвижных узлов и координаты их перемещения), а также данные о предельно допустимых углах поворота фундамента относительно горизонтальной оси;
- данные о классе станков по точности, а также о жесткости станины станков, о необходимости обеспечения жесткости за счет фундамента и о возможности частой перестановки станков;
- для высокоточных станков – указания о необходимости и рекомендуемом способе их виброизоляции; в особо ответственных случаях, например при установке высокоточных тяжелых станков или при установке высокоточных станков в зоне интенсивных колебаний оснований, в исходных данных для проектирования должны содержаться результаты измерений колебаний грунта в местах, предусмотренных для установки станков, и другие данные, необходимые для определения параметров виброизоляции (предельно допустимые амплитуды колебаний фундамента или предельно допустимые амплитуды колебаний элементов станка в зоне резания и т. п.).

5.2. Требования к установке металлорежущих станков

В зависимости от массы, конструкции и класса точности станки допускается устанавливать:

- на бетонном подстилающем слое пола цеха:
 - станки с массой до 10 т нормальной и повышенной точности с жесткими и средней жесткости станинами, для которых $l/h < 8$ (где l – длина, м; h – высота сечения станины станка, м);

- высокоточные станки, виброизоляцию которых допускается осуществлять при помощи упругих опор, расположенных непосредственно под станиной станка;
- устроенные в полу утолщенные бетонные или железобетонные ленты (ленточные фундаменты) – станки с массой до 30 т;
- одиночные или общие массивные фундаменты:
 - станки с нежесткими станинами с отношением $l/h \geq 8$ и с составными станинами, в которых требуемая жесткость обеспечивается за счет фундамента;
 - станки с массой более 10 т при толщине бетонного подстилающего слоя пола, недостаточной для установки станков данной массы;
 - высокоточные, для виброизоляции которых необходима установка специальных фундаментов.

Для высокоточных станков, устанавливаемых на виброизолированных фундаментах, рекомендуется использовать комбинированные упруго-жесткие опорные элементы, позволяющие переходить от упругой установки фундамента, обеспечивающей его виброизоляцию, к жесткой.

При проектировании виброизолированных фундаментов станков на резиновых ковриках предусматриваются устройства, обеспечивающие возможность смены этих ковриков.

Для одиночных фундаментов станков нормальной и повышенной точности с массой до 30 т высоту фундамента следует принимать в соответствии с данными, приведенными в табл. 6, а для станков с массой более 30 т – назначать из условия обеспечения необходимой жесткости станины за счет фундамента, а также из конструктивных соображений.

Высота общих фундаментов станков нормальной и повышенной точности определяются по результатам расчета фундамента по прочности и жесткости с учетом минимально необходимой высоты, а также из конструктивных соображений, особенностей данного вида станка и условий его обслуживания.

Фундаменты армируют сетками из стержней диаметром 8...10 мм с квадратными ячейками размером 300 мм, укладываемыми на расстоянии 20...30 мм от верхней и нижней граней фундамента.

Расчет колебаний невиброизолированных фундаментов станков, как правило, не выполняется.

Расстояние от фундаментов высокоточных станков до фундаментов станков, работающих со значительными динамическими нагрузками (долбежные, строгальные и т. п.), должно быть не менее 15 м.

Таблица 6

Данные для определения высоты фундамента

Группа станков	Станки	Высота фундамента h (м) под металлорежущие станки
1	Токарные. Горизонтально-протяжные. Продольно-фрезерные. Продольно-строгальные	$0,3\sqrt{L}$
2	Шлифовальные	$0,4\sqrt{L}$
3	Зуборезные. Карусельные вертикальные полуавтоматы и автоматы. Карусельно-фрезерные Консольно- и безконсольно-фрезерные. Горизонтально-расточные	$0,6\sqrt{L}$
4	Вертикально- и радиально-сверлильные	0,6...1 м
5	Поперечно-строгальные и долбежные	0,8...1,4 м

Обозначение: L – длина фундамента, м.

