

**МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РЕСПУБЛИКИ
КАЗАХСТАН КАРАГАНДИНСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ
ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ**

**А.Д. МЕХТИЕВ, В.В. ЮГАЙ, В.И. ЭЙРИХ,
О.В. АЛДОШИНА**

**СОВРЕМЕННЫЕ МЕТОДЫ ОЦЕНКИ
ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ
ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКОГО
ОБОРУДОВАНИЯ**



Караганда 2013

Министерство образования и науки Республики Казахстан
Карагандинский государственный технический университет

А.Д. Мехтиев, В.В. Югай,
В.И. Эйрих, О.В. Алдошина

СОВРЕМЕННЫЕ МЕТОДЫ ОЦЕНКИ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ

Утверждено ученым советом университета

Караганда 2013

УДК 621.00312

ББК31.21.67

П..

Рекомендовано научно-техническим советом университета

Рецензенты:

Т.А. Жакатаев, профессор кафедры ИТФ КарГУ, д.т.н.;

В.С. Портнов, директор ДОУП КарГТУ, д.т.н.

Современные методы оценки технического состояния электромеханического оборудования (А.Д. Мехтиев, В.В. Югай, В.И. Эйрих, О.В. Алдошина; КарГТУ. –Караганда: Изд – во КарГТУ, 2013. – 197с.

ISBN

Данная монография является актуальной и имеет научно-практическую ценность в части разработки методов обеспечения нормативной надежности и повышения технического уровня тормозного устройства шахтной подъемной машины. В работе использованы современные компьютерные программы ANSYS, для инженерных расчетов и ANETOR, для планирования экспериментов и статистического анализа. Монография полезна магистрантам, студентам технических университетов и политехнических колледжей, а также инженерно-техническим работникам и проектировщикам, работающим в сфере горного машиностроения. В монографии использована принципиально новая методология выполнения научных исследований, приведено множество примеров поиска и определения «наукоемких технологий» в горном машиностроении, их реализация и результаты использования в производственных условиях. Издание монографии основано на использовании рабочих материалов исследований в рамках договора 1009 от 02.03.12 «Гранатового финансирования научных исследований» МОН РК.

УДК 621.00312
ББК31.21.67

ISBN

©Карагандинский
государственный
технический
университет, 2013

Оглавление

Введение	4
1 Состояние вопроса и постановка задач контроля фактического технического состояния электромеханического оборудования	11
1.1 Анализ используемых методов планово-профилактического обслуживания электромеханического оборудования	11
1.2 Общие сведения о вибрации и колебаниях	27
1.3 Разбиение агрегата, как объекта диагностирования, на элементарные блоки	40
1.4 Нагруженность деталей оборудования	41
1.5 Требования к диагностическим признакам и общие вопросы вибродиагностики	42
1.6 Общие рекомендации при проведении измерений	44
2 Экспериментальные исследования состояния вращающихся частей оборудования по огибающей спектра вибрации	47
2.1 Выделение огибающей	47
2.2 Оценка состояния по огибающей спектра вибрации	50
2.3 Оценка состояния по значениям параметра в частотных полосах	51
2.4 Методология определения допустимых значений вибрации и частотные полосы	54
2.5 Статистический анализ критериев оценки состояния оборудования	63
2.6 Зарождающиеся и развитые дефекты: практика распознавания	69
2.7 Тепловая неуравновешенность ротора	83
3 Нарушения соосности валов	95
4 Нарушения жесткости опорной системы	112
5 Дефекты подшипников скольжения	143
6 Экспериментальные исследования параметров вибрации при различных дефектах в подшипниках и зубчатых колесах горно-добычного оборудования	149
7 Дефекты подшипников качения	159
8 Трещины и излом зубьев зубчатых колес	173
8.1 Заедание зубчатых колес	173
8.2 Уровень шумов невысок	178
9 Автоматические системы мониторинга и диагностики машин по вибрации	185
<i>Заключение</i>	192
<i>Список литературы</i>	193

Введение

В любой области техники от идеи до ее реализации проходит 20-30 лет. Те же сроки потребовались для развития эффективной вибрационной диагностики. Так, основные методы диагностики появились в 60 – 80 годах, когда впервые появилась техника анализа вибрации, превышающая возможности слуха человека.

В России почти половина этих методов родилась в лаборатории судостроительной промышленности, в которой основной состав специалистов АО "Виброакустические системы и технологии" (ВАСТ) работал с конца 60-х годов. Подтверждение тому, что они являются одними из основоположников вибрационной диагностики машин, можно найти во многих Российских и западных публикациях и журналах. В действительности практически вся вибрационная диагностика машин и оборудования появилась в среде военных моряков России, США, Великобритании, т.е. там, где эта задача была наиболее актуальна, где не было проблем с финансированием исследований, где работали лучшие ученые и инженеры.

Но средства измерения вибрации не стали в то время столь распространенными, чтобы вибрационная диагностика стала столь популярной как сейчас. Реально эти средства появились в начале 90-х годов, когда приборы стали строиться на базе микрокомпьютеров. Лишь тогда сложные виды анализа стали доступны широкому классу потребителей.

Сейчас новое поколение компьютеров появляется каждые два-три года, и каждые два-три года обновляется измерительная и анализирующая техника. Можно говорить о том, что современный прибор - это датчик плюс микрокомпьютер. Широкое распространение получили виртуальные приборы, когда прибор - это датчик плюс персональный компьютер. Один из их производителей - фирма National Instruments (США) [1].

Естественно, что с опозданием лет на пять в России появились и производители приборов. Сейчас таких фирм уже около десятка. И фирма АО ВАСТ также является производителем таких приборов, один из которых - сборщик данных СД-11 в своем классе приборов признан в 1997 году лучшим в мире, и его выпуск начат в Канаде, так как в США на такие приборы есть патент, препятствующий серийному выпуску аналогов.

Но глубокая диагностика машин и оборудования по вибрации - это не только методы диагностики и аппаратура для измерения и анализа процессов. Есть еще две обязательные составные части:

- база данных по измерениям большого количества оборудования в течение длительного времени с возможностью оперативно получать любые данные и проводить их анализ;
- способы принятия диагностических решений.

В первом вопросе лидерами всегда были фирмы США, создававшие на протяжении многих лет эффективные компьютерные системы мониторинга, т.е. наблюдения за протекающими процессами, в том числе и за вибрацией машин и оборудования. В состав программного обеспечения входила база данных с данными контролируемого оборудования и результатами измерений, удобный пользовательский интерфейс с различными порогами, возможностью графического анализа с построением трендов и другими средствами представления данных специалисту - диагносту.

Второй вопрос в большинстве систем диагностики решался одним способом - привлечением эксперта по диагностике конкретного вида оборудования. Во многих странах, и прежде всего в США, существует система подготовки и переподготовки таких экспертов. В ряде стран, и в том числе в странах СНГ, такая подготовка отсутствует [1].

Но есть еще два направления решения второго вопроса - разработка искусственного интеллекта. Одно направление - обучаемый искусственный интеллект, где обучение проводит сначала разработчик системы, затем пользователь дополняет систему нужными ему правилами. Второе направление - самообучаемая (адаптивная) система с жесткими алгоритмами обучения, заданными разработчиками.

По первому направлению идут почти все фирмы, разрабатывающие системы диагностики. По второму - АО ВАСТ. И лишь в последние годы появились последователи. Это самое сложное направление, однако такие системы дают реальный диагноз и прогноз сразу после их приобретения.

Искусственный интеллект, реализуемый АО ВАСТ, использует в настоящее время треть мировых производителей систем мониторинга и диагностики. Это ведущие производители Европы «Bruel & Kjaer» (сейчас эта фирма объединилась с фирмой «Schenk») (Дания - Германия), «Diagnostic Instruments» (Великобритания), а также крупные производители США и Канады - DPL-Group (Канада), VibroTek, Inc. (прежнее название - Inteltech Enterprises, Inc.), (США). Для того чтобы появилась такая возможность, специалистами АО ВАСТ были проведены с каждой из этих фирм серьезные совместные разработки [1].

Основная причина, благодаря которой широко используют разработки АО ВАСТ, состоит в том, что они реально заменяют экспертов, а производительность систем диагностики растет во много раз.

Соответственно и систему с искусственным интеллектом можно купить в любой из этих фирм, но поддержку осуществляет только АО ВАСТ. И еще одно обстоятельство - новые разработки в АО ВАСТ выпускаются уже с начала 98 года, а в других фирмах поставки начались только с 99 года.

Таким образом, широкое внедрение предприятием АО ВАСТ высоких конверсионных технологий на многих предприятиях различных отраслей промышленности России и за рубежом, их новые разработки и постоянное

совершенствование методов и средств диагностики, постоянное участие в отечественных и зарубежных крупных выставках, профессиональное обучение и поддержка пользователей своей продукции, многочисленные публикации в России и в ведущих западных странах - все это позволило АО ВАСТ занять одно из лидирующих положений в области вибрационной диагностики машин [1].

Горно-добывающая промышленность является базовой для Республики Казахстан, от ее стабильной работы зависят многие отрасли, такие как энергетика, металлургия, машиностроение и т.д. Поэтому ее технические и технологические проблемы промышленности в той или иной степени перекладываются на экономику всей страны. Наиболее острым является проблема обновления основных фондов.

К примеру, проведенный анализ всех типов карьерных шагающих и роторных экскаваторов, задействованных в производстве, показывает, что средневзвешанный возраст среднестатистического экскаватора – составляет более 18 лет, а нормативный срок службы экскаваторов составляет от 15 - 17 лет. Как следствие – повышенная аварийность, сокращение межремонтных циклов, увеличение затрат на ремонт. Сложные горно-геологические условия, экологические, отсутствие должного финансирования усугубляют эту проблему. Эффективность эксплуатации электромеханического оборудования предполагает минимизацию затрат на его содержание и ремонт при максимальной производительности и соблюдении безопасных условий труда обслуживающего персонала. Стоимость ремонта экскаватора за период эксплуатации превышает затраты в 10 - 12 раз на его изготовление. Схожие проблемы прослеживаются и на других технологических участках карьеров и шахт.

Однако, как показывает практика, фактические нагрузки могут значительно отличаться от расчетных или регламентных. Более того, оборудование ремонтируется по регламенту согласно планово-предупредительного ремонта (ППР), сокращает межремонтный период в среднем на 15 - 30 %, т.е. снижает надежность. Это обусловлено тем, что в реальных условиях не существует сильной взаимосвязи между сроком эксплуатации и техническим состоянием (ТС) оборудования, если не присутствуют эрозийные формы износа и разрушения, которые напрямую связаны со сроком службы [1].

На сегодняшний день основным видом ТО машин и механизмов, применяемом в промышленности, является ППР, а не по результатам диагностирования. Время назначенного ресурса зависит от времени жизни наиболее подверженных износу компонентов, например, таких, как подшипниковые узлы. Процедура ППР существенно уменьшает, вероятность аварии, но не предохраняет механизм от неожиданных повреждений в межремонтный период, а перебор оборудования

(переборки) только ускоряют износ узлов. Кроме того, необоснованные переборки вносят новые не предвиденные дефекты: перекосы осей, повышенные или заниженные зазоры, загрязнения и прочие технологические дефекты, сокращающие срок жизни машины, и это требует проведения дополнительных затрат. Возникает необходимость перехода на более прогрессивную систему ТО, обслуживание по фактическому износу (ОФЗ). Идея ОФЗ состоит в минимизации отказов путем применения методов отслеживания и распознавания технического состояния оборудования методами неразрушающего контроля по совокупности его эксплуатационных характеристик.

Наблюдение за развитием и применением средств измерений показывает, что горно-добывающие предприятия (особенно крупные) начинают осуществлять программу ОФС именно с распознавания и определения состояния оборудования при помощи мониторинга вибрации и, получив экономический эффект, внедряют и другие технические новинки в этой области. Затраты на вибромониторинг и вибродиагностику, в случае добросовестного, обоснованного и систематического применения, обычно окупаются за 2...6 месяцев использования [2].

Отечественный и зарубежный опыт показывает, что внедрение средств диагностирования является одним из важнейших факторов повышения экономической эффективности использования оборудования в промышленности. Назначение диагностики — выявление и предупреждение отказов и неисправностей, поддержание эксплуатационных показателей в установленных пределах, прогнозирование состояния в целях полного использования доремонтного и межремонтного ресурса.

Практически мгновенная реакция вибросигнала на изменение состояния оборудования является незаменимым качеством в аварийных ситуациях, когда определяющим фактором является скорость постановки диагноза и принятия решения. Итак, вибродиагностическими методами решаются две основные задачи диагностики эксплуатируемых агрегатов: распознавание состояния эксплуатируемого агрегата и выявление причин и условий, вызывающих неисправности, которые следует устранить.

В теоретическом плане задача вибродиагностики при мониторинге парка агрегатов и выявлений изделий с потенциально ненадежными деталями может рассматриваться применительно к эксплуатации сложных систем по фактическому техническому состоянию как часть задачи управления случайным процессом повреждаемости на основе косвенной информации о процессе. При этом управление процессом или наблюдение за ним во многих случаях начинается не с начала эксплуатации агрегата, а по событию — проявлению неисправности, и проводится зачастую в условиях неполноты и неопределенности информации.

Косвенность информации заключается в том, что для определения состояния деталей используют вибрационные сигналы, прошедшие через динамическую систему и преобразованные ею. Неполнота информации обусловлена технической невозможностью получить все необходимые сведения, неопределенность — неточностями постановки задачи и описания диагностируемых состояний, влиянием помех.

Как говорилось ранее, роль диагностики в управлении процессом заключается в установлении границ и условий, в которых допускается или происходит протекание процесса, обнаружении и прогнозе выхода параметров процесса за установленные границы. При этом существенно то, что к функции диагностики следует отнести уточнение и изменение границ по мере получения дополнительной информации о процессе.

Основной подход к решению поставленных задач состоит в следующем.

Используя упрощенные математические модели колебаний в динамических системах, ранее накопленный опыт и широкие, достаточно тонкие экспериментальные исследования единичных объектов, получают информацию о диагностических признаках, например опасных колебаниях. На этой основе оценивают состояние всего парка эксплуатируемых машин. В дальнейшем используют статистику парка машин и результаты их диагностирования, проводя коррекцию критериев оценки состояний исследуемой системы, параметров ее состояний и их диагностических признаков, т. е. реализуют обратную связь на основе диагностирования парка машин [2].

Решение указанной общей задачи складывается из поэтапного решения нескольких задач более низкого уровня.

Признаками состояний диагностируемых элементов агрегатов служат характеристики переменных напряжений в деталях, характеристики колебаний деталей, геометрические погрешности изготовления деталей и сборки узлов, параметры рабочих процессов, протекающих в агрегатах, и т. п. Признаки состояния могут быть количественными или качественными, ранговыми или качественными классификационными (не связанными с естественным упорядочением). Характер признаков распознаваемых состояний в значительной степени определяет особенности методов выявления диагностических параметров и методов принятия решений при диагностировании.

Вибродиагностика и мониторинг состояния механического оборудования позволяют:

- уточнить причины дефекта и условия его возникновения и развития, оценить влияющие факторы;
- вовремя устранить дефект или увеличить среднюю наработку парка на проявление дефекта (отказа);

— снизить интенсивность проявления дефекта (отказа) при наиболее ответственных режимах работы и эксплуатации машины;

— улучшить организацию работ по разработке и внедрению мероприятий, направленных на устранение дефекта;

— оценить эффективность мероприятий, направленных на устранение дефекта, и выбрать для внедрения наиболее эффективные;

— получить чисто экономический эффект благодаря снижению затрат на внедрение мероприятий, предотвращающих дефект или устраняющих неисправность, и затрат производства на изготовление деталей;

— оценить возможный эффект от разработанных и внедренных мероприятий на ранней стадии, что очень важно, так как полное проявление действия этих мероприятий зависит от наработки изделия после их внедрения и может быть отделено от момента внедрения длительным временем (1 — 2 года и больше);

— ускорить процесс восстановления эксплуатационной надежности парка машин и управлять им;

— облегчить взаимодействие изготовителя машин и ее заказчика (эксплуатационника) в конфликтных ситуациях, особенно в начальном периоде массового проявления дефектов и организации действия по их устранению.

Преимуществом мониторинга, основанного на технических средствах вибродиагностики, является возможность с высокой точностью определять «проблемные» и «нормальные» узлы и агрегаты электромеханического оборудования, а наличие постоянной информации о их состоянии позволяет планировать и выполнять техническое обслуживание и ремонт без остановки производства и практически исключить внезапные отказы оборудования. В условиях современного производства очень важно эффективно распределить ресурсы обслуживающего персонала, запасы запасных частей, инструмента и др., иметь возможность сокращения резервного оборудования. Использование ОФС позволит добиться увеличения эффективности производства от 2 до 10 %, повышение качества продукции; улучшения охраны труда и устранение нарушений экологических требований. В результате проведения мониторинга технического состояния агрегатов и их обслуживания по фактическому состоянию внеплановый объем работ, вызванный чрезвычайными ситуациями, обычно составляет менее 5 % от общего объема работ, а время простоя оборудования составляет не более 3 % от времени, затраченного на техническое обслуживание; опыт показывает, что типичные расходы на ремонт при аварийных отказах оборудования в среднем в 10 раз превышают стоимость ремонта при вовремя обнаруженном дефекте. Важным моментом использования ОФС является обеспечение эффективности ремонта за счет послеремонтного вибрационного обследования, так как опыт показывает, что примерно от 2 до 10 % новых

деталей имеют дефекты изготовления, которые могут привести к быстрому выходу замененной детали из строя и/или отказу оборудования, а также вызвать повреждение других нормально функционировавших деталей. Проведение виброиспытаний после ремонта позволяет выявить не только дефектные детали или нарушения технологии сборки. Данная система способна записывать параметры вибрации, документально отображать техническое состояние агрегата в момент пуска, приработки и гарантийной эксплуатации. ОФС может обеспечить устранение источников повышенной вибрации или, например, недопущение фрикционного износа щелевых уплотнений, может снизить удельные затраты энергии на 1..15 % [3].

Разработка методов оценки фактического состояния технологического оборудования горных предприятий является весьма актуальной, так как данное оборудование в своем большинстве должно обладать высшей степенью надежности. Следовательно, проводя мониторинг различных параметров, характеризующих работу оборудования, можно вовремя обнаружить изменение технического состояния оборудования и провести техническое обслуживание только тогда, когда возникает реальная возможность ухода его параметров за недопустимые пределы, т.е. когда дальнейшая эксплуатация невозможна. Решение этой технической задачи состоит в разработке и внедрении методов, позволяющих оценить фактическое состояние (ОФС) оборудования и реальную потребность в коком-либо виде ремонте, без проведения мероприятий, связанных с ППР, что позволит существенно сократить экономические затраты, связанные с поддержанием надежности оборудования.

1 Состояние вопроса и постановка задач контроля фактического технического состояния электромеханического оборудования

1.1 Анализ используемых методов планово–профилактического обслуживания электромеханического оборудования

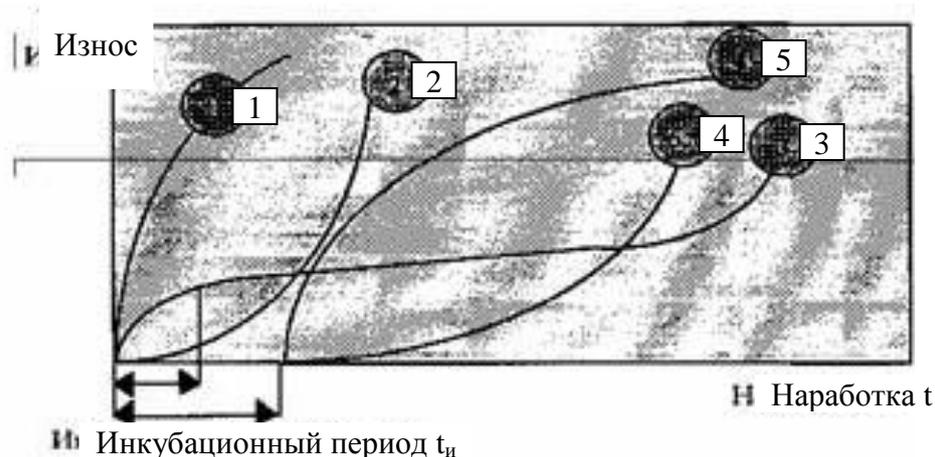
Основной целью периодического планово–профилактического обслуживания (ППР) является проведение ряда технических мероприятий для исключения отказов оборудования и непредвиденных расходов, путем планирования и проведения технического обслуживания на основании данных вероятного среднестатистического отказа.

Базисом деятельности служит обычно 52–недельный план-график ТО, составляемый службой главного механика (ремонтной службой), которая определяет и отслеживает бюджет и основу повседневной деятельности службы ремонта, а также выполняет многие другие административные функции, такие как отслеживание списка и пополнение запасных частей для ТО, хранение истории агрегатов, функционально-стоимостной анализ обслуживания и др.

Планово-профилактическое обслуживание является сегодня одним из самых широко применяемых видов ТО, в первую очередь потому, что эта стратегия появилась ранее ОФС и ПАО и наиболее обеспечена методически. Несомненным достоинством планово-профилактического обслуживания является то, что оно обеспечивает более высокий уровень управления обслуживанием, выходящий за рамки реактивного обслуживания. Исследования и опыт работы в промышленности показали, что успешная программа ППР может обеспечить более чем 30 % снижение эксплуатационных затрат относительно расходов при реактивном обслуживании [3].

В процессе эксплуатации детали агрегата деградируют, приводя к постепенному или внезапному отказу (дефекту, изменению технического состояния). Другими словами, изменение технического состояния оборудования связано с постепенной деградацией его частей в результате естественного износа.

На рисунке 1.1 приведены графики, отражающие взаимосвязь различных видов износа и срока эксплуатации (межремонтного интервала) оборудования.



1 – износ упругого сопряжения; 2 – износ жесткого сопряжения; 3 – классическая кривая Лоренца; 4 – усталостный или кавитарный износ; 5 – коррозионный износ

Рисунок 1.1– Схема характерных процессов изнашивания узлов механизма в зависимости от наработки

Техническое и промышленное обеспечение ППР базируется на том, что, имея статистические данные истории отказов оборудования и зная характеристики развития процессов изнашивания узлов механизма в зависимости от наработки, можно определить и установить такой срок эксплуатации оборудования (межремонтный интервал), при котором вероятность интенсивного износа и отказов мала. Ревизия и замена компонента оборудования по прошествии очередного фиксированного межремонтного интервала значительно уменьшает вероятность внезапного отказа.



Рисунок 1.2 – Классическая схема, лежащая в основе планово-профилактического обслуживания

Однако в реальных условиях не существует сильной (характерной для рисунка 1.2) взаимосвязи между сроком эксплуатации и техническим состоянием агрегата, если не присутствуют эрозионные формы износа и разрушения деталей агрегата, которые тесно связаны со сроком службы. Техническое состояние агрегата, линейно связанное со сроком службы (или количеством переработанного продукта), наблюдается обычно в том случае, когда высокоактивные частицы продукта входят в контакт с деталями производственного оборудования и вызывают фрикционную механическую эрозию и износ, усталостный износ или химическую коррозию. В качестве примера можно привести механический износ перекачиваемым продуктом, например, воздухом, содержащим мелкие абразивные частицы (угольную пыль, песок, высушиваемый продукт), рабочих колес воздуходувки, связанный практически линейной зависимостью с количеством перекачанного воздуха. Следовательно, если периодическое планово-профилактическое обслуживание широко применяется для всего парка оборудования предприятия, то существует высокая вероятность того, что выполняется большой объем работ по обслуживанию бездефектного оборудования, состояние которого на момент проведения ППР не требует проведения ремонта, но проводится с целью гарантировать безотказную работу в межремонтный интервал.

В настоящее время на многих предприятиях применяется модифицированная система ППР, точнее симбиоз ППР и ОФС (ОФС описывается далее). В частности, за 4...12 недель до запланированного срока проведения ремонта (технического обслуживания) агрегата по 52-недельному плану-графику службой ремонта формируется и направляется запрос о его состоянии в группу (службу) Технической Диагностики (Поддержания Надежности). Если результаты проведенного службой ТД обследования показывают, что агрегат находится в исправном работоспособном состоянии и его компоненты нормально функционируют, техническое обслуживание может быть задержано (например, на шесть или двенадцать месяцев). Когда подходят сроки очередного обслуживания агрегата, процедура повторяется до тех пор, пока не будут обнаружены признаки приближения состояния к предельному [3].

1.1.1 Обслуживание по фактическому состоянию (ОФС)

Основная идея обслуживания по фактическому техническому состоянию состоит в устранении отказов оборудования путем применения методов распознавания технического состояния оборудования по совокупности его виброакустических характеристик, выявления имеющихся или развивающихся дефектов и определения оптимальных сроков проведения ремонтных работ.

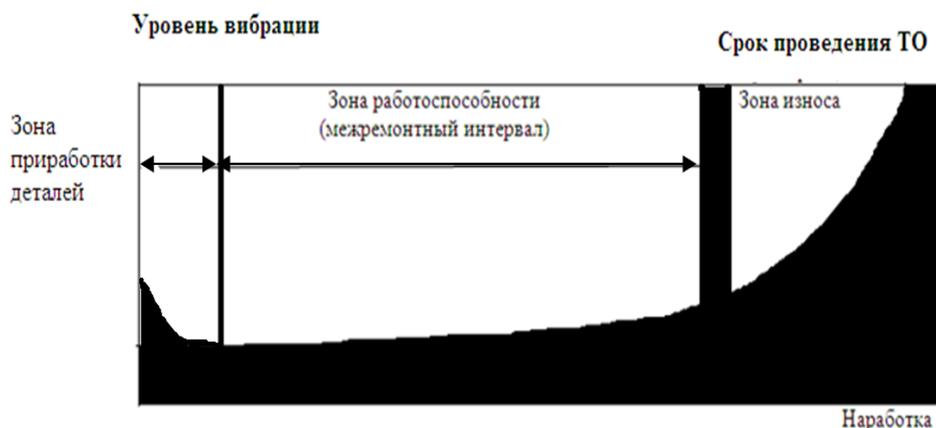


Рисунок 1.3 – Классический график изменения уровня вибрации в зависимости от наработки при локальном износе контактирующих поверхностей

Техническая база ОФС основана на том, что существует взаимосвязь между возможными техническими неисправностями агрегата и диагностическими параметрами, которые можно контролировать. Другими словами, большинство распознаваемых дефектов, которые могут возникать в агрегате, имеют определенные диагностические признаки и параметры, предупреждающие о том, что дефекты присутствуют, развиваются и могут привести к отказу. Диагностические признаки дефектов могут включать параметры вибрации, технологические и режимные параметры (температуру, нагрузку, давление, влажность и др.), частицы износа в смазке и т. д. В частности, при износе деталей наблюдается изменение уровня вибрации (рисунок 1.3). Следовательно, проводя мониторинг различных параметров, характеризующих работу оборудования, можно вовремя обнаружить изменение технического состояния оборудования и провести техническое обслуживание только тогда, когда возникает реальная возможность ухода его параметров за недопустимые пределы, т.е. когда дальнейшая эксплуатация невозможна.

Обслуживание по фактическому техническому состоянию имеет ряд преимуществ по сравнению с ППР:

- наличие постоянной информации о состоянии агрегатов, охваченных мониторингом (вибродиагностика позволяет определять «проблемное» и «нормальное» оборудование), позволяет планировать и выполнять техническое обслуживание и ремонт без остановки производства и практически исключить отказы (внеплановые остановки) оборудования;

- посредством внедрения ОФС [1] можно добиться увеличения эффективности производства от 2 до 10 %;

- прогнозирование и планирование объемов технического обслуживания и ремонта «проблемного» оборудования; снижение

расходов по техническому обслуживанию за счет минимизации ненужного ремонта (увеличение межремонтного интервала) «нормального» оборудования;

- в результате проведения мониторинга технического состояния агрегатов и их обслуживания по фактическому состоянию внеплановый объем работ, вызванный чрезвычайными ситуациями, обычно составляет менее 5 % от общего объема работ, а время простоя оборудования составляет не более 3 % от времени, затраченного на техническое обслуживание; опыт показывает, что типичные расходы на ремонт при аварийных отказах оборудования в среднем в 10 раз превышают стоимость ремонта при вовремя обнаруженном дефекте;

- обеспечение эффективности ремонта за счет послеремонтного вибрационного обследования;

- опыт показывает, что примерно от 2 до 10 % новых деталей имеют дефекты изготовления, которые могут привести к быстрому выходу замененной детали из строя и/или отказу оборудования, а также вызвать повреждение других нормально функционировавших деталей; дефектная деталь или нарушения технологии сборки в ряде случаев могут быть обнаружены в процессе проведения виброиспытаний после ремонта;

- эффективное планирование распределения обслуживающего персонала, запасных частей, инструмента и др.; возможность сокращения резервного оборудования;

- повышение качества продукции;

- качество продукции в некоторых случаях может подвергаться неблагоприятному воздействию со стороны оборудования, имеющего механические дефекты; поскольку качество продукции часто проверяется на заключительном этапе производственного процесса, до момента обнаружения проблемы может быть произведено большое количество низкокачественного продукта; мониторинг технического состояния и упреждающий ремонт позволяют не допускать изменения механического состояния оборудования до приводящего к браку, поскольку ремонт может быть произведен до того, как будет поставлено под угрозу качество продукта;

- улучшение охраны труда и устранение нарушений экологических требований;

- проведение ремонтных работ в чрезвычайной обстановке внезапного отказа и опасности внеплановой остановки производства приводит к повышению травматизма;

- экономия энергоресурсов;

- устранение источников повышенной вибрации или, например, недопущение фрикционного износа щелевых уплотнений может снизить удельные затраты энергии на 1..15 %;

– эффективность переговоров с поставщиками оборудования относительно его гарантийного ремонта, восстановления, замены или изменения конструкции;

– поскольку записываемые параметры вибрации документально отображают техническое состояние агрегата в момент пуска, приработки и гарантийной эксплуатации, они являются доказательствами для арбитража.

Основой обслуживания по фактическому техническому состоянию является вибромониторинг оборудования. Наблюдение за развитием и применением средств измерений показывает, что предприятия (особенно крупные) начинают осуществлять программу ОФС именно с распознавания и определения состояния оборудования при помощи мониторинга вибрации и, получив экономический эффект, внедряют и другие технические новинки в этой области. Затраты на вибромониторинг и вибродиагностику, в случае добросовестного, обоснованного и систематического применения, обычно окупаются за 2...6 месяцев использования. Если предприятие обладает достаточно обширным парком оборудования, то, как правило, сначала группа вибродиагностики состоит из одного или двух специалистов, а плановые обследования распространяются только на самые ответственные и крупные агрегаты. Но спустя год или более, по мере нарастания экономического или технического эффекта от внедрения метода, а также приобретения положительного опыта от реализации программы ОФС, парк оборудования расширяется и на вспомогательное оборудование, именно на котором вибродиагностика и вибромониторинг наиболее эффективны.

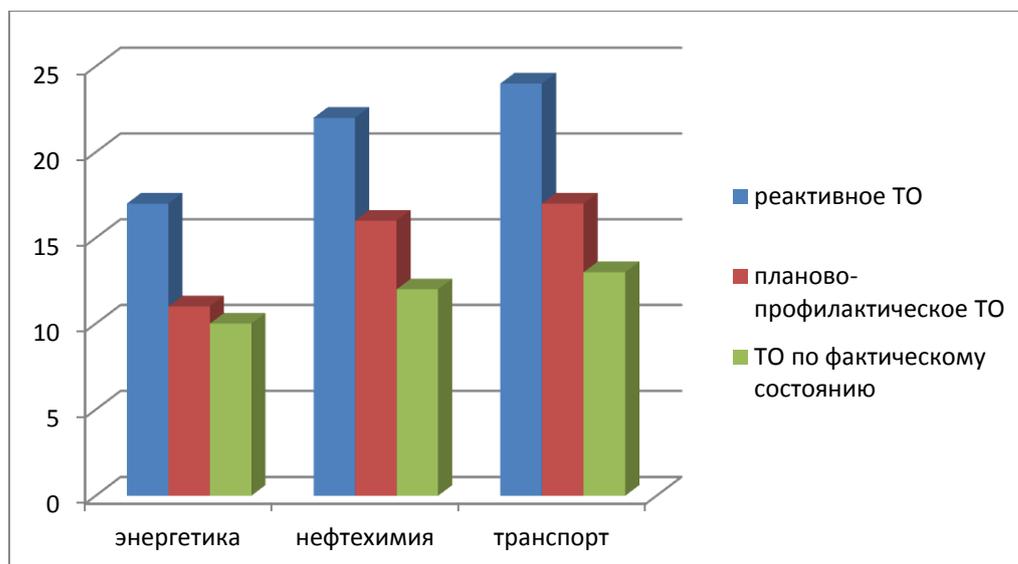


Рисунок 1.4 – Удельные эксплуатационные расходы для некоторых отраслей промышленности для основного оборудования

Анализ эксплуатационных расходов показывает, что переход от «реактивного» обслуживания одного и того же парка оборудования к ППР приводит к снижению затрат в 1,5 раза, а к ОФС — почти в два раза. Это проиллюстрировано рисунком 1.4: наиболее заметно сокращение удельных эксплуатационных расходов на ТО в нефтехимии и на транспорте, особенно в перекачке нефти и газа. Обслуживание оборудования по фактическому техническому состоянию базируется на применении ряда методов технической диагностики и распознавания технических состояний, которые, в сочетании, позволяют определять большую часть различных дефектов, возникающих в технологическом оборудовании предприятия. В таблице 1.1 представлен список наиболее распространенных методов технической диагностики и распознавания технических состояний оборудования, применяемых при ОФС [1].

Таблица 1.1
Методы технической диагностики

Метод	Оборудование
Вибродиагностика и вибромониторинг	Энергомеханическое оборудование с движущимися деталями
Акустико - эмиссионная диагностика	Сосуды давления, резервуары, трубопроводы, несущие конструкции
Трибодиагностика (анализ качества смазки (масла) и выявление частиц износа)	Ответственное энергомеханическое оборудование, в том числе низкооборотное, трансформаторы
Тепловидение и термография	Электроэнергетическое оборудование, теплообменное оборудование, теплоизоляция, котлы и др.
Анализ токов и электроимпульсное тестирование	Токопроводная часть и изоляция ЭД, эксцентриситет
Аэроультразвуковой контроль у течек (вакуумные утечки)	Компрессионное оборудование
Ультразвуковая дефектоскопия	Состояние и толщина стенок трубопроводов, сосудов и резервуаров
Параметрическая диагностика технологического процесса	Технологическая или механическая деградация, коррозия стенок

1.1.2 Проактивное техническое обслуживание оборудования

Идея проактивного технического обслуживания оборудования (в дальнейшем ПАО) заключается в обеспечении максимально возможного межремонтного срока эксплуатации оборудования за счет применения современных технологий обнаружения и подавления источников отказов.

Основой проактивного технического обслуживания являются:

- идентификация и устранение источников повторяющихся проблем, приводящих к сокращению межремонтного интервала оборудования;
- устранение или значительное снижение факторов, отрицательно влияющих на межремонтный интервал или срок эксплуатации оборудования;
- распознавание состояния нового и восстановленного оборудования с целью проверки отсутствия признаков дефектов, уменьшающих межремонтный интервал;
- увеличение межремонтного интервала и срока эксплуатации оборудования за счет проведения монтажных, наладочных и ремонтных работ в точном соответствии с техническими условиями и регламентом.

ПАО базируется на применении нескольких, приведенных ниже, компонентов, сочетание которых дает максимальный эффект.

Анализ причин внеплановых остановов, аварий, укороченных межремонтных интервалов, включающий выявление повторяющихся проблем, возникающих при эксплуатации оборудования.

Техническое обслуживание и ремонт обычно устремлены на устранение в основном очевидных дефектов оборудования. При этом нередко частые ремонты воспринимаются как вполне нормальное явление. Анализ коренных проблем отказов направляет передовые аналитические средства и инженерную логику на идентификацию и коррекцию скрытой основной проблемы. Принятие программы анализа коренных проблем отказов часто приносит предприятию значительную экономию.

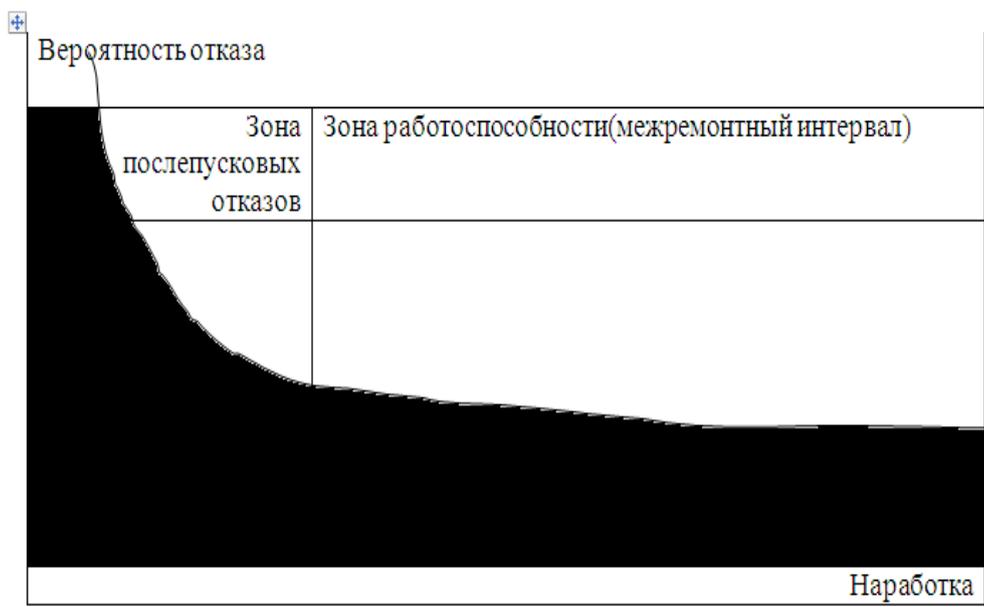


Рисунок 1.5 – Зависимость вероятности отказа от наработки в «детском возрасте агрегата», связанная с конструкторскими, эксплуатационными и технологическими директами

Принципиально дефекты и отказы (в т. ч. в начале срока службы), классифицируемые по причине возникновения, могут быть связаны с конструкторскими дефектами и неправильным применением, производственными дефектами (изготовления) и дефектами материала, дефектами сборки и эксплуатационными дефектами (нарушения технологии сборки, монтажа и соединения узлов, ненужное ТО, нарушения условий эксплуатации), технологическими дефектами (отклонение рабочих параметров от номинальных).

В качестве примера конструкторской ошибки при проектировании можно привести случай, связанный с недостаточным учетом влияния погодных – климатических условий при эксплуатации оборудования: непродуманная конструкция заградительной решетки воздухозабора воздушного компрессора газовой турбины пропанового центробежного компрессора обуславливала накопление и сброс частиц льда с последующим их периодическим попаданием в турбину, столкновением и ускоренным разрушением лопаток воздушного компрессора.

В качестве примера неправильного применения по вине проектировщика можно привести случай, связанный с периодическим, примерно каждые три месяца, выходом из строя подшипников качения ЭД вертикального насосного агрегата, имевшим место по окончании монтажа в продолжение гарантийной эксплуатации технологической установки. Первый выход из строя подшипника качения был воспринят как

нормальное явление, однако после второго внезапного отказа провели анализ причин, в результате которого выяснилось, что опорно-упорный подшипник двигателя, в соответствии с техническими условиями завода-изготовителя, мог быть применен только при горизонтальной ориентации ротора. Издержки были компенсированы фирмой-поставщиком.

В качестве другого примера неправильного применения по вине проектировщика можно привести случай, связанный с необходимостью проведения ремонта каждые 6...9 месяцев винтовых компрессоров компримирования газа в газлифтной системе из-за изменения условий эксплуатации и отклонения рабочих параметров от номинальных по ТУ (эксплуатация на пределе производительности и давления). При анализе причин частых ремонтов оказалось, что для подобной задачи данный тип компрессоров принципиально непригоден и требует замены.

В качестве примера нарушения технологии изготовления деталей (дефект материала) можно привести случай, связанный с коротким сроком службы подшипников скольжения крупных агрегатов нефтехимзавода: примерно после 4000...6000 часов эксплуатации наблюдалось растрескивание и выкрошивание баббита вкладышей. В результате анализа установили, что причина – пережженный баббит в результате дефектной технологии изготовления вкладышей. Небольшая коррекция технологии привела к увеличению среднего срока службы вкладышей более чем в три раза.

Нередко повторяющаяся проблема с оборудованием, лежащая на поверхности, является симптомами более скрытого дефекта: на одном из предприятий подшипники редуктора крупного компрессорного агрегата после многолетней успешной эксплуатации вдруг каждые 2...3 месяца стали внезапно выходить из строя, приводя к внеплановому останову производства. После проведения анализа персоналом завода было установлено, что причиной оказалось нарушение качества смазочного масла, повлекшее рост температуры подшипника, при этом параметры вибрации практически не превышали допустимых значений.

Безукоризненное соблюдение требований технических условий при монтаже и ремонте агрегата и исследование вибрации при выводе из ремонта могут значительно продлить последующий межремонтный интервал.

Например, две наиболее распространенные операции при завершении монтажа или ремонта агрегата (которые на вспомогательном оборудовании нередко выполняются с низким качеством или вообще игнорируются) – балансировка ротора и центровка узлов оборудования. Дополнительные затраты времени и ресурсов для достижения при проведении этих операций самых жестких норм не намного больше, чем те, которые требуются для проведения этих операций со средним качеством, но

достижение уровней жестких норм часто способно увеличить даже вдвое межремонтный интервал оборудования.

В качестве примера можно привести результаты внедрения лазерного оборудования для центровки, документированные на ряде нефтетранспортных и нефтехимических предприятий, где была реализована эта программа. Эффект от точной центровки был следующим: средний срок службы подшипников и муфт возрос (на некоторых предприятиях) в 3...8 раз, затраты на техническое обслуживание уменьшились в среднем на 5...7 %, межремонтный интервал возрос в среднем на 10... 12 %, внеплановые остановки оборудования, возникшие в результате расцентровки, сократились более, чем наполовину.

Анализ основных причин выхода подшипников качения из строя показывает, что, по статистике, исправный подшипник выходит из строя примерно в 30 % случаев из-за нарушения технологии монтажа. Таким образом, применяя недорогое специализированное оборудование для нагрева подшипников при монтаже, можно добиться снижения выхода из строя подшипников по этой причине почти на треть [1, 2].

1.1.3 Оценка технического состояния агрегата после ремонта

Важнейший этап проведения контроля состояния: вывод агрегата из монтажа или ремонта и проверка исправности (работоспособности) всего агрегата. По статистике 20 % обслуживания такого типа производится с нарушением качества, приводя к сокращению межремонтного интервала оборудования.

В качестве примера можно привести следующий случай: в процессе перехода от ППР к ОФС, при анализе срока службы 16 насосных агрегатов на четырех установках нефтехимического предприятия было установлено, что уровень вибрации и межремонтный интервал (последний более чем в два раза) существенно зависят от того, какая из трех бригад, одинаково оснащенных, проводит ремонт. Характерно, что администрация имела некоторую информацию об этом и до проведения анализа, показавшего, что одна из бригад допускала низкое качество сборки подшипниковых узлов, а другая – балансировки и центровки. Причина – низкая квалификация слесарей. Внедрение вибромониторинга явилось камешком, стронувшим лавину – перераспределив имеющийся ремонтный персонал между бригадами и проведя дополнительное обучение, администрация достигла значительного увеличения межремонтного интервала.

Наблюдения, проводимые на ряде предприятий, показывают, что завершающие операции, такие как крепеж (или проверка крепежа) узлов агрегата к фундаменту (иногда в ходе центровки) и соединение узлов агрегата между собой проводятся менее добросовестно, чем ранее следующие в процессе технического обслуживания технологические операции. Оценка технического состояния агрегата после ремонта и

проведение статанализа не только выявляет неприлежных ремонтников, но и совершенствует мастерство добросовестных исполнителей.

1.1.4 Входной и выходной контроль

В процессе испытаний при выводе оборудования из ремонта или монтажа, особенно силами сторонней подрядной организации, предприятие, обладающее средствами контроля качества работы оборудования, может влиять на исполнителя, даже если в условиях контракта не предусмотрены многие требования, например, к уровню вибрации, поскольку нормы вибрации определяются отраслевыми нормами, нормами завода-изготовителя и стандартами Республики Казахстан, обязательными к выполнению.

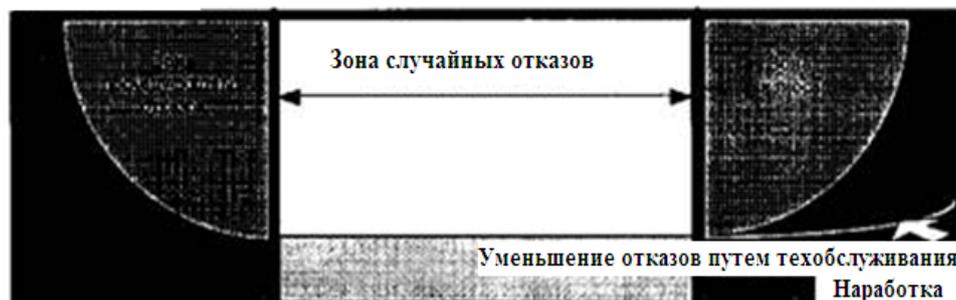
1.1.5 Кадровое обеспечение ПАО

Опыт показывает, что производство всей гаммы работ по вибромониторингу, вибродиагностике и анализу причин внеплановых остановов (внезапных отказов), аварий, укороченных межремонтных интервалов, заключающееся в выявлении повторяющихся проблем, возникающих при эксплуатации оборудования, несовместимо для одного лица (инженера). Целесообразно в штат группы, занимающейся мониторингом технического состояния оборудования, включить высококвалифицированного и авторитетного на предприятии инженера-механика только для обеспечения задач ПАО, от энтузиазма которого во многом будет зависеть успех программы.

Программа обеспечения надежности механического оборудования.

Реализация программы ОНМО заключается в определении необходимого баланса объемов выполнения стратегий ППР, ОФС и ПАО. Эти стратегии повышения надежности отнюдь не являются независимыми. Их рациональное совместное выполнение усиливает результат, компенсируя недостатки каждой из них, и приводит к достижению максимальной и стабильной производительности оборудования. Основой ОНМО является ОФС. Точная информация о состоянии механического оборудования, обеспечиваемая проведением вибромониторинга, делает возможным и рентабельным на основе функционально-стоимостного анализа правильный баланс ППР и ПАО. ОФС на основе вибромониторинга – ведущая программа ОНМО – убедительный способ демонстрации того, что может быть достигнуто в случае успешного внедрения прогрессивной философии ТО. Кроме экономического, технического и информационного эффекта, который ОФС обеспечивает в достаточно короткий период, современные технические средства контроля и повышение квалификации специалистов, необходимые для осуществления ОФС, обеспечивают прочный фундамент для внедрения других программ ОНМО [1].

**Вероятность
отказа**



Послепусковые отказы	Случайные отказы	Отказы вследствие износа
Несовершенство проектирования, изготовления и сборки	Производственные, эксплуатационные и технологические ошибки	Различные виды износа
Соблюдение ТУ и стандартов Проведение послепусковых испытаний	Повседневный мониторинг технического состояния оборудования Планово – профилактическое обслуживание	Повседневный мониторинг ТС оборудования Анализ коренных причин и их устранение

Рисунок 1.6 – Классическая кривая, иллюстрирующая влияние наработки на вероятность отказа сложного оборудования

Программа ОМНО при реализации должна обеспечить:

- исключение внеплановых остановок (внезапных отказов) оборудования при достижении максимально длительного полезного срока службы дорогостоящего оборудования;
- постоянное наличие (предоставление) информации о состоянии оборудования, позволяющее судить о состоянии общей производительности, а также прогнозирование и планирование потребности в обслуживании;
- обеспечение равномерной прогнозируемой и обоснованной загрузки ремонтного персонала, совместное планирование графиков и объемов обслуживания ремонтными и технологическими службами;
- снижение эксплуатационных затрат предприятия, увеличение прибыли, повышение безопасности труда, охраны окружающей среды, качества продукции и сокращение отходов.

Эффективное приложение практики ОНМО может значительно уменьшить вероятность внезапного отказа, особенно в начальный и заключительный период эксплуатации.

Как правило, в начале реализации программы мониторинга и ОФС внедряются в небольших объемах и нередко испытывают недостаток выделенных ресурсов. Однако, если появляются положительные результаты, они получают поддержку и возможности для расширения на все оборудование предприятия. Развитие программ на предприятиях можно условно разбить на три стадии: начальный период – внедрения

(запуска), период проактивного расширения и период зрелой ОНМО – программы. Ниже дано краткое описание.

1.1.6 Начальный период

Обычно, в течение первого года, программа ОНМО рассматривается в качестве пробной концепции, и, как правило, она реализуется на предприятии, практикующем только планово-профилактическое техническое обслуживание, считающееся достаточным для удовлетворительной работы оборудования. Опыт ряда специализированных и эксплуатационных предприятий, занимающихся периодическим вибромониторингом, свидетельствует, что первым шагом в развертывании программы ОНМО на предприятии является создание двух основных структурных подразделений (расположены в верхней части структурной схемы, рисунок 1.7), предназначенных для выполнения основополагающих функций: группа планирования ремонта (технического обслуживания) и группа обеспечения надежности (технической диагностики и мониторинга).

Группа планирования ремонта обычно уже существует на любом достаточно крупном предприятии в том или ином виде (с различными названиями), например, в виде группы профилактического обслуживания ОГМ предприятия, однако ее функции несколько расширяются от долгосрочного планирования (год и более) повседневной работы ремонтной службы к полномасштабному (краткосрочному и долгосрочному) планированию ТО. Эта группа должна осуществлять следующие основные функции:

- координация повседневной планово-профилактической работы службы ремонта предприятия, необходимого планового периодического ТО с распознаванием состояния оборудования, сроков и обстоятельств проведения технического обслуживания с руководством производства (с учетом минимизации последствий остановки или снижения производительности производства);

- планирование объема работ по ТО, включая процедуры, инструмент, запасные части, трудозатраты, осмотры и обследования и т. д.;

- контроль за выполнением работ и отслеживание затрат, включая функционально-стоимостный анализ;

- оценка тенденций изменения межремонтных интервалов и ресурса оборудования для нужд возможной модернизации или замены оборудования и ведение и хранение паспортов (истории) агрегатов.

Группа обеспечения надежности (технической диагностики и мониторинга) все усилия сначала направляет на правильную организацию мониторинга технического состояния оборудования, и только спустя некоторое время, по мере развития группы, делает шаги в направлении проактивного обслуживания. Типичная группа обеспечения надежности вначале обычно состоит из одного или двух инженеров-механиков и одного

или двух техников. Ее костяк следует составлять из инициативных, добросовестных и высококвалифицированных в ТО инженеров-механиков, способных учиться новым, передовым технологиям обслуживания, основанным на применении микропроцессорной техники и ЭВМ.

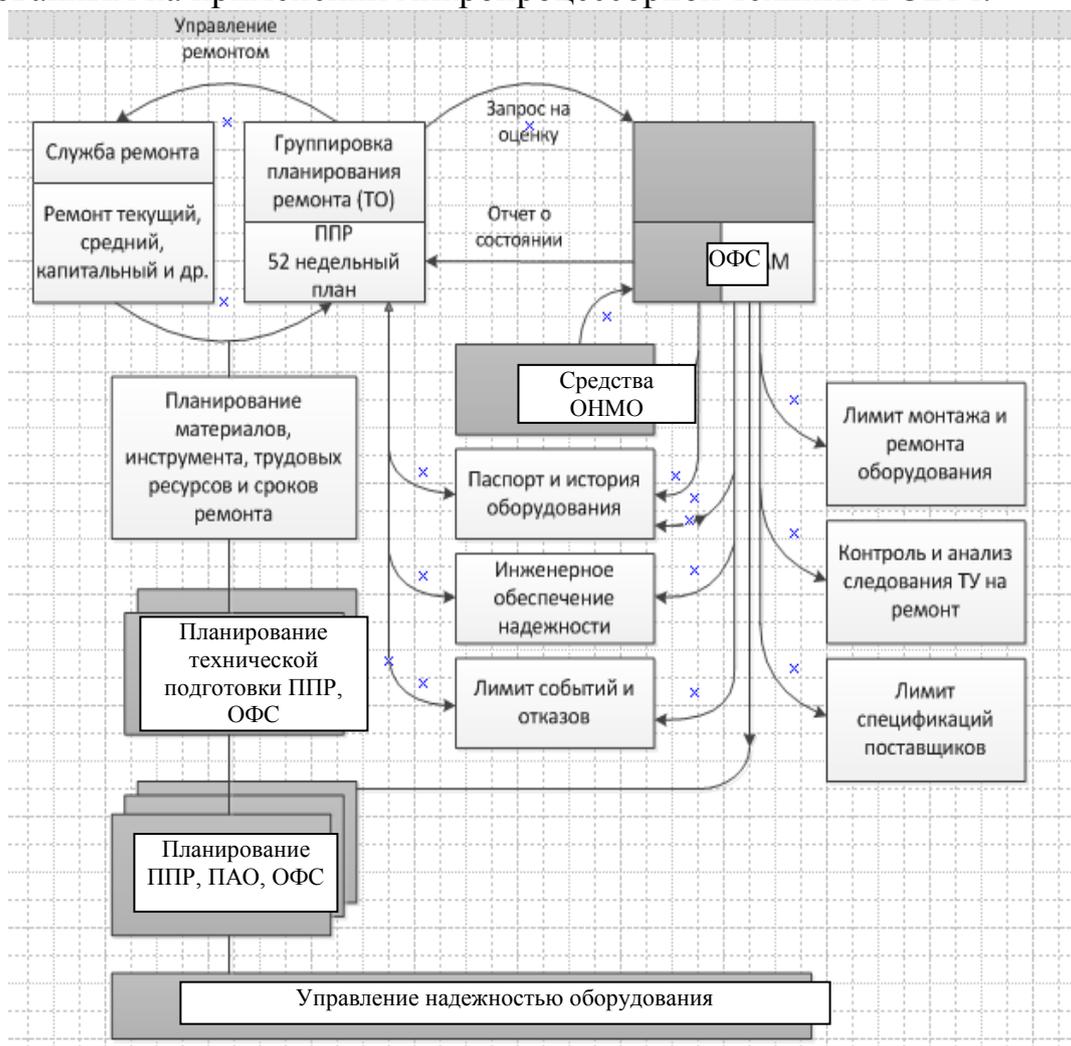


Рисунок 1.7 – Основные функции и структура службы по обеспечению надежности

Предпочтительней, если группа будет набрана из имеющегося персонала предприятия, хорошо знающего и имеющего опыт работы с оборудованием, мониторинг которого будет проводиться, и затем тщательно обучена до уровня экспертов в области вибродиагностики.

На этой стадии важность обучения нельзя недооценивать: грамотное обучение может сократить сроки внедрения программы ОНМО многократно, отсутствие обучения ставит под сомнение возможность реализации программы ОНМО вообще и вибромониторинга в частности. Предпочтительно, чтобы один из руководителей службы ремонта предприятия, который в дальнейшем будет управлять этой структурой, также прошел начальный курс обучения. Это позволит, с одной стороны,

избежать многочисленных ошибок при организации и постановке задач службы по обеспечению надежности, а с другой – правильно, без недооценки или переоценки, уяснить возможности вибродиагностики и вибромониторинга, а также грамотно и уверенно участвовать, при необходимости, в разборе причин отказов.

Группа обеспечения надежности должна осуществлять следующие основные функции:

- проведение мониторинга и виброобследований оборудования предприятия, управляемого регламентом предприятия и запросами группы планирования ремонта (ТО) и руководителя объекта;

- обеспечение своевременных сведений о состоянии оборудования для группы планирования ремонта (ТО), с целью планирования ремонта и исключения любых внеплановых остановов производства;

- ведение архива оборудования, в т. ч. сведений о простоях оборудования, состоянии оборудования, проведенном ремонте и его результатах, результатах функционально-стоимостного анализа и др.;

- внедрение технологий проактивного обслуживания и других технологий мониторинга.

Расширение обслуживания по фактическому техническому состоянию и введение проактивного обслуживания.

Для предприятий, практикующих сращение ППР и ОФС, типично в течение второго...четвертого года действия программы ОНМО (при условии, что позволяют финансовые возможности предприятия или что хотя бы часть экономии от программы ОНМО идет на расширение самой программы), помимо вибромониторинга, добавление таких новых технологий распознавания состояния оборудования, как АЭ – диагностика, термография, трибодиагностика и др. На этой стадии информация о состоянии оборудования уже вполне интегрирована с периодическим обслуживанием и проактивными технологиями, включая точную центровку с использованием лазеров, балансировку в собственных подшипниках, анализ коренных причин отказов и др. Для совершенствования обслуживания на большинстве предприятий штат группы обеспечения надежности увеличивают на несколько специалистов, проводящих завершающие технологические операции по обслуживанию оборудования – балансировку, центровку, иногда совместно с ремонтными бригадами предприятия, и виброобследование. Важно на этой стадии изменить отношение к техническому обслуживанию на предприятии: убедить администрацию поощрять персонал не за объем проведенных ремонтных работ, а его уменьшение для определенных групп оборудования, а рабочих – изменить негативное отношение к предсказанию и устранению источников проблем «белыми воротничками с чистыми руками» и поверить в возможность совместной работы –

доказать, что служба диагностики не враг, а друг. Выполнение основной части измерений группой обеспечения надежности начинает сдвигаться от однособытийного обследования агрегата, намеченного к ремонту, к полномасштабному мониторингу всего парка оборудования предприятия.

Развитая ОНМО – программа. Для передовых предприятий стадия развитой программы ОНМО примечательна двумя признаками: применением большинства существующих технологий ОФС и происходящим изменением отношения к ним. Передовые предприятия выгодно отличаются от рядовых с точки зрения акцента администрации и персонала на ОНМО: внимание полностью фокусируется на ликвидации (устранении) внеплановых остановок, теперь уже воспринимаемых как ЧП, на постоянном устранении проблем с оборудованием и на достижении или даже превышении установленной изготовителем максимальной производительности оборудования. На предприятии проводится независимый от администрации полномасштабный мониторинг технического состояния практически всего парка энергомеханического оборудования при небольшом количестве зависимого однособытийного анализа состояния оборудования, запрашиваемого администрацией [1].

1.2 Общие сведения о вибрации и колебаниях

Колебаниями скалярной величины называют процесс поочередного возрастания и убывания обычно во времени значений какой-либо величины (в области вибрации термин «колебания» применяется только для случаев изменения величины во времени, а величина, значения которой колеблются, называется колеблющейся величиной). Механическими колебаниями называют колебания значений кинематической или динамической величины, характеризующей механическую систему.

1.2.1 Гармонические колебания

В простом случае вибрирующая поверхность (точка поверхности, тело) совершает колебания, содержащие составляющую лишь одной частоты, при этом координаты колеблющейся точки определяются уравнением циклической или круговой частотой (производная по времени от фазы гармонических колебаний).

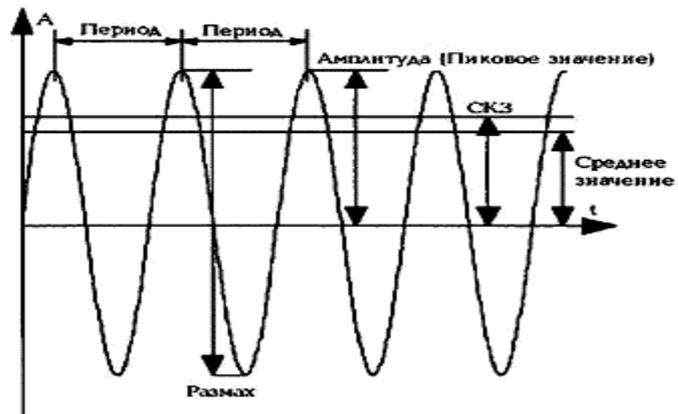


Рисунок 1.8 – График движения точки при синусоидальном колебании

Такие колебания называются синусоидальными (гармоническими) и определяются рядом следующих параметров: период (T) – наименьший промежуток времени, по истечении которого повторяется каждое значение изменяющейся величины и направление ее изменения, измеряется в единицах времени – с, мс ($1/1000$ с), мкс ($1/1000000$ с); частота колебаний $f=1/T$ измеряется в герцах (или циклах в секунду). Один герц есть частота такого периодического колебания, период которого равен одной секунде.

$$\omega=2\pi/T=2\pi f$$

1.2.2 Полигармонические колебания

Полигармонические колебания - периодические колебания величины, характеризующие колебания, которые можно представить в виде суммы гармонических колебаний (гармонических составляющих)

$$r(s,y,a)=\sum_{i=1}^N r_{oi} \sin(\omega t+\varphi),$$

где $r_{oi}, \omega_i, \varphi_i, t$ - амплитуда, частота и начальная фаза 1-й гармонической составляющей.

1.2.3 Вибрация

Вибрация — движение точки или механической системы, при котором происходят колебания характеризующих его скалярных величин (виброускорения, виброскорости и виброперемещения). Другими словами, вибрация — колебания тела или отдельных его частей относительно нейтрального положения, меняющиеся во времени в определенных пределах.

Различают абсолютную и относительную вибрации. Абсолютная вибрация — колебания тела около положения своего равновесия (например, вибрация корпусов машин, фундаментов, трубопроводов относительно Земли), другими словами, колебания тела в абсолютной системе координат, рисунок 1.9.

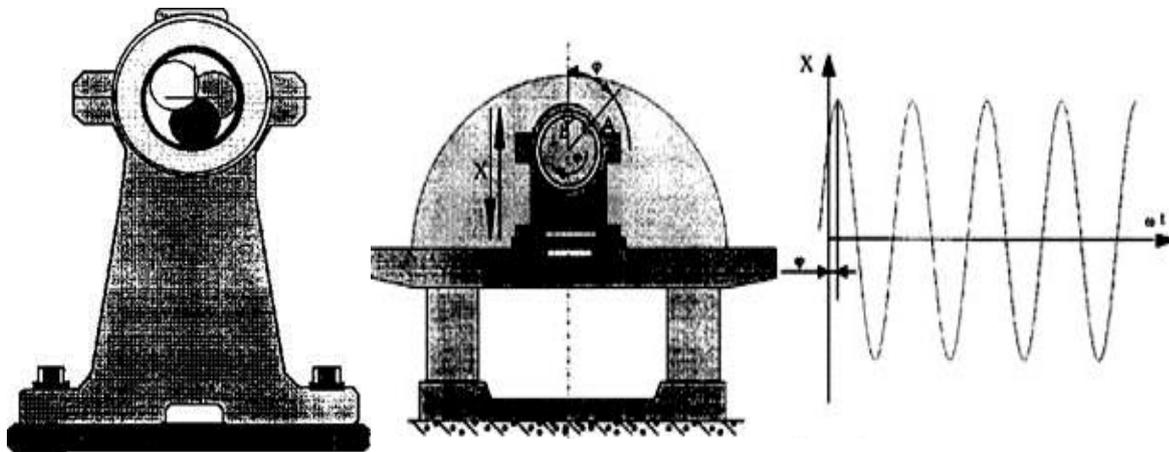


Рисунок 1.9 – Опора подшипника и точка на валу колеблются в абсолютной системе координат

Относительная вибрация – колебания одного тела относительно другого (например, вибрация вала относительно корпуса подшипника, рисунок 1.9).

Источником вибрации в простейшем случае является условная точечная масса A с заданным эксцентриситетом (приводящая к появлению при вращении центробежной силы), вызывающая во время вращения ротора переменные нагрузки на опорах и его изгиб, называемая неуравновешенной массой (точечной неуравновешенной массой). Фазы вибрации связывают с угловым положением ротора. В простом случае разберем фазу.

1.2.4 Вибрации на частоте вращения ротора

Для определения точки начала отсчета фазы на ротор наносится метка B (рисунок 1.10). Фазой вибрации принято считать угловое положение метки в момент максимального положительного отклонения вибрирующей поверхности от положения равновесия. Как видно из рисунка 1.10, начальная фаза вибрации φ определяет положение неуравновешенной массы A относительно метки на роторе B . Встречающиеся на практике вибрации обычно являются сложными полигармоническими вибрациями, т.е. содержат гармонические составляющие различной частоты.

Встречающиеся на практике вибрации обычно являются сложными полигармоническими вибрациями, т.е. содержат гармонические составляющие различной частоты [1...4].



Рисунок 1.10 – Кривые синусоидальной и полигармонической вибрации

На основе лишь амплитудно – временного графика нельзя определить ни величину, ни частоты отдельных составляющих сложного колебательного процесса.

1.2.5 Параметры вибрации и единицы их измерения

Для количественной оценки механических колебаний можно использовать разные параметры: размах, пиковое значение, среднее значение, среднеквадратическое значение. r_r (s_r , v_r , a_r) – разность между наибольшим и наименьшим значениями колеблющейся величины, равный для моногармонической вибрации двойной амплитуде. r_p (s_p , v_p , a_p) – наибольшее абсолютное значение максимальных отклонений колеблющейся величины. Различают также положительное и отрицательное пиковые значения. Величина определяется выражением:

$$r_b = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T r^2(i) dt}$$

$$T_1 = \frac{2\pi}{\omega_1}$$

Среднее значение для моногармонической вибрации – 0,637 га.

Размах колебаний является важным параметром, например, в случаях, когда смещение механических колебаний детали машины является критическим с точки зрения максимально допустимых механических напряжений и зазоров.

Пиковое значение (амплитуда) эффективно при оценке кратковременных механических ударов и т.д. Однако пиковое значение отображает только максимальное значение исследуемых колебаний, а не их временное развитие.

Среднее значение отображает временное развитие исследуемых колебаний, но его практическое применение ограничено ввиду того, что оно не имеет непосредственной связи ни с какой физической величиной этих колебаний.

Среднеквадратическое значение (СКЗ) является самым важным, так как в нем учитывается временное развитие исследуемых колебаний и оно непосредственно отображает значение, связанное с энергией сигнала и, следовательно, разрушающей способностью этих колебаний [1].

1.2.6 Параметры вибрации на примере колебаний камертона

При рассмотрении камертона можно амплитуду волны колебаний считать равной физическому смещению (виброперемещению) концов его плеч относительно положения покоя. Однако основой описания движения камертона может служить не только смещение, а также скорость или ускорение колебаний. Главное различие этих трех параметров заключается во взаимном фазовом сдвиге их кривых, отображающих зависимость амплитуды от времени (рисунок 1.11).

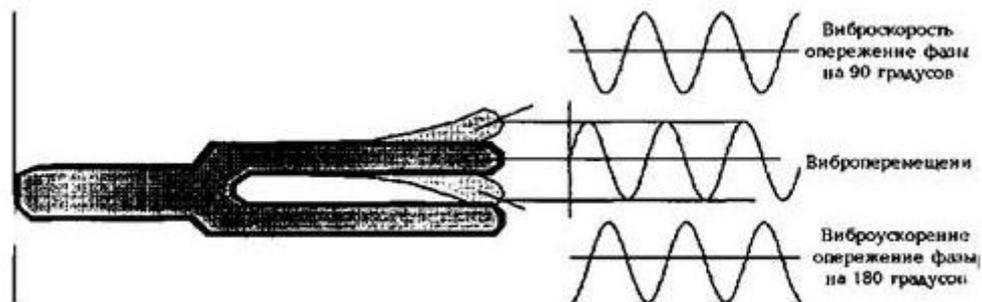


Рисунок 1.11 – Параметры колебаний камертона

На рисунке 1.12 стрелкой с индексом 1 помечен максимум перемещения плеча камертона вверх и соответственно максимум ускорения вниз, при этом скорость равна нулю. Стрелкой 2 – максимум нисходящей скорости. Стрелкой 3 – максимум перемещения вниз и ускорения вверх. Стрелка 4 – максимум восходящей скорости.

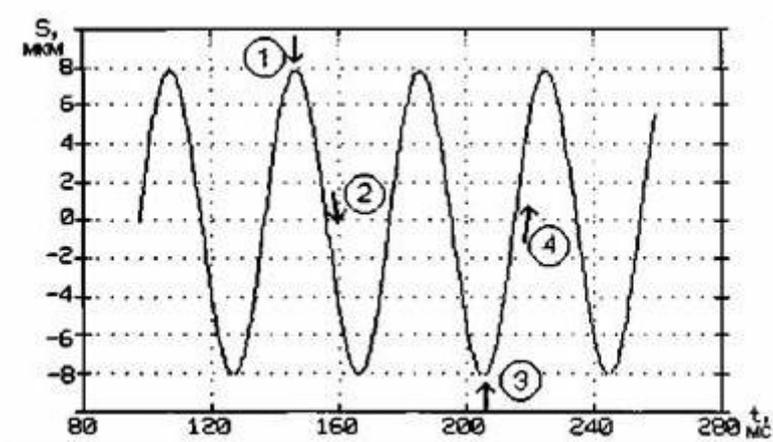


Рисунок 1.12 – Взаимосвязь виброускорения, виброскорости и виброперемещения

Амплитуды смещения, скорости и ускорения колебаний синусоидального сигнала взаимно связаны математическими функциями частоты и времени, приведенными ниже. Пренебрегая фазовыми соотношениями, скорость механических колебаний можно определить путем деления их ускорения на пропорциональный частоте фактор, а смещения можно аналогично получить делением ускорения на фактор, пропорциональный возведенной в квадрат частоте:

$$v = a / 2\pi f$$

$$s = a / 2\pi^2 f^2$$

Для упрощения расчетов можно пользоваться номограммой, приведенной на рисунке 1.13

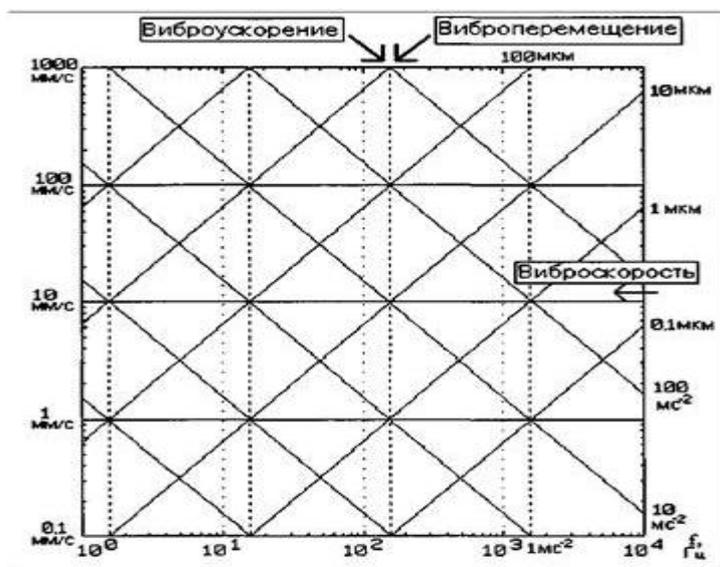


Рисунок 1.13 – Номограмма пересчета виброперемещения, виброскорости и виброускорения, связанных одной частотой

Описанные выше операции автоматически осуществляются электронными интеграторами, встроенными в современные виброизмерительные приборы.

Виброускорение, виброскорость и виброперемещение обычно выражаются в единицах международной системы единиц, соответствующих требованиям рекомендации ИСО 1000, приведенными в таблице 1.2.

Таблица 1.2. Единицы измерения для виброускорения, виброперемещения и виброскорости.

Единицы по рекомендации ИСО 1000	
Виброперемещение	М;мм; мкм
Виброскорость	М/с; мм/с
Виброускорение	м/с ²

g и м/с² взаимно связаны коэффициентом, приблизительно равным 10 (9,81), так что легко в уме производить преобразования с точностью до 2 %.

1.2.7 Условия выбора одного из параметров механических колебаний

Применение вибродатчика, генерирующему сигнал, пропорциональный ускорению, дает возможность измерения и анализа не только виброускорения, а также виброскорости и виброперемещения. Нужное преобразование виброускорения в виброскорость и виброперемещение обеспечивают электронные интеграторы, которыми снабжено большинство виброизмерительных приборов.

При измерении вибрации в широком частотном диапазоне важную роль играет определяемый параметр, в частности тогда, когда подлежащий измерению процесс содержит много составляющих с разными частотами. Измерение виброперемещения приводит к подчеркиванию составляющих сигнала с низкими частотами, в то время как измерение виброускорения приводит к подчеркиванию составляющих сигнала с высокими частотами.

Опытом подтверждено, что СКЗ виброскорости, измеряемое в частотном диапазоне 10... 1000 Гц, наиболее точно отображает опасность механических колебаний. Возможным объяснением этого эмпирического правила является соответствие определенного уровня виброскорости определенному уровню энергии, так что низкочастотные и высокочастотные составляющие исследуемого процесса имеют с точки зрения энергии колебаний идентичные значения («вес»).

Условно будем называть вибрацию в диапазоне, лежащем ниже частоты вращения ротора, низкочастотной, соответственно от частоты вращения ротора, до ее 20 гармоники – среднечастотной, а выше – высокочастотной.

T_0 – период свободных колебаний (определяется как интервал времени между двумя соседними максимальными значениями колеблющейся величины) [1].

1.2.8 Некоторые операции по обработке виброакустического сигнала

Фильтрация (частотная селекция) виброакустического сигнала

Назначением операции фильтрации (частотной селекции) является выделение информативных компонентов виброакустического сигнала в ограниченной полосе частот. Основание для фильтрации сигнала –

присутствие помех, маскирующих компоненты вибрации, содержащие информацию о состоянии диагностируемого узла агрегата. Выделение компонентов гармонического ряда частот вынужденных колебаний, выделение резонансных частот, отделение оборотных компонентов от высокочастотных – некоторые из задач, требующих применения фильтрации виброакустического сигнала.

Для выделения полезного сигнала используют фильтры верхних и нижних частот (ФВЧ и ФНЧ), полосовые фильтры (ПФ), гребенчатые фильтры (ГФ), синхронные фильтры (СФ). Например, идеальным полосовым фильтром является фильтр, пропускающий без ослабления все составляющие с частотами внутри полосы пропускания и совершенно заграждающим все составляющие, частоты которых находятся вне этой полосы.

Однако практические пассивные и активные фильтры несколько отличаются от идеального фильтра, в частности в отношении менее крутого наклона их кривой частотной характеристики и, следовательно, пониженного заграждения вне полосы пропускания.

Существует два основных способа определения полосы пропускания фильтров. Наиболее широко принято определение ширины полосы пропускания практического фильтра через ширину полосы пропускания идеального фильтра, пропускающего идеальную мощность белого шума как и практический фильтр. Согласно второму способу ширина полосы пропускания фильтра равна интервалу частот, определяемому точками спада частотной характеристики фильтра на 3 дБ относительно уровня в полосе пропускания. Отметим, что оба эти способа определения ширины полосы пропускания фильтра дают существенно отличающиеся друг от друга результаты только в случае фильтров с относительно низкой разрешающей способностью.



Рисунок 1.14 – Эффективная ширина полосы пропускания на основе мощности белого шума (слева) и ширина полосы пропускания на уровне 3дБ (справа)

Временная реализация (форма сигнала).

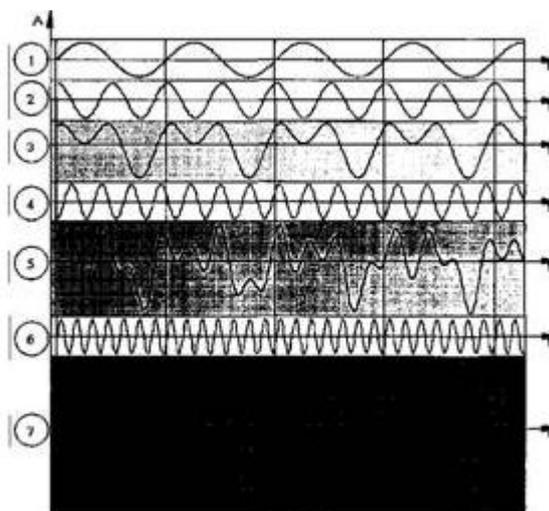


Рисунок 1.15 – Суммирование вибраций одинаковой амплитуды с разными фазовыми соотношениями и периодами

На рисунке 1.15 кривые с индексами 1, 2, 4, 6 представляют синусоидальные колебания с одинаковой амплитудой и различными периодами и фазами. Причины, вызывающие такие колебания, могут быть очень разные: в частности, при дисбалансе ротора неизбежно появления колебаний на частоте вращения ротора, при расцентровке возможно появление колебаний на второй гармонике частоты вращения ротора, при дефектах подшипника качения возможно появление колебаний на частотах, некратных частоте вращения ротора и, наконец, при дефектах рабочих колес исполнительных механизмов, например, рабочего колеса насоса с семью лопастями, возможно появление колебаний на седьмой гармонике частоты вращения ротора. Так, например, периоды таких колебаний могут быть связаны отношениями $1:2:3,7:7$, а начальная фаза второй синусоиды может быть сдвинута относительно первой на 90 градусов, а четвертой соответственно на 180 градусов.

Кривая с индексом 3 является суммой синусоидальных колебаний с индексами 1 и 2, кривая 5 – сумма кривых 1, 2 и 4 (или 3 и 4), а кривая 7 – сумма 1, 2, 4, и 6 (или 5 и 6).

Кривая с индексом 7 сходна с достаточно часто встречающимся на практике характером временного сигнала вибрации. В таком сигнале сложно выделить исходные частотные составляющие, и сигнал, на первый взгляд, непериодический [1...4].

И все же в ряде случаев, когда в колебательном процессе, сопровождающем работу агрегата, в состав которого, например, входит поршневой насос или двигатель внутреннего сгорания, необходимо сохранить фазовые соотношения, несущие основную информацию о

параметрах технического состояния, бывает необходимо обратиться к анализу временных сигналов процесса. Выделение импульсов, формируемых тем или иным узлом, осуществляется временной селекцией. Диагностическими признаками в данном случае могут служить смещение соответствующего импульса по фазе и его амплитуде.

Достаточно часто при ударном возбуждении колебаний на осциллограмме, синхронизированной с частотой вращения ротора, можно выделить момент появления удара, его длительность, частоту заполнения импульса, период следования и форму импульса, если эти импульсы не накладываются друг на друга. Таким способом можно выявить, например, появление раковин на одной из контактирующих поверхностей: на зубе шестерни или беговой дорожке подшипника качения.

Влияние кинематических погрешностей изготовления или монтажа сказывается на глубине модуляции колебательных процессов, что также может быть использовано в качестве диагностического признака состояния механизма.

В общем же случае вибрационные процессы в агрегатах являются случайными процессами, поэтому для получения неслучайных закономерностей изменения виброакустического сигнала в большинстве ситуаций следует анализировать его статистические характеристики.

Синхронное накопление (синхронное усреднение во временной области). Для выделения периодических компонентов виброакустического сигнала на фоне шумовой помехи применяют метод синхронного накопления.

Идея метода заключается в том, что при суммировании временных реализаций сигналов на периодах детерминированной (например, оборотной частоты ротора) составляющей процесса амплитуда детерминированной составляющей растет пропорционально числу усреднений (n), в то время как уровень случайной составляющей вибрации остается прежним. Таким образом, отношение сигнал/помеха на выходе синхронного накопителя в n раз превышает то же отношение на входе устройства.

В правой части рисунка 1.16 приведены временные сигналы, которые обработаны с применением синхронного накопления при 1, 15 и 50 усреднениях. При $n = 1$ значительно преобладает случайная составляющая вибрации, причиной которой является износ подшипника качения, в то время как при $n = 50$ (справа внизу) можно видеть детерминированную составляющую на частоте вращения ротора, вызываемую неуравновешенностью ротора.

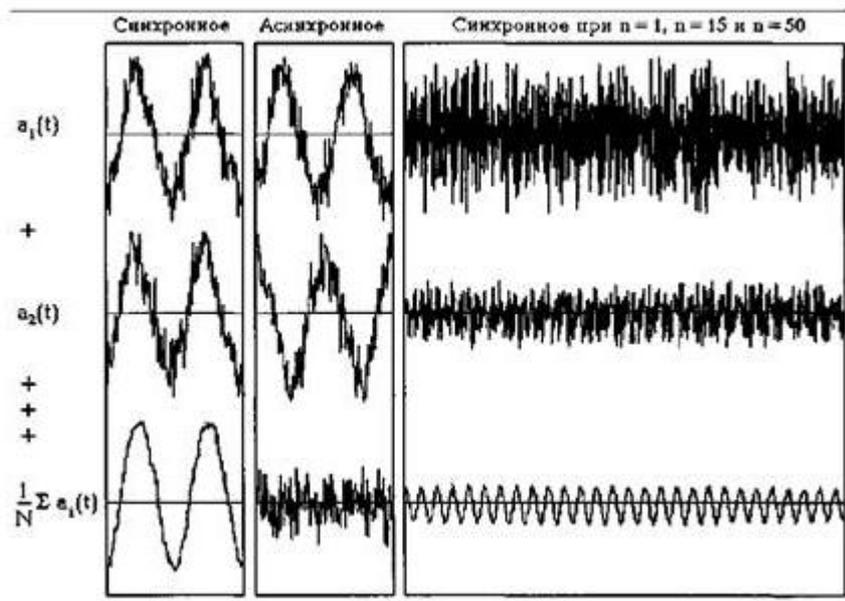


Рисунок 1.16 – Принцип выделения периодических компонентов виброакустического сигнала на фоне шумовой помехи методом синхронного накопления

1.2.9 Спектр

Рассмотрим приведенное на рисунке 1.17 изображение сигналов вибрации в трехмерной системе координат. В плоскости ЕРОН изображена временная реализация η , слева от нее, в порядке возрастания частоты, расположены четыре составляющие ее синусоиды, которые развиваются во времени вдоль оси $O1$. Их проекция на плоскость АВСО называется частотным спектром (в осях Амплитуда – Частота $A01$). Вдоль оси $O1$ можно видеть четыре пика этих составляющих с частотными отношениями 1:2: 3,7: 7 и единичной амплитудой. Иначе говоря, спектр вибрации - это совокупность соответствующих гармонических составляющих значений величины, характеризующих вибрацию, в которой указанные значения расположены в порядке возрастания номеров гармонических составляющих.

Различают частотный спектр, амплитудный спектр, фазовый спектр и спектр мощности (спектр квадратов амплитуд скорости) [1].

Преобладающей частотой спектра, называют частоту которой соответствует глобальный максимум соответствующего спектра. Одним из применений понятия преобладающей частоты является то, что при выполнении условия:

$$\sqrt{\sum_{i=f_{oi}} \frac{v_{oi}^2}{v_{oin}^2}} \leq 0.25$$

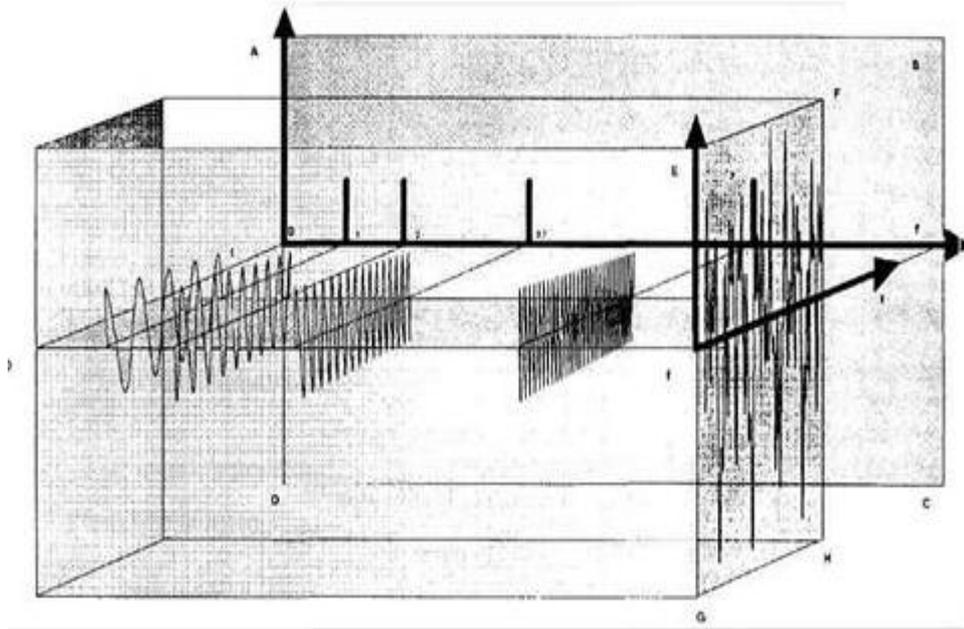


Рисунок 1.17 – Трехмерное изображение виброакустического сигнала

Полигармоническая вибрация может характеризоваться параметрами моногармонической вибрации.

Разложение сложных механических колебаний в индивидуальные частотные составляющие производится в цифровых анализаторах спектра с помощью математического преобразования Фурье (БПФ), а анализ спектров называется частотным анализом. Частотный анализ является основным методом вибродиагностики.

Частотный анализ механических колебаний машин и механизмов позволяет обнаружить ряд выраженных частотных составляющих периодического характера, непосредственно связанных с основными движениями отдельных узлов и деталей исследуемой машины или механизма.

Следовательно, частотный анализ дает возможность обнаружения отдельных источников механических колебаний.

Большие возможности анализа виброакустического сигнала открываются при использовании в диагностических целях динамического спектра – трехмерного представления спектральной плотности мощности в зависимости от частоты и времени. Динамическая спектрограмма,

называемая также каскадным спектром, позволяет получить представление об изменении не только возмущающих сил, но и амплитудно-частотной характеристики механической системы на переходных режимах: в условиях пуска агрегата (на подъеме оборотов) или в режиме выбега (на спуске оборотов) [4].

1.3 Разбиение агрегата, как объекта диагностирования, на элементарные блоки

Любой сложный агрегат состоит из ряда деталей (элементов, узлов), соединенных между собой, поэтому отказ любого из элементов может вызвать нарушение работоспособности всего агрегата. Сложные функциональные зависимости при взаимодействии элементов агрегата и большое число структурных параметров затрудняют описание его поведения. Методы и приемы, облегчающие процесс диагностирования сложных систем, сводятся к следующим операциям: агрегат разбивается на подсистемы, которые в свою очередь разбиваются на узлы, связанные между собой иерархической структурой. Разбиение агрегата на узлы способствует упрощению процедуры поиска возможных неисправностей, приводящих к отказу. Во многих случаях, если пренебречь некоторыми связями, диагностирование узлов возможно независимо друг от друга. Для получения достоверной информации о состоянии оборудования используются различные виды диагностических обследований, например общее по основным параметрам работоспособности объекта и поэлементное, сопровождающееся последовательным распознаванием неисправностей механизма.

Состояние элементов выявляется некоторой последовательностью проверок (измерений), называемых работами по исследованию вибрации. Совокупность проверок, достаточную для определения состояния агрегата вплоть до выявления характера неисправностей, называют диагностическим тестом. Такая проверка может быть поэлементной, когда проверяется исправность каждого элемента (узла) в отдельности; по модулям, когда производятся измерения в отдельных блоках, состоящих из ряда элементов, и по группам элементов, составляющим функциональное звено системы — отдельный механизм агрегата.

Первоочередными объектами диагностирования являются те элементы и сопряжения (узлы), отказ которых наиболее вероятен. Такие узлы называют критическими.

Критичность узлов оценивают коэффициентом повторяемости неисправностей, их средней частотой, процентным отношением числа появлений неисправностей данного элемента, а также стоимостными и трудовыми за-

тратами на устранение пропущенных отказов и проведение диагностирования.

Статистический анализ показателей надежности и затрат на восстановление узлов позволяет получить характеристику и адрес наиболее слабого звена. Кроме указанных выше затрат, объект диагностирования характеризуется непрерывными затратами на поддержание его работоспособности.

1.4 Нагруженность деталей оборудования

Нагрузки бывают нескольких видов: статические, динамические (переменные и ударные), циклические.

Статические нагрузки могут оказывать влияние на вибрации в оборудовании, главным образом, в тех случаях, когда они вызывают изменение геометрической формы деталей, например кинематических пар. Кроме того, под действием статических нагрузок могут изменяться частоты собственных колебаний деталей, вследствие увеличения жесткости, например, под действием центробежных сил на диски и лопатки турбомашин. При действии достаточно высоких статических нагрузок в течение длительного времени явления ползучести материала могут привести к изменению геометрической формы деталей и появлению трещин.

Циклические нагрузки не вызывают вибраций оборудования, но приводят к явлениям усталости металла, что в свою очередь может оказать влияние на вибрацию.

Динамические нагрузки — основная причина колебания деталей агрегатов и их динамической напряженности, приводящей к усталостным поломкам.

Усталость. Существуют несколько видов усталостных разрушений деталей: типичная усталость под действием переменных напряжений происходит из-за развития трещины, распространяющейся в материале по экспоненциальному закону; контактно-усталостные разрушения (питтинг, шелушение, усталостное выкрошивание контактных пар), начинающиеся с зарождения язвы или отдельного очага усталостного разрушения и, затем, с увеличением числа язв относительно быстрого разрушения; коррозионно-усталостные разрушения деталей начинаются с очага коррозии (например, подверженных воздействию агрессивных газов), служащего началом трещин, после заполнения которых продуктами коррозии происходит коррозионное растрескивание и разрушение деталей; термическая усталость на начальной стадии сопровождается слабым изменением геометрической формы тела вследствие образования сетки

мелких трещин, затем магистральных трещин, приводящих к разрушению под действием динамических напряжений.

Под действием переменной нагрузки усталостная долговечность имеет обратно-степенную зависимость от ее значения с показателем степени порядка восьми и более в зависимости от материала.

Связь усталости и вибрации. Вибрация вызывает усталостные разрушения деталей, действуя как переменная нагрузка. При появлении усталостных трещин изменяются собственные частоты колебаний деталей вследствие изменения их жесткости и могут изменяться демпфирование и характер колебаний (например, начинают проявляться эффекты нелинейности), что может вызвать изменение характера вибрации данной детали [6].

1.5 Требования к диагностическим признакам и общие вопросы вибродиагностики

Вибродиагностика оборудования есть не что иное, как распознавание классов технических состояний агрегата по совокупности его вибрационных характеристик. Эта проблема может быть решена как методами статистической теории распознавания при наличии большого объема информации, так и детерминистскими методами, более кратко описывающими наиболее существенные стороны явления.

Распознавание состояний оборудования — это отнесение предъявленного к опознанию виброакустического образа к одному из возможных классов (диагнозов) с помощью специально построенного решающего правила. Для успешного решения этой задачи должна быть набрана статистика соответствия диагностических признаков классам технических состояний. Исходя из изложенного выше, задачу диагностирования можно рассматривать как двойственную задачу: с одной стороны, задачу построения характеристики класса состояний, которому принадлежит совокупный виброакустический образ, и, с другой стороны, задачу принятия решения о принадлежности к одному из классов состояний испытуемого виброакустического образа. Решение такой задачи обеспечивается правильным выбором ряда структурных параметров (диагностических признаков), в частности параметров вибрации.

Рациональный выбор диагностических признаков, т. е. соответствующим образом представленных характеристик колебательных процессов, чувствительных к изменению технического состояния машин и механизмов, в значительной мере определяет успех диагностирования. Казалось бы, чем больше число признаков, тем полнее они характеризуют объект диагностирования и тем надежнее распознавание. Но это справедливо лишь в том случае, когда признаки независимы. Очевидно, что наиболее полезными признаками явля-

ются те, которые инвариантны (нечувствительны) к изменению внутри класса и резко меняются при переходе от одного класса к другому. Каждый из признаков, характеризующих состояние механизма, при измерении может получать случайные значения как в результате погрешностей измерения, так и в результате разброса параметров состояний, принадлежащих одному классу.

Наиболее информативными являются такие характеристики виброакустического сигнала, которые мало меняются от эксперимента к эксперименту при задании одних и тех же параметров технического состояния, т. е. имеют наименьшую дисперсию при условии, что средние значения этих признаков для разных дефектных состояний достаточно отличаются друг от друга, иначе говоря, дисперсия по всей совокупности состояний велика.

Характер изменения структуры вибросигнала при выявлении неисправности определяет способ его обработки для выделения информативного компонента, характеризующего изменение технического состояния объекта диагностирования. В зависимости от типа агрегата и вида возникшего в нем дефекта используются различные способы увеличения отношения сигнал/помеха.

Если физика воздействия неисправности на колебания механизма связана с появлением амплитудной или фазовой модуляции, то исследуются свойства огибающей вибросигнала.

Появление в сигнале или усиление периодического компонента заставляют искать эффективный способ выделения периодического сигнала на фоне помехи, например, метод синхронного накопления.

Появление или усиление полигармонических колебаний можно уловить с помощью кепстрального анализа, сжимающего информацию об изменениях в сигнале до обозримого количества гармоник, амплитуды которых легко оценить количественно.

Возникновение и развитие дефектов в механизмах приводят к появлению нелинейных эффектов, использование которых для формирования диагностических признаков позволяет получить более ценную диагностическую информацию, чем на основе рассмотрения линейных динамических моделей. Для этой цели используют величины амплитуд комбинационных частот, глубину амплитудной модуляции или частотной девиации.

Перечисленные выше методы анализа виброакустических процессов позволяют сформировать характерные диагностические признаки зарождающихся дефектов даже в тех случаях, когда спектр мощности сигнала практически не меняется. При наличии инвариантности диагностических признаков гарантируется достоверность диагностирования даже на ранней стадии развития дефекта. В силу того, что организация технического обслуживания оборудования по фактическому техническому состоянию (ОФС) требует значительных исходных вложений трудовых и финансовых ресурсов, целесообразно при его организации рассматривать различные компромиссные

варианты, которые могут быть приняты для максимизации экономического эффекта. Поскольку во многих случаях нерационально затрачивать время и прикладывать значительные усилия, производя оценку состояния всего парка оборудования предприятия с использованием детального спектрального, кепстрального виброанализа, анализа огибающих и др., оптимально разработать для каждой конкретной группы агрегатов и ситуации индивидуальный подход распознавания состояния с использованием минимума необходимой для этого информации, а затем подвергать более детальному виброанализу только ту часть оборудования, состояние которой изменяется достаточно быстро.

Качественное и надежное крепление вибродатчика на поверхности исследуемого объекта является одним из самых важных условий достижения точных и надежных результатов при измерениях вибрации и распознавании состояния оборудования. ненадежное крепление датчика приводит к уменьшению области линейности амплитудной характеристики датчика, и, следовательно, значительному уменьшению диапазона измерений акселерометра.

При проведении измерений измерительный кабель не должен подвергаться интенсивным колебаниям и должен быть удален (по мере возможности) от источников сильных электромагнитных полей.

Наилучшим считается крепление датчика на гладкой плоской поверхности ввода прочной стальной шпилькой. На рабочую поверхность датчика рекомендуется наносить слой консистентной (силиконовой) смазки, что увеличивает общую жесткость механического соединения датчика и объекта измерений и создает хороший акустический контакт.

Глубина резьбового отверстия должна быть достаточной, чтобы шпилька не упиралась в дно отверстия в основании датчика. В соответствии с рекомендациями ГОСТ 180 1101 — 1969 поверхность для крепления датчика должна удовлетворять следующим условиям [6]:

шероховатость поверхности — не более 1,6 мкм;

неперпендикулярность оси резьбового соединения к плоскости крепления преобразователя — не более 0,02 %;

неплоскостность поверхности крепления — 0,01 % .

Оптимальный крутящий момент при креплении датчика на шпильку диаметром 5...7 мм — 1,7...2 Нм.

1.6 Общие рекомендации при проведении измерений

1.6.1 Подготовка к проведению измерений

При развертывании системы периодического мониторинга оборудования или включении дополнительного агрегата в число диагностируемых по параметрам вибрации необходимо оборудование точек измерения вибра-

ции. Точки измерения обычно назначаются в соответствии с Регламентом предприятия. Требования к оборудованию точек измерений описано ранее.

Механики или операторы цехов (установок, станций) должны иметь карты регистрации уровней вибрации диагностируемого оборудования, содержащие нормируемые уровни вибрации и перечень регистрируемых сопровождающих технологических параметров. Карты регистрации уровней вибрации разрабатываются и распространяются службой Технической диагностики.

1.6.2 Проведение измерений

Диагностические измерения и исследования вибрации оборудования можно условно разделить на следующие виды: контрольные измерения работающего агрегата, специальные диагностические измерения работающего агрегата, а также обследование остановленного агрегата.

Контрольные измерения предназначены для распознавания и прогнозирования технического состояния агрегата с учетом влияния на состояния технологических режимов эксплуатации оборудования. Контрольные измерения в свою очередь можно разделить на текущее контрольное измерение вибрации и полное контрольное измерение вибрации.

Специальные диагностические измерения и обследование остановленного агрегата предназначены для выявления дефектов и причин их возникновения, оценки и прогнозирования степени развития дефектов и разработки рекомендаций по их устранению.

1.6.3 Текущее контрольное измерение

Задачей текущего контрольного измерения вибрации является:
определение текущего общего уровня вибрации в контрольных точках;
сравнения текущего общего уровня вибрации с нормами (уровнями тревог);

если обнаружено превышение общим уровнем вибрации установленных норм (уровней тревог) или появление тенденции возрастания уровня вибрации (например, более чем 1 мм/с за неделю), необходимо безотлагательное проведение полных контрольных измерений.

Целесообразно проводить контрольные измерения с момента пуска агрегата после ремонта и до остановки агрегата с периодичностью раз в сутки или раз в смену, что должно определяться Регламентом предприятия. Результаты измерений должны регистрироваться в вахтовом журнале или ответственным специалистом, осуществляющим мониторинг.

Для оборудования 4 и 5 категорий число измерительных точек агрегата для текущих контрольных измерений иногда минимизируют, оставив только точку с максимальной вибрацией на каждом подшипниковом узле. Достаточно часто, если проведение полных контрольных измерений не показывает изменения вибросостояния такого оборудования, для текущих контрольных измерений оставляют по одной точке на каждый узел агрегата.

В процессе послеремонтных испытаний агрегата или сразу же после выхода агрегата на рабочий технологический режим проводят полные контрольные измерения с целью оценки качества проведения ремонта и распознавания состояния агрегата по параметрам вибрации. В этот период рекомендуется у оборудования 1 и 2 категорий регистрировать собственные частоты. В случае некачественно проведенного ремонта, при оценке состояния агрегата «требуется принятия мер», агрегат следует остановить для проведения повторного ремонта. В базе данных ЭВМ необходимо описать проведенный ремонт.

1.6.4 Виброизмерения после завершения процесса приработки

Полные контрольные измерения проводятся спустя 3...5 суток после выхода агрегата на технологический режим. Если текущие уровни вибрации в контрольных точках ниже уровней «нормального» состояния, то агрегат принимается в эксплуатацию. В этот период оптимально минимизировать число точек для проведения текущих контрольных измерений. Уровни и спектры вибрации, зарегистрированные на этом этапе, следует принимать в качестве опорных (эталонных). Если текущий уровень вибрации одной из точек выше уровня вибрации «нормального» состояния, то необходимо провести диагностику и составить заключение о техническом состоянии, с указанием возможных дефектов и путей их устранения.

Виброизмерения на начальном этапе эксплуатации и выходе агрегата на номинальный технологический режим.

В этот период следует провести несколько (3...5) полных контрольных измерений с периодичностью 1...2 недели. Если текущий уровень вибрации остается ниже уровня «нормального» состояния, агрегат оставляют в эксплуатации.

1.6.5 Виброизмерения в процессе эксплуатации

Периодичность измерений в процессе эксплуатации обычно устанавливают исходя из состояния агрегата и характера трендов вибрации.

Если уровень вибрации ниже уровня «средненормальной» вибрации и тренд вибрации не имеет тенденции к возрастанию, например, для СКЗ виброскорости 1 мм/с в неделю, то полные контрольные измерения вибрации проводят с максимальным интервалом не более 3-х месяцев.

Если текущий уровень вибрации выше уровня «нормального» состояния, но не достиг уровня состояния «еще допустимо», то допускается (только если проводятся текущие контрольные измерения) производить полные контрольные измерения также с интервалом в 1...3 месяца, а уровни «требуется принятия мер» не реже одного раза в месяц [6].

2 Экспериментальные исследования состояния вращающихся частей оборудования по огибающей спектра вибрации

2.1 Выделение огибающей

Выделение огибающей производится либо с помощью специальных электронных устройств – амплитудных детекторов, фазовых детекторов, либо с помощью преобразования Гилберта в цифровых виброанализаторах. При выделении огибающей временной сигнал фильтруется в области частоты, с которой связано появление диагностических признаков дефекта, с помощью полосового фильтра. Такими составляющими виброакустического сигнала могут быть зубчатые (или «промежуточные») частоты или одна из их высших гармоник зубчатой передачи или зубчатой муфты, частоты возбуждения подшипника качения, лопаточные частоты насоса, компрессора или турбины, пазовые частоты электрических машин, а также случайная вибрация при кавитационных процессах и газодинамических процессах и др.

Фильтрация, проводящаяся на первом этапе обработки виброакустического сигнала при выделении огибающей, оставляет только высокочастотный сигнал (рисунок 2.1), например, содержащий возбужденные импульсами колебания корпуса подшипника с отсутствием почти всех паразитных составляющих. Профильтрованный сигнал выпрямляется, проходит через фильтр нижних частот с частотой среза, соответствующей приблизительно половине ширины полосы пропускания фильтра. Выходной сигнал похож на исходные импульсы подшипника, но что более важно, он дает возможность восстановления частоты повторения этих импульсов. Путем частотного (спектрального) анализа можно точно определить частоту повторения импульсов. Период повторения импульсов может быть сопоставлен с одной из частот дефектов подшипника и таким образом определен дефект подшипника [7, 8].

Измерения вибрации при выделении огибающей следует производить тщательно, поскольку многие факторы, такие как колебания кабеля датчика или дрожание руки при измерениях с применением щупа могут привести к значительному искажению виброакустического сигнала и неверному диагнозу.

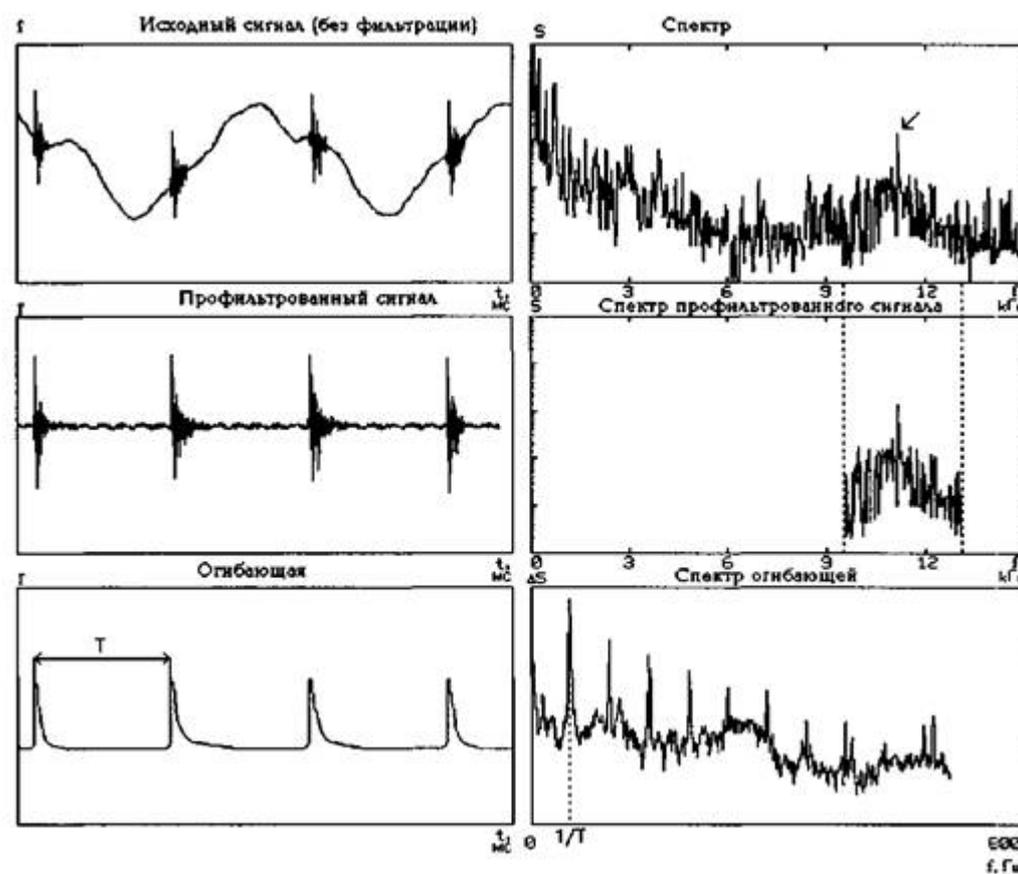


Рисунок 2.1 – Принцип определения и анализа огибающих

Агрегаты с вращающимся ротором в большинстве случаев имеют полигармонический спектр возбуждения колебаний. Например, при некоторых дефектах зубчатого зацепления или подшипников качения иногда характерно присутствие десятков гармоник основных частот возбуждения. В этом случае используя лишь спектральное представление сигнала трудно найти информативный диагностический признак. Для сжатия полученной информации иногда прибегают к нелинейным преобразованиям, например логарифмированию, что довольно часто используется при спектральном анализе вибропроцессов. При решении задач вибродиагностики роторных агрегатов информативной характеристикой может оказаться кепстр (анаграмма слова спектр).

Существуют различные способы определения кепстра: квадрат косинусной или синусной трансформации Фурье логарифмического спектра либо сумма квадратов косинусной и синусной трансформации Фурье. Наибольшей помехоустойчивостью обладает кепстр, определяемый как косинусная трансформация Фурье логарифмического спектра (псевдокорреляция).

В качестве диагностических признаков используются амплитуды кепстральных компонентов (рагмоники, анаграмма слова гармоника), для

временного отсчета – частоты (анаграмма слова частоты), соответствующей периоду основной частоты возбуждения.

Итак, кепстральный анализ используется для идентификации серий гармоник и/или боковых частот спектров для оценки их относительной мощности. В основном, кепстр мощности, при его использовании в системах мониторинга машинного оборудования, образно говоря, является результатом частотного анализа результатов частотного анализа. Серия импульсов во временной области (временном сигнале) отображается в частотной области (спектре) в виде дискретной составляющей (линии спектра) на частоте повторения импульсов и ее гармоник в соответствии с формой исходных импульсов. Подобно этому, серия «периодических» дискретных составляющих частотного спектра отображается в кепстре в виде дискретной линии (серии дискретных линий). Вдоль оси ординат кепстра откладываются единицы $1/\text{Гц}$ или секунды, а положение первой линии соответствует обратной величине просвета боковых полос или гармоник соответствующего спектра.