Примечания:

1. Для групп 4 и 5 большие значения следует принимать для станков больших размеров.

2. Для агрегатных станков повышенной точности, многооперационных станков и станков с программным управлением высоту фундаментов следует увеличивать на 20 %.

ЛИТЕРАТУРА

1. Техническая диагностика гидравлического привода / Т.В. Алексеева, В.Д. Бабанская, Т.М. Башта [и др.]. – М.: Машиностроение. 1989. – 264 с.
2. ГОСТ ИСО10816-1-99. Контроль состояния машин по результатам измерений вибрации на невращающихся валах. Общие требования. – М.: Изд-во стандартов, 1999. – 13 с.
3. Барков А.В. Вибрационная диагностика машин и оборудования. Анализ. Вибрации / А.В. Барков, Н.А. Баркова. – СПб.: Изд-во центр СПбГМТУ, 2004. – 156 с.
4. Барков А.В. Мониторинг и диагностика роторных машин по вибрации / А.В. Барков, Н.А. Баркова, А.Ю. Азовцев – СПб.: Изд-во центр СПбГМТУ, 2000. – 169 с.
5. Барков А.В. Вибрационная диагностика колесно-редукторных блоков на железнодорожном транспорте / А.В. Барков, Н.А. Баркова, В.В. Федорищев. – СПб.: Изд-во центр СПбГМТУ, 2002. – 103 с.
6. Баркова Н.А. Введение в виброакустическую диагностику роторных машин и оборудования. – СПб.: Изд-во центр СПбГМТУ, 2002. – 156 с.
7. Баркова Н.А. Вибрационная диагностика машин и оборудования. Расчет основных частот вибрации узлов машин, параметров измерительной аппаратуры и практическая экспертиза / Н.А. Баркова, А.А. Борисов. – СПб.: Изд-во центр СПбГМТУ, 2009. – 111 с.
8. Борисов А.А. Неразрушающий контроль проникающими методами. – СПб.: Изд-во СЕВЗАПУЧЦЕНТР, 2008. – 61с.
9. Липатов В.В. Магнитный и вихретоковый контроль состояния оборудования. – СПб.: Изд-во СЕВЗАПУЧЦЕНТР, 2008. – 87с.
10. Баркова Н.А. Неразрушающий контроль технического состояния горных машин и оборудования: учебное пособие / Н.А. Баркова, Ю.С. Дорошев. – Владивосток: Изд-во ДВГТУ, 2009. – 157 с.
11. Федорищев В.В. Визуальный и измерительный контроль состояния оборудования. – СПб.: Изд-во СЕВЗАПУЧЦЕНТР, 2008. – 87с.
12. Friedman A. Что такое «Крест-фактор»? И почему он используется // Вибрационная диагностика. – 2005. – № 1. – С. 30–31.
13. Бойкин С.П. Справочник. Вибрация машин для «чайников». – М.: ЗАО «Кант». – 2011. – 78 с.