На рисунке 2.2 приведены спектры и кепстры вибрации, измеренные на мультипликаторе, имеющем дефекты зубчатой пары.

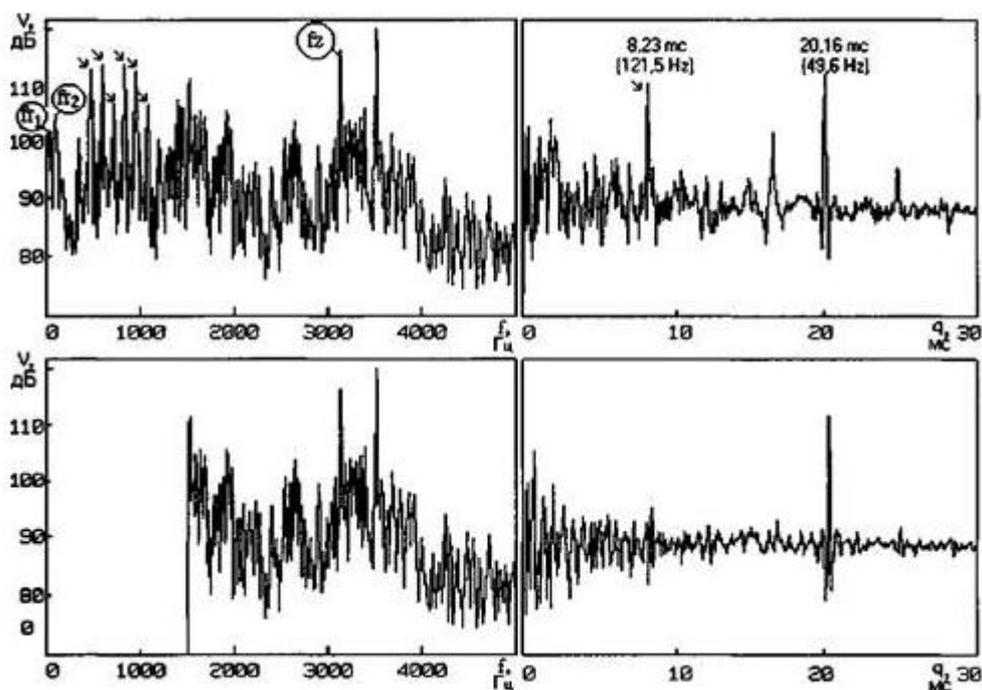


Рисунок 2.2 – Частотные спектры и кепстры мультипликатора с изношенной зубчатой парой

Анализируя спектр, показанный в верхней части рисунка 2.2 слева, содержащий множество частотных составляющих, сложно определить, что он содержит две серии гармоник, свидетельствующих о наличии двух отдельных дефектов. В то же время кепстр, соответствующий этому

спектру (справа сверху) и содержащий две преобладающие составляющие, позволяет легко определить наличие групп гармоник и/или боковых частот соответствующих этим составляющим с интервалами в 49,6 (частота 20,16 мс) Гц и 121,5 Гц (частота 8,23 мс) соответственно f_{r2} – частота вращения ведомой шестерни), вероятно имеет неуравновешенность ротора или другой развитый дефект, проявляющийся в области средних частот.

Наконец, кепстральный анализ в значительной степени нечувствителен к изменениям фазы исследуемых сигналов и к особенностям путей распространения механических колебаний. Например, кепстры механических колебаний одинаковых подшипников качения, зубчатых передач и др., в различных агрегатах с одинаковой частотой вращения ротора, практически идентичны по частотному составу.

2.2 Оценка состояния по огибающей спектра вибрации

Этот метод определения состояния агрегата основан на диаметрально противоположном (по сравнению с определением по допустимым значениям общего уровня вибрации) способе сравнения текущих параметров вибросигнала с допустимыми значениями: уровень вибрации на каждой частотной составляющей текущего спектра вибрации сравнивается с уровнем соответствующей составляющей «опорного» («эталонного») спектра. В качестве опорного (эталонного) спектра обычно выбирается огибающая, совпадающая, например, с линиями 400 – линейного частотного спектра. Опорный (эталонный) спектр можно построить двумя способами: подвергнуть статистической обработке ряд измерений или принять в качестве эталона послеремонтный «хороший» спектр (или предыдущий текущему спектр).

Учет пожеланий специалиста в формировании эталонного спектра для конкретного случая в продаваемых на рынке готовых программных пакетах во многих случаях весьма ограничен. По этой причине при оценке состояния оборудования с применением анализа изменения огибающей спектра иногда появляются необоснованные «срабатывания» тревоги, преимущественно потому, что вибрация оборудования с вращающимся ротором обычно немного флуктуирует по частоте и амплитуде относительно определенной линии спектра с четкой границей.

Флуктуация по частоте: совершенно постоянная частота вращения ротора агрегата труднодостижима. Небольшие ее флуктуации, вызываемые изменением нагрузки, частоты сети и др. (2...8 % 1 у асинхронных и до 1 % у синхронных электрических машин), часто приводят к осязаемому сдвигу первой и высших гармоник частоты вращения ротора в текущем спектре (частот спектральных линий) относительно эталонного. Например, при уменьшении частоты вращения ротора асинхронного электродвигателя

(2950 об /мин) насосного агрегата с 7 лопатками на рабочем колесе насоса на 0,5 Гц (примерно 1 %) ведет к уменьшению лопаточной частоты на 3,5 Гц, а в зубчатой передаче с 47 зубьями на ведущем колесе – на 23,5 Гц. Это может привести превышению допустимых значений опорного спектра и ложному появлению сигнала об изменении состояния оборудования.

Флуктуация по амплитуде. Это явление означает практически постоянное присутствие аperiодических скачкообразных изменений амплитуд вибрации. Значения как общего уровня, так и отдельных частотных составляющих вибрации часто демонстрируют небольшую флуктуацию во времени вокруг некоторой величины, затем без явной причины происходит резкий переход к новым величинам с новыми флуктуациями. Эти изменения легко наблюдать при мониторинге вибрации в высокочастотной области спектра, особенно они характерны для «промежуточных» частот. Хотя амплитудные флуктуации во многих случаях могут быть небольшие, их аperiодический и «неслучайный» характер приводит к ложному «срабатыванию» тревоги.

К самым существенным недостаткам мониторинга по огибающей спектра вибрации можно также отнести отсутствие исходных данных на начальном этапе мониторинга при организации обследований новых и модернизированных агрегатов или при отклонении эксплуатационных режимов. По этим причинам оценка состояния по огибающей спектра считается, в лучшем случае, относительно надежным и достоверным методом анализа [6].

2.3 Оценка состояния по значениям параметра в частотных полосах

Этот метод распознавания состояния оборудования является компромиссным между оценкой состояния оборудования по общему уровню вибрации и по огибающей спектра, а точнее частным случаем оценки состояния по огибающей спектра, поскольку дает возможность произвольно устанавливать положение, ширину частотной полосы и допустимое значение параметра (критерия), который сравнивается с текущим значениями и далее строить тренды параметра в этой полосе, давая возможность пользователю оценивать и прогнозировать состояние оборудования. Количество частотных полос обычно составляет 6... 18. Ряд методов вибродиагностики основан на том, что определенные механические дефекты по мере развития генерируют вибрацию в определенных частотных полосах с определенным соотношением величин параметров. Например, рассматривая амплитуды определенных гармоник кепстра, полученного в определенном частотном диапазоне спектра, можно легко установить глубину модуляции высокочастотной вибрации, которая определяется степенью износа ряда деталей и

узлов агрегата. Другой пример – достаточно интенсивная вибрация на лопаточной частоте насоса говорит о нарушении гидродинамики потока, на дробных гармониках частоты вращения ротора - о нарушениях жесткости и т.д. Таким образом, производя разбиение частотного диапазона измерений на сравнительно узкие, возможно, перекрывающиеся частотные полосы и применяя индивидуальные для каждой полосы допустимые значения и критерии (рисунок 2.3), можно распознавать появление ряда зарождающихся дефектов.

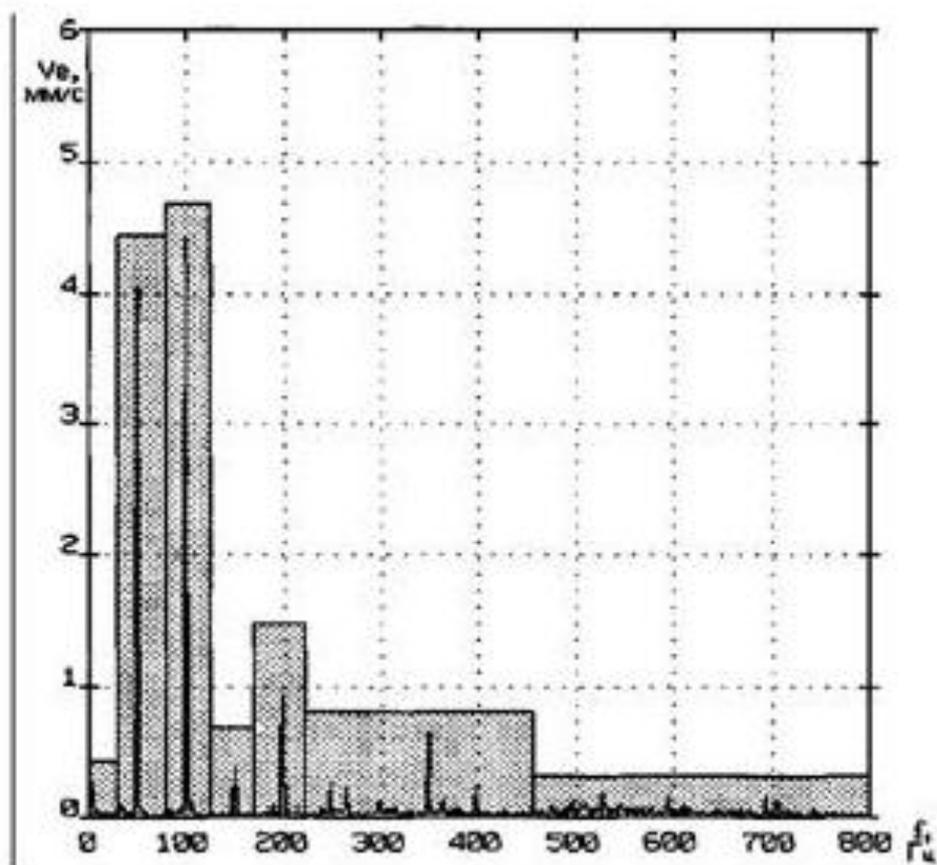


Рисунок 2.3 – Спектр виброскорости, разделенный на 7 частотных полос с индивидуальными допустимыми значениями

Индивидуальные допустимые значения в частотных полосах могут быть установлены как для «высокоэнергетических» составляющих колебательного процесса, сопровождающих дисбаланс или расцентровку (обычно диапазоны 0,5... 1,5 Гг и 1,5...2,5 Гг), так и для сравнительно «низкоэнергетических» составляющих колебательного процесса, «масляных» дефектов подшипников скольжения (диапазон 0,1...0,9 Гг), зубчатых муфт и зубчатых передач, электрических дефектов электроприводов и др. В общем случае, распознавание состояния по частотным полосам является (как модифицированный метод оценки состояния оборудования по огибающей спек-

тра) наиболее точным и надежным среди других, поскольку обладает рядом достоинств метода огибающей и лишен некоторых ее недостатков [7].

Перед приобретением того или иного пакета программ по вибромониторингу необходимо тщательно изучить его возможности, поскольку многие программные пакеты не содержат возможности установки допустимых значений по выбранной частотной полосе.

Использование современных компьютерных систем мониторинга технического состояния оборудования (например, фирмы С81, США) [1] предполагает индивидуальный подход к каждому агрегату, паспортизацию его исходного или среднего работоспособного состояния и отслеживание изменений его состояния во времени на основе проведения периодических замеров технических параметров, что обеспечивает высокую чувствительность системы мониторинга к изменению состояния оборудования. С другой стороны, чувствительность системы мониторинга повышается за счет возможности расчета, отслеживания и прогнозирования трендов различных параметров: вибрации, динамического давления или температуры и пр.

Подобный подход предусматривает отказ от стандартных допустимых значений и возможность определения индивидуальных критериев состояния оборудования вплоть до каждой измерительной точки каждого агрегата.

При определении «нормального состояния» оборудования возможно использование двух методов:

- принятие в качестве критериев «нормального состояния» данных замеров контролируемых параметров на новом (только что смонтированном) оборудовании или после его капитального ремонта, в обоих случаях, разумеется, после обкатки и приработки (исходное состояние);
- определение в качестве критериев «нормального состояния» среднестатистических величин контролируемых параметров, полученных при обработке данных некоторого количества периодических измерений (для агрегатов, работающих в стационарном режиме количество необходимых измерений обычно шесть и более) при работе агрегата в заведомо работоспособном состоянии (средне – нормальное состояние).

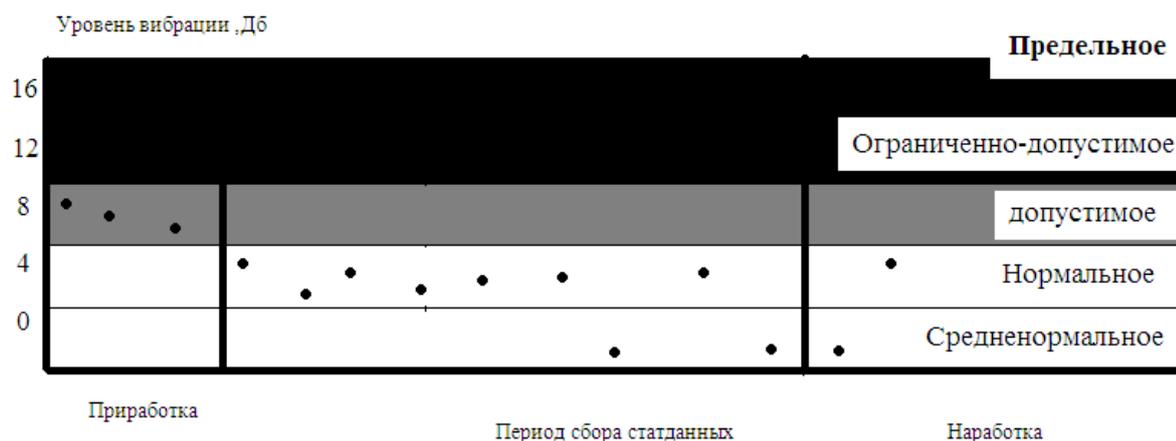


Рисунок 2.4 – Схема сбора данных для расчета средненормального уровня вибрации и допустимых значений вибрации различных состояний

Большинство стандартов, регламентирующих допустимые значения вибрации, основано на статистической обработке достаточно большого количества данных по самым разнообразным типам оборудования различными исследовательскими группами. При этом в них определена схожая градация по классам состояния на основе уровней в 4, 8, ... дБ (соответственно, примерно 1.6, 2.5, ... раза). Эти относительные величины и принято использовать в качестве разделительных границ для сигнализации по степеням вибросостояния оборудования (нормальное, допустимое, ограниченно допустимое, предельное состояния).

Граница нормального состояния определяется обычно на 4 дБ выше исходного (или средненормального), или по сумме средненормальной величины и дисперсии, взятой с некоторым коэффициентом. Выбор того или иного типа определения границы нормального состояния зависит от статистического разброса данных замеров [1].

2.4 Методология определения допустимых значений вибрации и частотные полосы

Авторами и их коллегами было проведено исследование вибрации 630 различных агрегатов нескольких предприятий Минтопа и МНХП, в результате чего была составлена база данных, включающая 8455 спектров вибрации 16 различных типов ЦНА, 5676 спектров вибрации 14 типов ЦКМ и 2748 спектров вибрации 10 типов ЦВ.

При обработке экспериментальных данных (для получения упорядоченных статистик значений вибраций в предположении, что одинаковые компоненты колебаний одних и тех же подшипников однотипных агрега-

тов принадлежат соответственно единым генеральным совокупностям) для формирования сводных протоколов значений параметров в базе данных выбирались группы агрегатов со сходными техническими характеристиками и одноименные измерительные точки.

В первую очередь из данных, предназначенных для анализа, были исключены вызывающие сомнение в их достоверности. Для проверки компактности выборки, характеризующей достоверность статистических выводов, и исключения из дальнейшей обработки резко выпадающих данных, связанных с ненормальной работой отдельных исследованных агрегатов, целесообразно использовать критерий грубых ошибок наблюдений при допущении, что полученный экспериментальный ряд значений вибраций (выборка) подчиняется нормальному закону распределения, при этом верхнюю границу допустимых результатов измерений можно определить из выражения:

$$\frac{x_{\text{макс}} = x_{\text{ср}} + sq_{q.n}}{q_{q.n}}$$

При этом была исключена возможность ошибок при ручных расчетах, и реализовывалась возможность редактирования исходных данных в ручном режиме (например, исключать данные, соответствующие измерениям на агрегатах, работающих не в нормальных условиях или вызывающих сомнение в их достоверности) и выводить итоговый протокол расчета. Программа проводила расчеты по приведенной выше формуле в автоматическом режиме, и при этом на экран выводились значения по соответствующим данным: среднего арифметического, дисперсии, суммы среднего арифметического и утроенной дисперсии, уровней +4, +8 и +12 дБ относительно среднего. После окончания работы программы проводилась ручная корректировка данных.

В приведенном ниже примере (таблицы 2.1 и 2.2) произведено исключение вызывающих сомнение данных и расчет предварительных допустимых значений вибрации по данным измерений вибрации магистральных насосных агрегатов (НА) STD – 8000/НМ – 12000 двух нефтеперекачивающих станций (НПС) для измерительных точек VI (задний подшипник электродвигателя, вертикальное направление).

В таблице 2.1 вызывают сомнение в достоверности данные в помеченных серым цветом клетках, поскольку они превышают уровень среднего арифметического плюс утроенная дисперсия. После их удаления можно получить исходные данные, которые могут использоваться для дальнейшего статанализа или определения состояния агрегата.

Анализ улучшенных таким образом выборок показывает, что их совокупность достаточно хорошо подчиняется нормальному закону распреде-

ления. Проверка гипотезы осуществлялась с применением графического метода с помощью «вероятностной бумаги» и показала по всем компонентам колебаний одинаковых опор (штатных контрольных точек) однотипных агрегатов и во всех случаях удовлетворительные результаты.

Установление близости совокупности измеренной вибрации одинаковых опор однотипных агрегатов нормальному распределению существенно облегчило оценку полученных результатов. Известно, что при нормальном распределении среднее квадратическое отклонение характеризует границу отклонения не менее $2/3$ измеренных значений, а согласно теореме Чебышева при достаточно большом числе независимых опытов среднее арифметическое значение наблюдаемых случайных величин сходится по вероятности к ее математическому ожиданию. Поэтому в основу дальнейшего анализа было положено рассмотрение математических ожиданий значений параметров однокомпонентной вибрации одинаковых опор (штатных контрольных точек) однотипных агрегатов и их дисперсий [6].

Таблица 2.1

Предварительные допустимые значения вибрации по данным измерений вибрации магистральных насосных агрегатов (НА) STD – 8000/НМ – 12000 двух нефтеперекачивающих станций (НПС) для измерительных точек VI (задний подшипник электродвигателя, вертикальное направление).

Измерение	Параметр						
	СК 3	Пар.1	Пар.2	Пар.3	Пар.4	Пар.5	Пар.6
ИПС 1							
ПА1-IV-20.03.95-16:32	3,807	0,738	2,691	0,409	0,623	2,443	
ПА1-IV-11.04.95-15:47	4,812	0,651	2,716	0,633	3,101	1,383	6,156
ПА1-IV-26.10.95-10:26	6,263	0,129	4,837	1,315	3,77	0,085	7,375
ПА4-IV-20.03.95-16:52	2,422	0,512	1,786	1,011	0,293	1,067	
ПА4-IV-11.04.95-16:22	4,49	0,496	1,432	0,648	3,696	1,017	3,219
ПА4-IV-30.05.95-13:59	2,827	0,332	1,873	1,178	1,451	0,881	1,875
ПА4-IV-20.06.95-12:59	2,51	0,233	1,935	0,936	1,098	0,58	1,688
ПА4-IV-02.07.95-12:48	4,525	0,409	1,935	0,98	3,721	0,924	3,266
ПА4-IV-24.07.95-14:33	2,923	0,191	1,997	1,774	0,874	0,682	2,078
ПА4-IV-20.10.95-15:26	2,541	0,2	1,935	0,471	1,017	1,141	1,914
ПА4-IV-30.10.95-14:20	2,348	0,15	1,898	0,484	0,961	0,85	1,688
ПА4-IV-13.11.95-13:15	4,32	0,245	2,022	0,623	3,473	0,924	1,555
ПА4-IV-08.12.95-05:30	3,061	0,276	1,687	0,251	1,873	1,6	2,078
ИПС 2							
ПА4-IV-20.03.95-15:42	2,785	1,525	1,104	0,812	0,881	1,575	
ПА4-IV-11.04.95-14:29	3,67	0,515	2,406	0,747	1,271	2,084	0,563
ПА4-IV-30.05.95-14:08	4,56	0,419	3,001	0,305	0,626	3,299	1,242
ПА4-IV-02.06.95-14:19	3,605	0,899	1,898	0,592	2,294	0,732	3,906
ПА4-IV-31.10.95-14:52	5,485	0,667	2,195	0,38	3,721	3,175	1,555
Среднее ариф.(x_{cp})	3,719	0,477	2,186	0,752	1,930	1,357	2,677
Дисперсия (s)	1,112	0,331	0,779	0,381	1,252	0,851	1,812
Верхняя граница ($x_{верх}$)	7,056	1,472	4,524	1,898	5,687	3,913	8,114

Таблица 2.2

Предварительные допустимые значения вибрации по данным измерений вибрации магистральных насосных агрегатов (НА) STD – 8000/НМ – 12000 двух нефтеперекачивающих станций (НПС) для измерительных точек VI (задний подшипник электродвигателя, вертикальное направление) и расчетные показатели.

Измерение	Параметр						
	СК 3	Пар.1	Пар.2	Пар.3	Пар.4	Пар.5	Пар.6
ИПС 1							
ПА1-IV-20.03.95-16:32	3,807	0,738	2,691	0,409	0,623	2,443	
ПА1-IV-11.04.95-15:47	4,812	0,651	2,716	0,633	3,101	1,383	6,156
ПА1-IV-26.10.95-10:26	6,263	0,129		1,315	3,77	0,085	7,375
ПА4-IV-20.03.95-16:52	2,422	0,512	1,786	1,011	0,293	1,067	
ПА4-IV-11.04.95-16:22	4,49	0,496	1,432	0,648	3,696	1,017	3,219

Окончание таблицы 2.2

ПА4-IV-30.05.95-13:59	2,827	0,332	1,873	1,178	1,451	0,881	1,875
ПА4-IV-20.06.95-12:59	2,51	0,233	1,935	0,936	1,098	0,58	1,688
ПА4-IV-02.07.95-12:48	4,525	0,409	1,935	0,98	3,721	0,924	3,266
ПА4-IV-24.07.95-14:33	2,923	0,191	1,997	1,774	0,874	0,682	2,078
ПА4-IV-20.10.95-15:26	2,541	0,2	1,935	0,471	1,017	1,141	1,914
ПА4-IV-30.10.95-14:20	2,348	0,15	1,898	0,484	0,961	0,85	1,688
ПА4-IV-13.11.95-13:15	4,32	0,245	2,022	0,623	3,473	0,924	1,555
ПА4-IV-08.12.95-05:30	3,061	0,276	1,687	0,251	1,873	1,6	2,078
ИПС 2							
ПА4-IV-20.03.95-15:42	2,785		1,104	0,812	0,881	1,575	
ПА4-IV-11.04.95-14:29	3,67	0,515	2,406	0,747	1,271	2,084	0,563
ПА4-IV-30.05.95-14:08	4,56	0,419	3,001	0,305	0,626	3,299	1,242
ПА4-IV-02.06.95-14:19	3,605	0,899	1,898	0,592	2,294	0,732	3,906
ПА4-IV-31.10.95-14:52	5,485	0,667	2,195	0,38	3,721	3,175	1,555
Среднее ариф.(x_{cp})	3,719	0,477	2,186	0,752	1,930	1,357	2,677
Дисперсия (s)	1,112	0,331	0,779	0,381	1,252	0,851	1,812
Верхняя гр. ($x_{верх}=1,5$)	5,387	0,744	2,71	1,323	3,808	2,634	5,395
Верхняя гр. ($x_{верх}=2$)	5,943	0,853	2,936	1,514	4,434	3,059	6,301
Верхняя гр. ($x_{верх}=3$)	7,056	1,074	3,391	1,898	5,687	3,913	8,114
$x_{cp}=4$ Дб	5,895	0,658	3,217	1,193	3,059	2,152	4,243
$x_{cp}=8$ Дб	9,336	1,043	5,095	1,889	4,844	3,408	6,719
$x_{cp}=12$ Дб	14,80	1,654	8,079	2,995	7,682	5,404	10,65

Для определения точности, с которой эти оценки отражают искомую статистическую характеристику, следует определить верхние границы доверительного интервала оценок:

$$x_{\max} = x_{cp} + t_{\beta} \sigma,$$

где t_{β} примерно равно 2 и 1,5.

Сопоставление верхней границы доверительного интервала и распределения частот встречаемости вибраций опор по каждому компоненту колебаний однотипных агрегатов показало, что подавляющее большинство значений вибраций находятся в границах доверительного интервала.

Таким образом были использованы два способа определения допустимых значений вибраций в частотных полосах:

– превышение 85 % – й (требует принятия мер, «предупреждение») и 95 % – й (предельное состояние, «опасность») границ совокупности данных;

– превышение среднего уровня вибрации на 4 и 8 дБ.

Оба способа направлены на то, чтобы выделить 5 и 15 % всей совокупности данных измерений вибрации, отражающих наивысшую вибрацию

агрегатов, хотя необходимо понимать, что приблизительность критериев отбора в дальнейшем корректировалась в каждом отдельном случае в зависимости от конкретных нужд.

Все спектры, по одноименным измерительным точкам, отображались по 40 гармоникам частоты вращения ротора для определения зон наибольшей гармонической активности. Было подтверждено, что с увеличением номера гармоники амплитудная активность уменьшается (рисунок 2.5).

Вибрация анализировалась отдельно по каждому узлу различных типов агрегатов (ЭД, насос, мультипликатор, компрессор, насос, вентилятор) и направлению измерения (вертикальное, горизонтально-поперечное и горизонтально-осевое).

Поскольку с увеличением номера гармоники виброактивность уменьшается к 10 гармонике в среднем в 10 и более раз (по отношению к первой) и после 10 – 15 гармоники, в основном, остается неизменной (кроме случаев с дефектами в редукторах и подшипниках качения), именно этими частотными полосами и был ограничен анализ:

- (область 2 Гц ... $0,9 f_r$), (индекс 8);
- ($0,5 \dots 5,5 f_r$), (индекс 1 – 5);
- ($5,5 \dots 10,5 f_r$), (индекс 6 – 10);
- ($10,5 \dots 40 f_r$), (индекс 11 – 40).

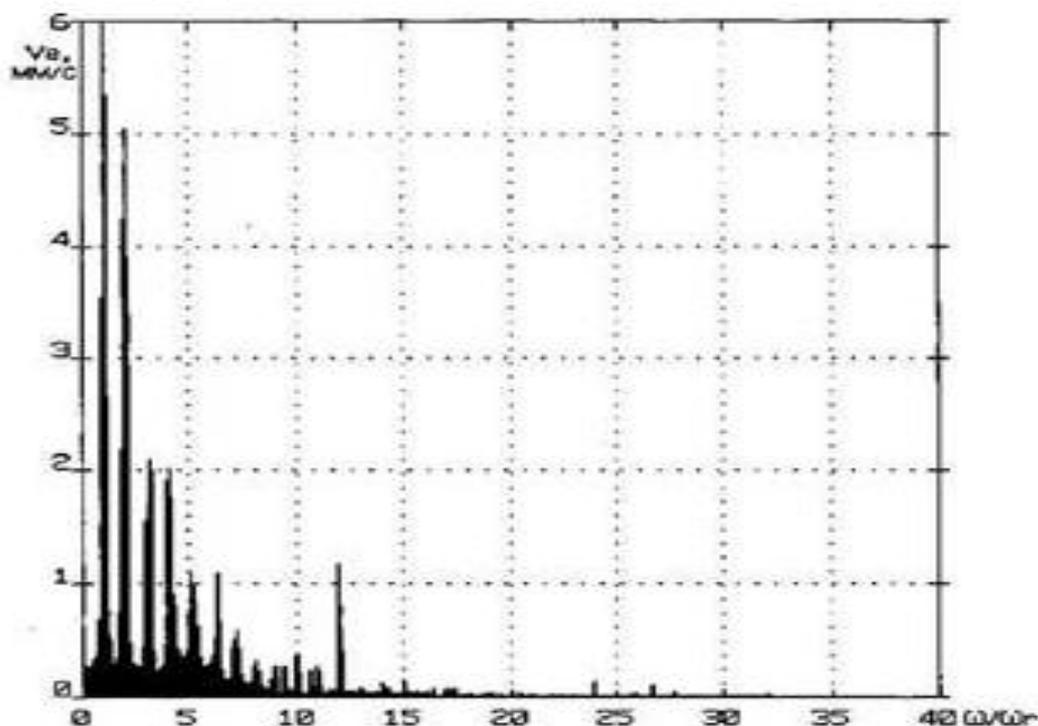


Рисунок 2.5 – Наложенные друг на друга 189 спектров насосов 14-и однотипных ЦНА с подшипниками скольжения и частотой вращения ротора 50 Гц

При анализе было установлено, что у большинства исследованных типов агрегатов и их узлов наблюдаются разные уровни вибрации опор по разным направлениям, а также существуют различия в гармонической активности. Кроме того, вибрации узлов с одинаковой мощностью и частотой вращения также различаются.

В качестве примера на рисунке 2.6 приведены границы распределения вибраций свыше 85 % («предупреждение») и 95 % («опасность») совокупности данных, измеренных на 80 асинхронных ЭД мощностью 150...250 кВт с подшипниками качения. Налицо существенные отличия границ – как по гармоникам, так и по направлению измерения. Можно отметить существенную виброактивность в горизонтально–осевом направлении.

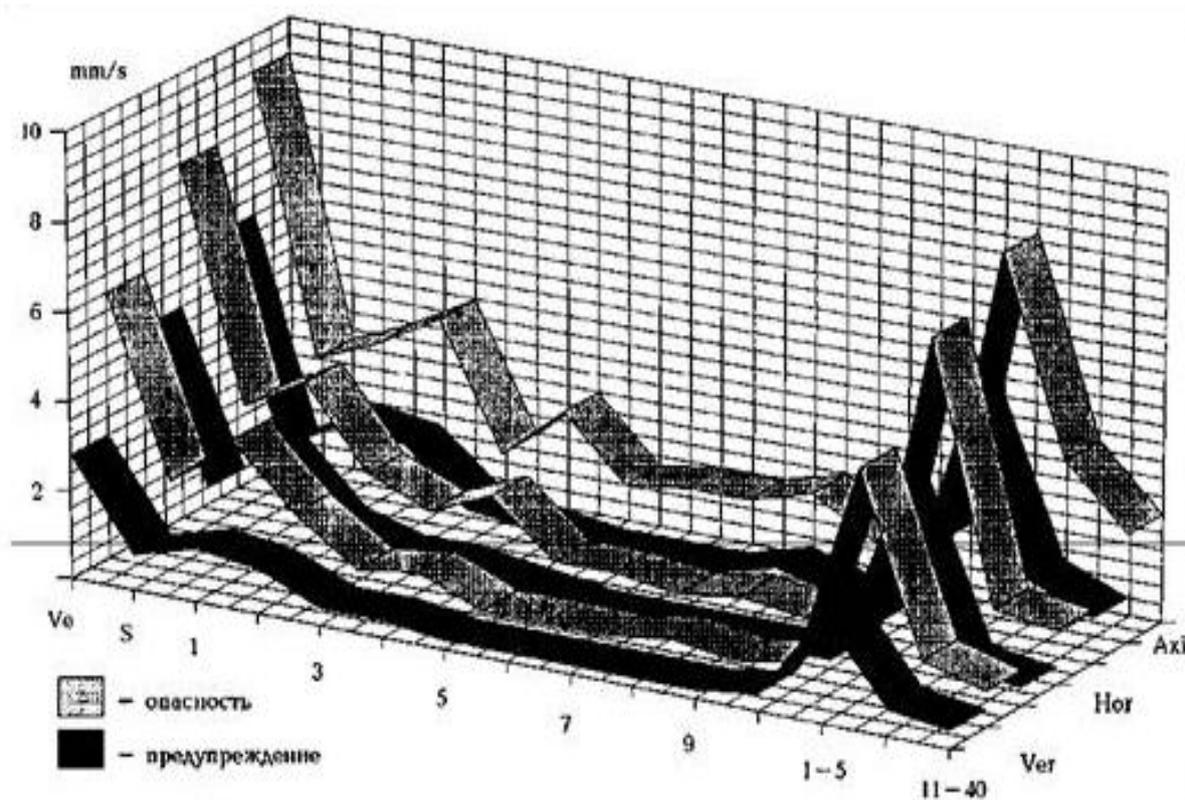


Рисунок 2.6 – Пример гармонического состава вибраций группы электродвигателей одного типа

На рисунке 2.7 приведены границы распределения вибраций свыше 85 % («предупреждение») и 95 % («опасность») совокупности данных, измеренных на 24 воздухоудувках мощностью 120...250 кВт с подшипниками качения. Примечательно наличие виброактивности на 1...5 гармониках частоты вращения ротора и отсутствие сколько-нибудь заметной виброактивности на «лопаточных» частотах [8].

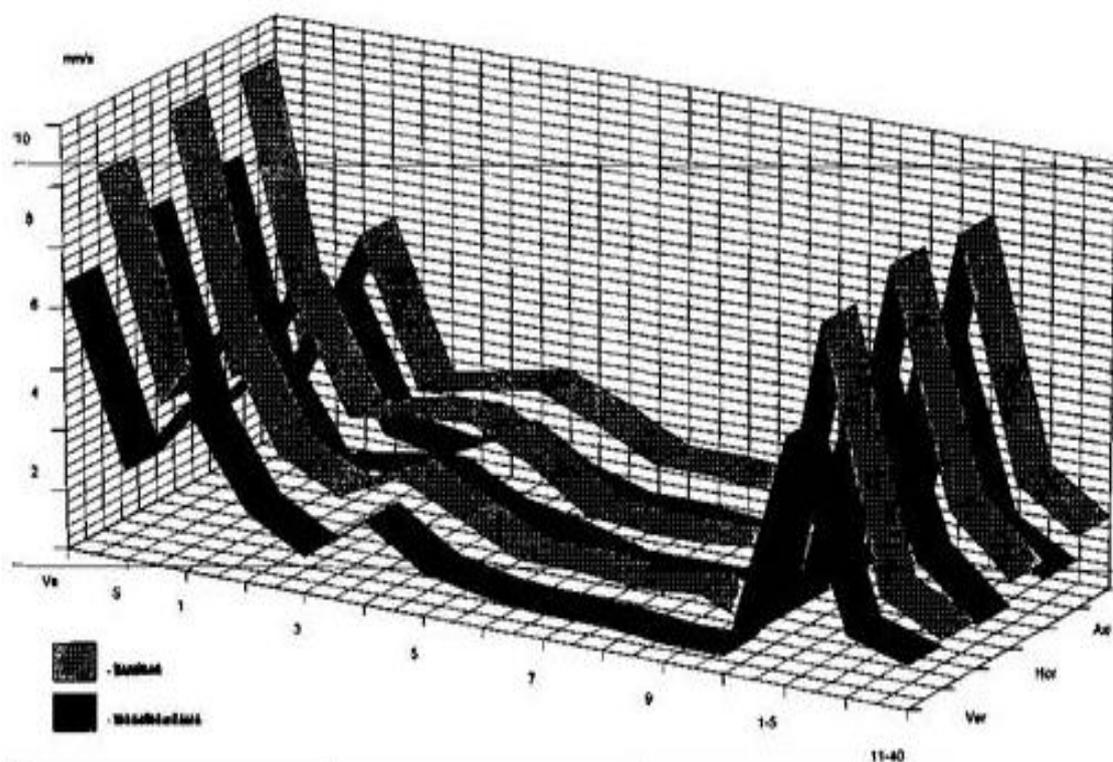


Рисунок 2.7 – Пример гармонического состава вибраций группы центробежных вентиляторов одного типа

На рисунке 2.8 приведены границы распределения вибраций свыше 85 % («предупреждение») и 95 % («опасность»).

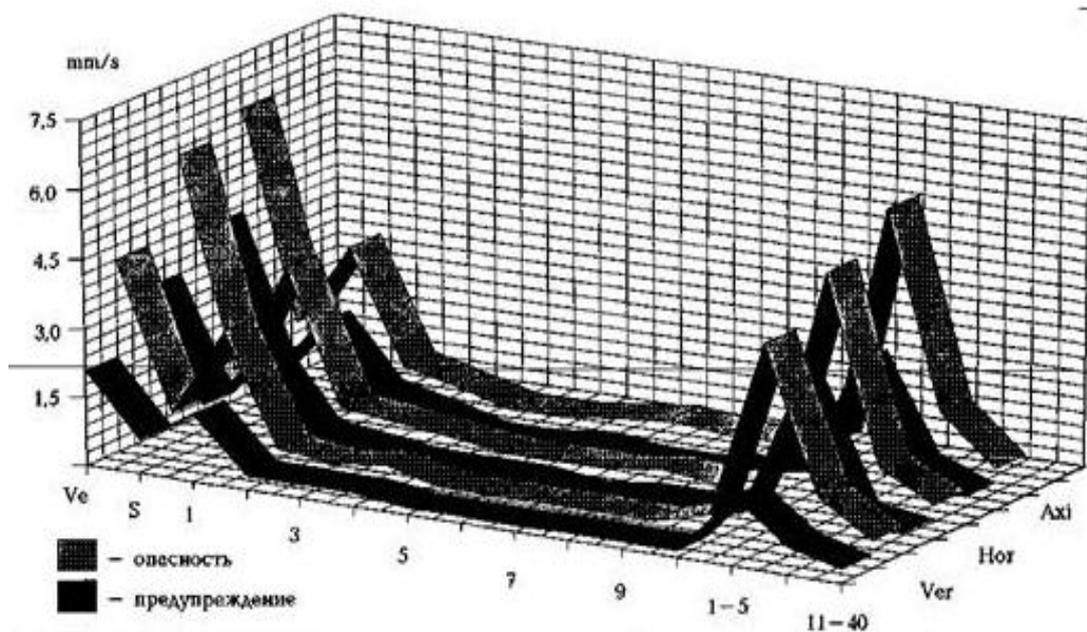


Рисунок 2.8 – Пример гармонического состава вибраций группы центробежных компрессоров одного типа

Совокупности данных, измеренных на 16 ЦБ компрессорах мощностью 2400...3500 кВт и частотой вращения ротора 150...190 Гц с подшипниками скольжения. Существенная виброактивность в этой группе компрессоров проявляется в основном на первых трех гармониках частоты вращения ротора. На рисунке 2.9 приведены границы распределения вибраций свыше 85 % («предупреждение») и 95 % («опасность») совокупности данных, измеренных 56 центробежных насосов мощностью 150...250 кВт с подшипниками качения. Для этой группы насосов примечательна виброактивность в частотных полосах 1 – 5, 6 – 10 и 11 – 40, а также присутствие некоторой виброактивности на лопаточных частотах.

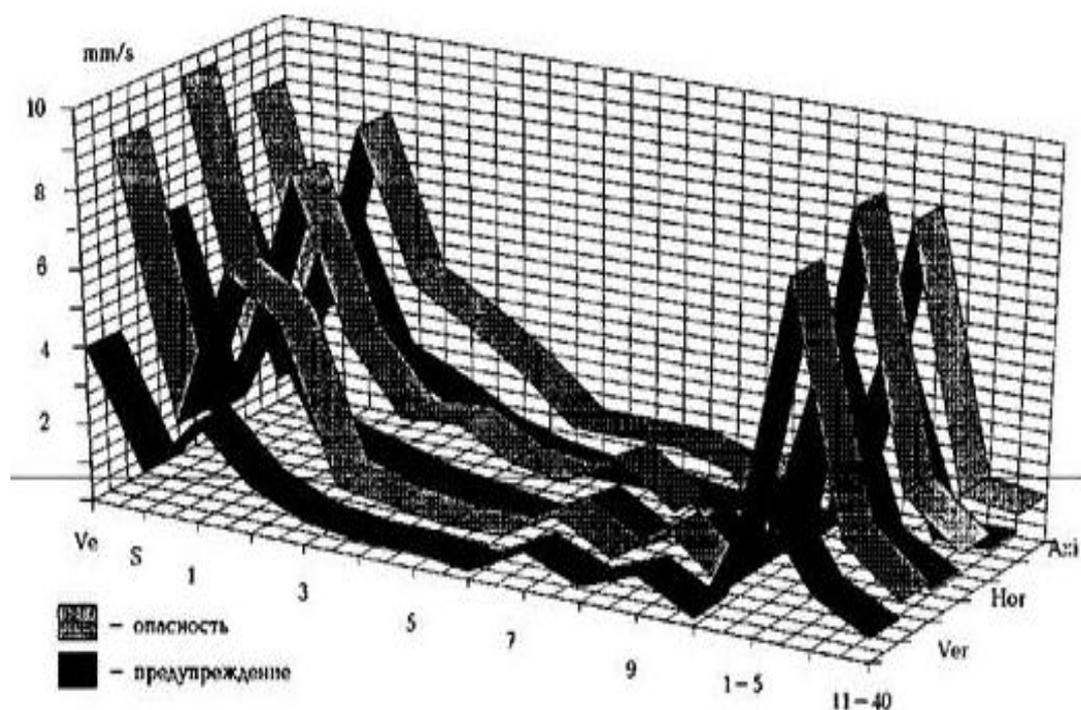


Рисунок 2.9 – Пример гармонического состава вибраций группы центробежных насосов одного типа

На рисунке 2.10 приведены (усредненные по трем направлениям измерений вибрации на корпусе подшипника) границы распределения вибраций свыше 85 % («предупреждение») и 95 % («опасность») сходных по конструктивным (примерно одинаковые подшипники, муфты и др.), эксплуатационным и мощностям характеристикам групп центробежных компрессоров (1), асинхронных электродвигателей (2) центробежных насосов (3), воздушных вентиляторов (4), расположенные в порядке возрастания значений вибротревог. Очевидно, что величина граничных значений существенно зависит от типа агрегата [11].

Анализ вибрации позволил установить как повышенный уровень колебаний отдельных опор в определенных направлениях у однотипных агрегатов, так и неравномерное распределение вибрации в различных направлениях у различных типов агрегатов: это событие – достаточно распространенное, хотя и не является правилом. Во многих случаях статистический анализ данных показывает, что уровень вибрации в вертикальном направлении несколько меньше, чем в горизонтальном, а осевая вибрация у большей части электродвигателей вентиляторов и самих вентиляторов в большинстве случаев преобладала над вертикальной и горизонтальной, чего не наблюдалось у ЦКМ.

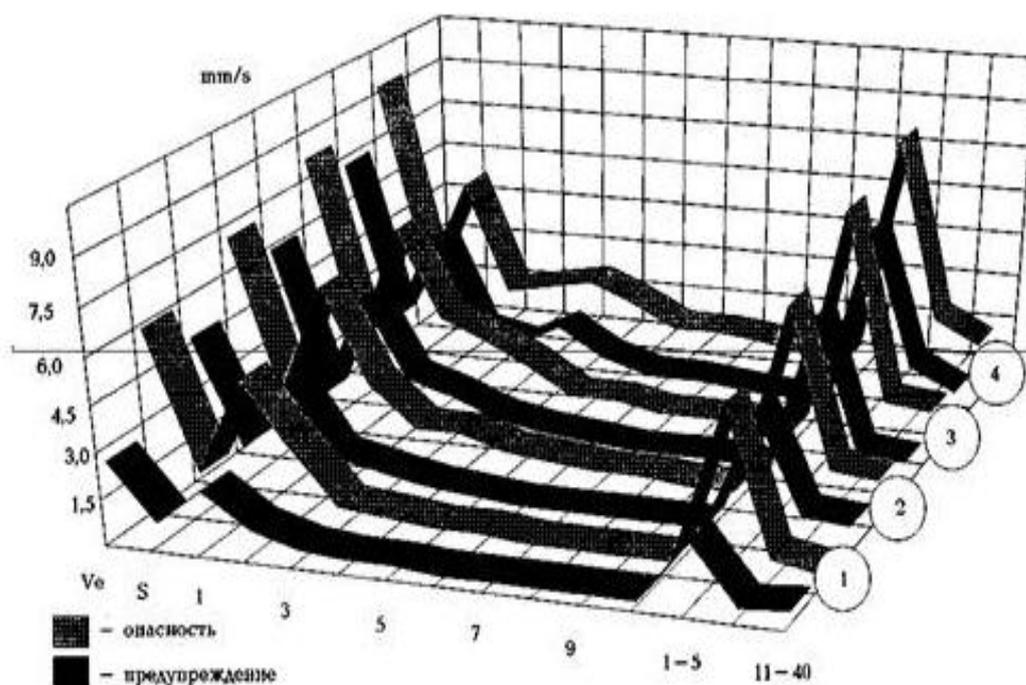


Рисунок 2.10 – Пример усредненного по направлениям гармонического состава вибраций группы центробежных компрессоров (1), синхронных электродвигателей (2), центробежных насосов (3), воздушных вентиляторов (4)

У агрегатов с подшипниками качения виброактивность в области шестой и более высоких гармоник частоты вращения ротора несколько ниже, чем у агрегатов с подшипниками скольжения.

2.5 Статистический анализ критериев оценки состояния оборудования

Статистический анализ показал, что не существует единственного набора критериев оценки состояния оборудования, подходящего не только для класса оборудования (например, одинакового для центробежных агрегатов: для компрессоров, насосов или вентиляторов со сходными мощностными характеристиками и частотой вращения ротора), но даже для типа (например, для различных типов вентиляторов: воздуходувок и дымососов; для различных типов насосов: многоступенчатые или одноступенчатые) и направления измерения вибрации (вертикальное, горизонтальное, осевое). Из-за различий в конструкции и эксплуатации каждый агрегат имеет свою собственную, несколько отличную от других, характеристику.

Предельные значения при распознавании состояния оборудования могут быть рассчитаны индивидуально для одноименных штатных измерительных точек агрегата, подшипниковых опор, общие по типу агрегата, по группам агрегатов (например, рассортированным по степени их вибронапряженности) или для всего обслуживаемого парка машин. Большая степень «индивидуализации» предельных значений увеличивает чувствительность системы мониторинга, но и лавинообразно увеличивает трудозатраты на их расчет и внесение изменений в базу данных.

Другими словами, применяя индивидуальный набор критериев и предельных значений для оценки состояния агрегата на каждой измерительной точке, можно максимально повысить чувствительность системы мониторинга к изменению состояния оборудования, но при этом выполнять огромный объем работы по статобработке виброданных, дополнительным виброизмерениям, описанию и изменению в базе данных параметров анализа и уровней тревог, съедающий львиную долю рабочего времени. В условиях производства этот путь в большинстве случаев нецелесообразен.

Другая крайность – применение единого (единственного) набора критериев и предельных значений для оценки состояния всего парка оборудования предприятия. В этом случае чувствительность системы мониторинга к изменению вибросостояния агрегата хотя и выше, чем при оценке состояния агрегата по общему уровню вибрации, но неоптимальна.

Каждый специалист, исходя из специфики предприятия и собственного опыта, должен выбирать компромиссное решение между трудозатратами на выполнение работ по статобработке виброданных, коррекцией в базе данных критериев, частотных полос и предельных значений, с одной стороны, и чувствительностью системы к изменению состояния оборудования, с другой.

При развертывании системы вибромониторинга на предприятии или расширении системы на неохваченные мониторингом агрегаты возникает необходимость предварительного выбора критериев, частотных полос и предельных значений в полосах. Приведенное выше исследование имело

целью оптимизацию критериев, количества частотных полос предельных значений на начальном этапе вибромониторинга на предприятии [10].

2.5 Частотные полосы вибрации при организации вибромониторинга

С точки зрения авторов, основанной на приведенном выше исследовании, при выборе критериев и частотных полос для мониторинга состояния роторных агрегатов на начальном этапе (при развертывании системы вибромониторинга) рекомендуется пользоваться данными, приведенными в таблице 2.3 (сокращения: ПСА – подшипник скольжения, ПК – подшипник качения).

Таблица 2.3

Частотный диапазон измерения виброскорости

Частотный диапазон измерения виброскорости, Гц		
Тип оборудования	МРИ по проведению вибродиагностических измерений ЦКМ и ЦНА предприятий МНХП СССР	Рекомендации Elektrik Power Research Institute, USA
Центробежные компрессоры		
Электропривод, ПС	10...1000	2...10 fr
Электропривод, ПК	10...1000	2...5 (или 50 fr)
Компрессор, ПС	10...5000	2... fλ (или 2 fλ)
Мультипликатор, ПС	10...5000	2...fnz
Центробежные насосы		
Электропривод, ПС	10...1000	2...10 fr
Электропривод, ПК	10...1000	2...5 (или 50 fr)
Насос, ПС	10...5000	2...10 fr или 2... fλ
Насос, ПК	10...5000	2...5 (или 50 fr)
Центробежные вентиляторы		
Электропривод, ПС	–	2...10 fr
Электропривод, ПК	–	2...5 (или 50 fr)
Вентилятор, ПС	–	2...10 fr или 2... fλ
Вентилятор, ПК	–	2...5 (или 50 fr)
Все агрегаты, пиковое значение ускорения, a _p	–	1000...10000 (20000)

Для мониторинга вентиляторов, компрессорных и насосных агрегатов с частотой вращения ротора 25...50 Гц и подшипниками скольжения оптимально проводить в частотной полосе с нижним пределом измерений виброскорости 2 Гц (при применении вибродатчиков со щупами от 10 Гц) и верхним пределом, соответствующим либо 10 гармонике частоты вращения ротора, либо лопаточной частоте, в зависимости от того, какое из этих значений больше, либо требованиям РДИ [10].

Для мониторинга агрегатов с подшипниками качения верхний предел частотного диапазона измерений виброскорости рекомендуется выбирать приблизительно в пять раз больший, вычисленной частоты дефекта внутреннего кольца подшипника. В большинстве случаев он лежит ниже 50-й гармоники частоты вращения ротора и позволяет включать в анализируемую полосу различные гармоники всех частот дефектов подшипника, либо требованиям РДИ.

Внутри этих интервалов определяют различные частотные полосы, в зависимости от конструктивных особенностей агрегата.

Для всех без исключения агрегатов следует контролировать пиковое значение виброускорения в диапазоне 1000... 10000 (по возможности 20000) Гц.

Количественные предельные значения интенсивности вибрации опор (подшипниковых щитов) роторных агрегатов.

С диагностической точки зрения очевидно, что оптимальным состоянием при эксплуатации агрегатов является отсутствие вибрации опор подшипников, точнее требование, чтобы их уровень был ниже порога чувствительности средств измерений. Однако при установлении нормативных значений необходимо учитывать реальную возможность их выполнения и затраты, связанные с наладкой оборудования для достижения таких норм.

Установление близости совокупности измеренных вибраций нормальному распределению позволяет в качестве исходных значений при развертывании системы вибромониторинга рассмотреть математические ожидания, дисперсии и доверительные интервалы оценок.

При выборе предельных значений необходимо учитывать требования стандарта ИСО 2372 – обязательного использования шкалы нормочисел, составленной от среднего порога чувствительности человека к вибрациям с равным коэффициентом увеличения 1,6. Такие выбираемые интервалы соответствуют ощутимым с точки зрения действия и субъективного восприятия изменениям параметра, а также обеспечивают отсутствие перекрытий в оценках вибрации при суммарной относительной погрешности измерения $\pm 10\%$.

Согласно указанной шкале нормочисел предпочтительными для назначения нормативных значений являются следующие значения среднеквадратических виброскоростей ...0,45; 0,71; 1,12; 1,8; 2,8; 4,5; 7,1; 11,2; 18,0; 28,0; ... мм/с.

При сопоставлении данной шкалы рекомендуемых нормативных значений с математическими ожиданиями среднеквадратических виброскоростей скоростей, полученных авторами в результате приведенных выше исследований, естественно, получилось совпадение с большинством из действующих стандартов. Исходя из этого при развертывании программы мониторинга вибрации на предприятии или расширении ее на неохваченные обследованиями агрегаты, когда специалисту неизвестны особенности и характер вибросостояния каждого конкретного агрегата, можно рекомендовать следующие частотные полосы контроля параметров вибрации и коэффициенты и значения для определения допустимых значений в полосах, для агрегатов с опорными подшипниками скольжения (см. данные, приведенные в таблице 2.3 и 2.4).

Таблица 2.3

Частотные полосы контроля параметров вибрации и коэффициенты и значения для определения допустимых значений

Частотная полоса, включающая	Предельное состояние	Требует принятия мер
	Коэффициенты к среднему квадратическому значению виброскорости V_c	
10...1000		
2(10) Гц... $0,9f_r$	0,32	0,2
$2f_r$	0,5	0,32
$5 f_r \dots 10 f_r$	0,25	0,16

Таблица 2.4

Данные для агрегатов с опорными подшипниками качения

Частотная полоса, включающая	Предельное состояние	Требует принятия мер
	Коэффициенты к среднему квадратическому значению виброскорости V_c	
10...1000 Гц		
2(10) Гц... $1,5f_r$	0,75	0,5
$2,5f_r$	0,5	0,83
$3f_r \dots 4f_r$	0,32	0,2
$5 f_r \dots 20 f_r$	0,4	0,25
$21 f_r \dots 50 f_r$	0,32	0,2
	Пиковое значение виброускорения, ms^{-2}	
10 кГц	40	20

В качестве исходной величины допустимых значений для заполнения таблицы выбирается клетка со значением «1». В эту клетку подставляется допустимое значение СКЗ виброскорости, регламентируемое требованиями завода–изготовителя, отраслевыми РД или стандартами в зависимости от частоты вращения ротора, высоты оси вращения, мощности, массы ротора или других характеристик агрегата [10]. Значения виброскоростей в остальных клетках таблицы получаются путем умножения коэффициента, помещенного в соответствующей клетке, на подставленное в клетку «1» значение.

При возможности авторы настоятельно рекомендуют устанавливать дополнительные частотные полосы контроля вибрации, связанные с газо – и гидродинамическими дефектами (лопаточные частоты), дефектами подшипников качения, дефектами зубчатых соединений и др. Предваритель-

ные (начальные) допустимые значения в этих полосах могут быть установлены не выше значений в полосе, включающей 10 гармонику частоты вращения ротора.

В дальнейшем, по мере накопления сведений об особенностях вибрации конкретного оборудования, следует разделить агрегаты по типам и подвергнуть полученные данные статобработке для определения индивидуальных частотных полос и допустимых значений для типа или даже для конкретного агрегата. Только после проведения этой работы достоверность автоматизированной оценки состояния оборудования будет достаточно высока. Опыт показывает, что экономия времени при автоматизированном распознавании состояния оборудования в этом случае с лихвой покрывает трудозатраты на предварительную статобработку.

2.6 Зарождающиеся и развитые дефекты: практика распознавания

2.6.1 Неуравновешенность ротора

Неуравновешенностью ротора называют состояние ротора, которое во время вращения приводит к появлению центробежных сил и моментов, вызывающих переменные нагрузки на опоры ротора и его изгиб. Неуравновешенность ротора могут вызвать источники механического происхождения, рассматриваемые в этой главе, гидродинамического и др.

Неуравновешенность ротора и дисбаланс механического происхождения.

Неуравновешенность ротора механического происхождения вызывается возникновением (в силу различных причин) отклонений рабочих геометрических размеров ротора от номинальных конструктивных, т.е. дисбаланса. При вращении такого ротора с некоторой угловой скоростью в каждом поперечном сечении, имеющем отклонение размеров от номинальных, возникает центробежная сила, вращающаяся вместе с ротором и вызывающая переменные нагрузки на опоры. При этом для наблюдателя результирующая центробежная сила вращается, как и ее отдельные составляющие, но для ротора она неподвижна и является статической нагрузкой, которая может вызывать значительный изгиб.

Воздействие центробежных сил, или дисбаланса, на опоры в большой степени определяется динамическими свойствами ротора, т.е. его способностью к изменению формы при вращении. Большинство крупных агрегатов, например, турбоагрегатов, крупных электрических машин и др., имеют ротора с изменяемой при вращении формой оси, то есть т.н. гибкие ротора, однако, основная часть агрегатов средней и малой мощности имеют практически недеформируемые при вращении жесткие ротора.

Условно виды дисбаланса валопроводов можно разделить на две категории: механический, или «жесткий», дисбаланс и дисбаланс, связанный с прогибом ротора [8].

Механический, или «жесткий», дисбаланс – один из основных источников повышенной вибрации оборудования. Причины его возникновения можно разделить на две группы. Первая из них – это дефекты, связанные с нарушением технологии изготовления, сборки и балансировки ротора после сборки, с заменой или перестановкой деталей в процессе монтажа, характеризующиеся повышенной вибрацией непосредственно по завершении ремонта или монтажа оборудования. Другая группа – дефекты эксплуатации, такие как разрушение и «вылет» частей ротора (например, частей рабочего диска, лопаток и др.) в процессе работы, характеризующиеся внезапными однократными скачкообразными изменениями амплитуды и/или фазы вибрации, и различные виды износа поверхностей ротора (например, трущихся и рабочих – шеек вала, лопастей колес), отложения в процессе работы, уменьшение натяга (нарушение посадок) деталей вала, в большинстве случаев характеризующиеся сравнительно медленными (в течение часов, дней, месяцев и более) изменениями амплитуды и/или фазы вибрации.

Дисбаланс, связанный с прогибом (во многих случаях остаточным) вала, также может вызываться дефектами изготовления (остаточные деформации, неоднородность поковки вала, тепловая нестабильность в электрических машинах и др.), дефектами монтажа (в торцевых гаечных соединениях, перекосы в шпоночных соединениях, нарушение натяга дисков и др.) и дефектами эксплуатации (задевания, в результате неравномерного охлаждения или нагрева ротора или нарушения зазоров, нарушений режима пуска и др.).

Статическую неуравновешенность ротора может вызывать, например, нарушение соосности бочки и шеек ротора, прогиб ротора, различие в массе одинаковых диаметрально противоположных элементов (пример: полюсов синхронных машин или секций обмоток якоря), смещение масс пропиточного лака при сушке и др. Причиной моментной неуравновешенности могут быть перекосы насаживаемых на вал узлов: коллектора, контактных и бандажных колец, рабочих облопаченных колес и многие другие причины.

2.6.2 Диагностические признаки неуравновешенности ротора

Траектория движения ротора в подшипнике при неуравновешенности ротора в большинстве случаев имеет форму эллипса, а не круга, что связано с различной жесткостью подшипника в вертикальном и горизонтально–поперечном направлениях. На рисунке 2.11 приведена типичная траектория движения шейки ротора в подшипнике скольжения при дисбалансе, при этом отношение размахов виброперемещений в вертикальном и горизонтально–поперечном направлениях примерно соответствует отношению жесткостей подшипника в тех же направлениях.

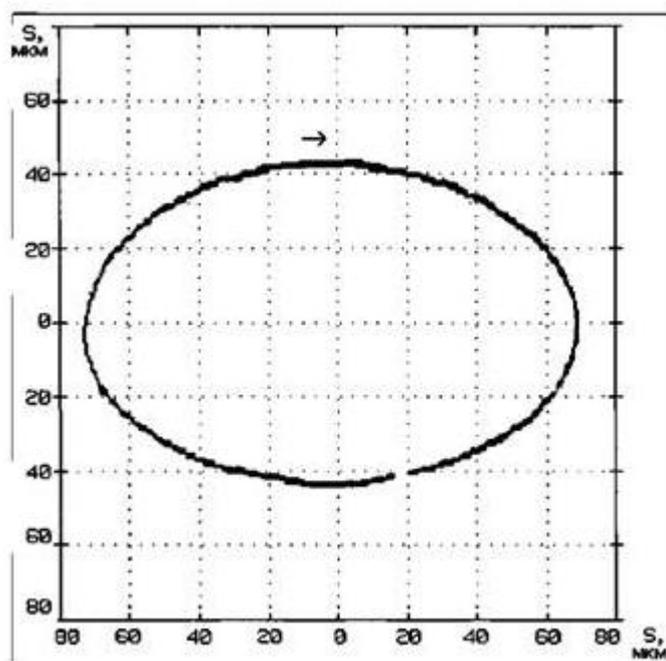


Рисунок 2.11 – Траектория движения шейки вала в подшипнике скольжения при дисбалансе

Кривые (формы сигнала) виброперемещения и виброскорости при неуравновешенности ротора и отсутствии других развитых дефектов агрегата во многих случаях периодические или почти периодические, с периодом колебаний, соответствующим частоте вращения ротора (Γ), и имеют форму, близкую к синусоидальной. Амплитуда и фаза вибрации на частоте вращения ротора практически стабильны во времени. Кривая (форма сигнала) виброускорения часто имеет более «сложный» («случайный») характер, особенно если ротор опирается на подшипники качения [1].

На рисунке 2.12 приведены формы сигнала виброскорости (нижний график) и виброускорения (верхний график), измеренные с интервалом в несколько секунд в одной и той же точке подшипникового щита электродвигателя, имевшего неуравновешенность ротора.

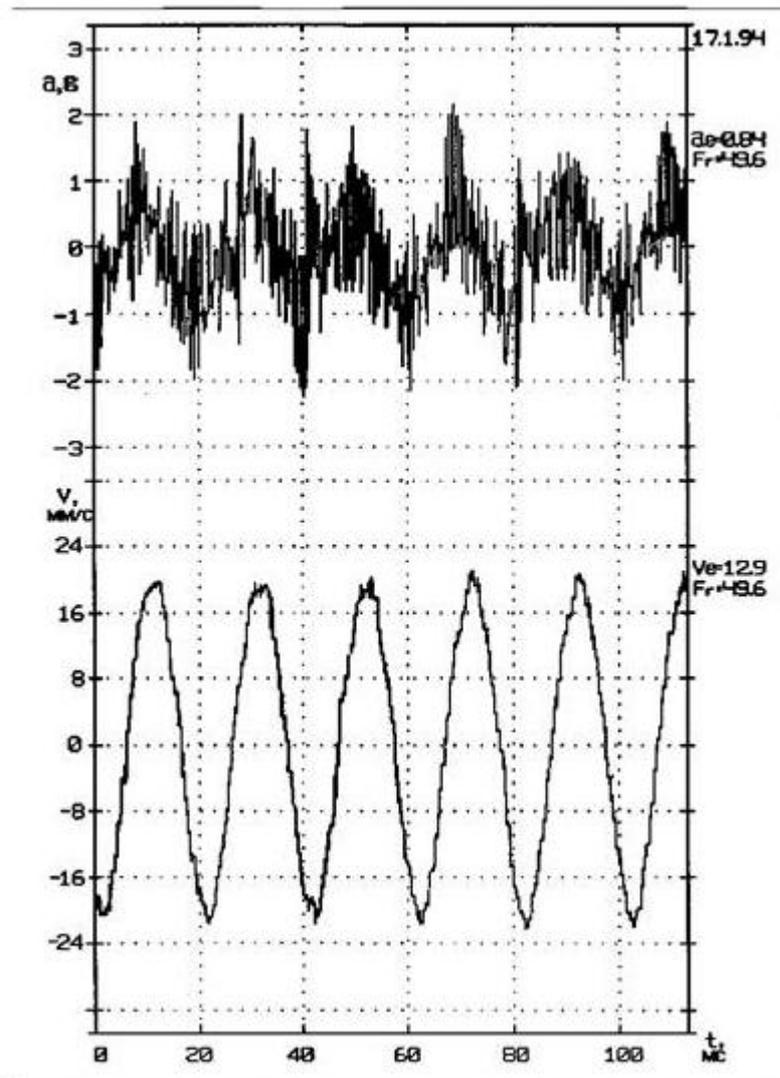


Рисунок 2.12 – Формы сигнала виброскорости и виброускорения, измеренные на подшипниковом щите электродвигателя, имевшего неуравновешенность ротора

На рисунке 2.13 вертикальными пунктирными линиями помечен временной интервал, соответствующий одному обороту ротора. При этом кривая (форма сигнала) виброускорения имеет «сложную» форму за счет достаточно интенсивной средней, высокочастотной и случайной вибрации (во многих случаях возбуждаемой даже исправными подшипниками качения и другими источниками) и наглядней проявляющейся в сигнале виброускорения, чем виброскорости.

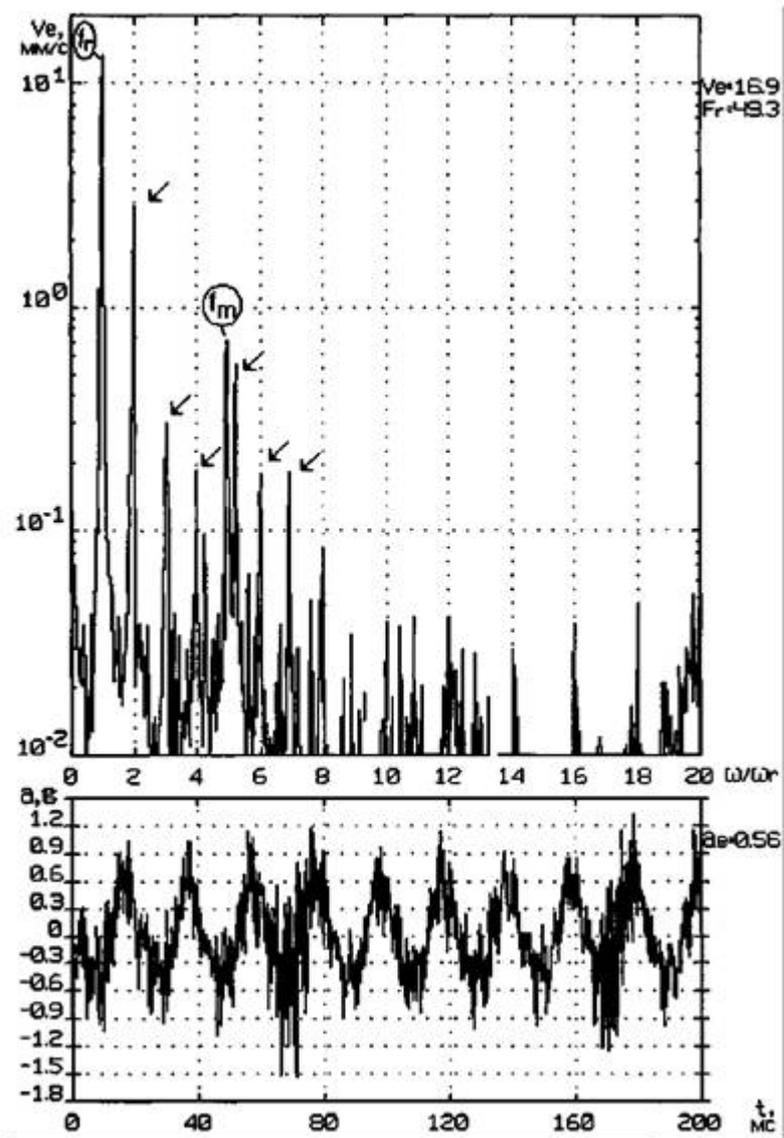


Рисунок 2.13 – Форма и спектр сигнала вибрации подшипникового щита электродвигателя, имевшего неуравновешенность ротора

В амплитудном спектре вибрации составляющая на частоте вращения ротора является преобладающей и, в большинстве случаев, ее величина, при отсутствии других, кроме дисбаланса дефектов, значительно (в два и более раз) превышает величину вибрации на ее высших гармониках, а уровень шумовых компонент спектра на 40...50 дБ.

В качестве примера на рисунке 2.14 приведен спектр виброскорости подшипникового щита небольшого электродвигателя, имевшего неуравновешенность ротора. Стрелками помечены гармоники частоты вращения ротора, а индексом f_1 – вибросоставляющая, возбуждаемая подшипником качения, которую не следует принимать во внимание. Необходимо добавить, что виброактивность на высших гармониках частоты вращения ротора при дисбалансе во многом определяется нелинейностью, весьма инди-

видуальной для каждого подшипника, и уменьшается с ростом порядкового номера гармоники.

При механическом дисбалансе параметры вибрации зависят от частоты вращения ротора и практически не зависят от режима работы агрегата, внешних условий работы агрегата и температуры. Вибрация может проявляться как в поперечном, так и осевом направлениях, однако, в силу ее зависимости от жесткости подшипника, пространственно анизотропной, обычно горизонтально–поперечная вибрация преобладает над вертикальной. При этом чаще наблюдаются более интенсивные колебания опор ротора с дисбалансом, и влияние последнего на колебания опор сопряженных роторов агрегата, особенно в случае применения гибких муфт, обычно относительно невелико [8].

В силу изложенного выше, большинство специалистов используют распределение вибрации на частоте вращения ротора как по различным опорам агрегата, так и по пространственным компонентам в качестве диагностических признаков неуравновешенности ротора, а количественные характеристики и особенности изменений амплитуды и фазы вибрации в качестве диагностических параметров.

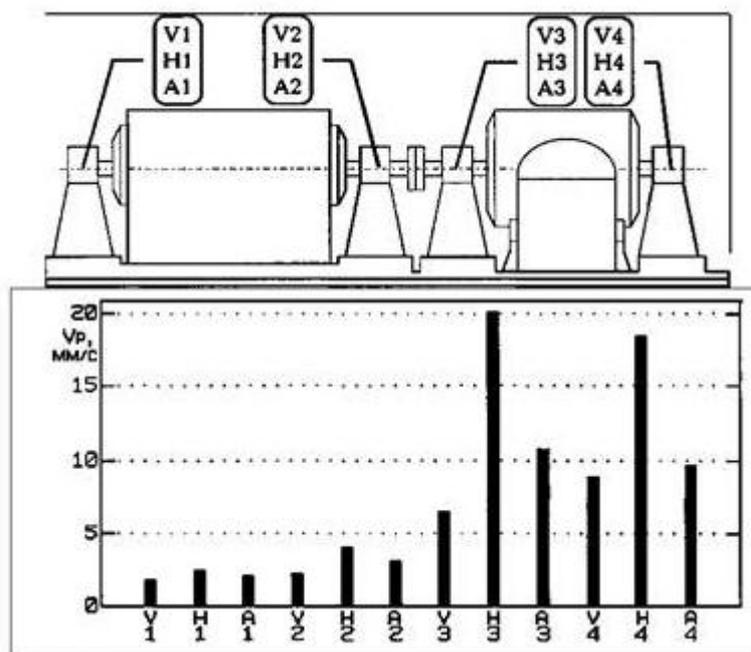


Рисунок 2.14 - Спектр виброскорости подшипникового щита небольшого электродвигателя

В качестве примера проявления неуравновешенности жесткого ротора при выводе агрегата из ремонта, сопровождающейся повышенной вибрацией непосредственно по завершении ремонта и/или монтажа оборудования, можно привести следующий .

В соответствии с планом–графиком проведения ремонтных работ после наработки установленного количества часов ротор насоса магистрального насосного агрегата был демонтирован, отремонтирован, отбалансирован на станке и смонтирован в насосе. В ходе испытаний при выводе агрегата из ремонта была обнаружена вибрация, превышающая допустимое значение в несколько раз. Результаты проведенного после ремонта обследования приведены на рисунке 2.15.

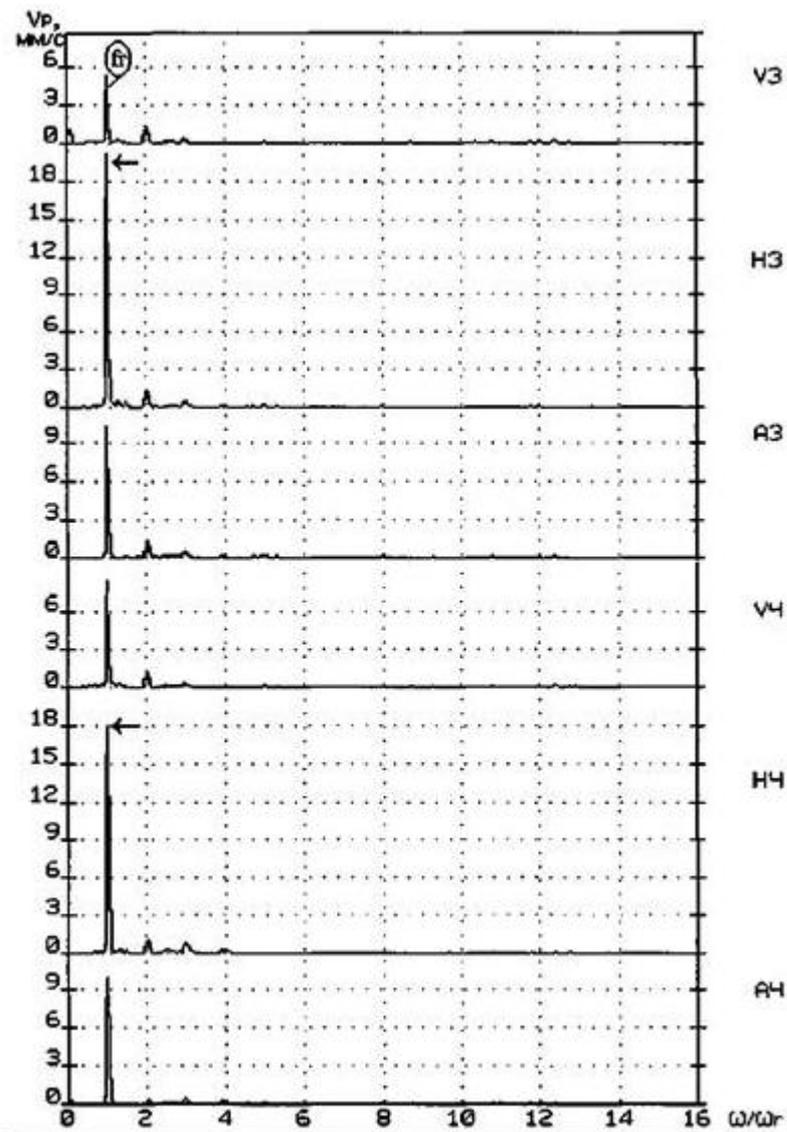


Рисунок 2.15 – Спектры вибрации передней и задней подшипниковых опор насоса под влиянием неуравновешенности ротора

Очевидно, что дефект, приводящий к повышенной вибрации, связан с насосом. Колебания опор насоса преобладают в горизонтально–поперечном направлении, и уровни вибрации опор по совпадающим

направлениям измерений отличаются не более чем на 10...30 %, т.е. вполне сопоставимы по величине [11].

На рисунке приведены спектры виброскорости передней и задней подшипниковых опор насоса. Вибрация преобладает на частоте вращения ротора (помечена индексом f_r), уровни вибрации высших гармоник частоты вращения ротора существенно ниже. Частотные составляющие спектра с максимальным уровнем вибрации (в горизонтально–поперечном направлении) помечены стрелками.

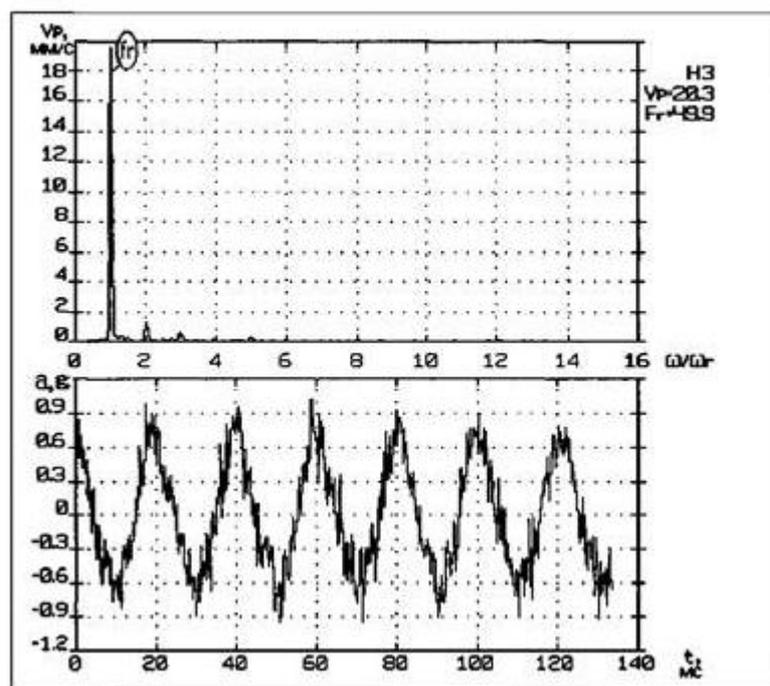


Рисунок 2.16 – Форма и спектр сигнала вибрации передней подшипниковой опоры насоса под влиянием неуравновешенности ротора

На рисунке 2.16 приведены форма виброускорения и спектр сигнала виброскорости передней подшипниковой опоры насоса в горизонтально–поперечном направлении. Уровень преобладающей на частоте вращения ротора виброскорости (помечена индексом f_r) превышает уровни виброскорости высших гармоник частоты вращения ротора более чем в 10 раз (20 дБ), а уровень шумов более чем на 40 дБ. Кривая виброускорения представляет собой суперпозицию колебаний в основном первой и значительно меньшей по амплитуде четырнадцатой гармоник частоты вращения ротора (удвоенная лопаточная частота), случайная вибрация сравнительно мала.

Признаки неуравновешенности ротора налицо. Насос был разобран и ротор поместили на балансировочный станок для проверки, в результате которой выяснилось, что начальный дисбаланс многократно превышал допустимый дисбаланс по ТУ на данный тип роторов. После проведения ба-

лансировочного цикла, сборки агрегата и измерения вибрации при рабочей нагрузке уровень виброскорости не превышал 2 мм/с .

В дальнейшем так и не удалось установить, какая из двух явилась причиной послеремонтной механической неуравновешенности ротора: высокий остаточный дисбаланс в результате ошибки специалиста по балансировке или ошибка ремонтного персонала, приведшая к вероятной деформации ротора при монтаже или транспортировке.

Следует отметить, что весьма важно проводить виброизмерения непосредственно перед выводом агрегата в ремонт и, по возможности (если нет необходимости замены изношенных частей ротора), проводить балансировку только в случае необходимости, обоснованной наличием диагностических признаков дисбаланса и повышенной вибрации агрегата, т.е. не балансировать ротор без особой нужды. Важно также фиксировать случаи установки значительных корректирующих масс при балансировке и удовлетворительного вибросостояния агрегата до вывода в ремонт и анализировать причину таких фактов.

Диагностирование и оценка технического состояния ротора по величине неуравновешенности, которая во многих случаях определяет уровень вибрации узлов агрегата на частоте вращения ротора, достаточно простой и широко применяемый способ мониторинга. В этом случае известно или легко определимо пороговое значение величины неуравновешенности, превышение которой означает отказ агрегата. При этом характер вибрации агрегата зависит от расположения дисбаланса: с одной стороны ротора, в середине или по краям или на консоли, что, хотя и важно для решения задач балансировки, при потере работоспособности агрегата существенного значения не имеет.

Следует учитывать, что использование количественных характеристик вибрации на частоте вращения ротора в качестве диагностического признака места расположения дисбаланса на роторе во многих случаях бывает затруднено из-за значительного разброса их значений во времени и по множеству агрегатов, особенно не имеющих достаточно развитой неуравновешенности в силу многих, часто не поддающихся учету факторов.

Учитывая изложенное, авторы все же считают необходимым привести пример влияния расположения дисбаланса на валопроводе на вибрацию опор агрегата, измеренную в процессе эксплуатации оборудования.

На рисунке приведены вертикальные, горизонтально–поперечные и осевые компоненты вибрации опор насосных агрегатов одного типа, времени выпуска и условий эксплуатации при различном расположении дисбаланса. Данный тип агрегатов имел жесткие оси ротора насоса и двигателя. Доля первой гармоники частоты вращения ротора, характеризующая уравновешенность ротора в любой из контрольных точек, составляла не менее 80 % общего гармонического состава.

Верхний график (совокупность данных измерения вибрации и плоскость расположения дефекта, помеченные индексом 1) был получен перед остановом электродвигателя, в результате ревизии которого были обнаружены деформированные лопасти крыльчатки (рисунок 2.17). Наибольшая вибрация наблюдается в районе задней опоры электродвигателя.

Данные измерения вибрации с индексом 2 были измерены на электродвигателе, имевшем распределенный вдоль бочки ротора дисбаланс в результате дефекта пазовой изоляции.

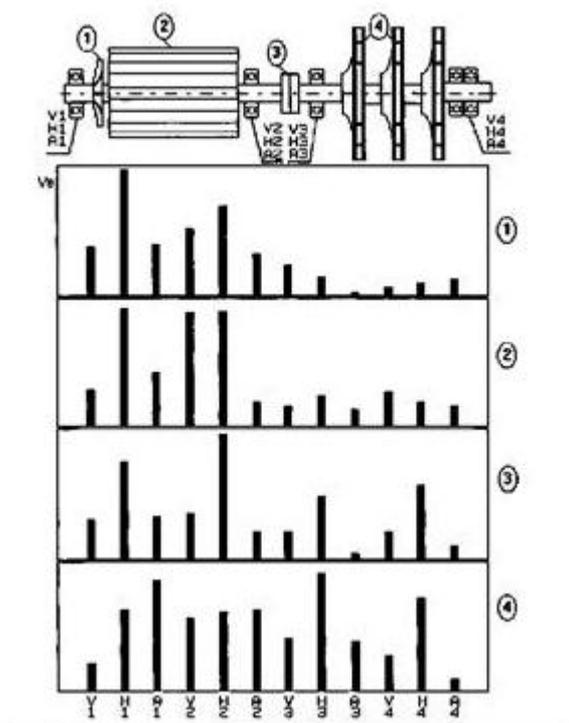


Рисунок 2.17 – Схема валопровода и размещения контрольных точек насосного агрегата вибрации опор при различном расположении дисбаланса V, H, A – вертикальные, горизонтально-поперечные и осевые компоненты вибрации

Нижний график был получен перед выводом в ремонт агрегата.

Данные измерения вибрации с индексом 3 были измерены на агрегате, у которого дисбаланс зубчатой полумуфты со стороны электродвигателя возник в результате нарушения технологии изготовления и сборки соединительной муфты.

В процессе частичной разборки насоса при осмотре ротора был обнаружен недопустимый износ рабочих колес, более сильный со стороны электродвигателя, а в некоторых местах кромки лопастей были разрушены.

При механическом дисбалансе осевая вибрация подшипников в силу различных причин может достигать значительных величин и преобладать над поперечной .

При обследовании магистрального насосного агрегата мощностью более 10 МВт была обнаружена вибрация подшипниковых опор, превышающая допустимые для эксплуатации значения. На рисунке 2.18 приведен гармонический состав вибрации подшипниковых опор. Наибольшая вибрация наблюдается на опорах электродвигателя, и максимальные значения имеют осевые компоненты, причем в частотном составе преобладает вибрация на частоте вращения ротора.

Синхронный электродвигатель агрегата имеет гибкий ротор с критической частотой вращения примерно 2200 об/мин и консольно расположенный возбудитель (рисунок 2.18).

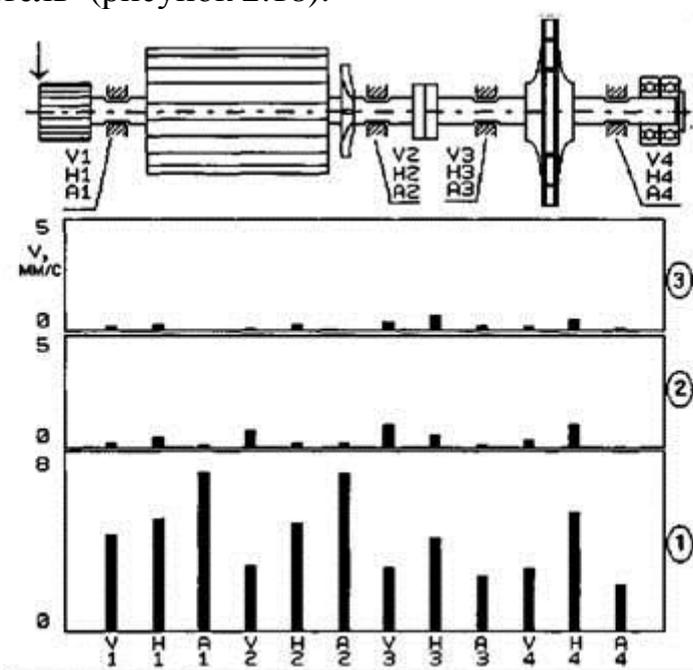


график 1 - первая гармоника частоты вращения ротора; график 2 - вторая гармоника частоты вращения ротора; график 3 - гармоника частоты вращения ротора. V, H, A – вертикальные, горизонтально–поперечные и осевые компоненты вибрации

Рисунок 2.18 – Схема валопровода и размещения контрольных точек магистрального агрегата, и гармонический состав вибрации опор при дисбалансе в районе возбудителя

На рисунке 2.19 приведены форма сигнала виброускорения и спектр сигнала виброскорости контрольной точки с максимальным уровнем вибрации — задней подшипниковой опоры электродвигателя в осевом направлении. Уровень преобладающей на частоте вращения ротора вибрации (помечена индексом f_r) превышает уровни вибрации второй и третьей

гармоник частоты вращения ротора примерно в 10 раз (20 дБ), а уровень шумов примерно на 40 дБ.

Кривую (форму сигнала) виброускорения периодической назвать нельзя, однако высокочастотные составляющие вибрации относительно невелики. В продолжение интервала времени, соответствующего одному обороту ротора (вертикальные пунктирные линии через каждые 20 мс) на кривой виброускорения наблюдается один следующий от оборота к обороту почти периодически расположенный преобладающий максимум, хотя и изменяющийся по величине (помечен наклонными стрелками).

Исходя из характера имеющейся вибрации и опыта эксплуатации этого типа синхронных электродвигателей было высказано предположение о возможном дисбалансе возбудителя и было предложено провести балансировку на месте под нагрузкой.

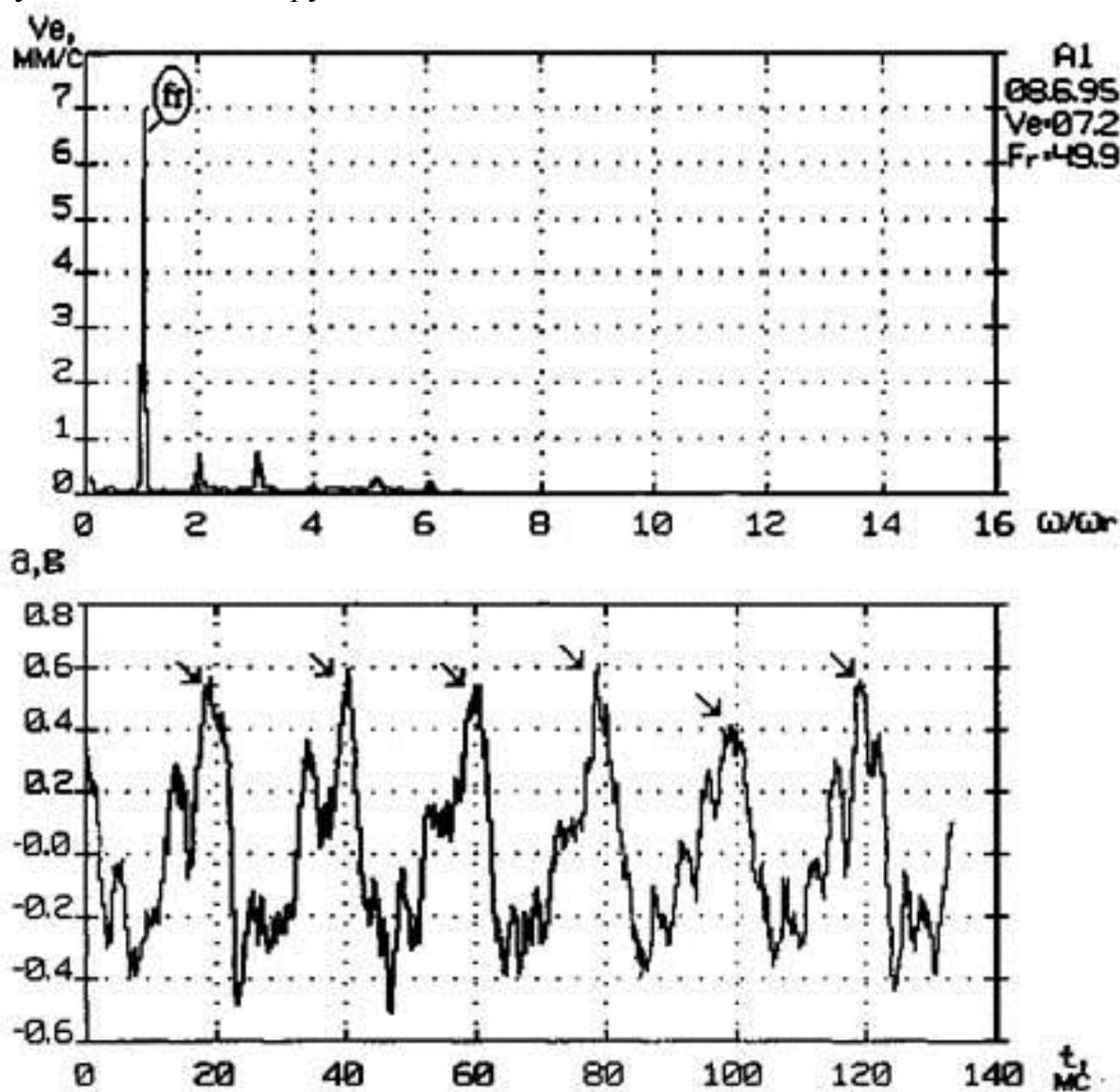


Рисунок 2.19 – Форма и спектр сигнала вибрации задней подшипниковой опоры электродвигателя в осевом направлении

Агрегат был остановлен и проведена балансировка под нагрузкой. Единственный корректировочный груз установили в плоскости коррекции в районе возбудителя, помеченной вертикальной стрелкой на рисунке 2.20.

Влияние установки корректировочного груза на изменение уровней вибрации опор магистрального насосного агрегата приведено на рисунке 2.20. Вибрация снизилась по всем контрольным точкам на опорах агрегата, а в точках с максимальной вибрацией в несколько раз.

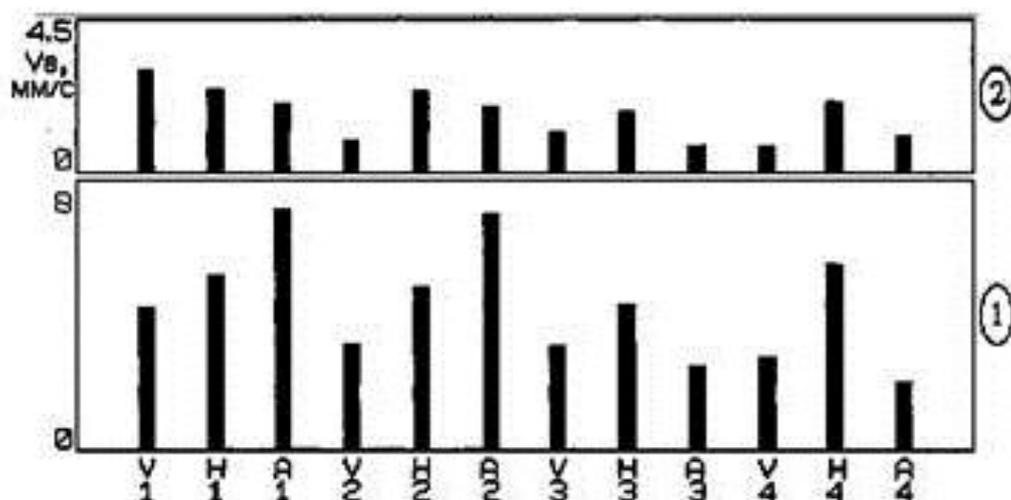


Рисунок 2.20 – Влияние корректирующей массы, установленной в районе возбудителя, на вибрации опор магистрального насосного агрегата. Снизу вверх графики СКЗ виброскорости по подшипниковым опорам до (график 1) и после (график 2) установки корректирующего груза. V, H, A – вертикальные, горизонтально–поперечные и осевые компоненты вибрации

В верхней части рисунка 2.21 приведены спектры виброскорости одной из контрольных точек электродвигателя до (графики с индексом 1) и после (графики с индексом 2) установки корректирующей массы в районе возбудителя. Вибрация: на частоте вращения ротора (помечена индексом гг) уменьшилась практически в два раза. В нижней части рисунка 2.21 приведены частотные характеристики (зависимость СКЗ виброскорости на частоте вращения ротора от частоты вращения ротора) колебаний той же точки до и после балансировки при останове агрегата под нагрузкой. Вибрация на критической частоте ротора (примерно 2200 об /мин) также значительно уменьшилась [10].

У некоторых типов генераторов, электродвигателей и других узлов агрегатов, как и в приведенном выше случае, достаточно часто наблюдается повышенная чувствительность к механическому и тепловому дисбалансу

осевых компонентов вибрации опор. Такие типы машин при проведении мониторинга и диагностики следует выделять особо, чтобы недопускать неверного диагноза, поскольку подобные симптомы характерны и для некоторых других дефектов, например, для расцентровки.

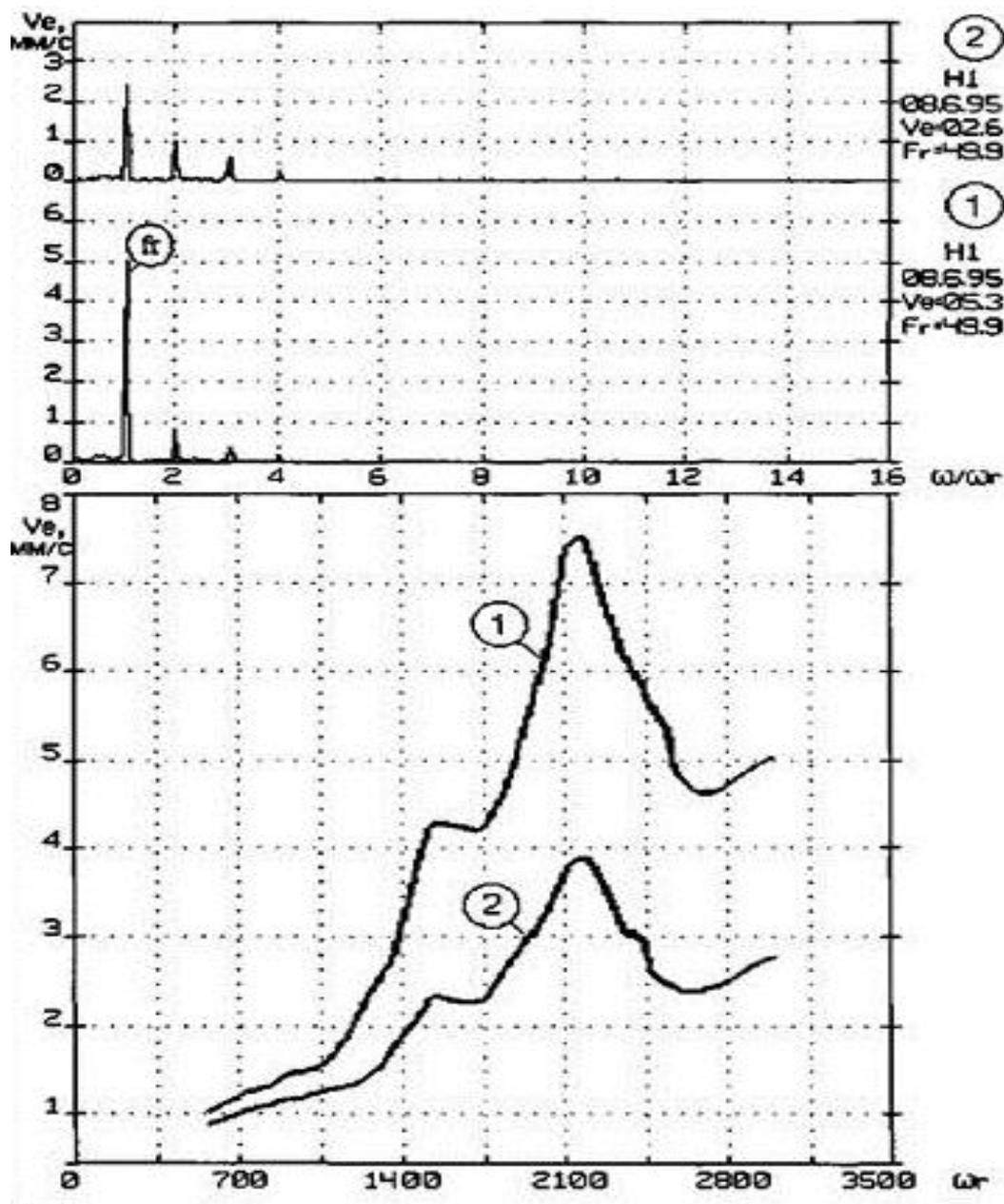


Рисунок 2.21– Влияние корректирующей массы в районе возбудителя на спектры и частотные характеристики (на частоте вращения ротора) колебаний передней подшипниковой опоры электродвигателя магистрального насосного агрегата в горизонтально–поперечном направлении (до установки – графики с индексом 1, после – графики с индексом 2)

2.7 Тепловая неуравновешенность ротора

Тепловой неуравновешенностью ротора будем называть состояние ротора, которое вследствие неравномерного нагрева ротора или изменения его температуры во время вращения приводит к появлению центробежных сил и моментов, вызывающих переменные нагрузки на опоры ротора и его изгиб.

Происхождение тепловой неуравновешенности ротора и связанного с ней теплового дисбаланса ротора в большинстве случаев вызывается одной из следующих причин:

- несимметрия тепловых полей ротора электрической машины вследствие витковых замыканий в обмотке ротора, обрывов и растрескивания стержней, при неравномерной толщине изоляции обмотки ротора, отсутствия тепловых зазоров между пазовыми клиньями и др.; при этом допускаемая тепловая несимметрия в большинстве случаев лежит в пределах 0,2... 1°С ;
- неравномерное охлаждение ротора вследствие насадки рабочих колес, пром. вставок и других деталей с перекосом и недостаточными осевыми зазорами, нарушения равномерности теплообмена, отсутствие осевых зазоров между насадными деталями ротора;
- изменения остаточных напряжений от термомеханической обработки или многократных перегревов при нагреве ротора, вызывающие перераспределение масс относительно оси ротора; такой тепловой прогиб возможен и при совершенно равномерном прогреве, например, при разогреве ротора после пуска двигателя неуравновешенность ротора может меняться до достижения ротором стабильной температуры;
- разъединение (ослабление) посадки деталей (например, железа или массивных дисков) ротора на валу при температурных расширениях;
- касания (задевания) статора ротором (в т. ч. в лабиринтных уплотнениях) из-за недостаточных зазоров, эксцентриситета или повышенной вибрации [1].

При асимметрии температурного поля ротор прогибается в сторону большей температуры, что приводит к появлению теплового дисбаланса. Для свободно опертого стального ротора при линейном распределении температур в радиальном направлении стрела теплового прогиба может быть определена по приближенной формуле:

$$y=1.5 \times 10^{-6} l^2 \Delta t/d;$$

d— диаметр ротора.

Например, при длине ротора 8 метров и диаметре 1 метр на каждый градус разницы температур стрела прогиба составит 0,1 мм, что примерно в 20 раз превышает допуск на отклонение центров масс при балансировке на станке.

2.7.1 Характерные особенности тепловой неуравновешенности ротора

Для тепловой неуравновешенности ротора свойственны диагностические признаки механической неуравновешенности ротора и характерно режимное изменение дисбалансов ротора, при этом каждому установившемуся тепловому режиму соответствует определенная вибрация.

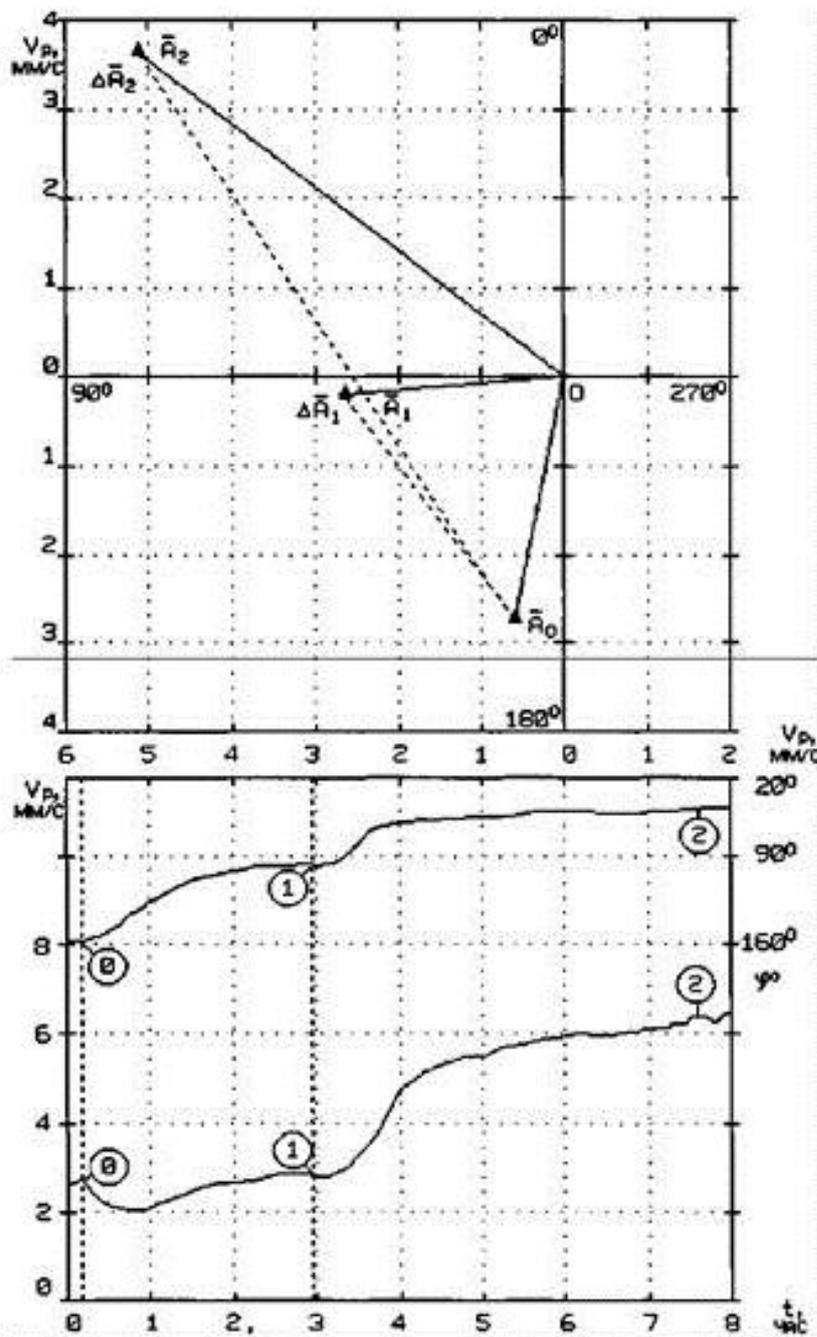


Рисунок 2.22 – Влияние нагрузки на характер изменения вибрации на частоте вращения ротора при тепловом дисбалансе: A_0 – вибрация на холостом ходу; A_1 – при промежуточной нагрузке; A_2 – вибрация при номинальной нагрузке; ΔA_1 , ΔA_2 – тепловые вектора

Изменение вибрации происходит не одновременно с изменением активной нагрузки, а постепенно по мере изменения теплового состояния металла. Таким образом, например, изменяется величина амплитуды и/или фазы вибрации на частоте вращения ротора при пуске агрегата (двигателя) по мере нагрева ротора до рабочей температуры, а затем возможна стабилизация вибрации.

Другим важнейшим диагностическим признаком тепловой неуравновешенности ротора является существенный рост вибрации на первой критической частоте при выбеге нагретого ротора по отношению к разгону холодного ротора или выбегу неуспевшего прогреться ротора.

При обнаружении диагностических признаков теплового дисбаланса следует учитывать, что в некоторых ситуациях, например, при пуске холодного агрегата, аналогичными диагностическими признаками может сопровождаться изменение соосности роторов агрегата под действием меняющихся температурных полей при разогреве опор и фундамента. A_2 и точки с индексом «2». ΔA_1 ΔA_1 и ΔA_2 , вызываемые термической деформацией ротора, и общая вибрация являются результатом сложения этих векторов.

При не симметрии тепловых полей ротора электрической машины, например, вследствие виткового замыкания в обмотке ротора, обрывов и растрескивания стержней ротора асинхронного электродвигателя, при неравномерной толщине изоляции обмотки ротора, появляется зависимость вибрации от тока ротора, т.е. от нагрузки. Для этой причины характерно режимное изменение дисбалансов ротора, в основном статических, после пуска до рабочего прогрева ротора, затем стабилизация при постоянной нагрузке и новое изменение дисбалансов ротора пропорционально изменению нагрузки до стабилизации новых температурных полей ротора.

Наиболее распространенной причиной теплового дисбаланса роторов турбин является отсутствие осевых зазоров между насадными деталями ротора – рабочими дисками, уплотнительными втулками. Из-за небольших отклонений торцов насадных деталей от перпендикулярности оси при их расширении вместе со значительными осевыми усилиями возникают изгибающие моменты, приводящие к тепловому прогибу ротора. Известны случаи, когда эта причина исчезала после разгона ротора до скорости срабатывания автомата безопасности за счет ослабления посадочных натягов и перемещения насадных деталей в осевом направлении. Эта же причина

тепловой прогиба ротора может иметь место на роторах насосов, имеющих насадные диски и работающие на перекачке горячего продукта [1].