14. Разработка методики планирования ремонта электродвигателей в сельском хозяйстве на основе математического моделирования их жизненного цикла: автореферат дис. ... кандидата технических наук: 05.20.02 / Рыбаков Валерий Алексеевич; [Место защиты: Алт. гос. техн. ун-т им. И.И. Ползунова]. – Барнаул, 2007. – 24 с.
15. Функциональная диагностика асинхронных электродвигателей в переходных режимах работы: автореферат дис. ... кандидата технических наук: 05.11.01 / Чернов Дмитрий Владимирович; [Место защиты: Ульян. гос. техн. ун-т]. – Ульяновск, 2005. – 17 с.
16. Яценко В.А. Дисбаланс как одна из причин вибрации роторов шахтных стационарных машин // «Гірничо-електромеханіка»: Сб. научн. тр. Донецкого національного технічного університета. – Вып. 17 (157) – Донецк: Донецкий национальный технический университет, 2009. – С. 284–291 с.
17. Барков А.В. Возможности нового поколения систем мониторинга и диагностики [Электронный ресурс] // www.vibrotek.ru: сайт ассоциации ВАСТ. 2014. – Режим доступа: www.vibrotek.ru/russian/biblioteka/book15 (дата обращения 30.06.2014).
18. Биргер И.А. Техническая диагностика. – М.: Машиностроение, 1978. – 239 с.
19. Гарцеев И.Б., Ситников М.С. Автоматический синтез нечеткого регулятора с использованием генетических алгоритмов // Перспективные информационные технологии и интеллектуальные системы. – 2008. – № 4. – С. 38–42.
20. Генкин М.Д. Виброакустическая диагностика машин и механизмов / М.Д. Генкин, А.Г. Соколова. – М.: Машиностроение, 1987. – 283 с.
21. Гольдин А.С. Вибрация роторных машин. – М.: Машиностроение, 1999. – 344 с.
22. Мелихова О.А. Нечеткие интеллектуальные системы // Перспективные информационные технологии и интеллектуальные системы. – 1986. – № 2. – С. 59–63.
23. Методические вопросы расчета нагрузок и электропотребления в нефтегазодобыче: учеб. пособие / О.А. Чукчеев [и др.]. – Тюмень: ТюмГНГУ, 2004. – 76 с.
24. Мынцов А.А., Мынцова О.В., Кочнев М.Н. Системы диагностирования агрегатов роторного типа [Электронный ресурс] // www.promservis.ru: сайт ЗАО «ПромСервис». 1992–2013. – Режим доступа: www.promservis.ru/articles.html (дата обращения 30.06.2014).

25. Разработка методик оценки технического состояния электроустановок нефтегазодобывающих предприятий Западной Сибири: автореферат дис. ... кандидата технических наук: 05.09.03 / Чукчеев Олег Александрович; [Омск. гос. техн. ун-т]. – Омск, 2002. – 18 с.
26. Разработка методов и технических средств контроля соосности валов по результатам вибродиагностики насосных агрегатов: автореф. дис. на соиск. учен. степ. к.т.н.: Спец. 05.02.13 / Филимонов Олег Владимирович; [Уфим. гос. неф. техн. ун-т]. – Уфа: Б. и., 2002. – 24 с.
27. Русов В.А. Спектральная вибродиагностика. – Пермь: ПВФ «Вибро-Центр». 1996. – 235 с.
28. Система мониторинга и диагностики вращающегося оборудования по вибрации с пакетом программ DREAM for Windows [Электронный ресурс] // www.vibrotek.ru: сайт ассоциации ВАСТ. 2014. – Режим доступа: www.vibrotek.ru/russian/biblioteka/book34 (дата обращения 30.06.2014).
29. Тэрано Т. Прикладные нечёткие системы / Т. Тэрано, К. Асаи, М. Сугэно. – М.: Мир, 1993. – 368 с.
30. Ширман А.Р. Практическая вибродиагностика и мониторинг состояния механического оборудования / А.Р. Ширман, А.Б. Соловьев. – М.: Машиностроение, 1996. – 276 с.
31. Деструкция бетона фундаментов магистральных нефте- и газоперекачивающих агрегатов: дис. ... канд. техн. наук: 05.23.05 / Городничев Вячеслав Иванович. [Уфим. гос. неф. техн. ун-т]. – Уфа, 2004. – 168 с.
32. Разработка методов и инструментальных средств динамического анализа роторных систем с подшипниками жидкостного трения: дис. ... доктора технических наук: 01.02.06 / Соломин Олег Вячеславович; [Орлов. гос. техн. ун-т]. – Орел, 2007. – 417 с.
33. Яценко В.А., Пристром В.А., Рубан В.Ф. Проблеми експлуатації обладнання шахтних стаціонарних установок // Збірник наукових праць. – Донецьк: ВАТ НДІГМ ім. М.М. Федорова, 2007. – С. 84–90.
34. Метод контроля состояния подшипников качения на основе сравнения вейвлет скейлограмм: дис. ... кандидата технических наук: 05.11.13 / Акутин Михаил Викторович; [Казан. гос. энергет. ун-т]. – Казань, 2009. – 132 с.
35. Обеспечение динамического качества станков на основе методов диакоптики и результатов диагностики: автореферат дис. ... доктора технических наук: 05.03.01 / Лонцих, Павел Абрамович [Иркут. гос. техн. ун-т]. – Иркутск, 2004. – 32 с.