При неравномерном охлаждении ротора вследствие насадки рабочих колес, промышленных вставок и других деталей с перекосом и недостаточными осевыми зазорами появляется моментная неуравновешенность ротора с противофазными векторами на частоте вращения ротора. Следует обратить внимание, что вектора вибрации разных опор на частоте вращения ротора при пуске агрегата могут и не быть в противофазе, например, если имеются другие причины, приводящие к вибрации на этой частоте, однако при нагреве изменение величины фазовых углов происходит в одну сторону с постоянным углом между векторами на частоте вращения ротора.

Диагностическим признаком асимметрии охлаждения является зависимость вибрации от интенсивности процессов теплообмена, или от разности температур между ротором и охлаждающим газом. При этом вибрация меняется как при повышении нагрузки, так и в случае резкого изменения температуры охлаждающего газа. От температуры ротора вибрация при этом практически не зависит.

Тепловой дисбаланс у барабанных роторов может возникать из-за протечек пара или газа внутри роторов через неплотности в технологических заглушках и в сварке. При этом горячий газ нагревает ротор несимметрично в соответствии с расположением мест его входа и выхода, что приводит к тепловому прогибу ротора.

Тепловые деформации возникают при попадании масла в центральное отверстие ротора через неплотности заглушки. Масло засасывается за счет понижения давления внутри ротора при его охлаждении во время остановок и накапливается. Наконец его количество становится достаточным для конвективного теплообмена внутри ротора, при котором тепло переносится в осевом направлении от горячих поверхностей к холодным. Этот процесс может протекать несимметрично относительно оси и прогрессировать, вызывая увеличение вибрации.

2.7.2 Термическая нестабильность дисбалансов ротора

Термической нестабильностью дисбалансов ротора называют изменение дисбалансов ротора вследствие изменения его температуры. Термическая нестабильность дисбалансов ротора может быть постоянной или временной. Например, по достижении критического числа пусков электродвигателя вследствие протекания в роторе пусковых токов, многократно превышающих номинальные. Или при некачественной термомеханической обработке ротора могут возникать остаточные напряжения, вызывающие перераспределение масс относительно оси ротора и его прогиба даже при равномерном прогреве. Для этих дефектов характерно изменение неуравновешенности ротора при изменении температуры ротора, независимо от причины изменения температуры. Например, амплитуда и/или фаза вибра-

ции на частоте вращения ротора электродвигателя с таким дефектом будет непредсказуемо меняться при изменении нагрузки, т.е. токов в роторе, температуры охлаждающего воздуха, а иногда и масла подшипников и многих других, в том числе не поддающихся учету параметров. Устранить такую причину вибрации агрегата возможно только термообработкой ротора или его заменой, поскольку балансировка положительных результатов во многих случаях не дает. Таким же образом проявляются недостаточные осевые зазоры в пазовых клиньях роторов электрических машин, например, генераторов. Разъединение (ослабление) посадки деталей, например, железа ротора, более часто встречается при работе электрической машины под нагрузкой, когда расширение пакета железа ротора происходит от выделенных в роторе тепловых потерь. Другая возможность – нерасчетное (недостаточное) охлаждение деталей ротора (массивных дисков). Обе эти причины за счет изгибов ротора и перекосов приводят к статической и моментной неуравновешенности ротора. Характерной чертой этих дефектов является циклическое изменение во времени амплитуды и/или фазы вибрации на частоте вращения ротора при неизменном режиме работы агрегата – постоянной нагрузке, давлении, температуре и др. [1].

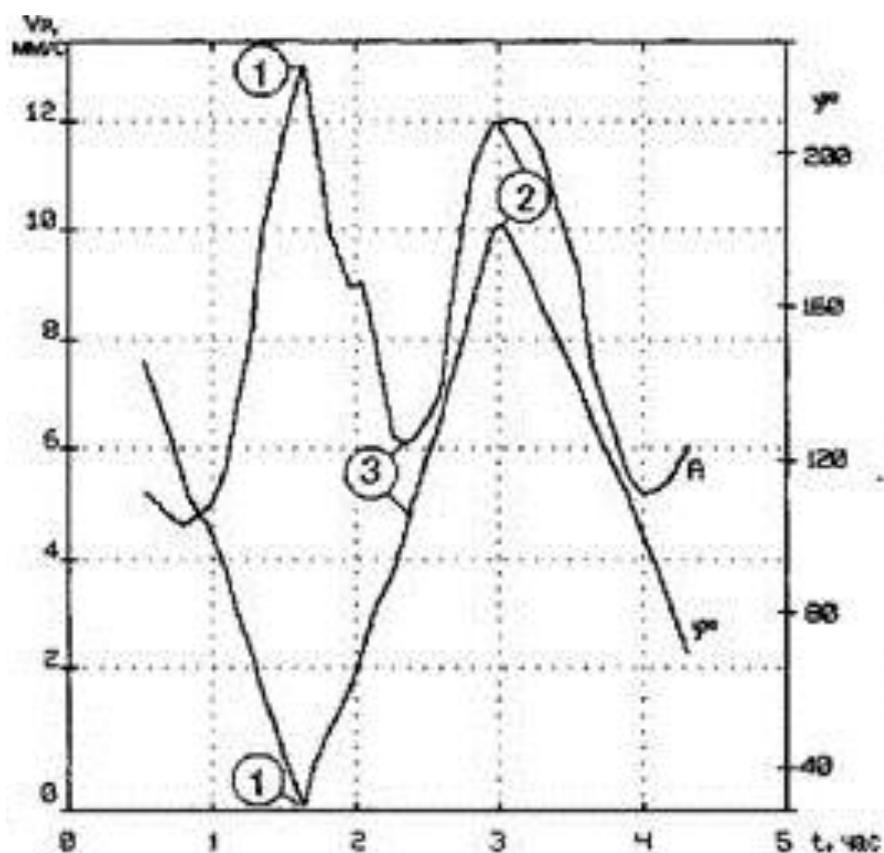


Рисунок 2.23 – Один цикл изменения амплитуды и фазы вибрации опоры электродвигателя на частоте вращения ротора под влиянием разъединения посадки и переориентации теплового прогиба ротора

Нарастание прогиба сопровождается увеличением вибрации, пока центробежные силы. В качестве примера можно привести встречающееся непрерывное перемещение пакета железа относительно вала электродвигателя. Ослабление посадки железа ротора под действием центробежных сил и теплового расширения пакета при его ориентации относительно вала приводит к тому, что вал изгибается в направлении смещения пакета. Такой изгиб обусловлен тем, что участок вала, контактирующий с пакетом, имеет более высокую температуру, чем его противоположная сторона.

Затем происходит выравнивание и нарастание в противоположную сторону, т.е. временное уменьшение вибрации и последующее нарастание с периодичностью в несколько часов. При переориентировании прогиба ротора и смещении пакета в противоположном направлении фаза вибрации на частоте вращения ротора меняется соответственно на 180 градусов. Величины прогиба ротора и зазора могут быть сравнительно невелики, однако этого достаточно для возникновения значительной тепловой несимметрии ротора. Отсутствию теплового прогиба соответствует точка 3 с локальным минимумом амплитуды и промежуточным значением фазы (рисунок 2.24).

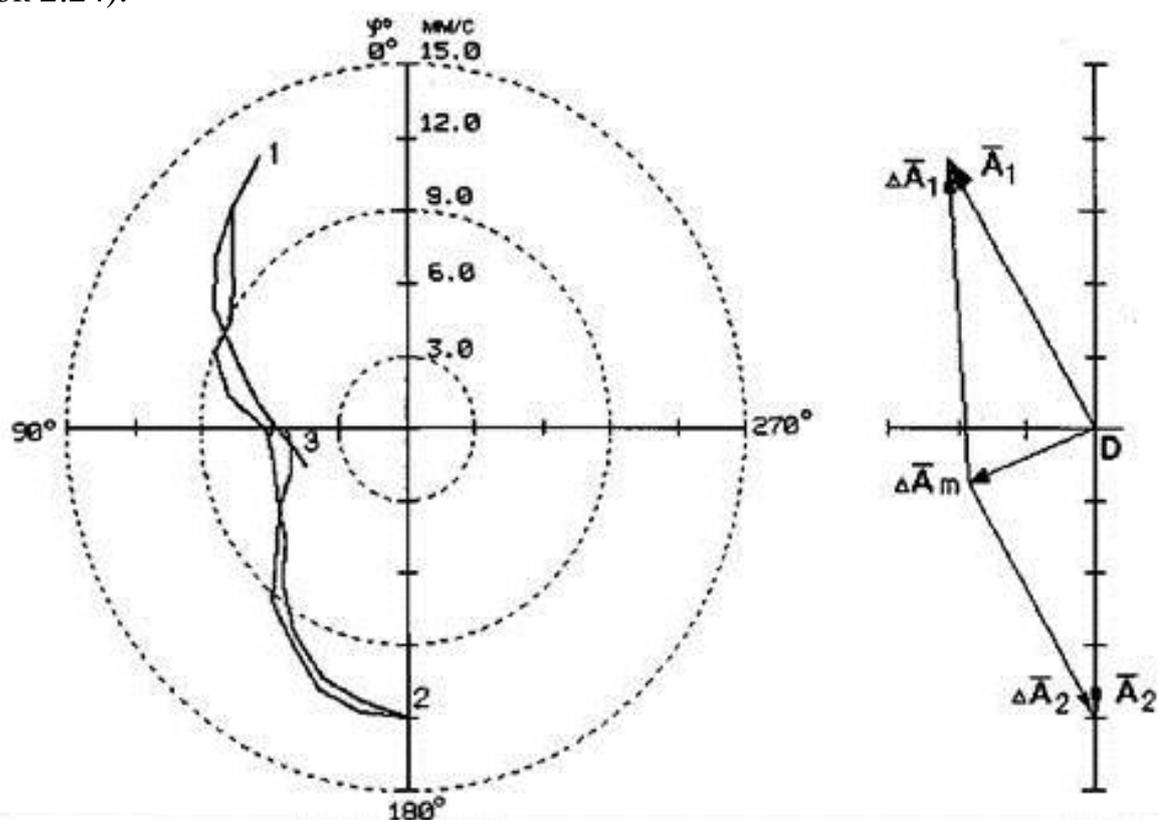


Рисунок 2.24 – Один цикл изменения в полярной системе координат амплитуды и фазы вибрации опоры электродвигателя на частоте вращения ротора под влиянием разъединения посадки и переориентации теплового прогиба ротора

ΔA_1 и ΔA_2 – векторы вибрации на частоте вращения ротора,

ΔA_m — вектор начальной механической неуравновешенности.

В промежуточных положениях величина теплового прогиба ротора и тепловых векторов меняется от нуля до максимума.

Изменение фазы вибрации на частоте вращения ротора не всегда сопровождается существенным изменением амплитуды вибрации. Иллюстрацией этому служит случай, связанный с нарушением горячей посадки облопаченного массивного диска газовой турбины, возникший в процессе эксплуатации вследствие нерасчетной температуры при нарушении охлаждения.

На рисунке 2.25 приведена динамика изменения амплитуды и фазы вибрации газовой турбины на частоте вращения ротора, полученные в процессе испытаний агрегата.

В продолжение примерно 10... 15 минут после пуска агрегата амплитуда и фаза вибрации практически не изменялись. Этому периоду соответствует отрезок АВ на графиках амплитуды и фазы вибрации.

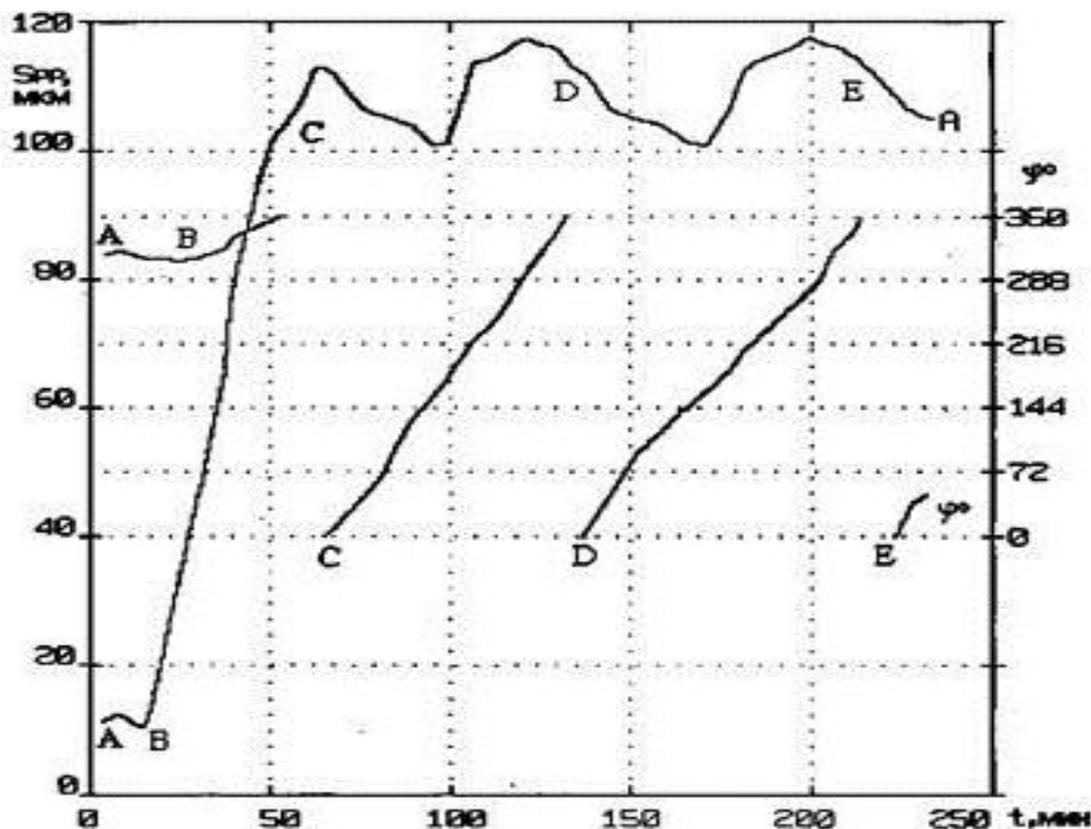


Рисунок 2.25 – Разогрев и два цикла изменения амплитуды и фазы вибрации газовой турбины на частоте вращения ротора под влиянием разъединения посадки диска и переориентации теплового дисбаланса ротора

Далее, по мере развития теплового дисбаланса и нарушения посадки диска, амплитуда вибрации значительно возрастает (отрезок ВС) примерно

в продолжение 50...60 мин, фаза вибрации при этом изменяется в пределах 30° , что говорит о развитии изгиба ротора примерно в одном направлении.

Эти же данные, воспроизводящие полный цикл переориентации теплового дисбаланса ротора, представленные в полярной системе координат, приведены на рисунке 2.26, отрезок АВ сливается в точку. Далее вибрация возрастает за счет роста теплового дисбаланса (отрезок ВС). После того, как дисбаланс достигает максимального значения (посадка диска нарушена), он постепенно переориентируется против часовой стрелки относительно неподвижного поперечного сечения ротора. Таким образом тепловой вектор вращается против часовой стрелки относительно точки А, отстоящей относительно начала координат на 11... 13 мкм, соответствующей механической неуравновешенности ротора [1].

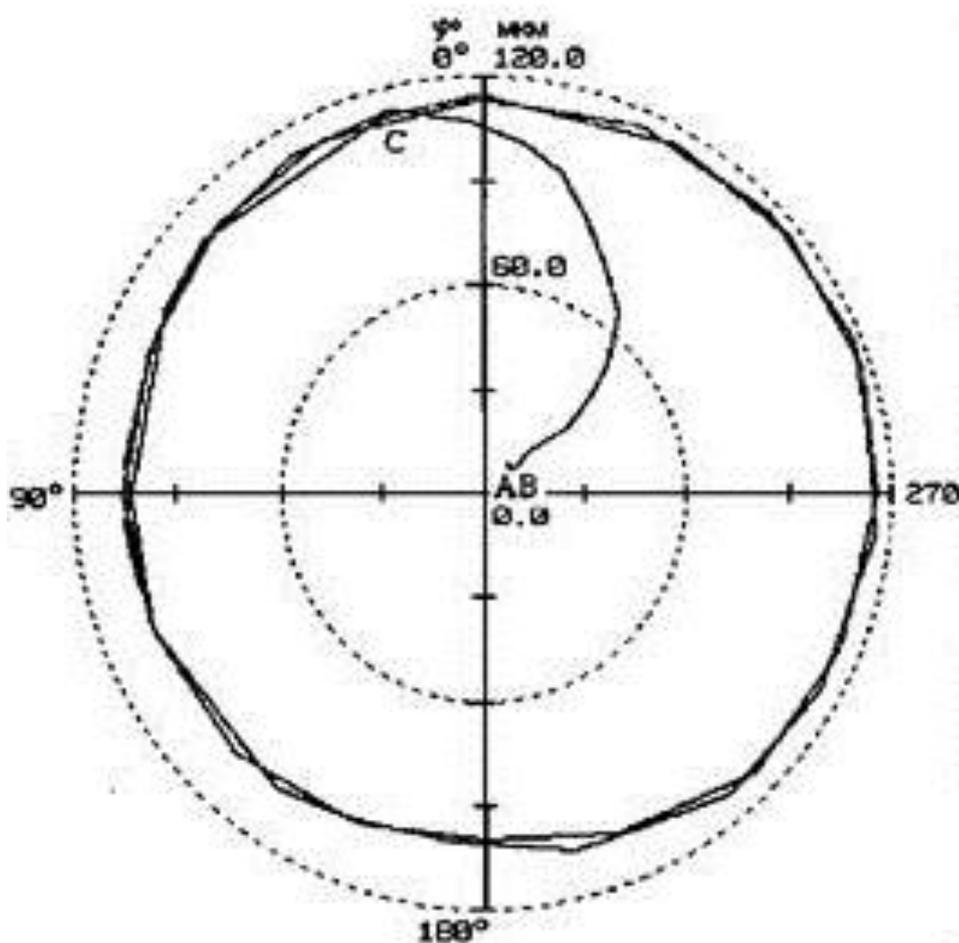


Рисунок 2.26 – Изменение в полярной системе координат амплитуды и фазы вибрации газовой турбины на частоте вращения ротора под влиянием разъединения посадки диска и переориентации теплового дисбаланса ротора

2.7.3 Задевания

Задевания, особенно в уплотнениях, одна из распространенных причин теплового изгиба ротора. Основные причины, приводящие к задеваниям, связаны с недостаточными радиальными зазорами, плохой центровкой уплотнительных колец, расцентровкой уплотнений при тепловых деформациях статорных узлов, большим начальным эксцентриситетом ротора, интенсивной (особенно низкочастотной) вибрацией статора или ротора, превышающей зазор в уплотнениях и др. Во многих случаях первоначальный тепловой прогиб вызывает усиление задеваний и повышение тепловыделения в местах контакта вследствие сухого трения.

При этом возникающие в момент задевания ударные импульсы во многих случаях достаточно хорошо заметны на временных реализациях вибросигнала. Наложенные на кривую вибрации, они следуют с временным интервалом, соответствующим одному обороту ротора.

На рисунке 2.27 приведена траектория движения шейки вала в подшипнике скольжения при задеваниях вращающейся детали о неподвижный элемент статора. Появление на кривой движения ротора «пятен» и «всплесков» (один из таких элементов на графике помечен стрелкой) встречается весьма часто, хотя их вид в значительной мере зависит от характера задеваний.

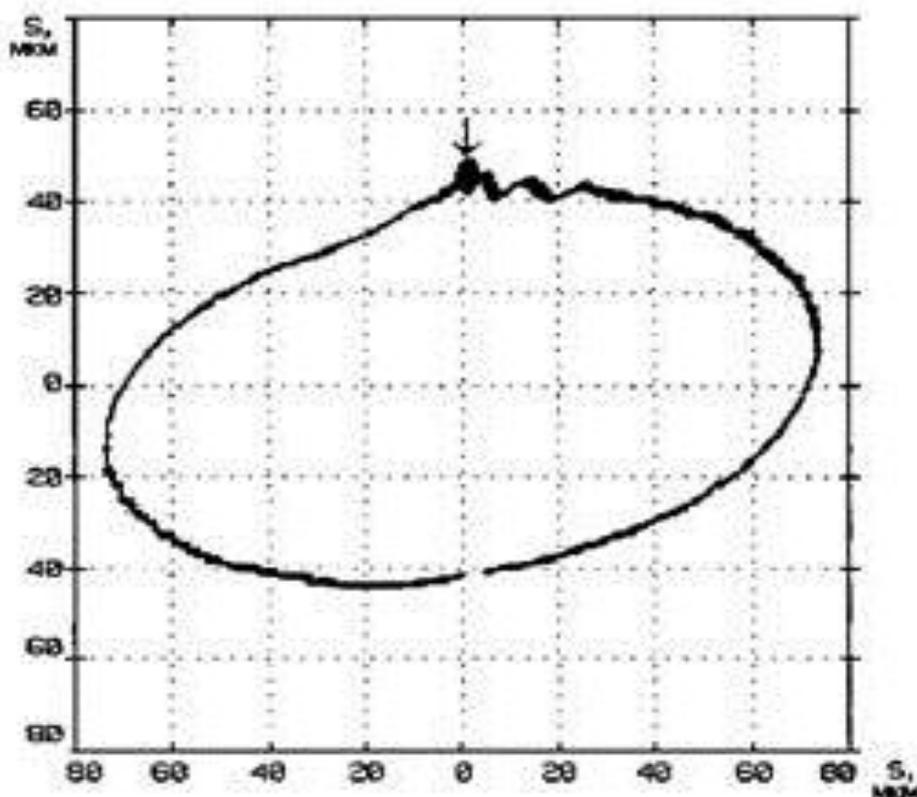


Рисунок 2.27 – Траектория движения шейки вала в подшипниках скольжения при задеваниях

На рисунке 2.28 приведена схема валопровода насосного агрегата с асинхронным электродвигателем, на которой стрелкой помечена плоскость задеваний детали ротора о неподвижный элемент статора, и гармонический состав вибрации опор на частоте вращения ротора (график помечен индексом ГГ), ее второй и третьей гармониках (2ГГ, 3ГГ) в полосе частот с граничными 4 и 12 гармониками (4 – 12ГГ). Диагностические признаки неуравновешенности ротора налицо [1].

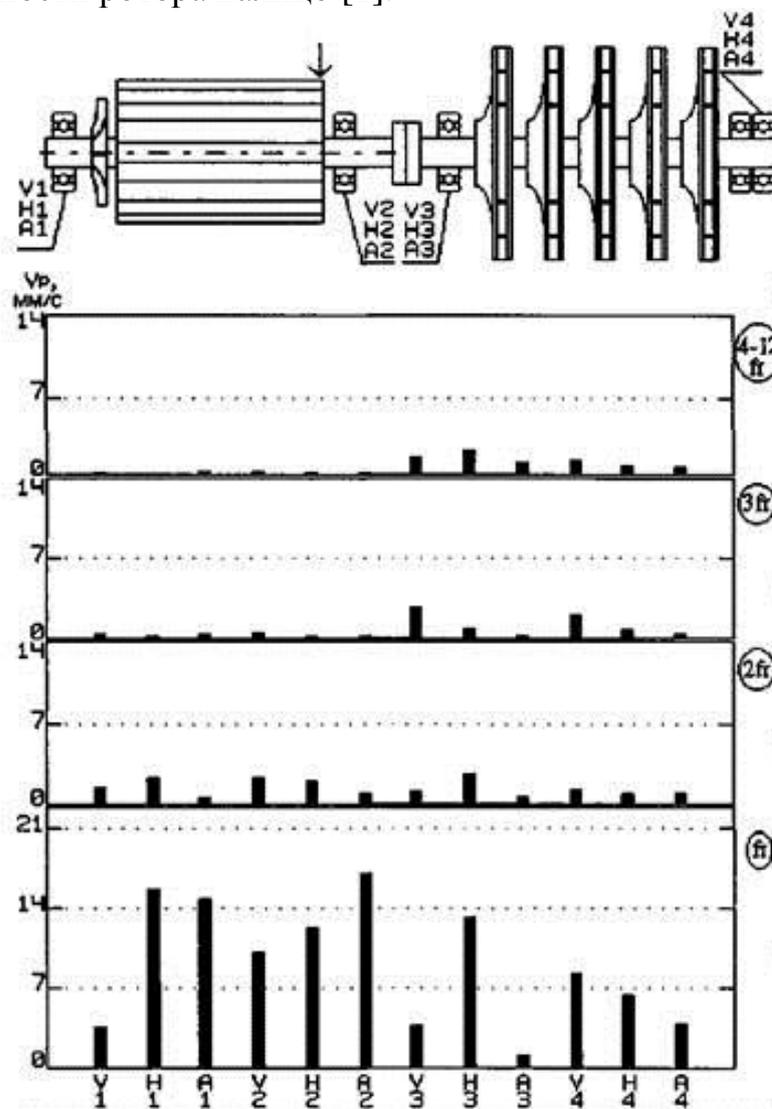


Рисунок 2.28 – Схема водопровода и размещения контрольных точек насосного агрегата и гармонический состав вибрации опор при задеваниях ротором статора. V, H, A – вертикальные, горизонтально-поперечные и осевые компоненты вибрации

На рисунке 2.29 хорошо заметны ударные импульсы, возникающие вследствие задеваний, наложенные на практически синусоидальную кривую вибрации и следующие с временным интервалом, соответствующим одному обороту. Один из импульсов помечен стрелкой. Следует отметить,

что возбуждающаяся в момент задевания широкополосная случайная вибрация не проявилась в виде сколько-нибудь заметного возрастания шумовой компоненты на графике спектра, что бывает достаточно часто.

По мере нагрева участка ротора, касающегося статора, нарастает прогиб и соответственно, неуравновешенность ротора. Этот процесс может стать лавинообразным, особенно для крупных роторов, и потребовать экстренного останова агрегата. Нередко последствием задеваний является остаточный прогиб ротора.

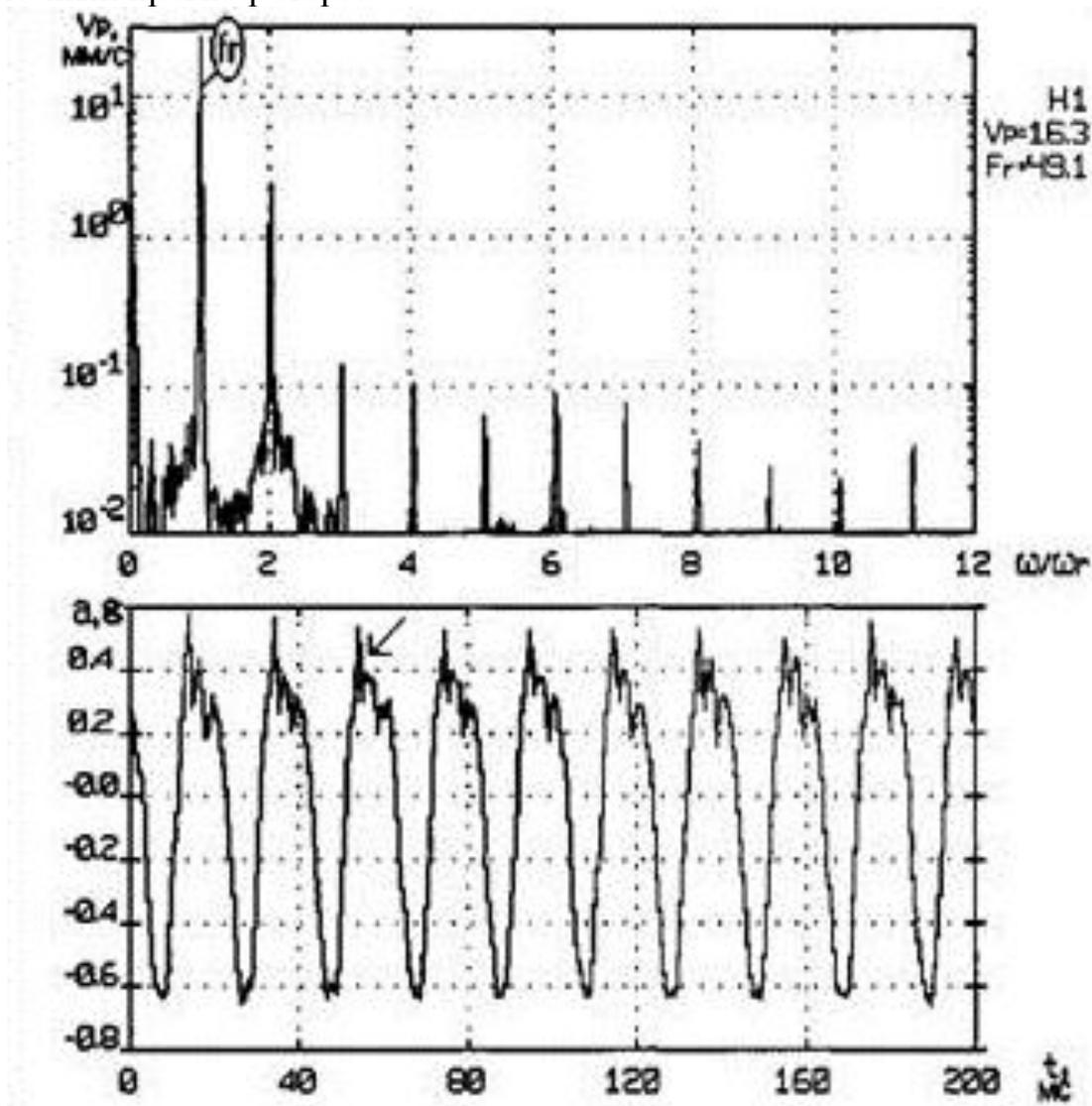


Рисунок 2.29 – Форма и спектр сигнала вибрации подшипниковой опоры электрической машины при задеваниях ротором статора

Задевания не всегда приводят к интенсивному росту вибрации. Они также могут быть следствием, а не причиной вибрации. В большинстве случаев небольшие задевания, например, в радиальных уплотнениях, компенсируются местной фрикционной выработкой материала уплотнений.

Подобный эффект также иногда наблюдается при задеваниях муфтой защитного кожуха.

Устранение тепловой неуравновешенности ротора – прежде всего устранение причины, вызывающей тепловой прогиб, а если это затруднено, то тепловая балансировка, балансировка на рабочих режимах (что может привести к увеличению вибрации агрегата с холодным ротором). Однако приведенные выше меры не всегда могут дать положительный результат, пример тому – термическая нестабильность дисбалансов ротора.

3 Нарушения соосности валов

Характер вибрации оборудования при нарушениях соосности валов (расцентровке) в большинстве случаев определяется конструкцией применяемых соединительных муфт. Например, если гибкие или подвижные муфты способны компенсировать значительные нарушения соосности валов практически без изменения вибросостояния агрегата за счет ухудшения условий работы собственных элементов, то жесткие муфты при этом, испытывая лишь повышенные напряжения в болтовых соединениях, полностью передают изменившиеся условия работы валов на опоры, вызывая значительное изменение их реакций и вибросостояния агрегата. Зубчатые и полужесткие муфты допускают определенные нарушения соосности соединяемых валов при малозаметном изменении вибросостояния агрегата, но при этом для зубчатых муфт расцентровка может иметь различные неблагоприятные последствия: ускоренный износ, деформация или излом зубьев. Бывают случаи, когда муфта оказывается прочнее, чем смежный подшипник, что может приводить к повреждению последнего.

В некоторых случаях влияние на вибрацию конструкции и состояния муфты выражается в подавлении диагностических признаков расцентровки на смежных подшипниках, т.е. признаки расцентровки проявляются на внешних (относительно муфты) подшипниках дефектно сопряженных валов.

Таким образом, вибрации опор при расцентровке, хотя и не являются линейной функцией степени развития последней, достаточно адекватно характеризуют способность агрегата, как системы, справляться с ней.

Характер вибрации при расцентровке зависит от величины и места приложения неуравновешенных сил, крутящего момента, свойств и качества смазочного слоя в подшипниках, а также состояния муфты. В вибрационном сигнале обычно присутствуют колебания с частотой вращения ротора, возможно ее гармониками, при определенных условиях вследствие расцентровки возможно появление низкочастотной вибрации. Влияние расцентровки на траекторию движения ротора в подшипнике выражается в том, что ее форма по сравнению, например, с формой при дисбалансе несколько усложняется: если при дисбалансе обычно это эллипс, то при расцентровке кривая становится менее «округлая» и может наблюдаться, например, сильно вытянутый эллипс, «деформированный» эллипс, «бананообразная» или «восьмеркообразная» кривые. На рисунке 3.1 приведены примеры некоторых видов траектории движения ротора в подшипнике скольжения при расцентровке, хотя на практике встречаются и более сложные кривые [7].

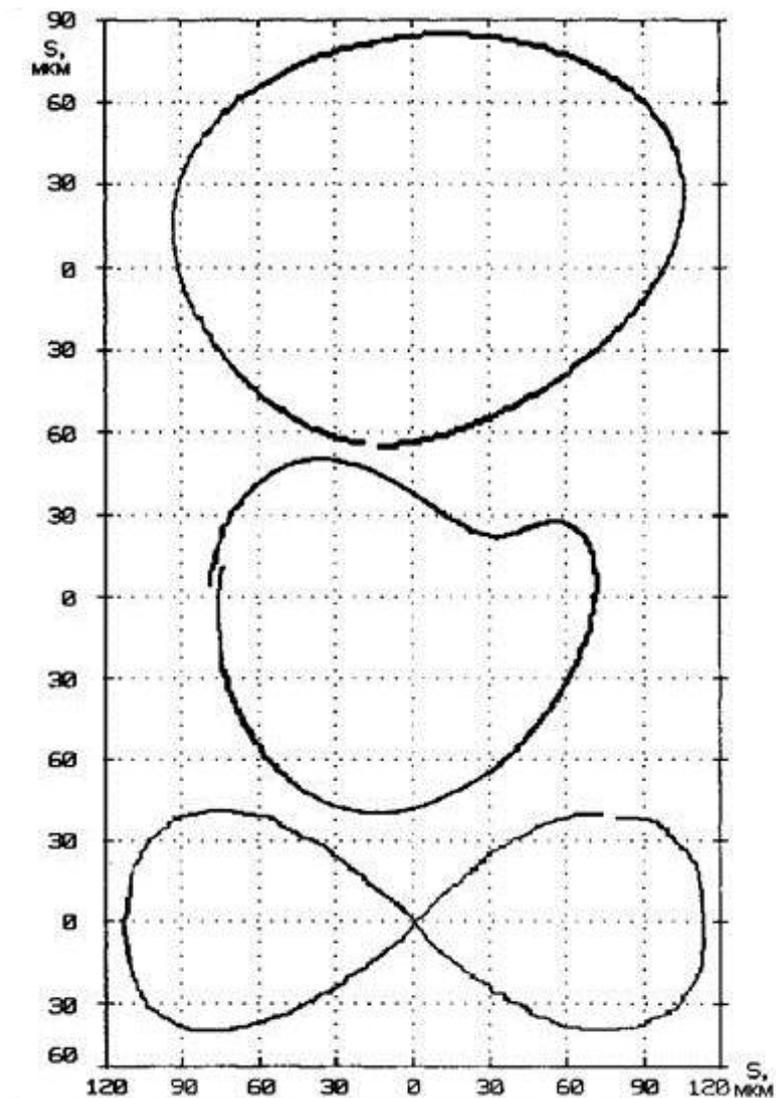


Рисунок 3.1 – Параметры некоторых траекторий движения ротора в подшипнике скольжения при нарушениях соосности валов: «деформированный» эллипс, «бананообразная» и «восьмеркообразная»

В спектре вибрации практически всегда можно наблюдать преобладающие первую и/или вторую гармоники частоты вращения ротора. Иногда наблюдается сравнительно высокая виброактивность и на гармониках с более высокими номерами, обычно не превышающими 3...5. При нарушениях соосности валов в спектре обычно наблюдается сравнительно низкий уровень шумов, что обусловлено малым уровнем случайной вибрации в вибросигнале.

При значительных нарушениях соосности валов (и отсутствии других развитых дефектов) для формы сигнала виброускорения во многих случаях свойственны следующие особенности: почти периодическая, «нехаотическая» форма кривой вибрации, т.е. практически неизменные временные интервалы, соответствующие одному обороту ротора между локальными

максимумами (минимумами) кривой вибрации 1. Количество преобладающих локальных максимумов за оборот неизменно и обычно составляет один–два, а их пиковое значение может флуктуировать от оборота к обороту в 1,2...2 раза и составляет обычно 0,3... 1 Гц при развитом дефекте, редко превышая 2 Гц (при частоте вращения ротора 50 Гц).

Форма сигнала виброскорости обычно имеет более «упорядоченный» (по сравнению с формой сигнала виброускорения) характер: флуктуации значений локальных максимумов кривой от оборота к обороту заметно меньше. Кривая сигнала может быть асимметрична, положительные и отрицательные значения амплитуд могут отличаться в 1,2... 1,5 раз.

На рисунке 3.2 приведены формы и спектры сигналов виброускорения и виброскорости, измеренные с интервалом в несколько секунд на крышке задней подшипниковой опоры ЭД расцентрованного насосного агрегата в вертикальном направлении.

На спектрах горизонтальными стрелками помечены первая и вторая гармоники частоты вращения ротора. На спектре виброускорения кратная частоте вращения ротора вибрация, хотя и низкая по уровню, проявляется наглядней, чем на спектре виброскорости. Уровень шумов невысок.

На формах сигнала вибрации вертикальными пунктирными линиями помечены временные интервалы, соответствующие двум оборотам ротора. Сигнал вибрации почти периодический, за один оборот ротора наблюдается два максимума (минимума) кривой, в сигнале виброскорости пиковые значения локальных максимумов (от оборота к обороту ротора) практически неизменны, в сигнале виброускорения флуктуируют в пределах 15 % (максимумы, помеченные однонаправленными стрелками). Случайная вибрация практически отсутствует.

После останова агрегата была установлена расцентровка со следующими значениями: осевой сдвиг по вертикали $U = 0,32$ мм, по горизонтали $H = 0,47$ мм, излом осей по вертикали $V = 0,12$ мм/100 мм, по горизонтали $V = 0,09$ мм/100 мм. Следует отметить отличное техническое состояние агрегата: после проведения центровки с применением лазерного центровочного оборудования вибрация опор не превышала 1,1 мм/с.

Очень важно помнить, что анализ форм сигналов необходимо проводить только в комбинации с анализом спектров, и выводы, если имеются какие–либо особенности сигнала, использовать только как дополнительный довод о вероятности наличия того или иного дефекта!

По мере развития дефекта и изменения состояния оборудования (увеличения расцентровки и/или изменения состояния муфты) в спектре обычно возрастает вибрация на первой и/или второй гармонике частоты вращения ротора. Величину и соотношения последних используют в качестве диагностических параметров степени нарушений соосности валов [5].

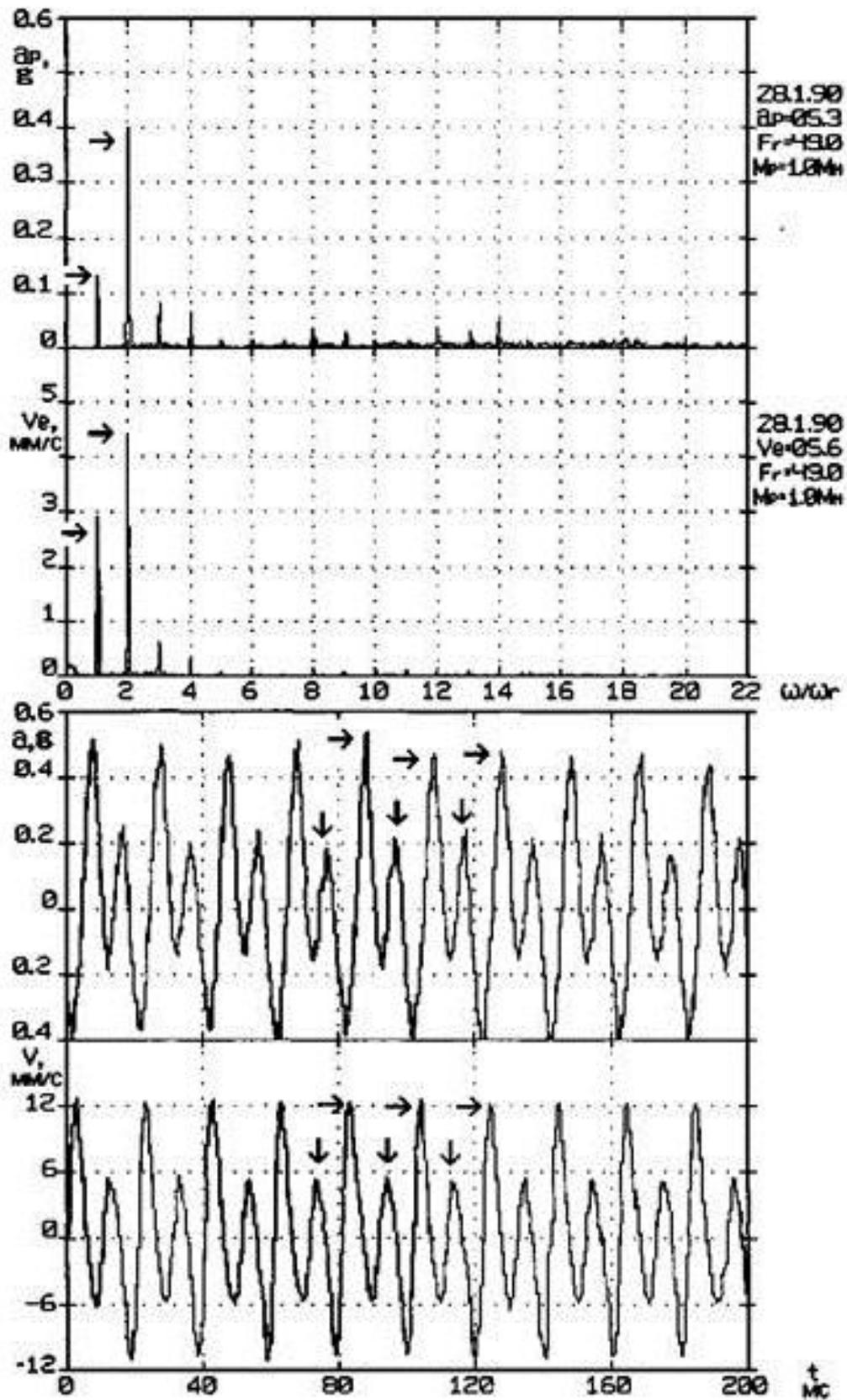


Рисунок 3.2 – Формы и спектры сигналов виброускорения и виброскорости подшипниковой опоры ЭД насосного агрегата при расцентровке

Если отношение значений виброскорости второй и первой гармоник частоты вращения ротора составляет 0,3.. 0,75, то состояние оборудования не вызывает опасений и срок эксплуатации оборудования не ограничивают во времени. Если это отношение составляет 0,75..1,5, вполне возможно наличие какого-либо повреждения муфты даже при допустимом уровне вибрации, и данная ситуация должна быть тщательно исследована и исправлена при первой же возможности. Когда значение вибрации на удвоенной частоте вращения ротора более чем в 1,5 раза превышает значение вибрации на частоте вращения ротора, то расцентровка представляет серьезную проблему, которая, вероятно, приведет к ускоренному износу муфты и, в конечном счете, выходу ее из строя.

На рисунке 3.3 приведен пример развития расцентровки насосного агрегата, увеличивающейся вследствие неравномерной осадки свайного фундамента в течение трех весенних месяцев по мере изменений характеристик грунта.

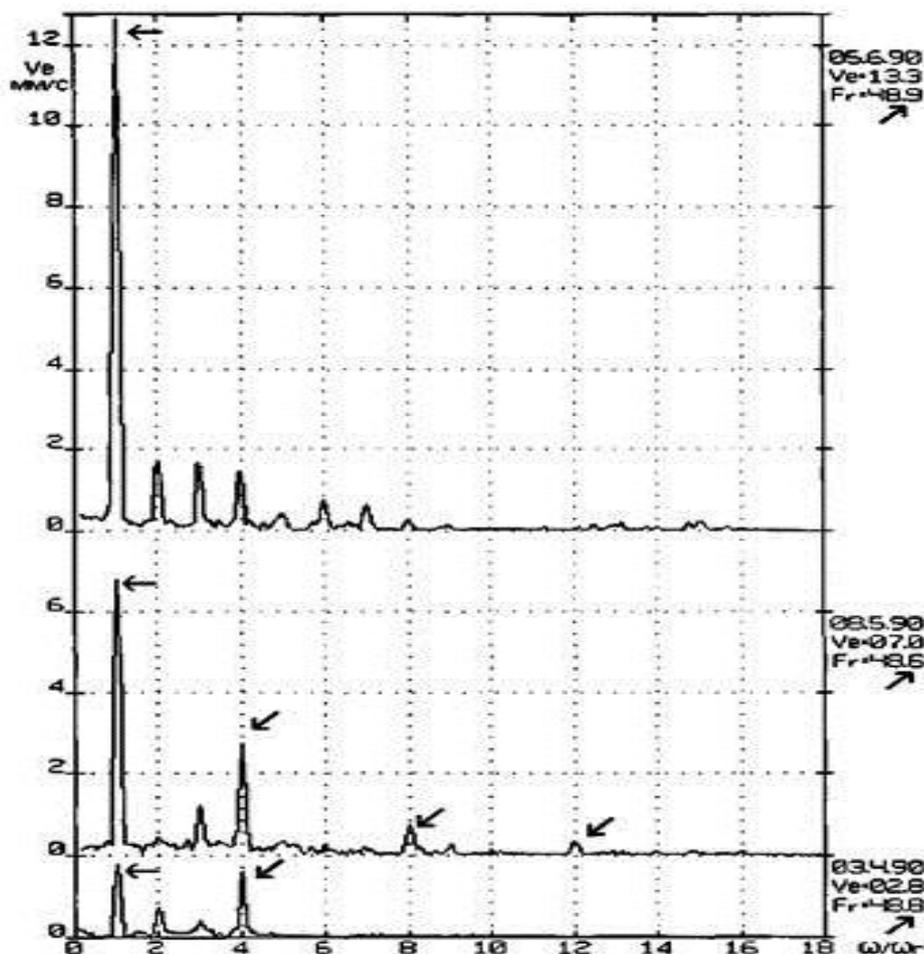


Рисунок 3.3 – Динамика изменения спектров вертикальной компоненты вибрации заднего подшипника ЭД при торцевой расцентровке насосного агрегата, развивающейся вследствие неравномерной осадки свайного фундамента

Апрель (нижний спектр) – вибрация в пределах, допускающих не ограниченную по времени эксплуатацию агрегата, в спектре преобладают 1 и 4 гармоники частоты вращения ротора.

Май (средний спектр) – вибрация существенно возросла и находится в пределах, допускающих ограниченную по времени эксплуатацию агрегата, в спектре по-прежнему преобладают 1 и 4 гармоники частоты вращения ротора, причем вибрация на первой возросла более чем в 3,5 раза, на четвертой – в 1,4 раза.

Июнь (верхний график) – текущее значение вибрации в 1,9 раза превысило предельно допустимое. В спектре преобладает вибрация на частоте вращения ротора.

$V = 1,22$ мм/100 мм, по горизонтали $V = 0,05$ мм/100 мм. Эта расцентровка появилась в результате весенней подвижки грунта и свайного фундамента в районе заднего подшипника ЭД: опустилась задняя подшипниковая опора (и рама) ЭД. Вибрация на четвертой, восьмой и двенадцатой гармониках частоты вращения ротора (помечена наклонными стрелками) и заметный уровень шумов в спектре были связаны с развивающимися дефектами зубчатой муфты. После замены изношенной муфты и центровки агрегата вибрация опор не превышала 2,1 мм/с.

При расцентровке может встречаться как поперечная, так и высокая осевая вибрация, которая в ряде случаев значительно (в два и более раз) превышает поперечную.

Для торцевой расцентровки характерна высокая осевая и/или поперечная вибрация на первой гармонике частоты вращения ротора, но при этом может быть значительная вибрация на второй, третьей и высших гармониках.

На рисунке 3.4 приведены спектры виброскорости, измеренные на задних подшипниковых опорах ЭД и центробежного насоса в вертикальном, горизонтально–поперечном и осевом направлениях. На спектрах помечены преобладающая вибрация на частоте вращения ротора и некоторые ее гармоники, превышающие по значению 1 мм/с. Ось амплитуд приведена в логарифмическом масштабе: обратите внимание на соотношение и уровень гармонических составляющих и шумового компонента [1].

После останова агрегата была установлена расцентровка со следующими значениями: осевой сдвиг по вертикали $V = 0,05$ мм, по горизонтали $H = 0,03$ мм, излом осей по вертикали $V = 0,34$ мм/100 мм, по горизонтали $V = 0,59$ мм/100 мм.

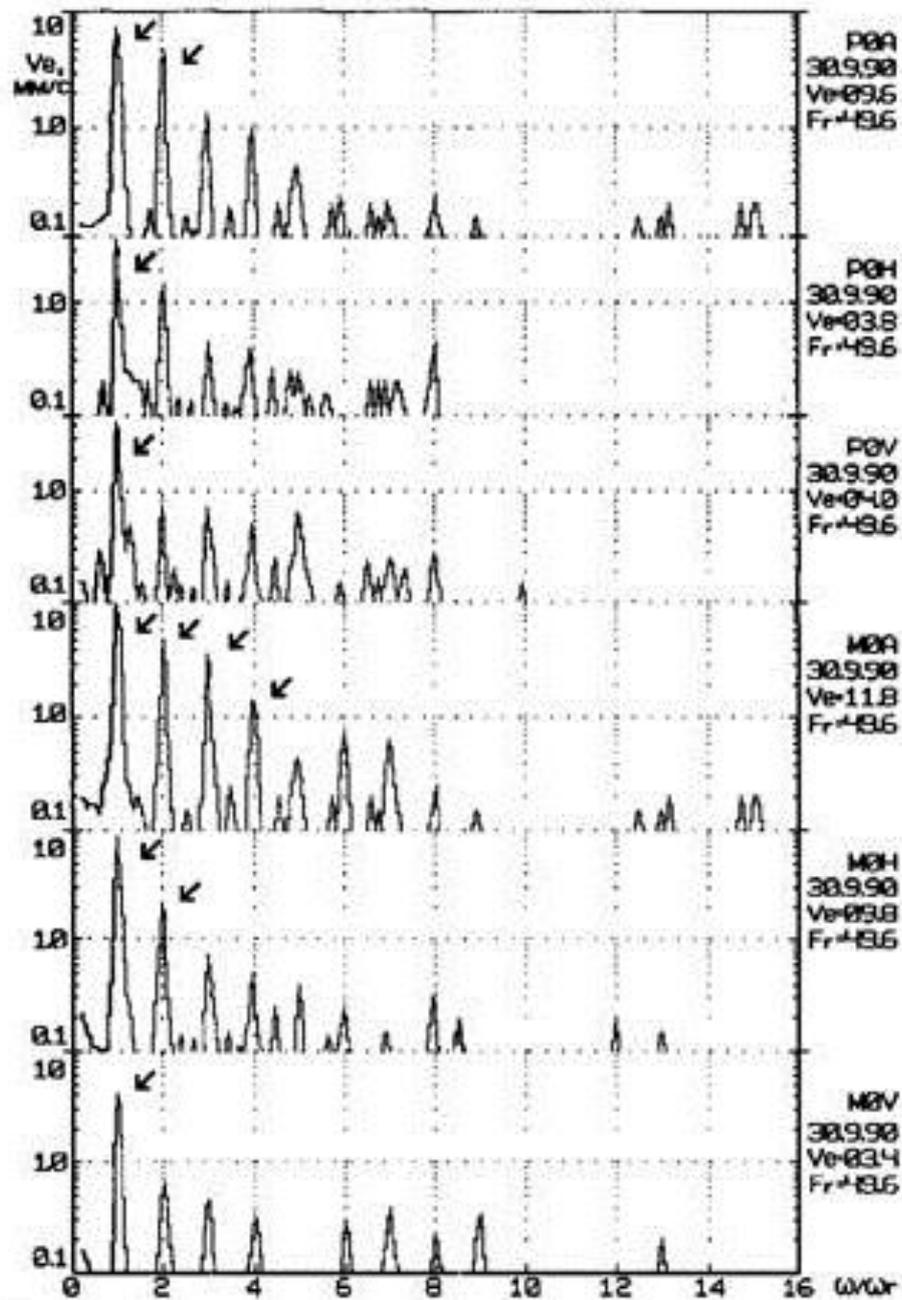


Рисунок 3.4 – Спектры вибрации задних подшипниковых опор ЭД и центробежного насоса в вертикальном, горизонтально–поперечном и осевом направлениях при изломе осей

При развитой радиальной расцентровке, как в случае горизонтального осевого сдвига, так и вертикального, вибрации в поперечной плоскости обычно бывают несколько больше осевой, как на первой, так и на второй гармонике частоты вращения ротора. При этом вибрация на второй гармонике часто преобладает в спектре. Примечательно, что в некоторых случаях наибольшей вибрация бывает в направлении, перпендикулярном

наибольшему смещению осей: например, при больших значениях осевого сдвига по горизонтали преобладает вертикальный компонент вибрации.

$V = 0,29$ мм, по горизонтали $H = 0,52$ мм, излом осей по вертикали $V = 0,02$ мм/100 мм.

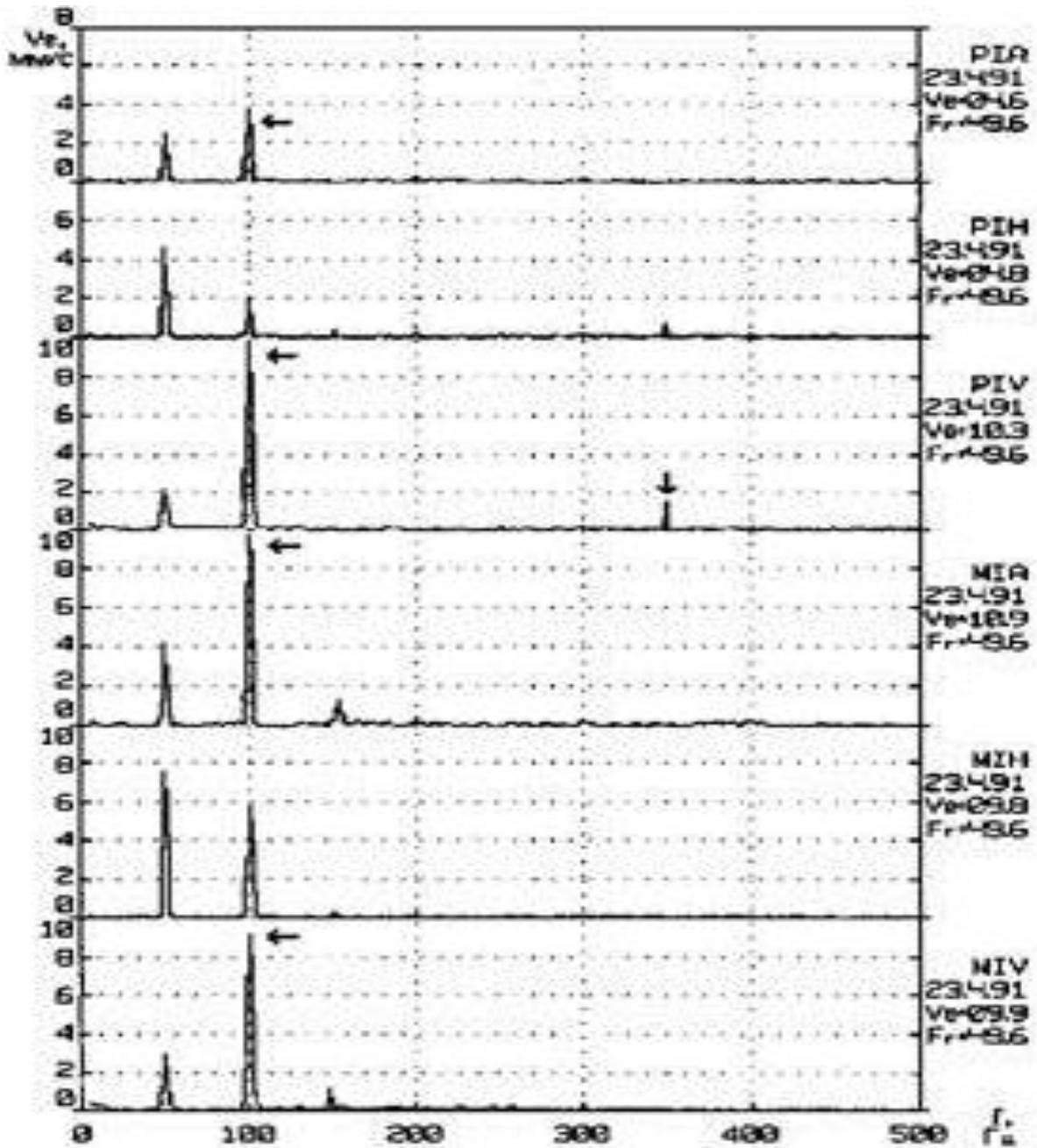


Рисунок 3.5 – Спектры вибрации передних подшипниковых опор ЭД и центробежного насоса в вертикальном, горизонтально–поперечном и осевом направлениях при осевом сдвиге

На практике в чистом виде радиальная или торцевая расцентровка встречаются реже, чем их комбинация: т.е. анализируя пространственное распределение компонент вибрации и соотношения уровней вибрации на

гармонических составляющих спектра, достаточно сложно количественно предсказать величины сдвигов и изломов осей по вертикали и горизонтали (особенно при наличии других дефектов агрегата), но это в общем случае обычно не требуется.

Косвенно можно судить об этом с достаточно большой вероятностью, имея данные о температуре и давлении масляной пленки вкладышей подшипников: при расцентровке давление и температура более низкого подшипника будет меньше по значению, чем у смежного с ним, но расположенного выше.

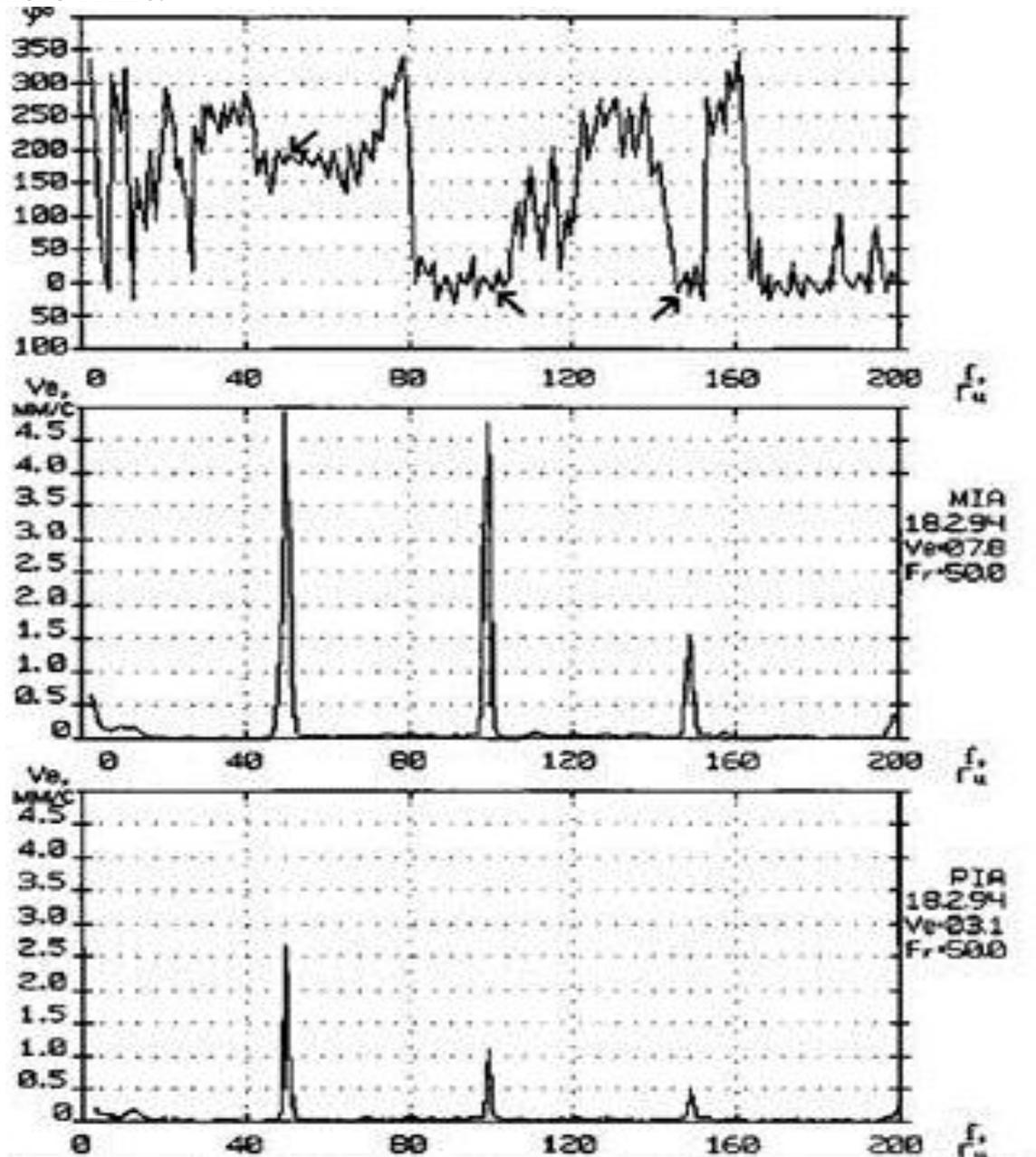


Рисунок 3.6 – Амплитудные спектры вибрации и взаимный фазовый спектр вибрации, измеренные в осевом направлении на внутренних подшипниковых опорах ЭД и насоса при изломе осей

Необходимо помнить, что для увеличения достоверности диагностирования необходимо основываться не только на данных спектрального анализа: в случае расцентровки ценную дополнительную информацию можно почерпнуть, сравнивая фазы вибрации гармонических составляющих на частоте вращения ротора, измеренные на разных подшипниковых опорах.

Очевидно, что если разность фаз вибрации на частоте вращения ротора (или ее второй гармоники) двух смежных подшипниковых опор различных узлов агрегата в осевом направлении составляет 0 или 180 градусов (т.е. вектора вибрации синфазны или антифазны), то дефектное сопряжение локализуется между подшипниками. Например, для жестких или заклиненных муфт: если на работающем оборудовании при сравнении параметров осевой вибрации (измеренных с помощью датчиков относительной вибрации) обнаружится, что вектора вибрации на частоте вращения ротора синфазны, то, наиболее вероятно, что муфта заклинена, а если осевые колебания вала не совпадают по фазе, то муфта не может быть заклинена. Аналогично и для абсолютной вибрации подшипниковых опор – в случае расцентровки вибрации смежных опор в осевом направлении, измеренные с разных сторон муфты должны находиться в противофазе (при отсутствии вибрации, вызванной другими причинами).

$V = 0,35$ мм/100 мм, по горизонтали $V = 0,46$ мм/100 мм. Также был обнаружен дефект муфты. Разность фаз вибраций подшипников на частоте вращения ротора составляет 190 градусов (см. точки, помеченные стрелками), т.е. вибрации практически антифазны. Для вибраций на второй и третьей гармониках частоты вращения ротора разность фаз составляет соответственно 5 и 7 градусов, т.е. вибрации практически синфазны [3].

Часто, и достаточно обоснованно, администрация предприятий предоставляет возможность проводить специальные исследования вибрации специалистам по вибродиагностике на работающем оборудовании только при крайней необходимости – когда многократные ремонты не приводят к снижению вибрации, или внеплановые остановы приносят ощутимый экономический ущерб. Но в момент вывода агрегата или технологической установки из ремонта, например, на нефтехимическом предприятии обычно раз в год, можно получить весьма ценную, хотя и не всеохватывающую, информацию о вибрации. Это касается влияния крутящего момента и теплового состояния агрегата на вибрацию, снятия частотной характеристики, а также получения каскадных спектров. Приведенный ниже пример иллюстрирует это.

В соответствии с рекомендациями завода-изготовителя при выводе компрессорного агрегата из ремонта проводились испытания по следующей схеме: пуск агрегата на холостом ходу, выдержка в течение четырех часов, четырехступенчатое увеличение нагрузки до номинальной с выдержкой по часу между ступенями, одноступенчатое снятие нагрузки и

останов агрегата с возможностью проведения осмотра и, при необходимости, ремонта перед пуском технологической установки.

Центровка компрессора и мультипликатора проводилась без учета тепловых расширений корпуса мультипликатора и опор компрессора после пуска агрегата, а также без учета толщины масляной пленки и типичного положения шеек валов в подшипниках при работе под нагрузкой.

OA_0 и OB_0 получены при измерении вибрации

OA_2 и OB_2 при номинальной нагрузке агрегата.

A_1A_2 и B_1B_2 — нагрузочные. Можно считать, что эти вектора параллельны и разнонаправлены (для удобства восприятия на графике проведены две параллельные прямые).

Характер изменений параметров вибрации в этих и других контрольных точках агрегата при его разогреве и нагружении указывает на расцентровку компрессора и мультипликатора.

Кроме того, на рисунке 3.8 приведен взаимный фазовый спектр вибрации вышеупомянутых контрольных точек после нагружения. Однонаправленными стрелками на второй и третьей гармониках частоты вращения ротора отмечено, что они находятся практически в противофазе, что также указывает на возможную расцентровку.

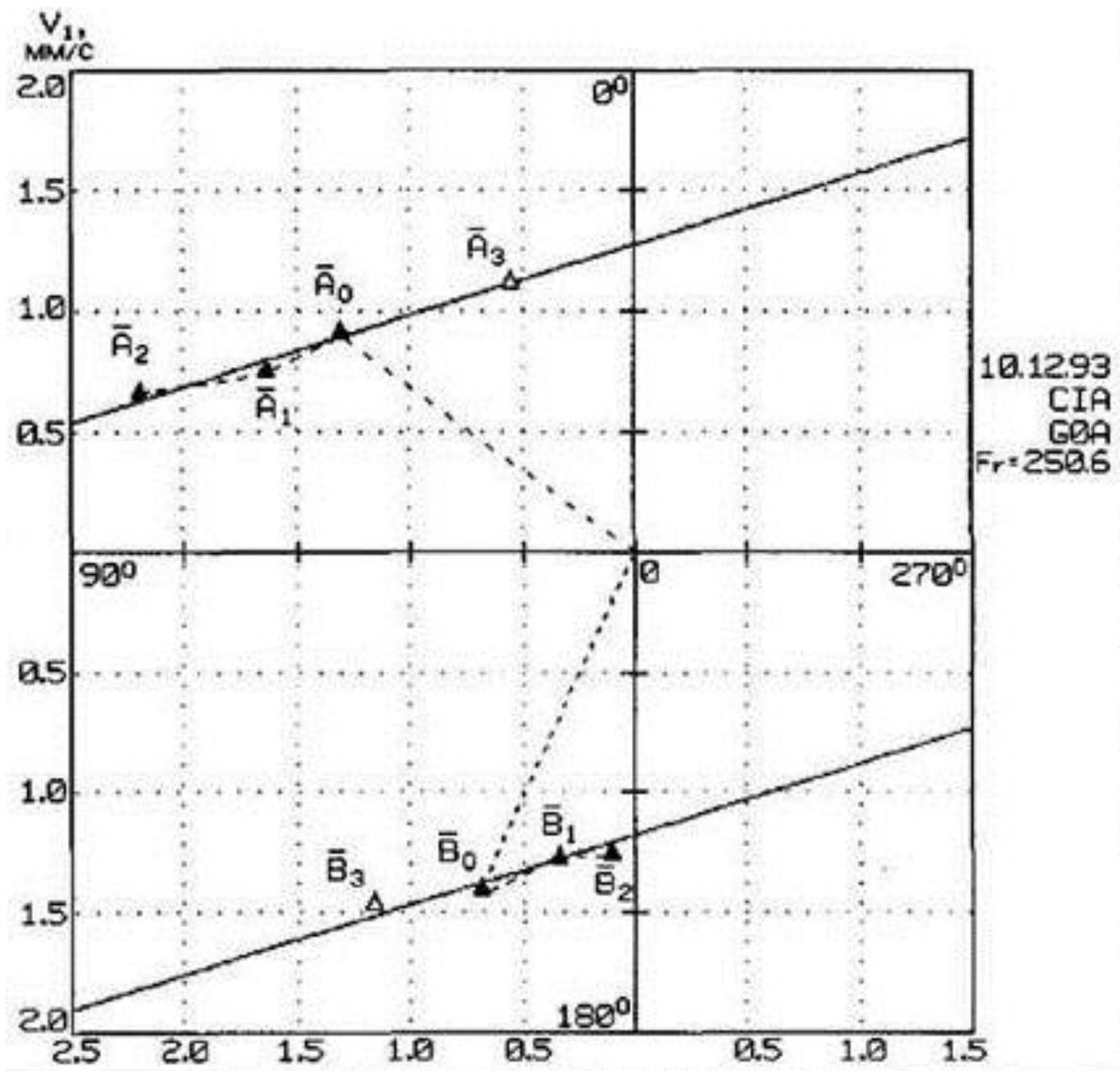


Рисунок 3.7 – Векторная диаграмма вибрации при прогреве и погружении агрегата

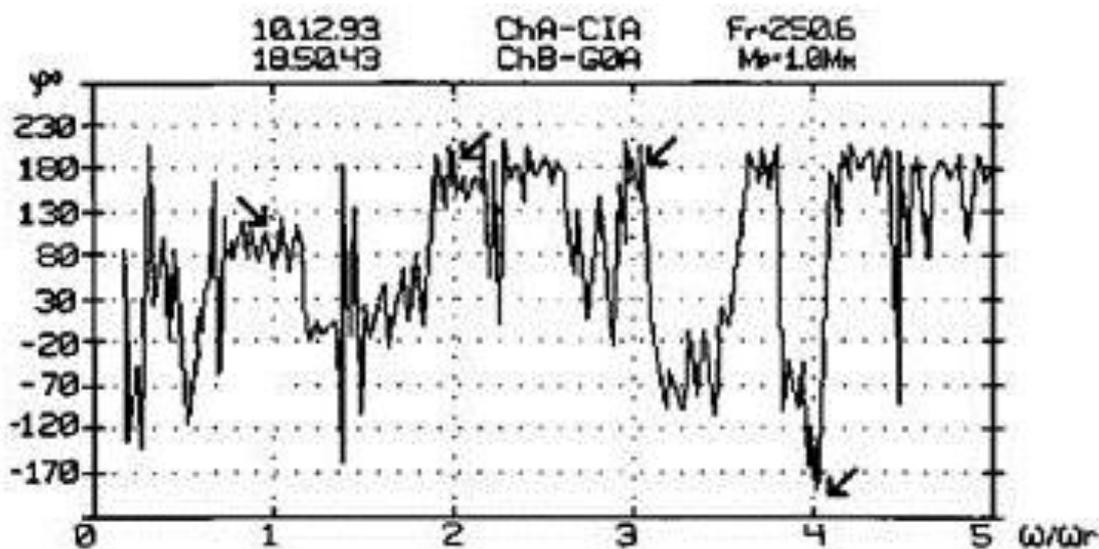


Рисунок 3.8 – Взаимный фазовый спектр вибрации при номинальной нагрузке

После останова агрегата в течение нескольких минут с помощью лазерного центровочного оборудования были проведены измерения положения осей, значения которых составили: осевой сдвиг по вертикали $U = 0,14$ мм, по горизонтали $H = 0,16$ мм, излом осей по вертикали $Y = 0,04$ мм/100 мм, по горизонтали $V = 0,02$ мм/100 мм. Т.о. если смотреть со стороны «неподвижного» мультипликатора, то ротор компрессора сдвинулся в сторону тихоходного колеса и вниз. На следующее утро вновь произвели измерения положения осей «холодного» агрегата: осевой сдвиг составил по вертикали $V = 0,01$ мм, по горизонтали $H = 0,02$ мм, излом осей по вертикали $V = 0,01$ мм/100 мм, по горизонтали $V = 0,01$ мм/100 мм.

В данном типе мультипликаторов главная ось быстроходного колеса обычно при работе под нагрузкой смещается в сторону от тихоходного и «зависает» в районе «10 часов», если смотреть со стороны переднего подшипника тихоходного вала.

Затем была произведена центровка агрегата с учетом изложенного выше и проведены повторные испытания.

OA_3 и OB_3 на оборотной частоте ротора

B_2B_3 связано с тем, что при центровке не учитывались

температурные расширения узлов агрегата и положение роторов в подшипниках при работе под нагрузкой.

Характерно, что эти векторы параллельны и разнонаправлены. Их величина отличается из-за различной жесткости и динамической податливости опор.

На рисунке 3.9 приведены спектры вибрации тех же контрольных точек при номинальной нагрузке до и после центровки с учетом тепловых расширений и положения ротора. Вибрация компрессора существенно

уменьшилась: на частоте вращения ротора в 1,6 раза, а на ее второй и третьей гармониках – в 6 раз. На мультипликаторе уменьшения вибрации не произошло: уменьшение в несколько раз вибрации, связанной с расцентровкой, на второй и третьей гармониках частоты вращения ротора сопровождалось увеличением вибрации на частоте вращения ротора, поскольку имелаась вибрация, вызываемая другой причиной, которая ранее компенсировалась: складывалась с вибрацией, вызванной расцентровкой (синхронные колебания).

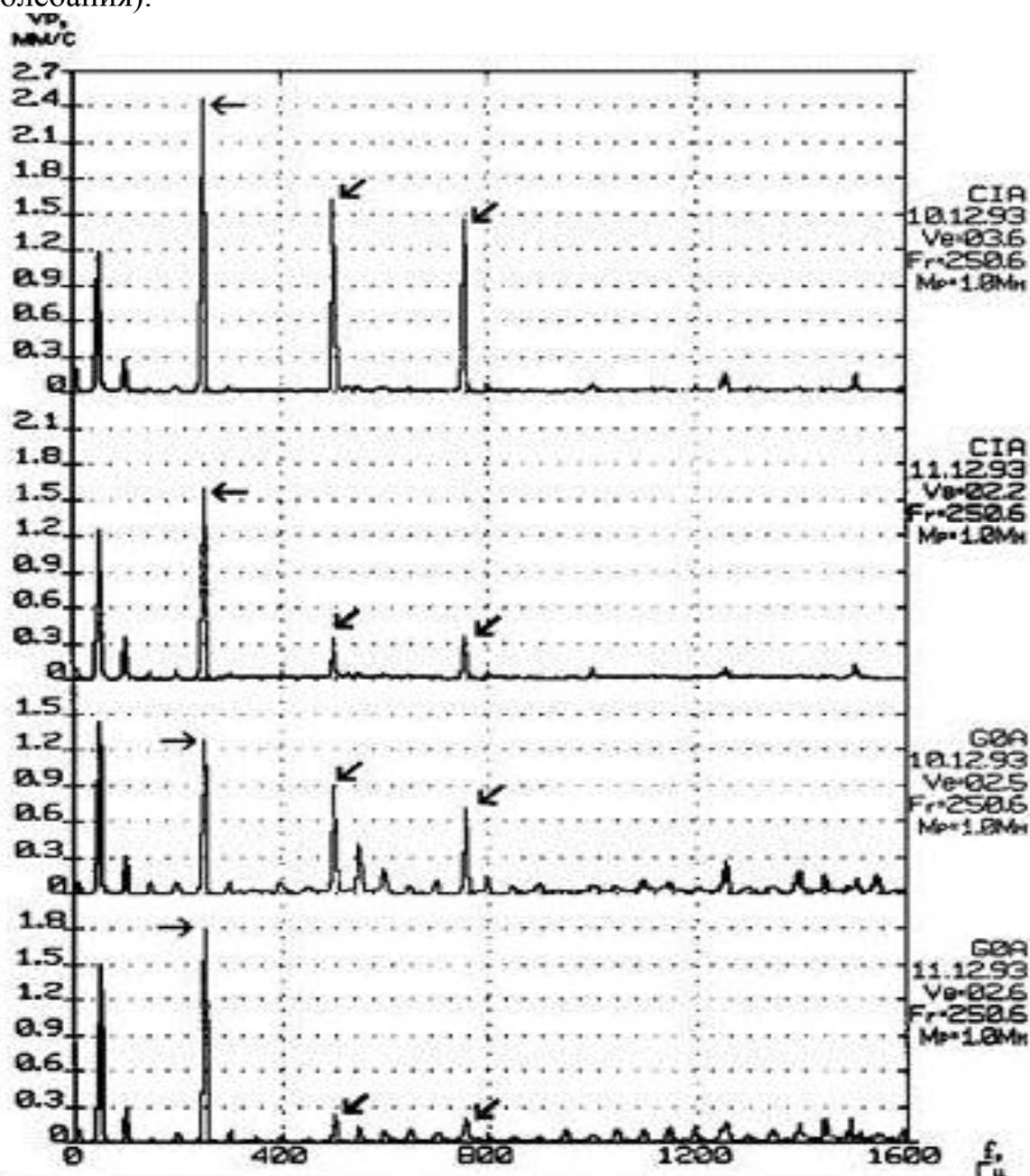


Рисунок 3.9 – Спектры вибрации подшипниковых опор мультипликатора, и компрессора в осевом направлении до и после центровки с учетом влияющих факторов

Это говорит о наличии значительной, по отношению к вибрации, вызванной расцентровкой, вибрации, связанной с другими причинами (синхронные колебания). Таким образом, чем больше отношение вибрации, вызванной расцентровкой, к вибрации, вызванной другими причинами, тем ближе этот угол к 180 градусам.

В процессе вибромониторинга, сравнивая характер вибрации опор, вполне возможно отличить расцентровку от ослаблений жесткости, обладающих различными наборами диагностических признаков. В этом случае полезно сравнивать одновременно со спектрами вибрации и осциллограммы сигналов.

На рисунке 3.10 приведены спектры вибрации, измеренной на подшипниковых опорах генератора (индекс Т) и возбuditеля (индекс В) парового турбоагрегата. Состав частотных компонентов спектра вибрации опор генератора характерен для расцентровки и не вызывает сомнений – вибрация существенно преобладает на первых двух гармониках частоты вращения ротора практически на всех контрольных точках, как в поперечном, так и в осевом направлениях, уровень шумов низок. На первый взгляд характер вибрации подшипниковых опор возбuditеля свойственен для ослаблений жесткости в совокупности с расцентровкой: в спектрах вибрации обеих опор как в горизонтально–поперечном и вертикальном, так и в осевом направлениях наблюдается достаточно интенсивная вибрация на частоте вращения ротора и гармониках с номерами до 6...8, причем в спектрах вибрации контрольных точек ВIV и ВОН преобладает третья гармоника частоты вращения ротора.

Рассмотрим одновременно спектры (наиболее характерные для нарушений жесткости) и формы сигналов вибрации задней подшипниковой опоры возбuditеля в горизонтально-поперечном и осевом направлениях, представленные на рисунке 3.11.

На формах сигналов виброускорения вертикальными пунктирными линиями помечены периоды времени, соответствующие одному обороту ротора. Вертикальными стрелками на кривой вибрации помечены локальные максимумы в течение двух последовательных оборотов ротора. Можно отметить, вибрация носит почти периодический характер. Число локальных максимумов за оборот ротора практически не меняется. Случайная вибрация невелика. Такая форма кривой виброускорения, обычная для развинутой расцентровки, нетипична для нарушений жесткости.

Таким образом, на возбuditеле наблюдалась нелинейная жесткость опорной системы 3, не связанная с какими-либо дефектами. В дальнейшем, после останова агрегата, была обнаружена и устранена расцентровка генератора и возбuditеля. Каких–либо нарушений жесткости опорной системы возбuditеля обнаружить не удалось.

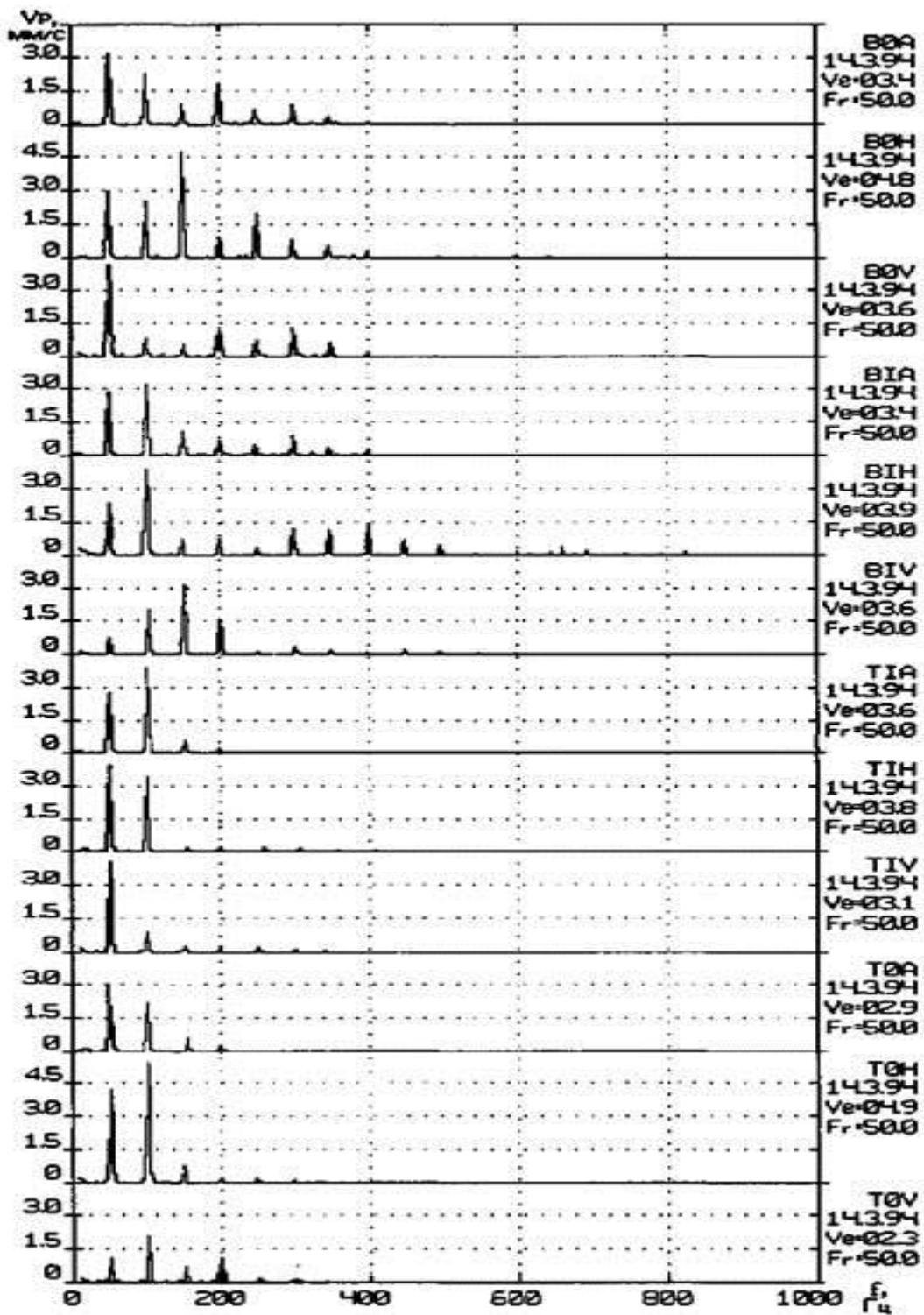


Рисунок 3.10 – Спектры вибрации подшипниковых опор генератора (Т) и возбuditеля (В) парового турбоагрегата

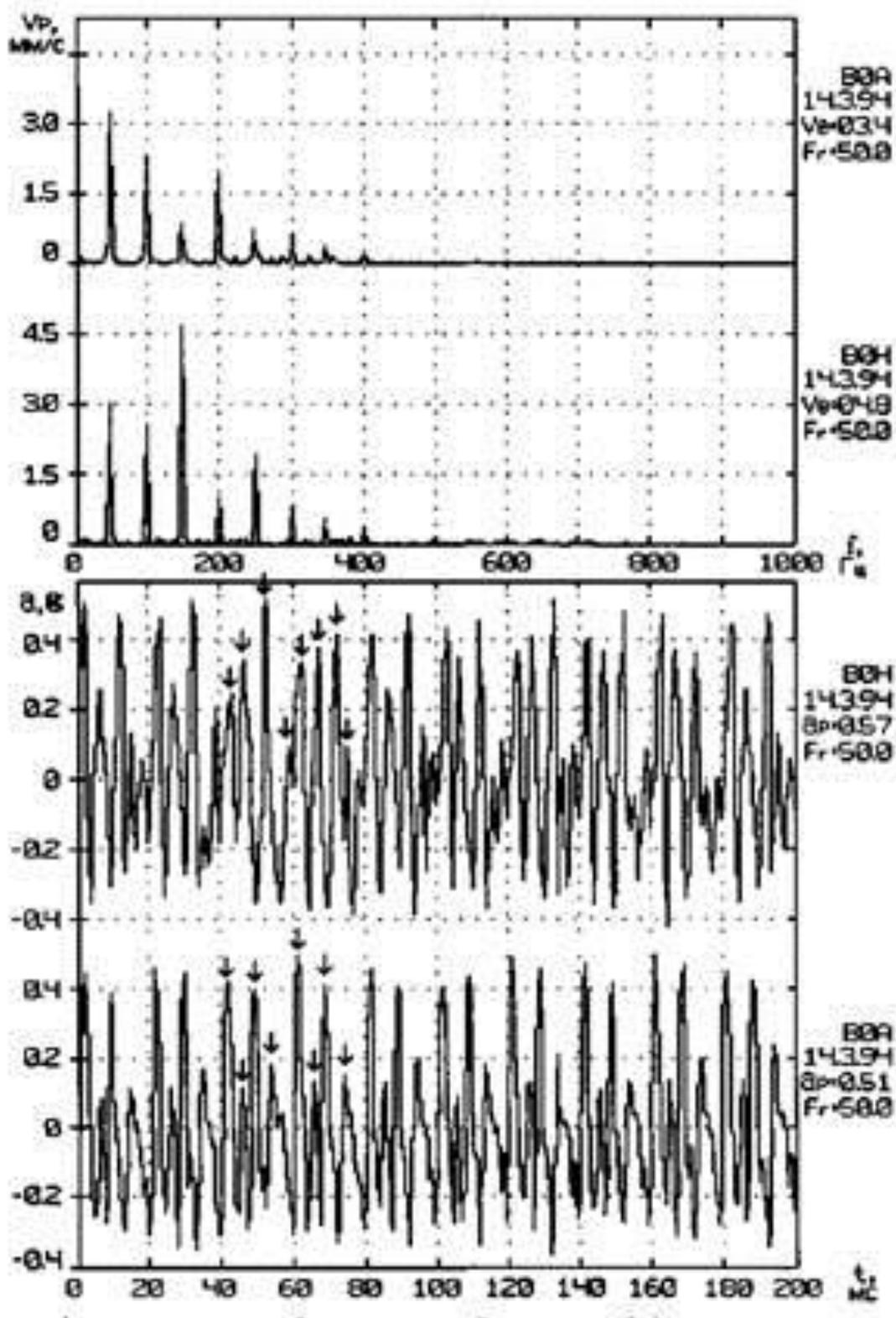


Рисунок 3.11 – Спектры и формы сигналов вибрации внешней опоры возбудителя в горизонтально – поперечном и осевом направлениях

4 Нарушения жесткости опорной системы

Как известно, в устойчивом режиме вращения колебания идеально уравновешенного ротора отсутствуют, однако на реальный ротор воздействуют различные неуравновешенные силы, возбуждая вибрацию. Поскольку сами по себе нарушения жесткости являются не источниками возбуждения вибрации, а лишь нелинейным откликом системы (агрегата) на воздействие неуравновешенных сил, вызывающих вибрацию, то в этом классе дефектов можно объединить те, которые приводят к нерасчетному изменению жесткости опорной системы (в т.ч. уменьшению общих расчетных масс, колеблющихся вместе с источниками возбуждения) и повышению вибрации оборудования. С появлением дефектов этой группы вибрация иногда может многократно превышать допустимые значения.

Влияние жесткости опорной системы на вибрацию очевидно [10]. Амплитуда вибрации обратно пропорциональна динамической жесткости:

$$A = P_0 C_d^{-1};$$

где P_0 — амплитуда вынуждающей силы.

Существенно снижается динамическая жесткость в области резонанса. При резонансе даже небольшие вынуждающие силы приводят к чрезмерной вибрации опор. Для устранения этой проблемы необходима отстройка опорной системы от резонанса изменением ее жесткости, обычно в сторону увеличения, или массы.

Реальные опоры в вертикальном и горизонтально–поперечном направлениях обладают различной жесткостью. Это свойство опор называется анизотропностью. При анизотропности частотные характеристики для вертикального и горизонтально–поперечного направлений различны. Например, при некоторой небольшой неуравновешенности ось вращающегося ротора имеет не круговую орбиту, а эллиптическую, причем большая ось эллипса лежит в направлении, близком к горизонтальному. Соответствующие колебания совершают точки поверхности подшипника, при этом на симметричном относительно вертикальной плоскости подшипнике возникает асимметричная вибрация. Не следует, таким образом, сразу связывать асимметричную вибрацию с односторонними нарушениями жесткости опоры, например, с отрывом фундаментной плиты с одной стороны.

Нелинейная жесткость опор характеризуется нарушением пропорциональности, между вынуждающей силой и деформациями. Вследствие нелинейности при воздействии гармонической силы возбуждения (вызываемой например, неуравновешенностью ротора) и гармонических (или близких к гармоническим) перемещениях вала опорная реакция может иметь

сложный спектр, содержащий различные гармоники (субгармоники) оборотной частоты.

Высшие гармонические составляющие опорных реакций возбуждают колебания с соответствующими частотами.

Анизотропность и нелинейность в общем случае не связаны с какими-либо дефектами, тем не менее их влияние на характер вибрации весьма велико. Существенную нелинейность и анизотропность имеет масляный слой: поперечная жесткость масляной пленки в несколько раз (по некоторым данным, примерно в 10 раз) ниже, чем вертикальная. На нелинейных опорах могут наблюдаться субгармонические колебания, или субгармонический резонанс. Субгармонические колебания имеют частоту, в целое число раз меньшую частоты вращения, при этом преобладают колебания с половинной частотой. Анизотропность и, в меньшей мере, нелинейность могут возникать и в других элементах опоры при отсутствии в них каких-либо дефектов.

Величина и характер вибрации при ослаблениях жесткости зависит от степени развития дефекта (изменения жесткости системы), величины сил возбуждения (зависящих или независимых от технологических параметров) и свойств конкретного агрегата – анизотропности и нелинейности опорной системы (точно предсказать последние на практике сложно). Вибрационный сигнал обычно имеет сложный характер, в нем обычно присутствуют колебания в широком диапазоне частот: вибрация с частотой возбуждения, ее гармониками и возможно субгармониками, шумовой компонент и, иногда, другими частотными составляющими [1].

Промышленные агрегаты имеют большое количество соединений, ослабление жесткости которых может привести к повреждению или аварии. Ослабления жесткости можно условно разделить на два класса:

- ослабления жесткости структурных элементов (опорной системы): фундамента (трещины на фундаменте, контакт стола фундамента и перекрытия, осадка фундамента, отрыв фундаментной плиты от фундамента и др.), рамы, корпусных элементов (корпусные трещины), подшипниковых опор, неподвижных деталей подшипников, неподвижного направляющего аппарата и импеллеров;
- ослабления жесткости вращающихся элементов: деталей, крепящихся на роторе, ротора в подшипнике, в зубчатых муфтах, в редукторах.

Диагностические признаки нарушений жесткости.

При некоторых видах нарушений жесткости траектория движения ротора агрегата в подшипнике может сильно отличаться от эллиптической: ротор может совершать хаотическое движение в подшипнике. На рисунке 4.1 приведена траектория движения центра ротора электродвигателя за один оборот при значительном износе вкладыша и ослаблении крепежа в подшипнике скольжения.

Во многих случаях характерным признаком ослаблений является зависимость уровня и характера вибрации от направления измерений. Этот эффект помечен горизонтальными стрелками: размах колебаний по вертикали составляет примерно 65 мкм, в то время как по горизонтали – менее 25 мкм.

Весьма характерна также высокая гармоническая активность. Вертикальными стрелками помечены семь минимумов кривой, свидетельствующих о нарушении жесткости именно в этом направлении, в то время как в горизонтальной плоскости их число значительно меньше.

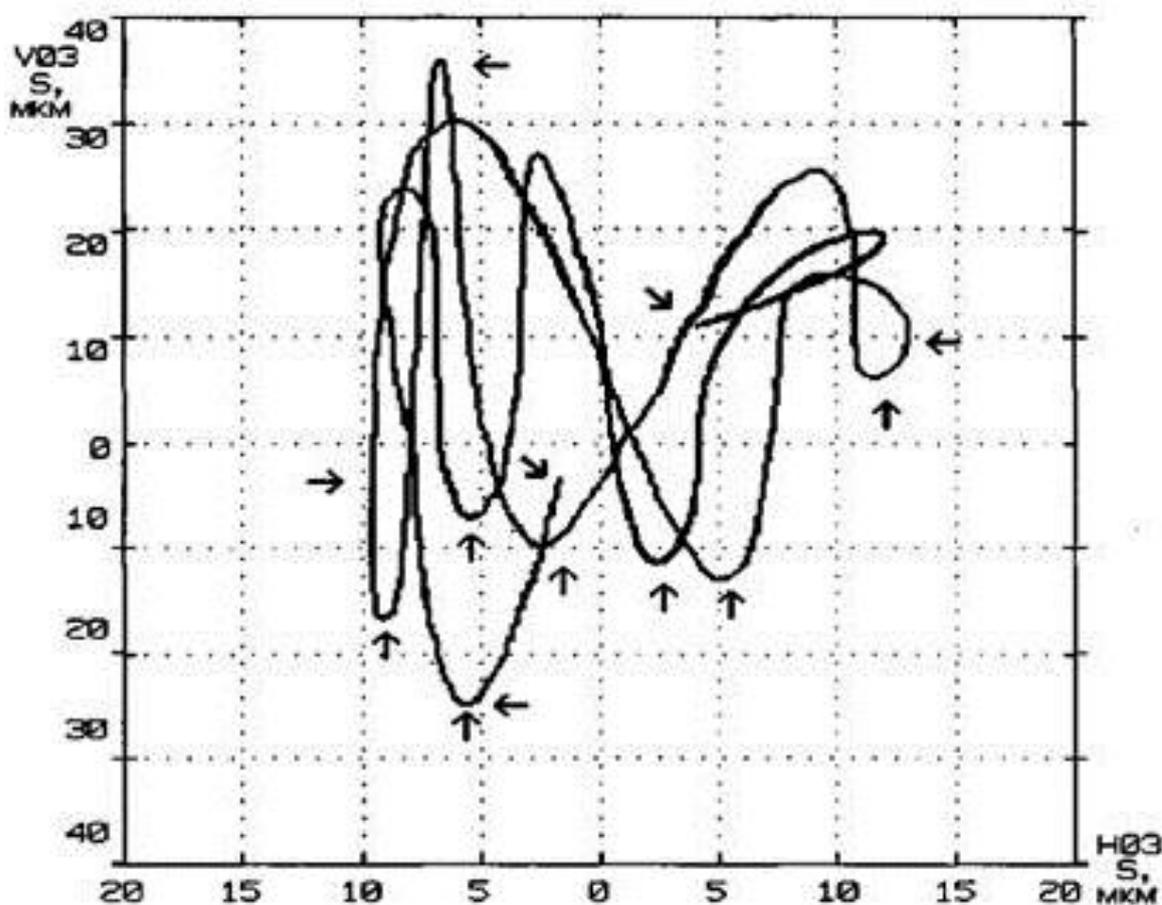


Рисунок 4.1 – Траектория движения ротора мощного электродвигателя за один оборот при износе подшипника скольжения и ослабления резьбовых соединений

Часто наблюдается «пустая точка» (помечена наклонными стрелками) – большой разрыв траектории и/или изменение направления движения ротора в момент завершения ротором одного оборота и прохождения отметки угла на роторе мимо датчика 2.

В правой части графика заметна небольшая повторная петля, также наблюдающаяся иногда при нарушениях жесткости. В спектре вибрации

почти всегда можно наблюдать сравнительно интенсивную вибрацию на нескольких высших гармониках частоты возбуждения, число которых колеблется от 2...3 до 10 и более. Типично в спектре наблюдается сравнительно высокий уровень шумов, что обусловлено значительной долей случайной вибрации в вибросигнале (особенно виброускорения).

Примером такого спектра может служить рисунок 4.2. Горизонтальными стрелками помечены некоторые из гармоник частоты вращения ротора.

По мере изменения состояния оборудования (развития дефекта: уменьшения жесткости системы) в спектре между высшими гармоническими составляющими могут появляться дробные гармоники частоты возбуждения $\pm(1\tau)fr$, где τ – натуральное число (например, 1,5ГГ, 2,5ГГ, 3,5,... и др.). При этом также возрастает и уровень шумов.

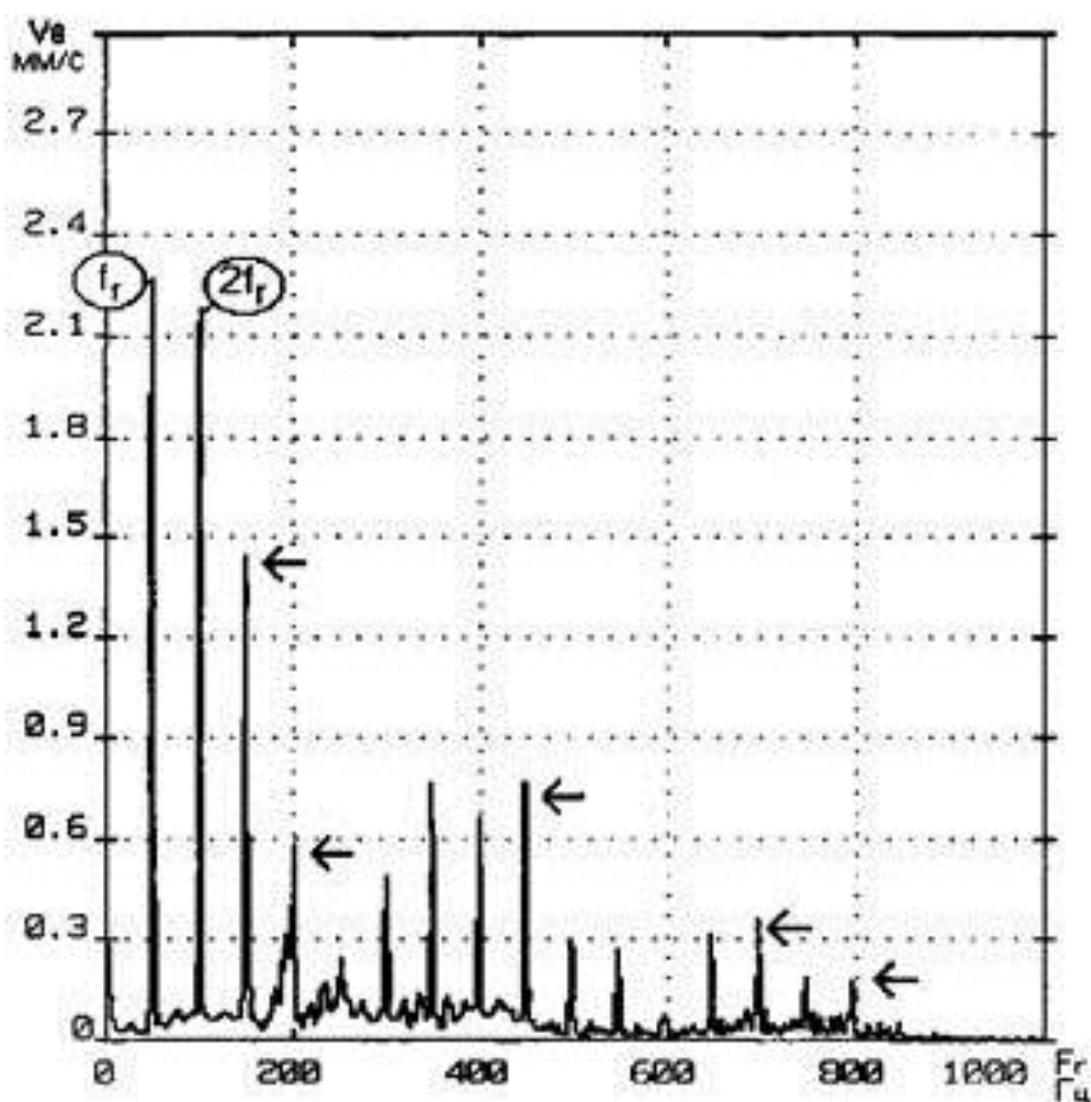


Рисунок 4.2 – Спектр вибрации подшипниковой опоры электродвигателя насосного агрегата в вертикальном направлении, имеющего дефект прокладки виброизолятора

На рисунке 4.3 приведена картина развития ослабления жесткости в течение десяти месяцев. Январь – в спектре наблюдается две преобладающие спектральные составляющие: на частоте вращения ротора и ее третья гармоника (помечена наклонной стрелкой) и относительно высокий уровень шумов – 0.3 ... 0.4 мм/с.

Апрель – увеличивается гармоническая активность на частоте вращения ротора и ее гармониках (помечены наклонными стрелками).

Июнь – вибрация на гармониках частоты вращения ротора продолжает увеличиваться, появляется заметная вибрация на дробных гармониках частоты вращения ротора (помечены вертикальными стрелками), возрастает уровень шумов.

Ноябрь – резко возрос уровень вибрации на частоте вращения ротора.

После останова при ревизии обнаружено аварийное состояние подшипника.

Вибрация на высших гармониках частоты возбуждения бывает весьма велика и может даже быть сравнима с вибрацией на частоте возбуждения.

Обычно с увеличением номера гармоники частоты возбуждения (особенно в случае развитых дефектов и больших значений сил возбуждения) величина вибрации уменьшается. Но в процессе зарождения и развития дефекта, вибрация на одной или нескольких высших гармониках в продолжение ряда измерений могут превосходить вибрацию на частоте возбуждения.

Можно сказать, что чем ближе дефектное соединение (сочленение, место с нарушением жесткости) к ротору (в системе фундамент – рама – опора – подшипник – ротор), тем интенсивней проявляется нелинейность, т.е. интенсивней высшие гармоники частоты вращения ротора (или иной частоты возбуждения) по отношению к первой, в сигнале вибрации.

Если наблюдать спектр сигнала на экране анализатора, особенно анализатора, работающего в реальном времени, то бывают хорошо заметны «флуктуации гармоник» – от кадра к кадру на экране анализатора на «картинках» спектра уровни вибрации на гармониках частоты возбуждения и уровень шумов (характерные для нарушений жесткости) значительно меняются. При этом усреднение спектров должно отсутствовать.

На рисунке 4.4 приведены спектры вибрации, иллюстрирующие этот эффект. Горизонтальными стрелками помечены флуктуирующая по величине вибрация на второй и третьей гармониках частоты вращения ротора, а вертикальными – меняющийся уровень шумов.

При ослаблениях жесткости (и отсутствии других дефектов) 4 для формы сигнала виброускорения, в ряде случаев, свойственны следующие особенности [1]:

непериодический, хаотический характер кривой вибрации: нет повторяющейся «картинки» кривой вибрации от оборота к обороту ротора;

нерегулярные интервалы между преобладающими пиками, количество и величина которых (в продолжение временного интервала, соответствующего нескольким оборотам ротора) могут значительно меняться; при этом пиковое значение может достигать 6д и более в случае развитых дефектов;

Однако этого может не наблюдаться (особенно при сильном развитии некоторых видов нарушений жесткости) при «удаленности» плоскости ослабления жесткости от ротора.