36. Метод и результаты диагностирования электроприводной арматуры атомных электростанций: автореферат дис. ... кандидата технических наук: 05.04.11 / Веселова Ирина Николаевна; [Всерос. науч.-исслед. и проект.-констр. ин-т атом. энергет. машиностроения]. – М.: 2007. – 22 с.
37. ВШВ-003-МЗ – измеритель шума, вибрации, инфразвука и ультразвука [электронный ресурс] / izmeri.ru: сайт компании ООО «Измеритель». 2014. Режим доступа: izmeri.ru/04.html (дата обращения 30.06.2014).
38. ВВМ-311 – виброметр [электронный ресурс] / izmeri.ru: сайт компании ООО «Измеритель». 2014. Режим доступа: izmeri.ru/06.html (дата обращения 30.06.2014).
39. СМ-3001 – устройство виброизмерительное портативное (вибросборщик данных) [электронный ресурс] / www.encotes.ru: сайт инженерной фирмы ООО «Инкотес». 2014. – Режим доступа: <http://www.encotes.ru/?q=node/17>(дата обращения 30.06.2014).
40. Виброанализатор СД-21 [электронный ресурс] / www.vibrotek.ru: сайт ассоциации ВАСТ. 2014. – Режим доступа: www.vibrotek.ru/russian/vibroanalizator_sd_21 (дата обращения 30.06.2014).
41. 795М – портативный виброметр-спектроанализатор [электронный ресурс] / www.kropus.ru: сайт ООО «НПЦ неразрушающего контроля «Кропус». 2014. – Режим доступа: www.kropus.ru/products/vibro/795m.php (дата обращения 30.06.2014).
42. К – 5101. Портативная измерительная платформа [электронный ресурс] / www.vitec.ru: сайт компании ООО «ВиТэк». 2014. – Режим доступа: <http://www.vitec.ru/pdfs/RU/k-5101.pdf> (дата обращения 30.06.2014).
43. АД-60К – универсальный акустический и импедансный дефектоскоп [электронный ресурс] / www.kropus.ru: сайт ООО «НПЦ неразрушающего контроля «Кропус». 2014. – Режим доступа: www.kropus.ru/products/impedace/ad60k.php (дата обращения 30.06.2014).
44. УД2В-П46 – обновленная версия популярного ультразвукового дефектоскопа [электронный ресурс] / www.kropus.ru: сайт ООО «НПЦ неразрушающего контроля «Кропус». 2014. – Режим доступа: www.kropus.ru/products/usound/ud2vp46.php (дата обращения 30.06.2014).
45. Андреев В.Н. Инструмент для высокопроизводительного и экологически чистого резания / В.Н. Андреев, Г.В. Боровский, В.Г. Боровский, С.Н. Григорьев. – М.: Машиностроение, 2010. – 479 с.
46. Болдин Л.А. Металлорежущие станки (вопросы эксплуатации). – М: Машгиз, 1957. – 260 с.

47. Болсуновский С.А., Вермель В.Д., Губанов Г.А. Кажан А.В. Опыт изготовления лопаток модели турбокомпрессора с повышенной точностью в условиях опытного производства // САПР и графика. – 2009. – № 3. – С. 80–82.
48. Болсуновский С.А., Вермель В.Д. Методика и техническое оснащение оценки вибрационных характеристик системы «станок – приспособление – инструмент – деталь» в процессе скоростного фрезерования // Научно-технический отчет ЦАГИ 2008 год: Сб. ст. / Центральный Аэрогидродинамический Институт. – Жуковский, 2009.
49. Винарский М.С. Планирование эксперимента в технологических исследованиях. – Киев: Техника, 1975. – 168 с.
50. Жарков И.Г. Вибрации при обработке лезвийным инструментом. – М.: Машиностроение, 1986. – 180 с.
51. Завгородский В.И., Маслов А.Р. Управление виброустойчивостью технологической системы // ИТО. – № 10. – 2009. – С. 22–25.
52. Козочкин М.П., Сабиров Ф.С. Роль виброакустической диагностики в исследовании и отладке шпиндельных узлов // ИТО. – № 1. – 2009. – С. 21–23.
53. Концепция обратной связи в динамике механических систем и процессы динамического гашения колебаний: автореферат дисс. кандидата технических наук: 01.02.06 / Трофимов Андрей Нарьевич; [Иркут. гос. ун-т путей сообщения]. – Иркутск, 2012. – 22 с.
54. Св-во о госрегистрации программы для ЭВМ № 2009613214. Программный комплекс сбора, обработки и анализа вибрационных сигналов nkRecorder / Н.А. Кочинев, Ф.С. Сабиров, М.П. Козочкин. ОБПБТ № 4 (69), 2009.
55. Махаринский Е.И. Основы технологии машиностроения: учебник / Е.И. Махаринский, В.А. Горохов. – Мн.: Высш. шк., 1997. – 423 с.
56. Синопальников В.А. Надежность и диагностика технологических систем / В.А. Синопальников, С.Н. Григорьев. – М.: Высш. шк., 2005. – 343 с.
57. Юркевич В.В., Схиртладзе А.Г. Надежность и диагностика технологических систем. – М.: Издательский центр «Академия», 2011. – 304 с.
58. Гаврилин А.Н. Метод снижения уровня вибраций при механической обработке // Контроль. Диагностика. – № 11. – 2013. – С. 23–26.
59. Ивович В.А. Защита от вибраций в машиностроении / В.А. Ивович, В.Я. Онищенко. – М: Машиностроение, 1990. – 272 с.

60. Андреев В.Н., Гадулян А.Г. Влияние колебаний концевых фрез из быстрорежущей стали на стойкость // Станки и инструмент. – № 3. – 1974.
61. Андреев В.Н. Совершенствование режущего инструмента. – М.: Машиностроение, 1993. – 238 с.
62. Вибрация в технике: справочник в 6 т. / под ред. В.Н. Челомея. – М.: Машиностроение, 1978. – Т. 6. – 456 с.
63. Гаврилин А.Н., Ангаткина О.О., Рожков П.С. Сикора Е.А. Математическая модель виброгасителя вязкого трения для обработки деталей типа тел вращения // Известия ТПУ. – 2012. – Т. 321. – № 2. – С. 117–120.
64. Пат. РФ 2475660, МПК F16 F9/30, F16 F15/027, B23 Q1/76. Виброгаситель вязкого трения / А.Н. Гаврилин, О.О. Ангаткина, П.С. Рожков, Е.А. Сикора. – Оpubл. 20.02.2013. – Бюл. № 5. – 6 с.
65. Гаврилин А. Н., Черкасов А.И., Мойзес Б.Б. Конструктивные методы повышения виброустойчивости // Контроль. Диагностика. – 2013. – №. 13. – С. 82–87.
66. Вибрации в технике: Справочник. В 6 т. / В. Н. Челомей и др. – М.: Машиностроение, 1979. – Т. 4. Колебания нелинейных механических систем. / под ред. И: И: Блехмана. 1979. –351 с.
67. Бармин Б. П. Вибрации и режимы резания. – М.: Машиностроение, 1972. – 72 с.
68. Гаврилин А.Н., Ангаткина О.О., Рожков П.С. Инновационная разработка в области повышения производительности и точности на станках с ЧПУ // Контроль. Диагностика. – 2011. – № 2. – С. 52–55.
69. Пат. 98792 РФ, МКП F16 F6/004. Динамический самонастраивающийся гаситель колебаний / А.Н. Гаврилин, А.В. Витко, П.Я. Крауиньш, П.С. Рожков – Оpubл. 27.10.2010. – Бюл. № 30. – 2 с.
70. Красновский С.Я., Лебедев В.Л., Шапин В.И. Модель управляемого виброгасителя колебаний трубопроводов // Вестник ИГЭУ. 2008. – № 2. – С. 55–58.
71. Никоноров А. «Steadylinetm» – антивибрационные оправки для фрезерования [электронный ресурс] / www.instrument-invest.com: сайт ООО «Инструмент-Инвест». 2009–2014. – Режим доступа: www.instrument-invest.com/seco/15.pdf (дата обращения 30.06.2014).
72. ГОСТ 19534-74. Балансировка вращающихся тел. Термины. – М.: Государственный комитет стандартов Совета министров СССР, 1974 – 46 с.
73. ГОСТ 22061-76. Машины и технологическое оборудование. Система классов точности балансировки. Основные положения. – М.: Государственный комитет СССР по стандартам, 1976. – 135 с.