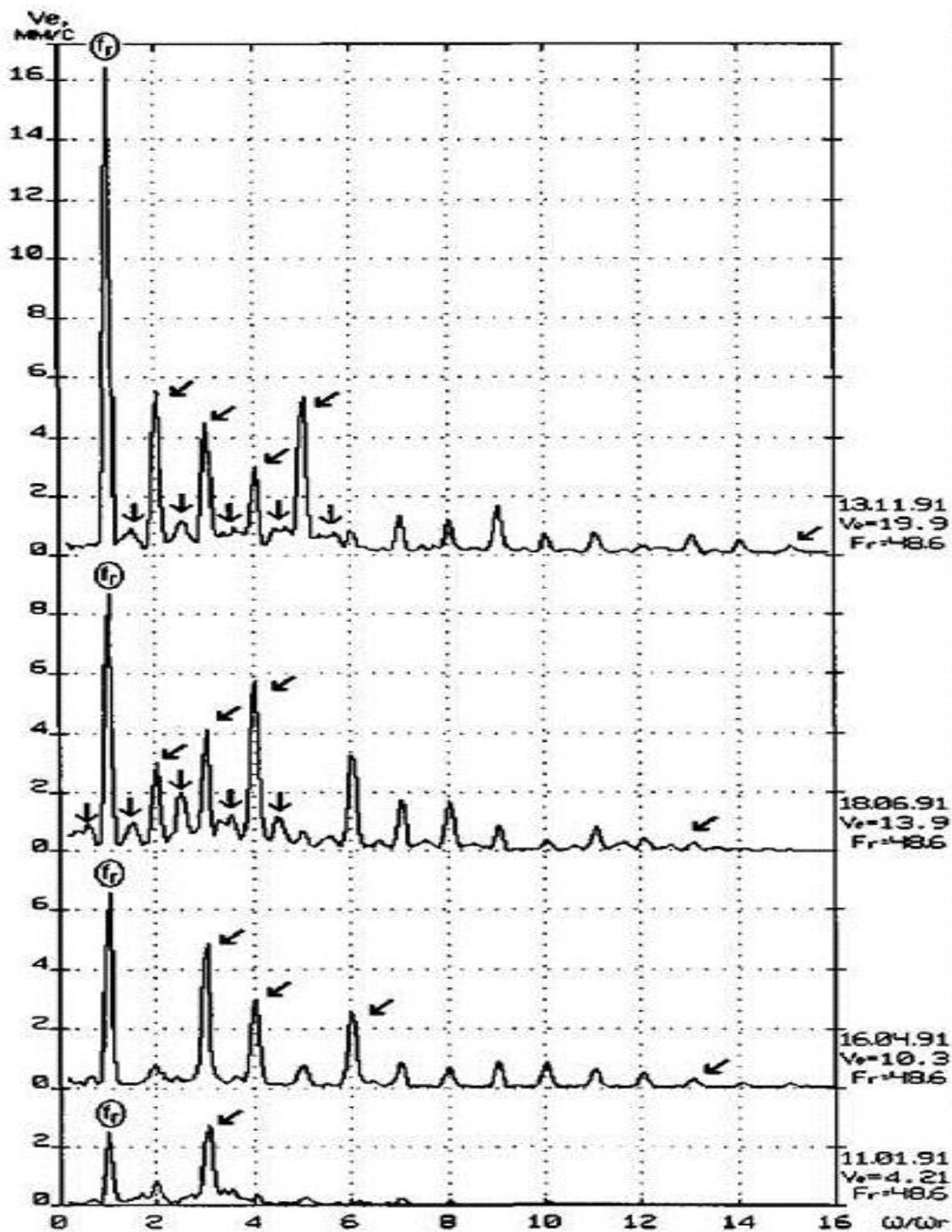


Рисунок 4.3 – Спектры вибрации, иллюстрирующие развитие во времени ослабления резьбовых соединений в подшипнике насосного агрегата, перекачивающего нефтепродукты

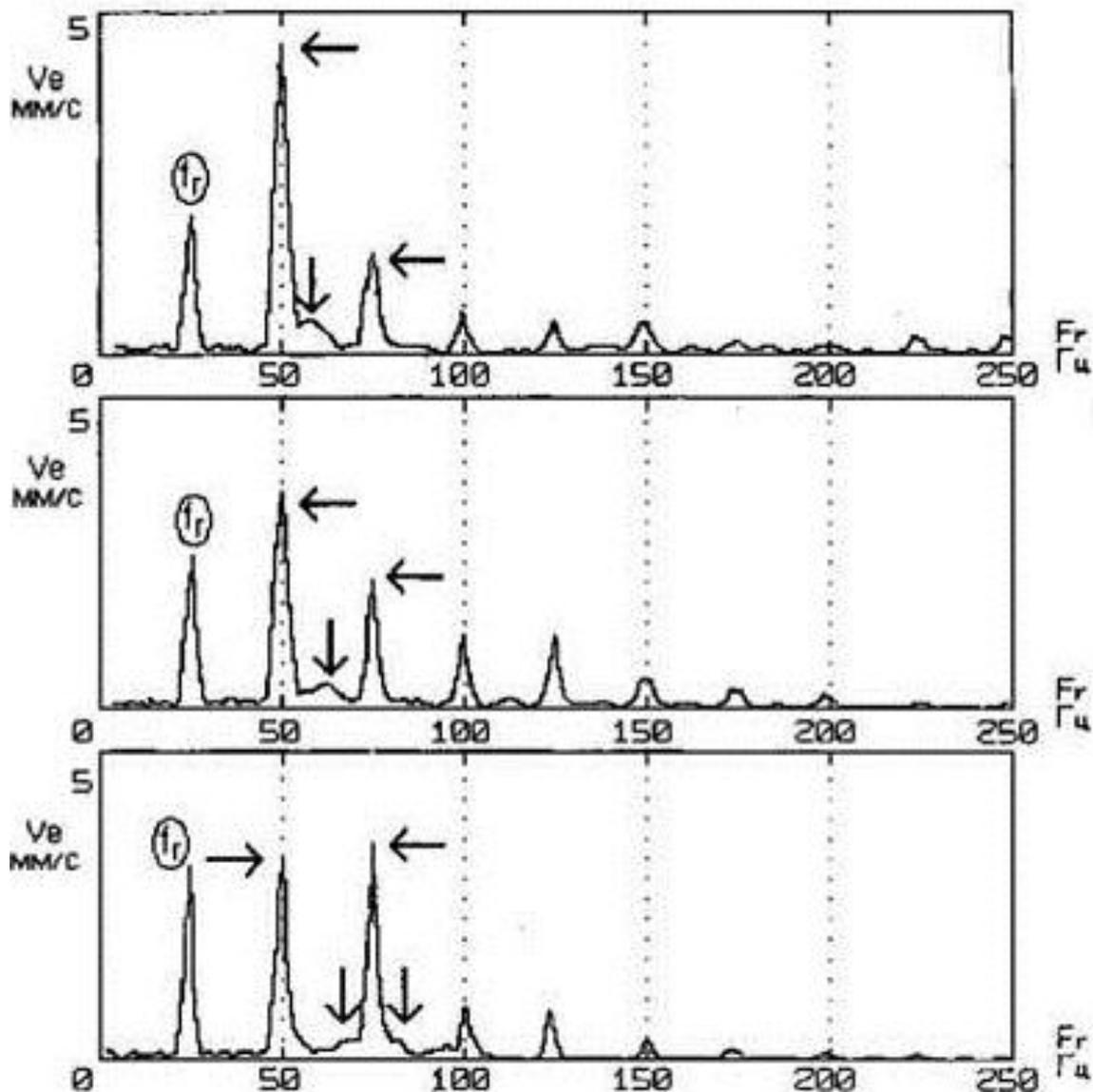


Рисунок 4.4 – Три спектра, измеренные с интервалом в 1 секунду, при нарушении центровки и износе вкладышей подшипников воздухоудувки с частотой вращения ротора 25 Гц

Форма сигнала виброскорости может иметь более «упорядоченный» характер (по сравнению с сигналом виброускорения), однако амплитуда сигнала обычно нестабильна от оборота к обороту (или в продолжение нескольких оборотов) и может меняться иногда даже в несколько раз.

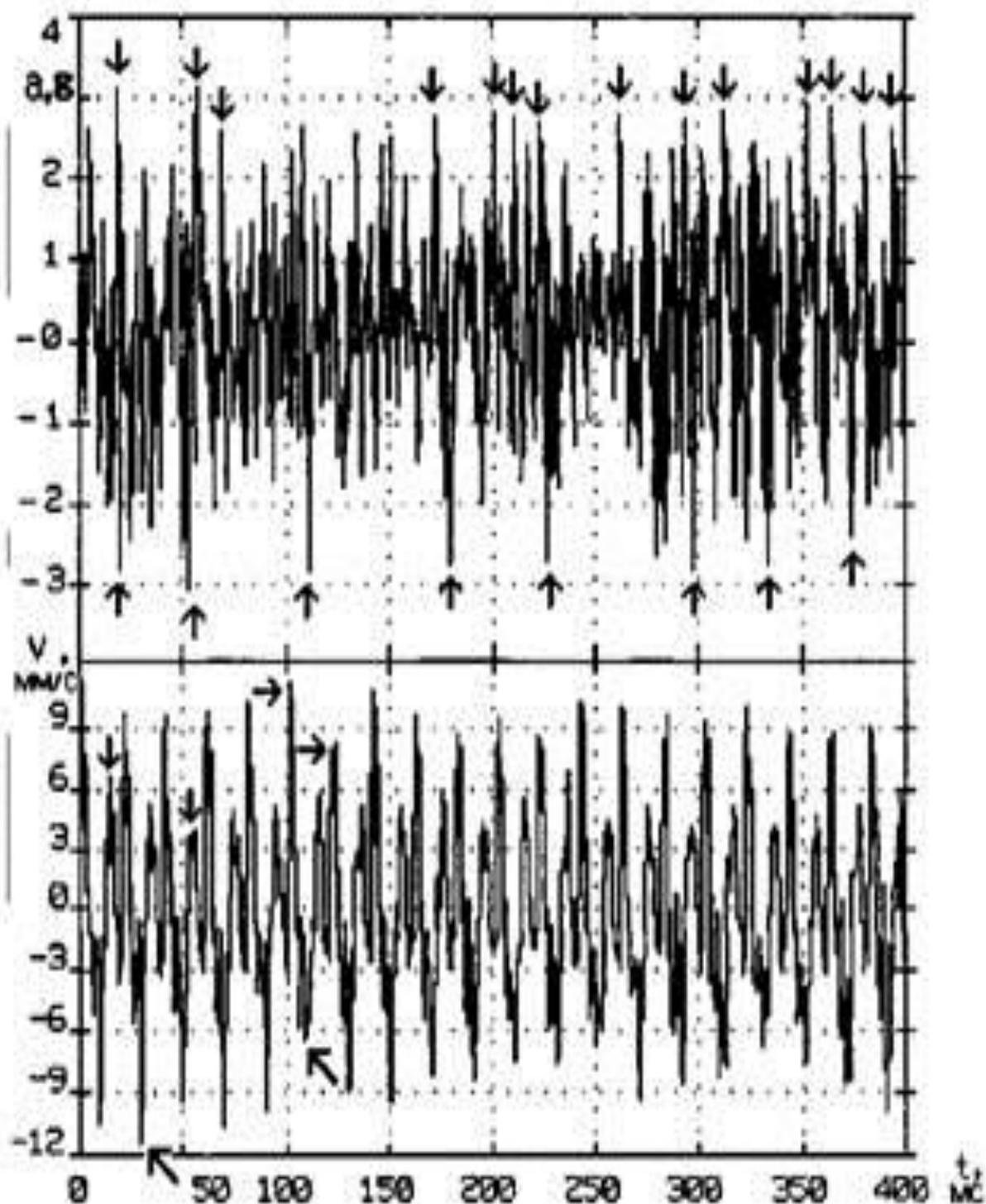


Рисунок 4.5 – Формы сигналов (верхний график – виброускорение, виброскорость) вертикального компонента вибрации, измеренные на подшипнике электродвигателя насосного агрегата с частотой вращения ротора 50 Гц (20 мс/об) , имевшего дефект прокладки виброизолятора

Примером этому служат две формы сигнала вибрации, приведенные на рисунок 4.5, измеренные с интервалом в несколько секунд на подшипнике

электродвигателя (частота вращения ротора 50 Гц, 20мс/об) насосного агрегата в вертикальном направлении, над имевшей дефект прокладкой виброизолятора. Вертикальными стрелками помечены некоторые нерегулярные пики сигнала виброускорения, количество и величина которых от оборота к обороту значительно меняется. Форма сигнала виброскорости менее (по сравнению с сигналом виброускорения) «хаотична». На кривой виброскорости парами вертикальных, горизонтальных и наклонных стрелок помечены периодические максимумы, следующие с соответствующим одному обороту временным интервалом (примерно 20 мс). Флуктуации значений помеченных максимумов достаточно велики.

Если в предыдущем примере флуктуации значений помеченных максимумов на кривой сигнала виброскорости могли вызываться накладывающимися на них высокочастотными составляющими вибрации, то на изображенной на рисунке 4.6 форме сигнала высокочастотный компонент вибрации невелик. Вертикальными пунктирными линиями помечены временные интервалы, соответствующие одному обороту ротора насосного агрегата, имевшего ослабление жесткости в виде несимметричного отставания опоры насоса от рамы насосного агрегата.

Вертикальными стрелками помечены следующие с периодом, соответствующим одному обороту ротора, три периодических максимума, величина которых в продолжение пяти оборотов значительно уменьшилась.

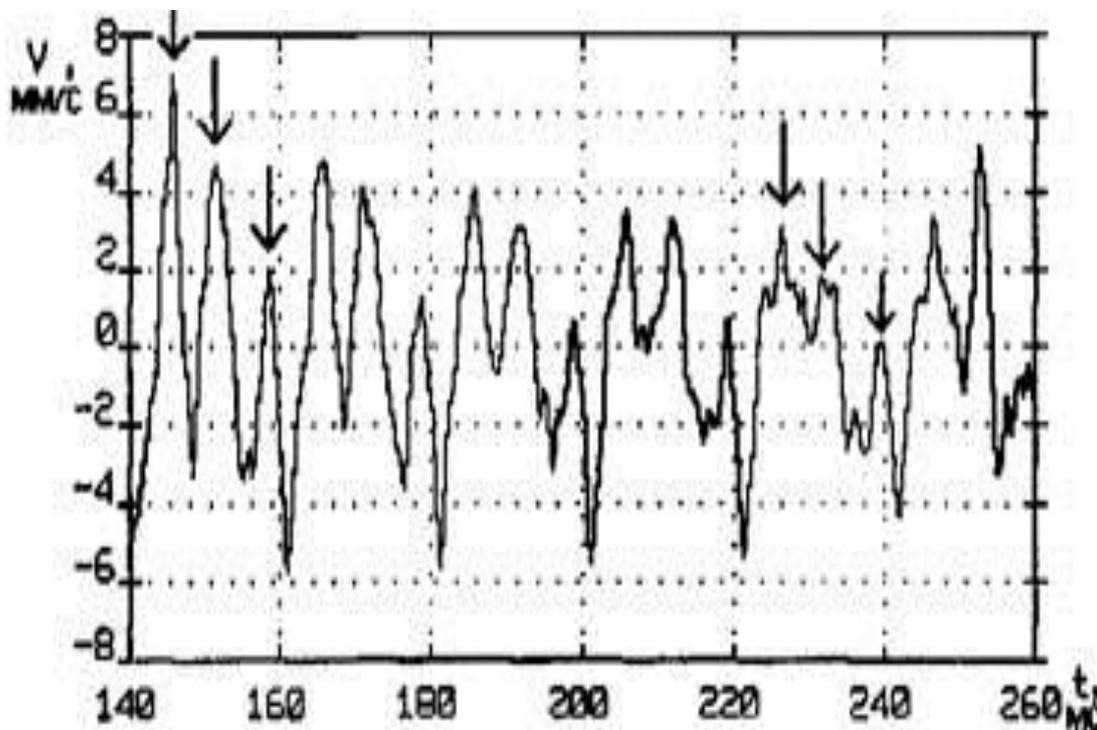


Рисунок 4.6 – Форма сигнала вибрации в вертикальном направлении подшипниковой опоры насоса при несимметричном отставании опоры от рамы насосного агрегата. Частота вращения ротора – 50 Гц (20 мс/об)

При нарушениях жесткости кривая сигнала вибрации может быть сильно асимметрична, положительные и отрицательные значения амплитуд могут отличаться в 1,5 и более раз. Частота вращения ротора насоса 50 Гц (20 мс/об). На рисунке 4.7 приведен пример асимметричной формы кривой сигнала вибрации, наблюдавшейся в осевом направлении измерений на передней подшипниковой опоре насоса при одностороннем отставании подшипниковой опоры насоса от рамы. Стрелками помечены максимум и минимум, абсолютные значения которых отличаются более, чем в два раза. Следует отметить почти периодический вид кривой сигнала вибрации (часто наблюдающийся при развитых нарушениях жесткости и достаточной «удаленности» дефектного соединения от ротора) [11]. Текущее значение вибрации при этом значительно превышало допустимое.

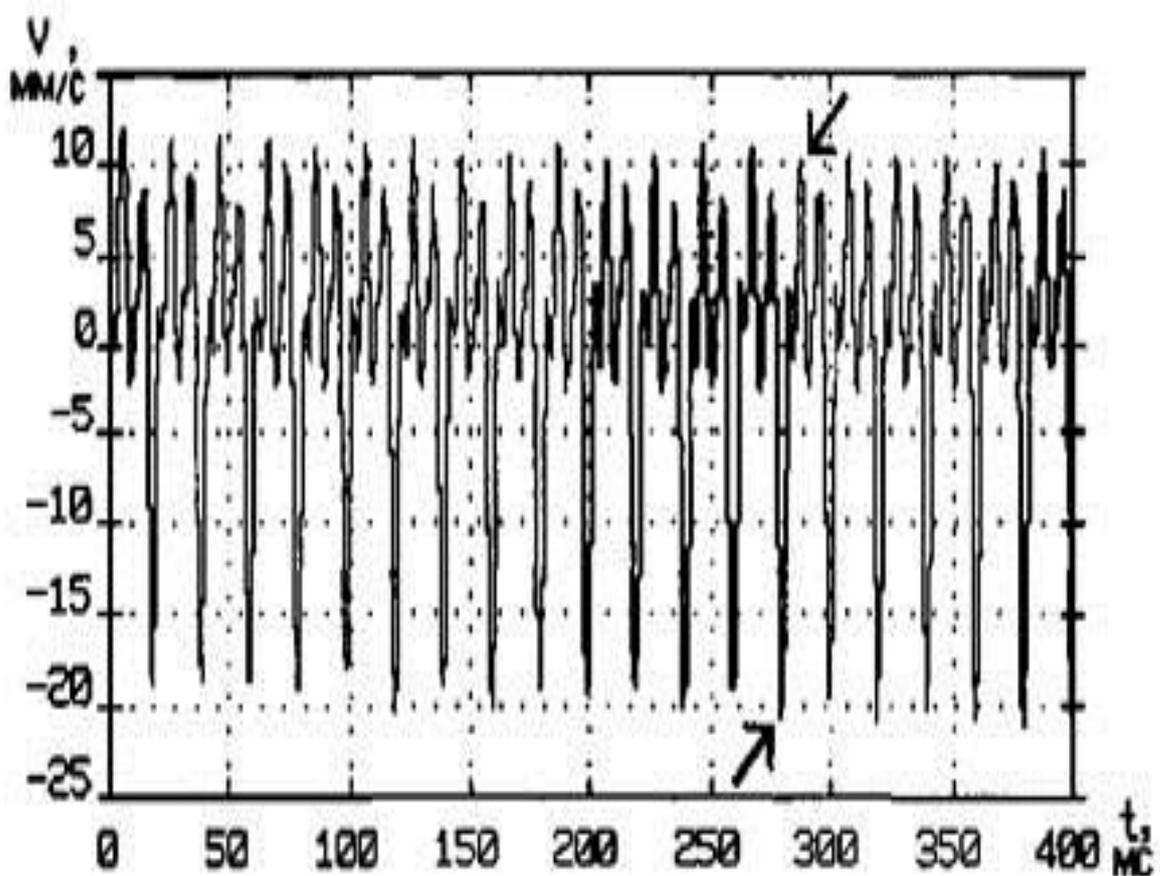


Рисунок 4.7 – Форма сигнала осевой компоненты вибрации передней подшипниковой опоры насоса при отставании подшипниковой опоры насоса от рамы насосного агрегата

Очень важно помнить, что анализ форм сигналов необходимо проводить только в комбинации с анализом спектров, и выводы, если имеются

какие-либо особенности формы сигнала, использовать только как дополнительный довод о вероятности наличия того или иного дефекта!

Обычно при нарушениях жесткости вибрация анизотропна (один из пространственных компонентов вибрации по значению существенно превышает другие) и максимальным бывает, в большинстве случаев, в направлении, перпендикулярном плоскости ослабления жесткости: при горизонтальном положении ротора встречается несколько чаще в вертикальном направлении, поскольку большинство разъемных соединений и плоскостей крепления перпендикулярны именно вертикальному направлению. Обычно, но не всегда, так как, например, при отставании основания подшипниковой опоры от рамы в средней части, возрастают вертикальные вибрации, поскольку вместо нормальной деформации стойки на сжатие возникает изгиб основания подшипника, но если имеется отставание не в середине, а по краям подшипниковой опоры, то в этом случае ослабляется жесткость установки в горизонтальном направлении и соответственно возрастают горизонтальные вибрации, а в случае одностороннего неплотного прилегания опоры жесткость будет зависеть от многих факторов.

Необходимо сравнивать отношение значений вибрации по горизонтали и вертикали: если оно превышает 4, то это может говорить о чрезмерной гибкости опоры в одном из направлений.

Важнейший надежный диагностический признак нарушений жесткости – изменение характера вибрации при переходе через границу дефектного сопряжения. Для обнаружения последних снимают контурную характеристику в различных точках агрегата или структурного элемента, измеряя амплитуду и фазу вибрации на первой (и, иногда, высших) гармонике.

Если смежные части агрегата или его узла имеют значительно отличающиеся значения амплитуд и фаз вибрации, то имеются относительные движения этих частей (элементов), и имеет место нарушение жесткости. При достаточной жесткости системы опора–фундамент вибрация должна плавно уменьшаться (без скачков амплитуды и фазы) от крышки подшипника до фундамента в 2...5 раз (в среднем 2.5...3).

При ослаблениях жесткости фундамента часто наблюдается повышенная вибрация не только подшипниковых опор, но и статора электромашин, корпусных деталей, возможно фундаментной плиты, болтов и др. В спектре значительно преобладают первая, вторая и реже третья и четвертая гармоники частоты вращения ротора. Для локализации ослабления снимается контурная характеристика.

Проиллюстрировать это можно приведенным ниже примером. У питающего насоса мощностью 8 МВт с частотой вращения ротора 50 Гц в течение 3 месяцев наблюдался рост вибрации с превышением допустимых значений. Было также обнаружено некоторое снижение вибрации при уменьшении крутящего момента (при ступенчатом разгрузении агрегата).

Проведение среднего ремонта и балансировки ротора ЭД в собственных подшипниках не привели к снижению вибрации до нормативных уровней.

Рассматривая распределение вибрации агрегата в пространстве (рисунки 4.8 и 4.9), можно отметить высокую вибрацию в контрольных точках на статоре ЭД и фундаментных болтах в районе ЭД и нормальную вибрацию на фундаментных болтах в районе насоса.

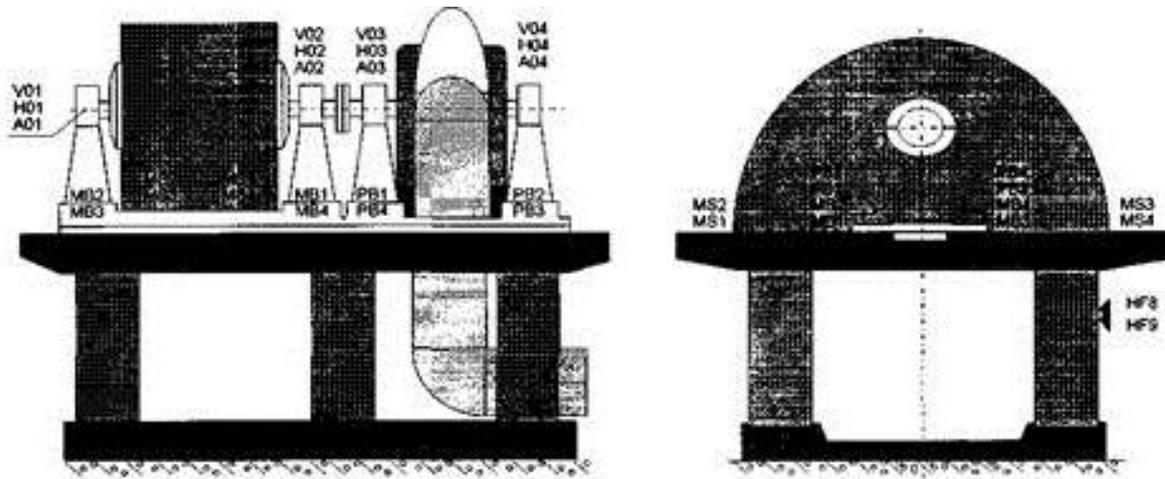


Рисунок 4.8 – Схема расположения точек измерений питательного насосного агрегата

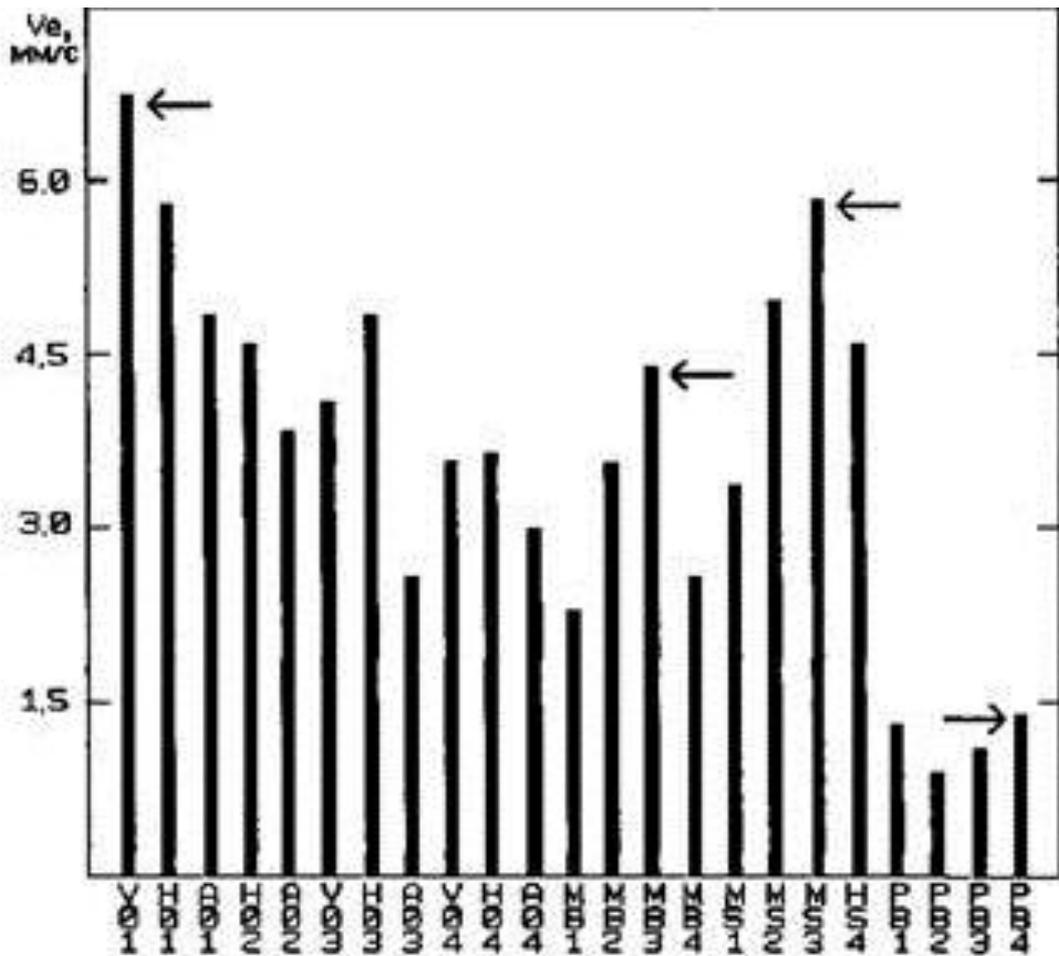


Рисунок 4.9 – Распределение СКЗ виброскорости по точкам измерения вибрации на питательном насосном агрегате

Вибрация группы контрольных точек заднего подшипника ЭД выше соответствующих по направлению контрольных точек на других подшипниках агрегата. Разделив контрольные точки на группы У01 – У02 – У03 – У04, МВ1 – МВ2 – МВ3 – МВ4, М81 – М82 – М83 – М84, РВ1 – РВ2 – РВ3 – РВ4 можно отметить, что вибрация в точках У01, УВ3, М83 и РВ 4, (помечены на рисунке 4.9 горизонтальными стрелками) выше, чем в других из соответствующих групп, что явно указывает на локализацию причины повышенной вибрации в области правой стойки фундамента в районе заднего подшипника ЭД. На рисунке 4.10 приведены спектры вибрации трех контрольных точек (У01, МВ3, М83) в области правой стойки фундамента в районе заднего подшипника ЭД и двух точек (НР 8, НР 9) непосредственно на стойке. Спектры вибрации этих точек имеют как общие черты, так и различия. На спектрах вибрации точек У01, МВ3, М83 наблюдается активность гармоник с номерами до 10, и преобладанием первых трех, спектр точки НР8 – только 1-ю и 2-ю, а точки НР9 – только 1-ю гармоники частоты вращения ротора.

По мере удаления контрольных точек от ротора падает как уровень вибрации, так и интенсивность относительно первой высших гармонических составляющих частоты вращения ротора.

В процессе измерений вибрации в каждой из контрольных точек была присуща флуктуация амплитуд частотных составляющих спектра: от кадра к кадру на экране анализатора на «картинках» спектра амплитуды 1 и 2 гармоник оборотной частоты ротора изменялись на 15...30 %.

Горизонтальными стрелками помечена 3-я гармоника частоты вращения ротора, присутствующая в основном на опоре подшипника, наклонными стрелками показано изменение характера вибрации на фундаментной стойке в двух близлежащих точках: с расстоянием примерно 1 см между точками ввода (рисунок 4.10).

Приведенные на рисунке 4.11 форма и спектр сигнала вибрации одной из точек фундаментной стойки не могут дать решающего перевеса в доводах в пользу нарушений жесткости. На осциллограмме однонаправленными стрелками отмечены в какой-то мере свидетельствующие в пользу ослаблений жесткости некоторая небольшая несимметричность сигнала вибрации, флуктуации фазы гармонических составляющих и флуктуации амплитуды вибрации от оборота к обороту [1].

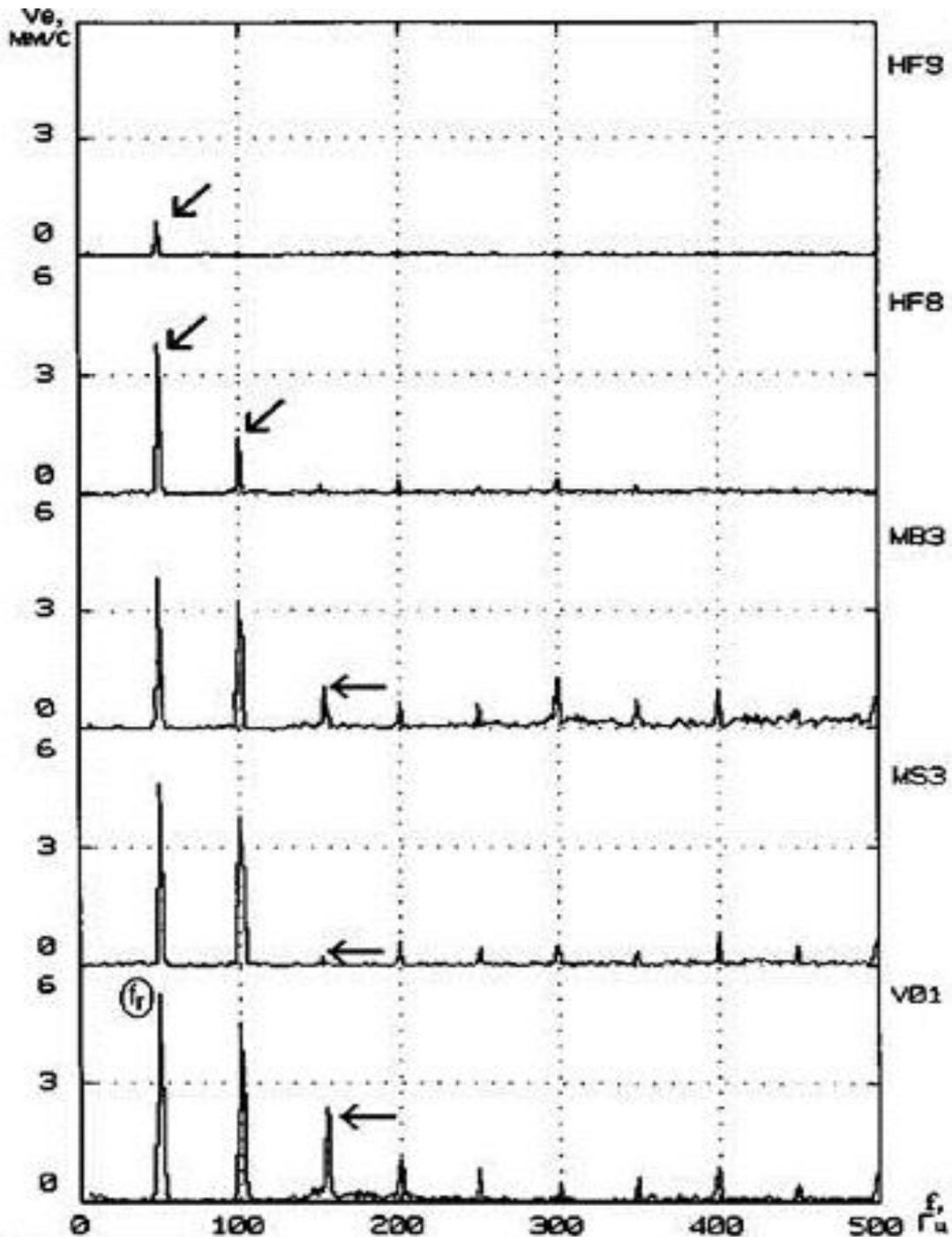


Рисунок 4.10 – Спектры вибрации ряда контрольных точек в области правой стойки фундамента в районе заднего подшипника ЭД с трещиной в фундаментной стойке

Однако эти признаки проявляются весьма слабо: например, аналогичными признаками могут обладать спектры и формы сигналов вибрации при расцентровке.

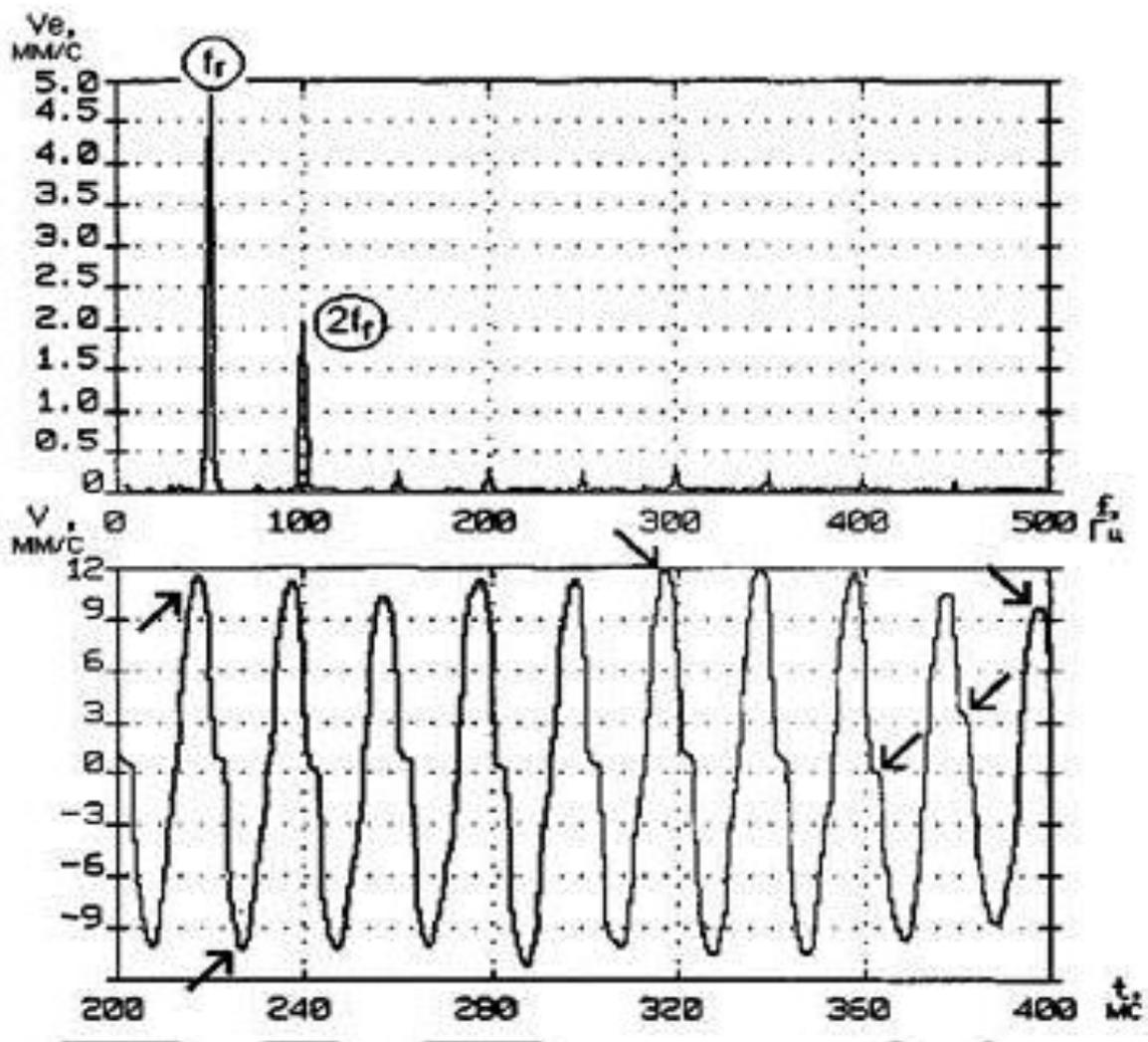


Рисунок 4.11 – Форма и спектр сигнала вибрации, измеренные в точке НР8 правой стойки фундамента со стороны агрегата над трещиной

Наглядно демонстрирует свои возможности метод локализации нарушений жесткости с помощью снятия контурной характеристики. На рисунке 4.12 приведена снятая в горизонтально–поперечном направлении по 12–ти точкам вдоль задней подшипниковой опоры ЭД и правой фундаментной стойки контурная характеристика вибрации.

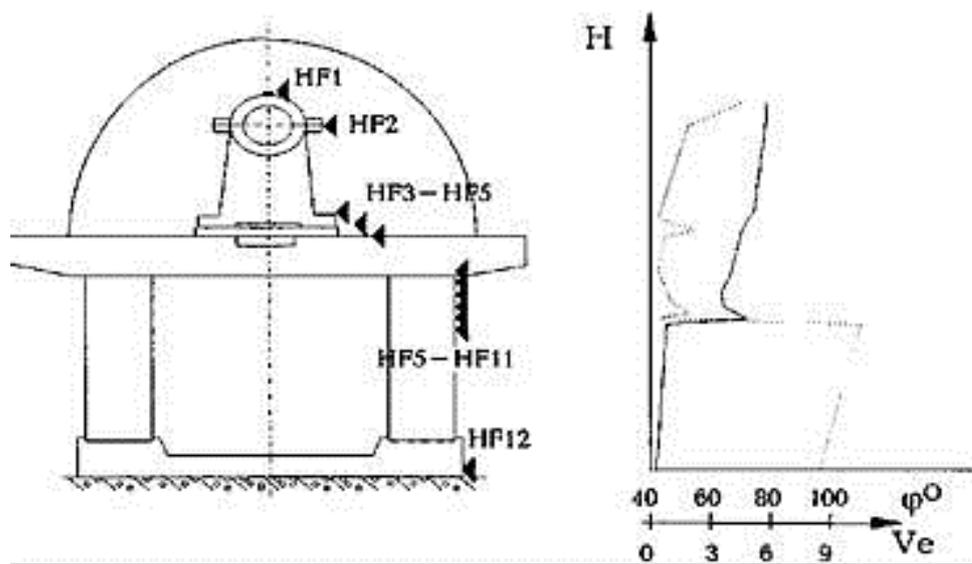


Рисунок 4.12 – Контурная характеристика вибрации задней опоры ЭД и правой стойки фундамента

Позднее в стойке фундамента была обнаружена трещина, приводящая к снижению. На графиках амплитуды и фазы вибрации на частоте вращения ротора между контрольными точками (точками ввода) НР8 и НР 9, отделенными друг от друга сантиметрами, заметен скачок: фаза вибрации изменяется на 70 градусов, а амплитуда уменьшается более, чем в 4 раза жесткости опорной системы.

При некачественной подливке бетона или его разрушении в процессе эксплуатации (например, вследствие попадания масла и др.), короблении фундаментной плиты возникает неплотность прилегания (отставание), легко обнаруживаемая при снятии контурной характеристики.

Как говорилось выше, при отставании основания подшипника от рамы в средней части обычно возрастает вертикальная вибрация, если имеется отставание по краям подшипника, то в этом случае соответственно возрастает горизонтальная вибрация; в случае одностороннего неплотного прилегания направление максимальной вибрации будет зависеть от особенностей возбуждения.

Иллюстрацией вышеизложенным двум абзацам служит следующий пример: вибрация насосного агрегата, перекачивающего бензин, с ЭД мощностью 75 кВт, подшипниками качения и зубчатой муфтой превышает норму, проведенный ремонт подшипников и замена рабочего колеса насоса не привели к уменьшению вибрации и изменению ее характера. Из соседних семи агрегатов у двух схожее вибростояние.

Рассматривая распределение вибрации агрегата по контрольным точкам (рисунки 4.13 и 4.14), можно отметить превышение допустимого зна-

чения вибрации на насосе и допустимую вибрацию ЭД. Вибрация переднего подшипника насоса (контрольные точки на рисунке 4.13 помечены горизонтальными стрелками) выше, чем заднего (контрольные точки на рисунке 4.14 помечены вертикальными стрелками). Кроме того, можно отметить, что на каждой из подшипниковых опор насоса горизонтально–поперечный компонент вибрации наибольший, а вертикальный наименьший.

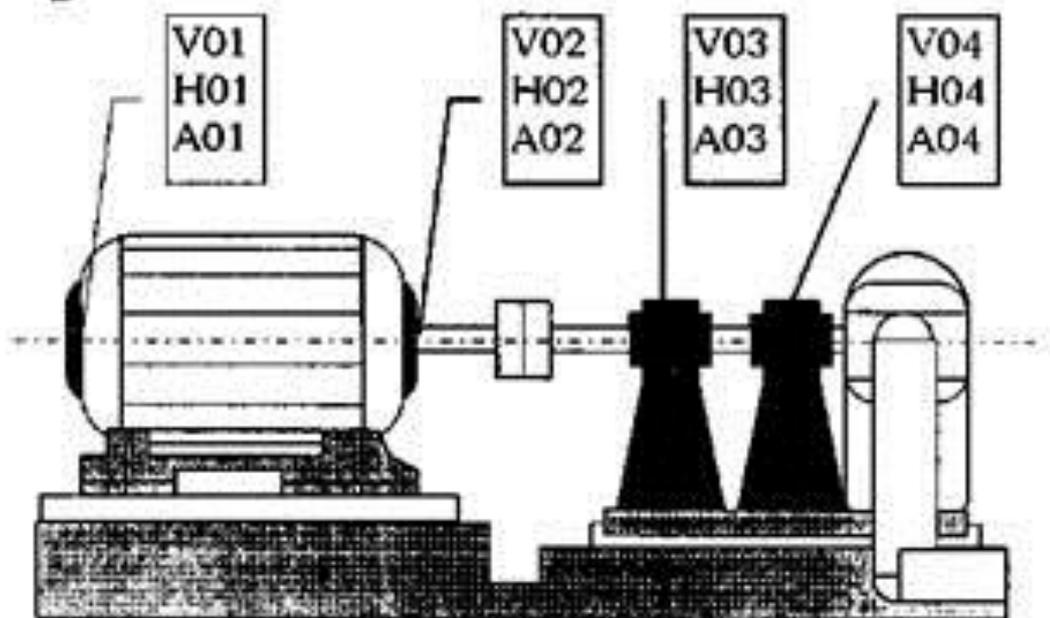


Рисунок 4.13 – Схема расположения контрольных точек на насосном агрегате

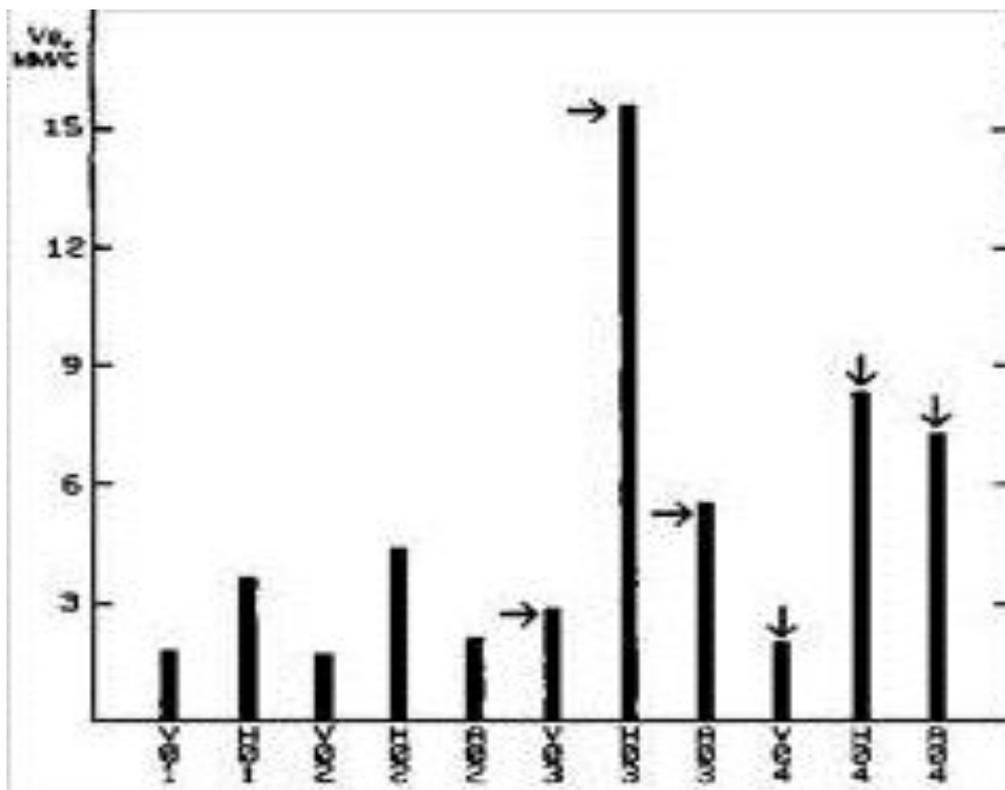


Рисунок 4.14 – Распределение СКЗ виброскорости по точкам измерения вибрации на насосном агрегате

На рисунке 4.15 приведены спектры вибрации контрольных точек на крышках переднего и заднего подшипников насоса. Спектры вибрации почти всех точек имеют 4 преобладающих гармоники частоты вращения ротора (помечены наклоненными вниз стрелками). Уровни высших гармоник (5-й и выше) существенно (в 4...8 раз) меньше уровня первой.

В процессе проведения измерений вибрации в горизонтальном направлении были заметны флуктуации гармонических составляющих спектра: от кадра к кадру на экране анализатора на «картинках» спектра значения первых 4-х гармоник изменялись на 15...30 %.

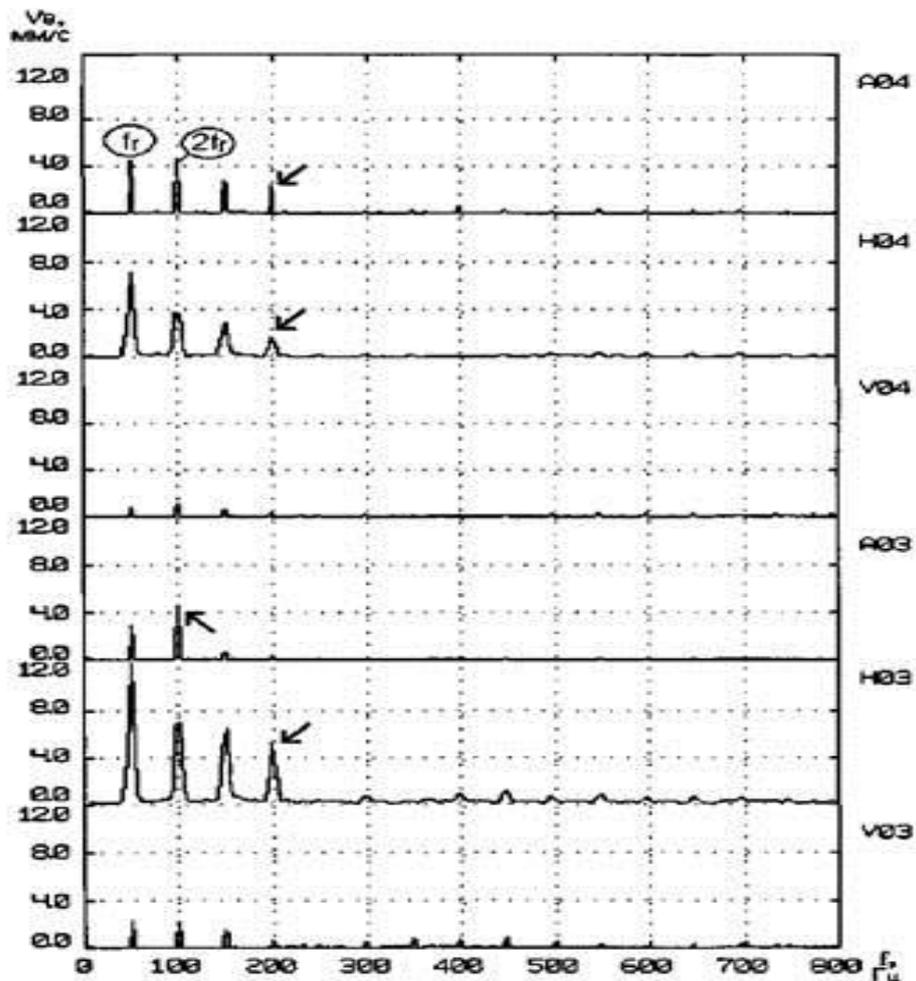


Рисунок 4.15 – Спектры вибрации подшипников насоса насосного агрегата

Отношение значения вибрации в горизонтально–поперечном направлении к значению вибрации в вертикальном направлении на частоте вращения ротора на передней и задней подшипниковых опорах насоса (см. спектры точек У03 и Н03, а также спектры точек У04 и Н04) составляет соответственно 5,22 и 9,1, что говорит о чрезмерной гибкости опоры в горизонтальном направлении.

Возбуждение вибрации вызывается небольшой расцентровкой агрегата, что следует из анализа спектра А03, вторая гармоника которого помечена наклоненной вверх стрелкой.

Приведенные на рисунке 4.16 спектры вибрации переднего подшипника насоса в горизонтально–поперечном и осевом направлении измерены практически в одной пространственной точке: расстояние между точками ввода (измерений) примерно 1 см, однако разница в характере вибрации существенна. Вибрация в поперечном направлении в 2,7 раза выше, чем в осевом, в то время как уровень шумов верхнего спектра в 5... 10 раз выше, чем нижнего (см. точки, помеченные вертикальными стрелками), а уровни высших гармоник частоты вращения ротора в верхнем спектре в 8... 12 раз

выше, чем в нижнем (см. точки, помеченные наклонными стрелками). Кроме того, в верхнем спектре преобладают первые четыре гармоники частоты вращения ротора, в нижнем только две (точки, помеченные горизонтальными стрелками) [1].

Нижний спектр характерен скорее для расцентровки узлов агрегата, в то время как верхний – для ослабления жесткости опоры. Совместный анализ виброданных ЭД и насоса показывает, что возбуждение вибрации вызвано нарушением центровки насоса и ЭД.

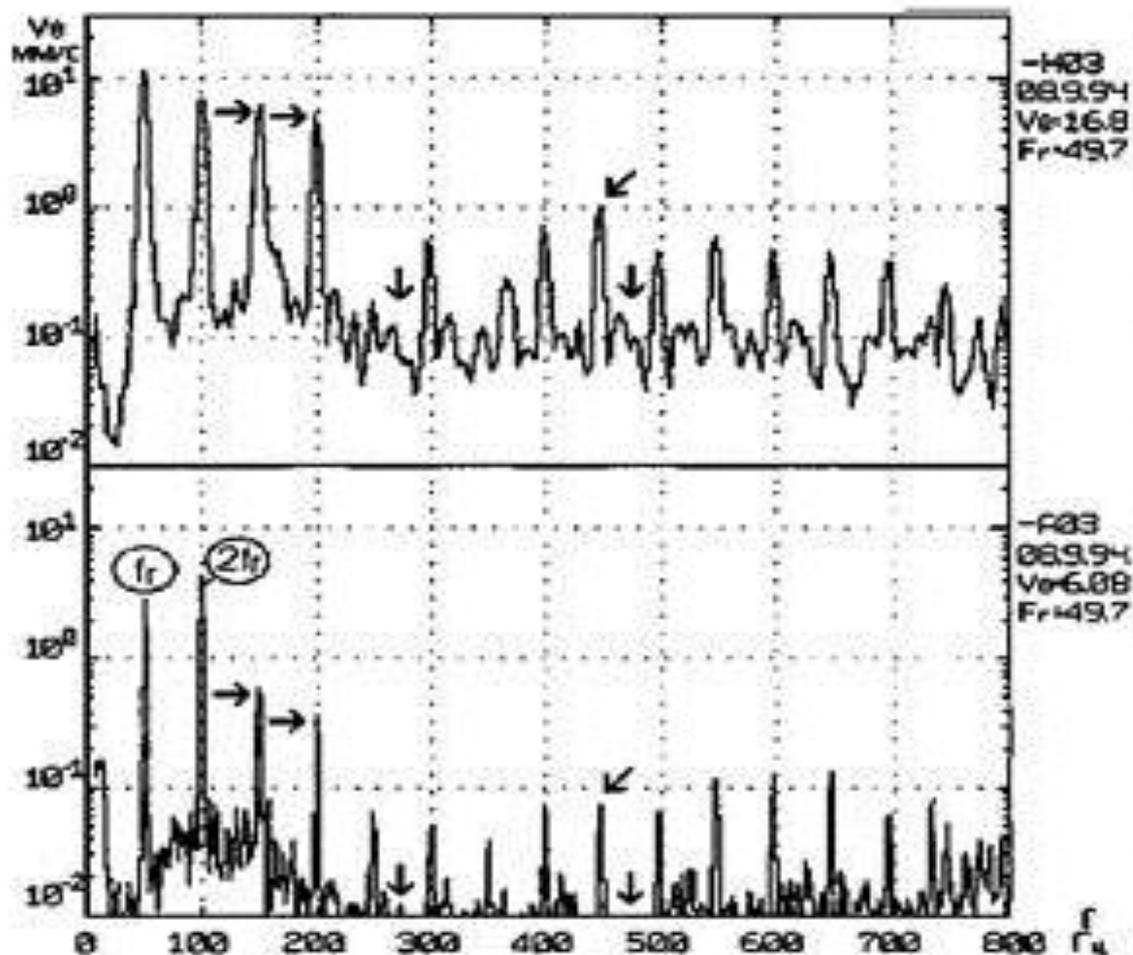


Рисунок 4.16 – Спектры вибрации передней подшипниковой опоры насоса насосного агрегата в горизонтально–поперечном и осевом направлениях

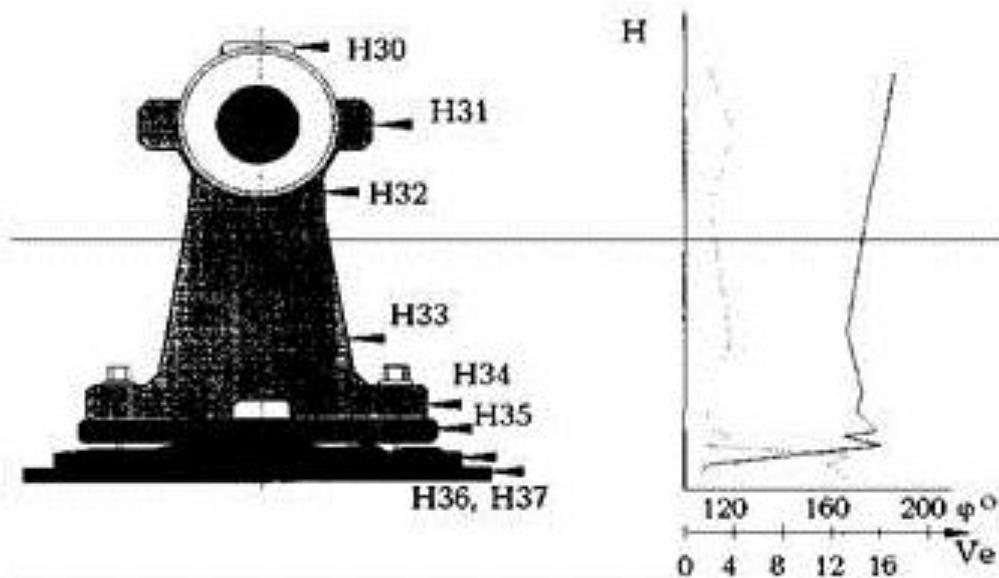


Рисунок 4.17 – Контурная характеристика вибрации передней опоры насоса в горизонтально-поперечном направлении

При снятии контурной характеристики вибрации передней опоры насоса (рисунок 4.17) обнаружен скачок фазы на 60 градусов и уменьшение вибрации в 4 раза между рамой и плитой фундамента, произошедший между контрольными точками Н 35 и Н 36.