74. Охрана окружающей среды: Учеб. пособие О92 для студентов вузов / под ред. Белова С. В. – М.: Высш. шк., 1983. – 264 с.
75. Руководство по проектированию оснований зданий и сооружений. НИИ оснований и подземных сооружений Госстроя. – М.: СТРОЙИЗДАТ. 1979. – 374.
76. Фундаменты машин с динамическими нагрузками. – М.: Издательство литературы по строительству, СНиП П-19-79. 1980. – 41 с.
77. Пат. 2298122 Российская Федерация, МПК7 F 16 F 15/023. Гидропневматический амортизатор / П.Я. Крауиньш, С.А. Смайлов, Б.Б. Мойзес, И.В. Воронько, А.Ю. Супрунов, К.А. Кувшинов; заявитель и патентообладатель ГОУ ВПО Томский политехнический университет. – № 2005137254/11; заявл. 30.11.05; опубл. 27.04.2007, Бюл. № 12. – 5 с.
78. Гарилин А.Н., Иоппа А.В., Говорин Р.А. Вибрационная защита прецизионного оборудования автоматизированных линий // Сборник трудов Областной научно-практической конференции по техническим наукам. Томск 1995.
79. ГОСТ 17725-72. Вибрация. Виброизоляторы резиновые. Коврики. – М.: Изд-во стандартов, 1972. – 9 с.
80. Фундаменты машин с динамическими нагрузками, СНиП 2.02.05-87. – М.: Государственный строительный комитет СССР, 1988 – 32 с.

Учебное издание

ГАВРИЛИН Алексей Николаевич
МОЙЗЕС Борис Борисович

ДИАГНОСТИКА ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ СИСТЕМ

ЧАСТЬ 2

Учебное пособие

Научный редактор *доктор технических наук,
профессор П.Я. Крауиньш*

Корректурa *Н.Т. Синельникова*
Компьютерная верстка *В.Д. Пяткова*
Дизайн обложки *А.И. Сидоренко*

Подписано к печати 26.12.2014. Формат 60x84/16. Бумага «Снегурочка».
Печать XEROX. Усл.печ.л. 7,44. Уч.-изд.л. 6,73.
Заказ 1272-14. Тираж 100 экз.



Национальный исследовательский Томский политехнический университет
Система менеджмента качества
Издательства Томского политехнического университета сертифицирована
NATIONAL QUALITY ASSURANCE по стандарту BS EN ISO 9001:2008



ИЗДАТЕЛЬСТВО  **ТПУ**. 634050, г. Томск, пр. Ленина, 30
Тел./факс: 8(3822)56-35-35, www.tpu.ru