В процессе проверки прилегания рамы и поверхностей фундаментной плиты было обнаружено отставание по краям рамы в области обеих опор насоса и коробление фундаментной плиты в районе опорной поверхности вследствие систематического попадания смазывающей жидкости и воды.

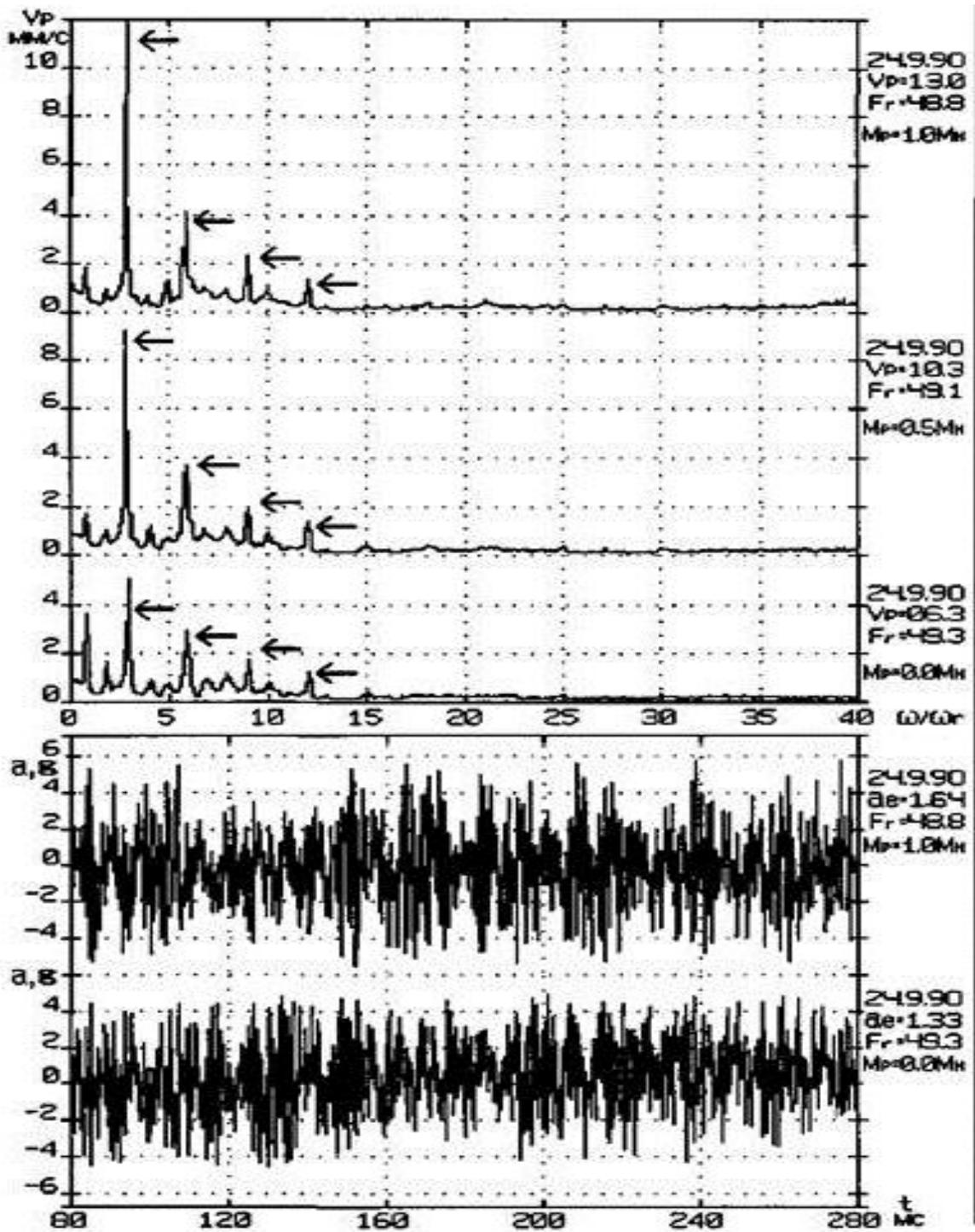


Рисунок 4.18 – Формы и спектры сигналов вертикального компонента вибрации подшипниковой опоры насоса при дефекте соединительной трехкулачковой муфты

В ряде случаев при ослаблениях жесткости наблюдается влияние крутящего момента на вибрацию агрегата. Это происходит при зависимости сил возбуждения от крутящего момента, ослаблениях в подвижных муфтах (ослаблении посадки муфт, износе и разрушении рабочих поверхностей,

нарушении контакта по зубьям, кулачкам, пружинам), отрыве опорной поверхности под действием реактивного момента статора и др.

Вибрация насосного агрегата с консольным расположением ротора насоса, перекачивающего углеводороды, с ЭД мощностью 30 кВт, подшипниками качения и трехкулачковой муфтой, соединяющей ЭД и насос, превышала норму. После проведения измерений агрегат был остановлен и выведен в ремонт. При ревизии было установлено разрушение резиновой прокладки трехкулачковой муфты.

Вибрация была велика по всем опорам агрегата и существенно преобладала по вертикали. На рисунке 4.18 приведены формы сигналов виброускорения и спектры сигналов виброскорости, измеренных на переднем подшипнике насоса в вертикальном направлении при ступенчатом разгрузке агрегата от номинальной нагрузки до половины номинальной нагрузки, а затем до холостого хода. Примерно такой вид спектра был характерен и для ряда других контрольных точек.

На спектрах преобладают четыре гармоники «кулачковой» частоты, соответствующей утроенной частоте вращения ротора, помеченные горизонтальными стрелками.

Спектр и форма сигнала вибрации типичны для ослаблений жесткости: высокая гармоническая активность, высокий уровень шумового компонента, непериодичная форма кривой виброускорения.

По мере уменьшения крутящего момента вибрация, вызванная люфтом в муфте (помечена горизонтальными стрелками), снижалась, причем интенсивней при малых значениях крутящего момента. Характерно, что СКЗ и пиковое значение виброускорения по отношению к виброскорости при разгрузке изменились значительно меньше (в пределах 20...30 %), как и уровень шумов в спектре [1].

Интенсивная вибрация указывает на развитый дефект.

Приведенные ниже данные измерения вибрации наблюдались на компрессорном агрегате, сконструированном и смонтированном таким образом, что не допускались перемещения ЭД и мультипликатора друг относительно друга в поперечном и осевом направлении, т.е. была ограничена возможность по центровке ЭД и мультипликатора агрегата.

Ремонтный персонал, при необходимости, имел возможность несколько уменьшить несоосность роторов ЭД и мультипликатора, изменяя зазоры в подшипниках в пределах допусков на зазоры, проверяя качество центровки при работе агрегата после прогрева под нагрузкой, совмещая эту операцию с балансировкой на месте под нагрузкой. Обычно агрегат после ремонта имел допустимую несоосность, значения которой близки к границам допусков, и вибрацию несколько снижали балансировкой на месте при номинальной нагрузке.

На рисунке 4.19 приведены векторы вибрации на оборотной частоте при балансировке ротора ЭД в собственных подшипниках на холостом хо-

ду OA01, OA11, OA21, OB01, OB11, OB21 и под нагрузкой OA0, OA1, OA2, OB0, OB1, OB2, соответственно до установки корректирующих масс (индекс "0"), после установки корректирующей массы в плоскости коррекции в области задней опоры А (индекс «1») и после установки корректирующей массы в плоскости коррекции в области передней опоры В (индекс «2»). Нагрузочные векторы вибрации A01A0, A11A1, A21A2 – при всех пусках пропорциональны вибрации на холостом ходу и приводят к увеличению вибрации под нагрузкой, треугольники, полученные при соединении вершин векторов вибрации на ХХ и под нагрузкой подобны и лишь вращаются относительно начала координат (признак ослаблений жесткости).

$\bar{B}_1 \bar{B}_1$ — при различных пусках приводит к малому увеличению вибрации без какой-либо системы.

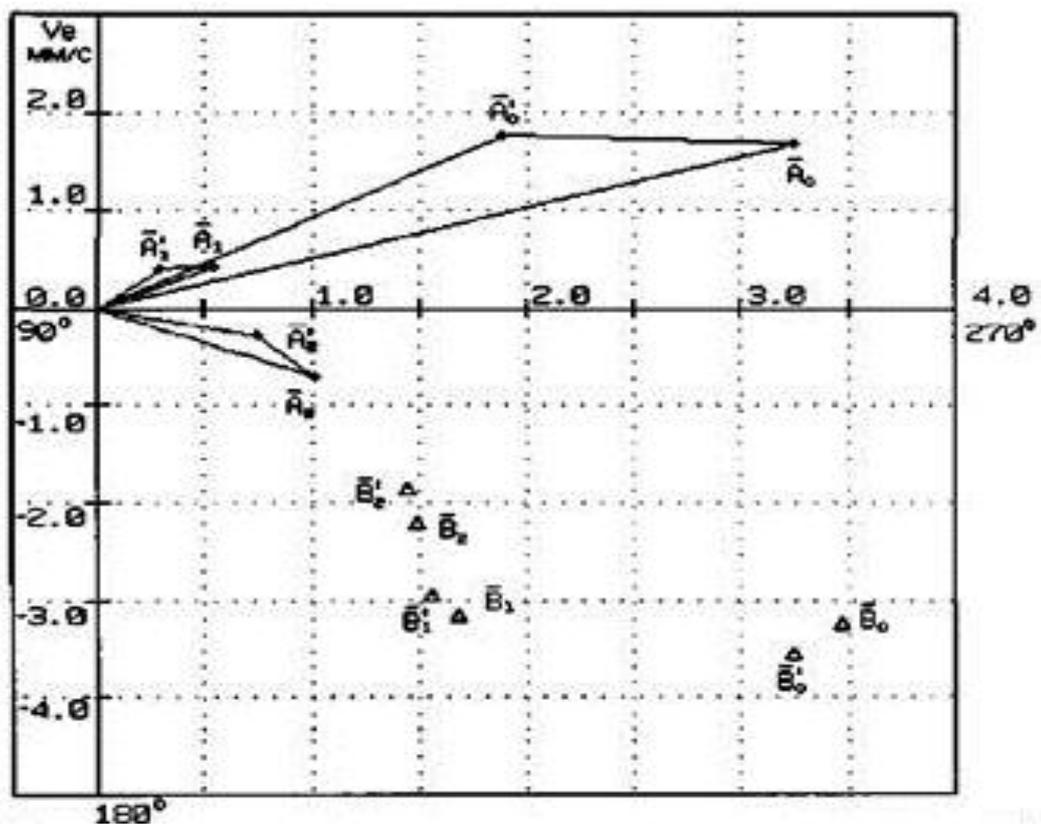


Рисунок 4.19 – Векторная диаграмма с результатами балансировки компрессорного агрегата

Это говорит о возможном ослаблении жесткости опоры А. Поскольку значения радиальных зазоров заднего подшипника были близки к предельно допустимым, то сначала предположили, что ослабление жесткости связано именно с большим зазором. Однако, поскольку в спектре поперечного компонента вибрации уровни высших гармоник частоты вращения ротора

по отношению к первым двум были невелики, предположили нарушение жесткости одного из разъемных соединений.

После останова была произведена ревизия заднего подшипника, обнаружено и устранено ослабление резьбовых соединений крепления крышки вкладыша подшипника, после чего установили корректирующие массы и пустили агрегат. Верхний спектр на рисунке 4.20 измерен при номинальной нагрузке. Можно отметить значительное снижение вибрации на частоте вращения ротора и 3...16 ее гармониках, а также снижение уровня шумов. Верхний спектр характерен для расцентровки с параллельным смещением осей, нижний – для нарушений жесткости и расцентровки.

Этот пример подтверждает необходимость и обязательность использования для диагностики всех имеющихся данных: анализа спектров в комбинации с анализом формы сигнала, анализом влияния на вибрацию места и направления проводимых измерений, крутящего момента, корректирующих масс, расширения опор при прогреве, начальных зазоров в подшипниках после проведения ремонта и любой другой имеющейся информации.

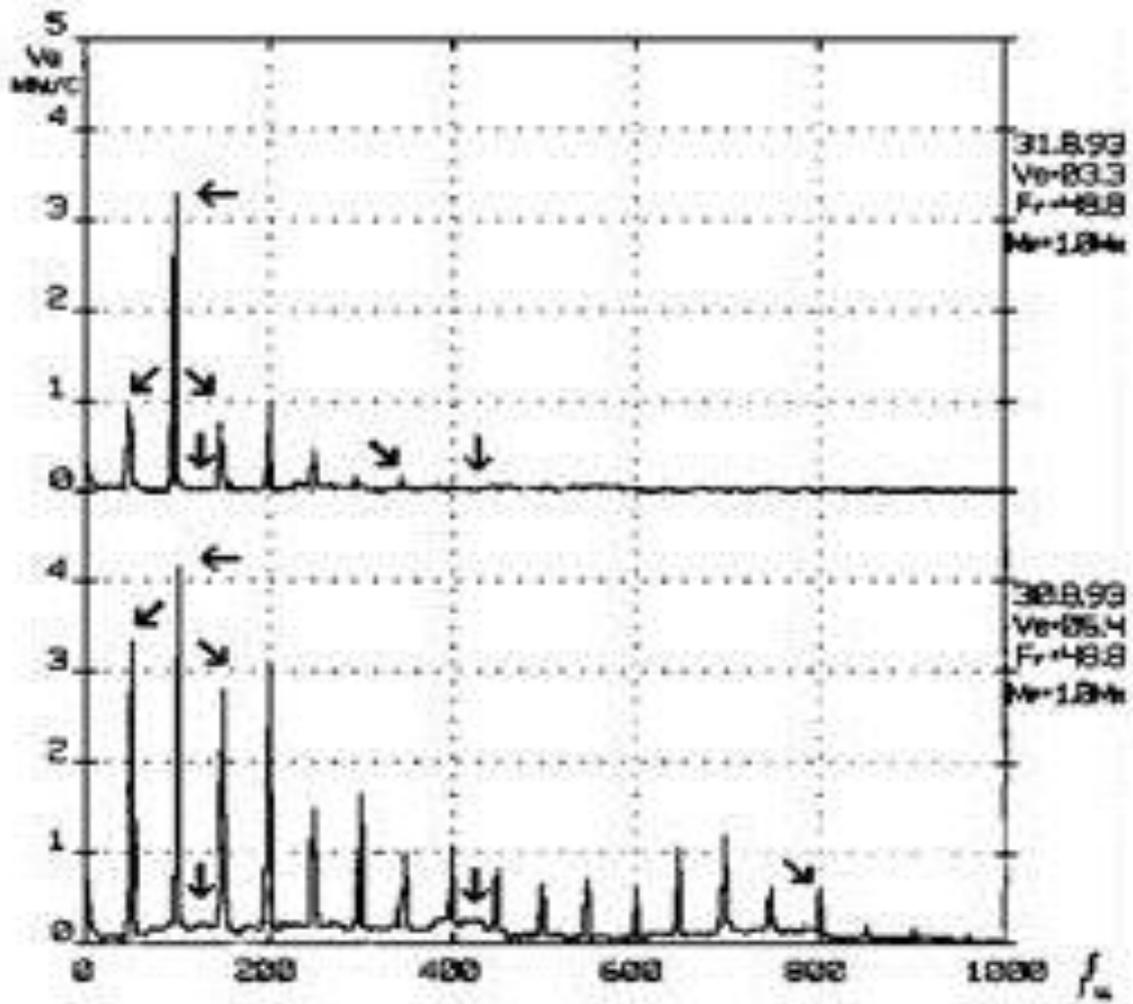


Рисунок 4.20 – Спектры вибрации до и после проведения балансировки на месте и ремонта подшипника

Приведенные ниже данные измерения вибрации измерены на насосном агрегате, имевшем дефект муфты, в т.ч. нарушение посадки муфты, разрушение шпоночной канавки, отслоение металла и трещины в металле вала. Сравнение уровней вибрации по подшипникам насосного агрегата явно указывает на локализацию дефекта на насосе, вероятней в области переднего подшипника (рисунок 4.21), где текущие значения вертикального и осевого компонентов вибрации многократно превысили допустимые значения.

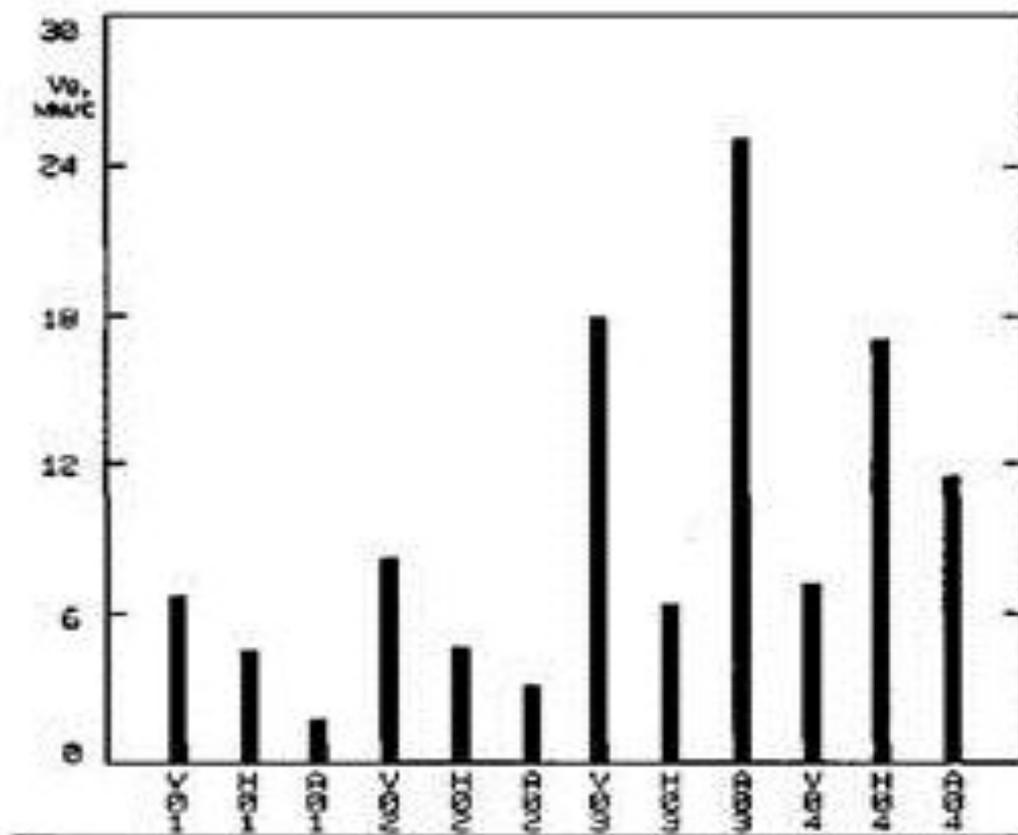


Рисунок 4.21 – Распределение СКЗ виброскорости по точкам измерения вибрации на насосном агрегате (индексы «01» и «02» соответствуют контрольным точкам заднего и переднего подшипниковых узлов ЭД, а соответственно, «03» и «04» переднего и заднего подшипниковых узлов насоса)

Формы сигналов вибрации также весьма характерны для ослаблений жесткости. Примечательны двойные ударные импульсы, встречающиеся раз за оборот (некоторые из них помечены двойными стрелками), возникающие в результате нарушения посадки [9].

Нарушение посадки вращающихся с валом насадных деталей может приводить к сложным процессам одновременного существования и взаимодействия различных источников возбуждения, появляющихся при про-

скальзывании детали на валу и обуславливающих возникновение сложных сигналов вибрации.

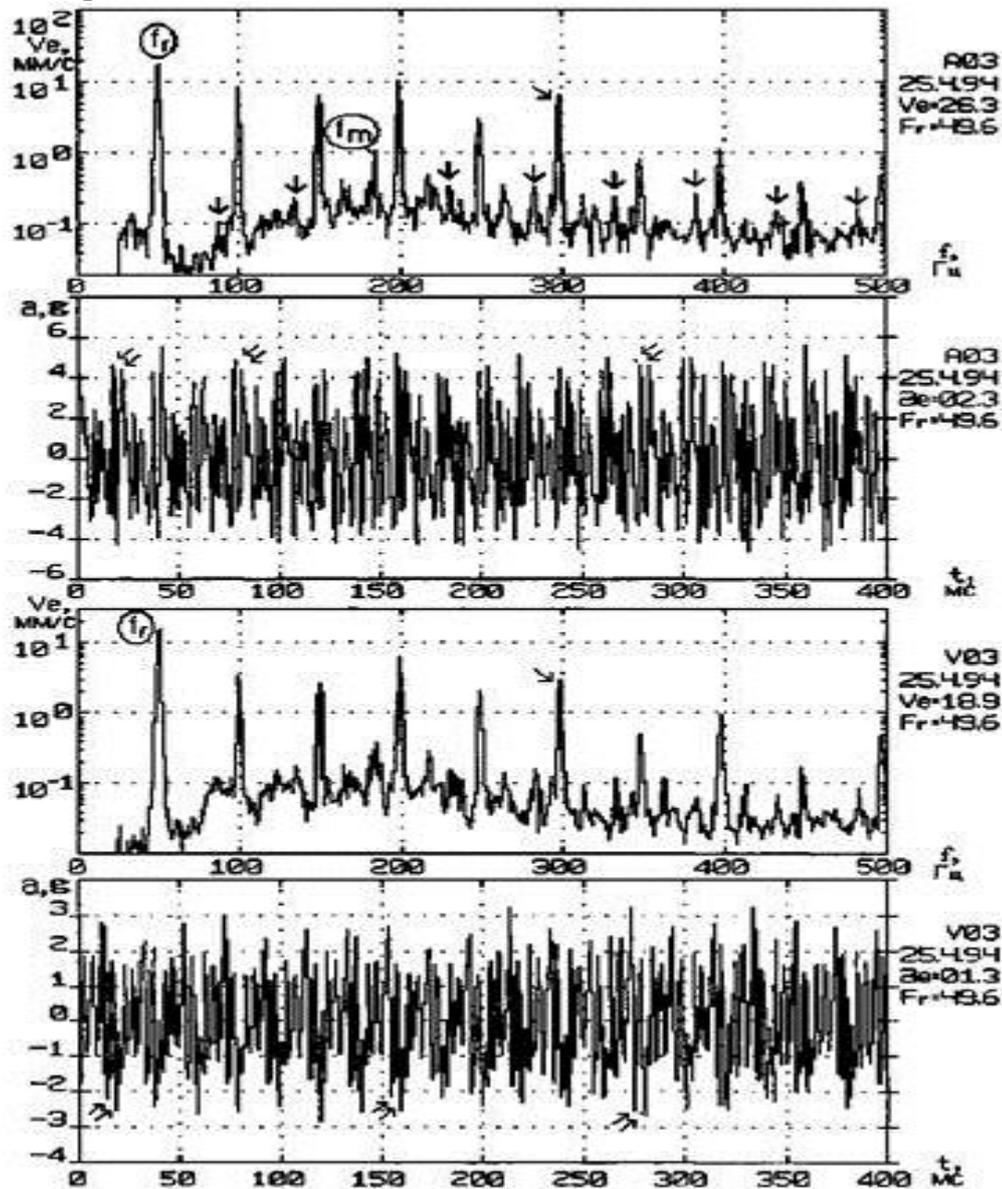


Рисунок 4.22 – Формы и спектры сигнала вибрации передней подшипниковой опоры насоса в вертикальном и поперечно–осевом направлениях при нарушении посадки соединительной муфты

Приведенные ниже данные измерения вибрации измерены на насосном агрегате, имевшем нарушение посадки насадного диска на валу на входе рабочего колеса центробежного насоса. На рисунке 4.23 приведены спектры вибрации заднего и переднего (индексы 1 и 2) подшипниковых щитов ЭД и передней и задней опор насоса (индексы 3 и 4) измеренные в вертикальном направлении. Вибрация подшипников в других направлениях измерения имеет сходный характер. Сравнение уровней вибрации по подшипникам насосного агрегата указывает на локализацию дефекта на насо-

се, вероятней в области переднего подшипника. Анализ спектров выявляет характерную для нарушений жесткости высокую гармоническую активность, спектры имеют сложный частотный состав, а также наблюдается достаточно высокий уровень шумов (участки спектров, помеченные стрелками) [1].

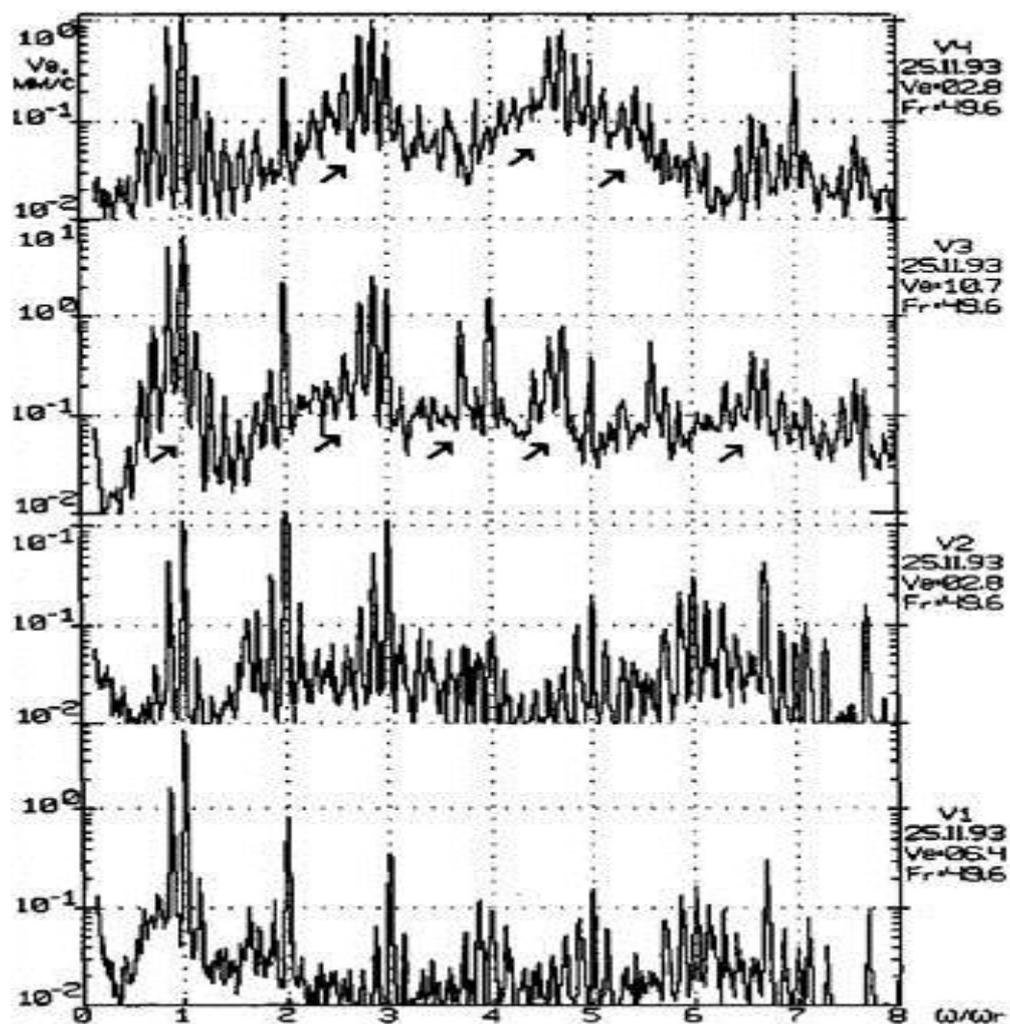


Рисунок 4.23 – Спектры вибрации подшипниковых опор насосного агрегата в вертикальном направлении при нарушении посадки насадного кольца на вале насоса

На рисунке 4.24 приведены спектры вибрации передней подшипниковой опоры насоса в вертикальном направлении до (спектр от 11.10.93) и после (спектр от 25.11.93) возникновения нарушения посадки насадного кольца на валу насоса.

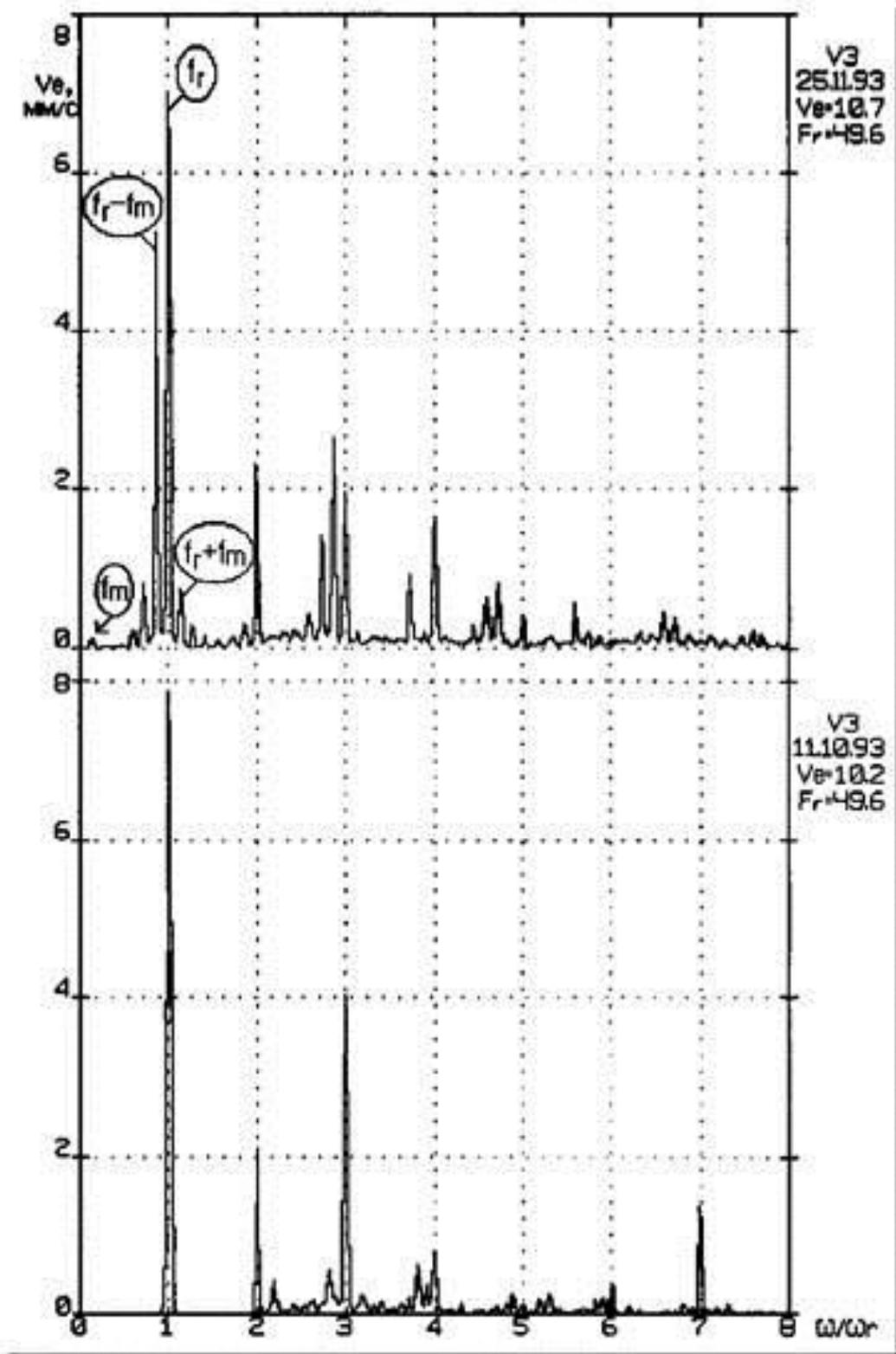


Рисунок 4.24 – Спектры вибрации передней подшипниковой опоры насосов в вертикальном направлении до и после возникновения нарушения посадки насосного кольца на валу насоса

5 Дефекты подшипников скольжения

Дефекты подшипников скольжения и причины их выхода из строя можно условно разделить на две группы, в соответствии с которыми будет изложен материал текущей главы:

низкочастотная вибрация подшипников 1, возникающая вследствие потери динамической устойчивости вращения ротора и нарушения условий смазки;

вибрация, связанная с дефектами изготовления, сборки и эксплуатации опорных и упорных подшипников скольжения, включающих различные дефекты сборки и подгонки подшипников и отклонение их геометрических размеров от номинальных, эксплуатационный износ подшипников, дефекты состояния шеек, нарушение качества поверхности материала вкладыша и др.

Различные дефекты подшипников скольжения часто бывают взаимосвязанны между собой. Например, повышенная вибрация и износ подшипника могут приводить к потере динамической устойчивости.

Характерные черты вибрации при зарождении и развитии различных дефектов подшипников скольжения могут быть весьма разнообразны и зависят от множества факторов. Основные из них: величина и место приложения сил возбуждения, перераспределение реакций, нагруженность опор, крутящий момент, свойства, качество смазочного слоя и условия работы смазочного слоя в подшипниках, частота вращения ротора, степень развития дефектов подшипников, в том числе приводящих к неустойчивости ротора (например, перераспределение реакций опор при эксплуатационных расцентровках) и др. В вибрационном сигнале могут присутствовать колебания с частотой вращения ротора, возможно ее гармониками, субгармониками и дробными гармониками, не кратная частоте вращения ротора низкочастотная и среднечастотная вибрация, случайная вибрация.

Низкочастотная вибрация подшипников.

Низкочастотная вибрация подшипников в большинстве случаев связана с потерей динамической устойчивости вращения ротора. Потеря динамической устойчивости вращения ротора возникает, когда циркуляционные силы масляной пленки и/или аэродинамические циркуляционные силы превосходят силы демпфирования. Это явление характерно для подшипников, имеющих цилиндрическую или эллиптическую расточку вкладыша, и часто встречается у быстроходных агрегатов с легкими роторами, агрегатов с вертикально расположенной осью вращения роторов, машин с малой нагрузкой на подшипники или относительно большой длиной (площадью) опорной части подшипника. Потере динамической устойчивости способствует снижение нагрузки (т.е. разгрузка) подшипника, повышение вязкости смазывающей жидкости, проблемы и применение маслоперепускной

канавки, повышение зазоров в подшипнике, перекосы оси вкладыша по отношению к оси вращения (шейки) ротора, разгружающее неуравновешенное паровое усилие и др.

Опыт эксплуатации агрегатов, имеющих гибкие ротора, показывает, что такое снижение устойчивости, а в отдельных случаях возникновение высокоинтенсивных автоколебаний на масляной пленке, более характерно для роторов с рабочей частотой вращения, превышающей первую критическую частоту вращения ротора, но меньше его удвоенной первой критической частоты вращения. В большинстве случаев «вихревая смазка» связана с существенной разгрузкой подшипника или поворотом вектора нагрузки на подшипнике против вращения вала (другие причины приведены ранее) [7..11].

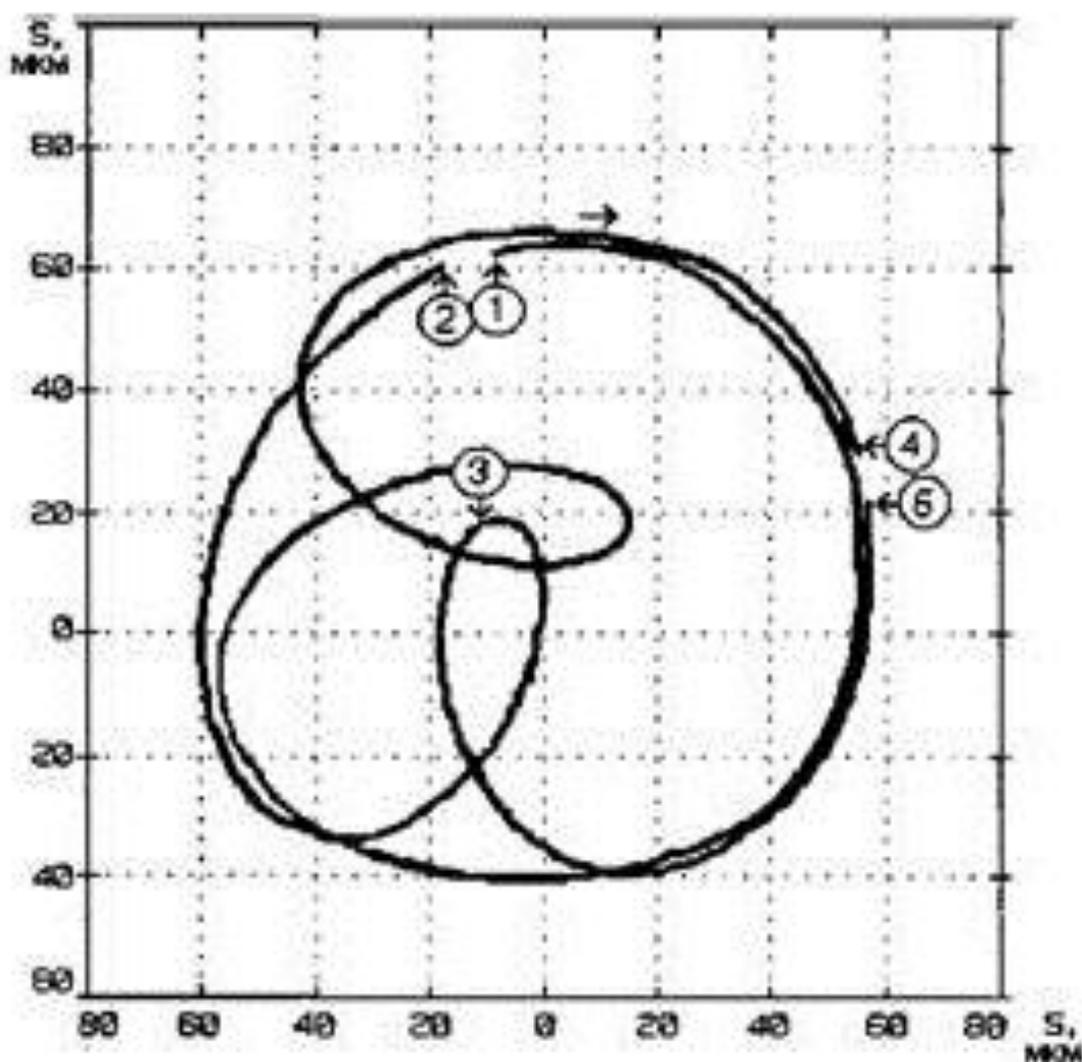


Рисунок 5.1 – Траектория движения шейки вала в подшипнике скольжения при «вихревой смазке». «Вихревая смазка» может вызывать интенсивную вибрацию на частоте $0,42 \dots 0,48 f_r$ и ее гармониках. Эта вибрация определяется прямой прецессией вала в подшипнике под действием смазки

Влияние «вихревой смазки» на форму траектории движения шейки вала в подшипнике скольжения заключается в том, что она по сравнению, например, с формой траектории при дисбалансе значительно усложняется: если при дисбалансе обычно это эллипс, то при «вихревой смазке» внутри эллипса появляется петля, вращающаяся в направлении движения ротора. На рисунке 5.1 приведена достаточно типичная траектория движения шейки вала в подшипнике скольжения при «вихревой смазке», хотя на практике встречаются и более сложные кривые. Цифрой 1 на кривой помечена точка, соответствующая началу одного из оборотов ротора; цифрой 3 – точка, соответствующая завершению этого оборота и началу следующего оборота ротора; цифрой 2 – точка, соответствующая завершению второго оборота ротора (а также цикла вращения, состоящего из двух оборотов ротора).

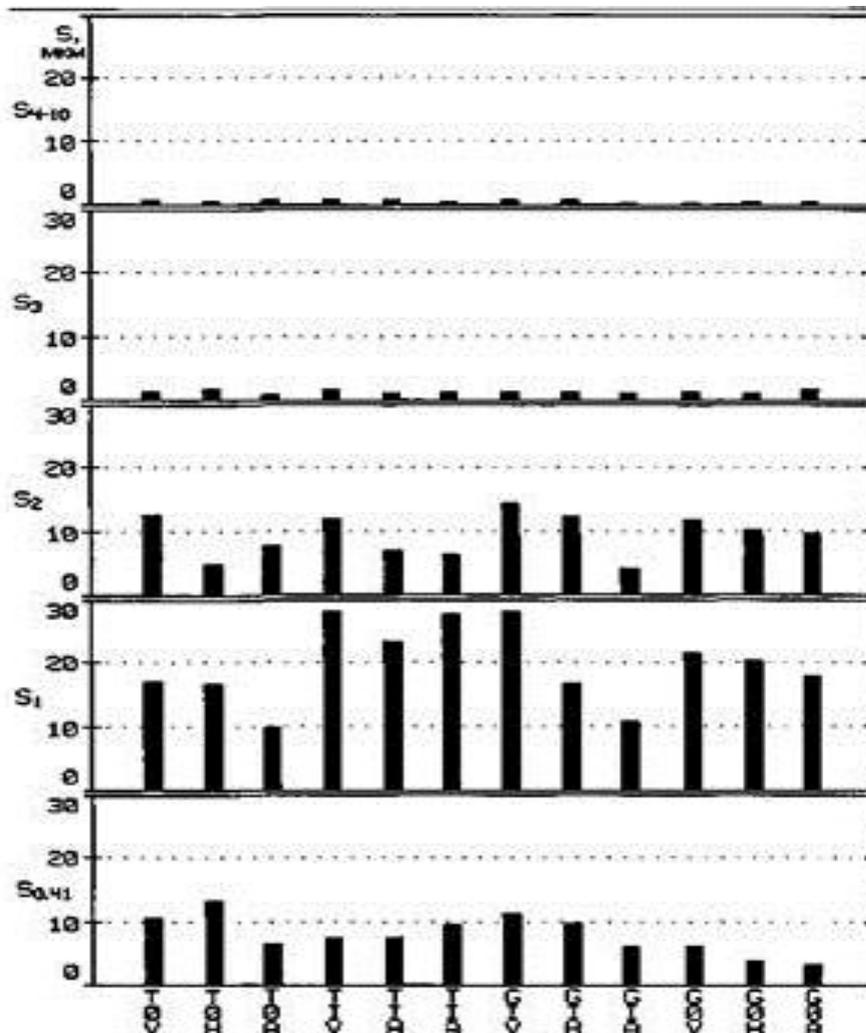


Рисунок 5.2 – Изменение гармонического состава вибрации 4...7 опор турбоагрегата К – 200 – 130 под влиянием нарушения центровки и «вихревой смазки». Условные обозначения: Т – турбина; G – генератор; V, H, A – пространственные компоненты вибрации

Таким образом за временной интервал, соответствующий одному обороту ротора, можно увидеть примерно половину одного цикла вращения. Петля вращается в направлении движения ротора (направление движения ротора помечено горизонтальной стрелкой) и поворачивается на 360 градусов и возвращается в примерно исходное положение за 12...50 оборотов ротора или 6...25 циклов вращения (что зависит от отношения частот колебаний составляющей «вихревой смазки» и вращения ротора). В приведенном примере цифрой 5 помечено начало, а цифрой 4 – окончание одного из последовавших далее циклов вращения.

В приведенном ниже примере показано влияние «вихревой смазки» на характер вибрации. При пуске в эксплуатацию турбоагрегата К – 200 – 130 была обнаружена низкочастотная вибрация в районе опор 4...7 ротора низкого давления и генератора. Частотный состав вибрации, включающий полосу низких частот 10...48 Гц (80.41), частоту вращения ротора (81), ее вторую (82) и третью (83) гармоники, а также в полосу 152... 500 Гц (84-10) приведен на рисунке 5.2.

Причиной низкочастотной вибрации оказалось нарушение центровки роторов низкого давления и генератора (что очевидно, если проанализировать соотношение частотных составляющих вибрации), приведшее к разгрузке четвертой и шестой опор (индексы контрольных точек на рис. 5.3 – 02 – ТО и 01) более, чем на 50 %. Разгрузка указанных опор сопровождалась и более низкими температурой подшипников 4 и 6 и давлением в масляном клине этих же подшипников. Был поставлен вопрос о возможности дальнейшей, пусть даже кратковременной, эксплуатации турбоагрегата. На рисунке 5.3 приведены два спектра виброперемещения опоры № 4 в горизонтально–поперечном направлении.

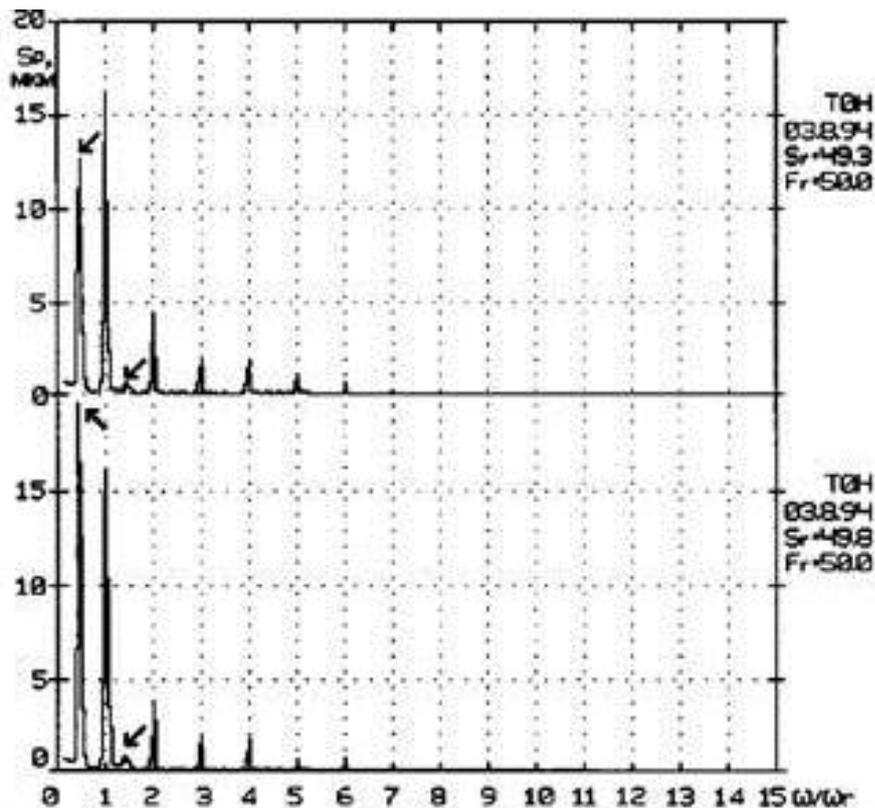


Рисунок 5.3 – Спектры вибрации опоры № 4 турбоагрегата К – 200 – 130 в горизонтально–поперечном направлении при различных режимах усреднения под влиянием нарушения центровки и «вихревой смазки»

Верхний спектр получен при обработке вибросигнала «среднеарифметическим спектральным усреднением» по восьми спектрам, т.е. каждая частотная составляющая итогового спектра является средней арифметической величиной из восьми составляющих той же частоты, полученных в процессе последовательного измерения и обработки восьми спектров. Нижний спектр получен в режиме т. н. «максимального пика», т.е. каждая частотная составляющая итогового спектра выбирается максимальной из восьми составляющих той же частоты, собранных в процессе последовательного измерения и обработки восьми спектров.

Переход от режима работы виброанализатора с «среднеарифметическим усреднением» к режиму с «максимальным пиком» привел к возрастанию низкочастотной составляющей вибрации почти на 50 %. Т.е. неустойчивость вибрации на частоте 21,02 Гц, помеченной на рисунке наклонными стрелками, очевидна. Следует также обратить внимание на то, что «масляная» вибрация и вибрация на частоте вращения ротора соизмеримы по величине. Вибрация других контрольных точек (ТОУ, ТОА, СТН, СТА) имеет подобный характер. Эти факты говорят о наличии значительной проблемы [1].

Значительный износ подшипников скольжения также может приводить к потере устойчивости.

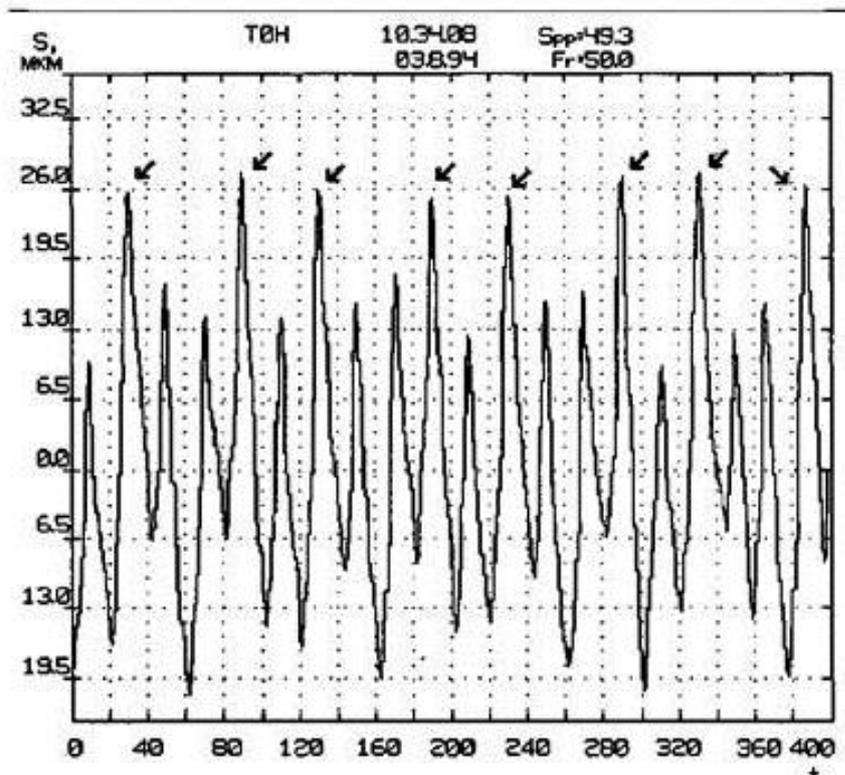


Рисунок 5.4 – Форма сигнала виброскорости опоры № 4 турбоагрегата К – 200 – 130 в горизонтально–поперечном направлении под влиянием нарушения центровки и «вихревой смазки»

Значительное снижение общего уровня вибрации и полное устранение низкочастотной вибрации было достигнуто путем правильной центровки турбоагрегата с учетом тепловых деформаций фундамента.

6 Экспериментальные исследования параметров вибрации при различных дефектах в подшипниках и зубчатых колесах горно-добычного оборудования

Опорные подшипники воспринимают радиальные усилия на ротор и фиксируют его радиальное положение относительно корпуса. Основные причины выхода из строя опорных подшипников следующие: повышенное давление в радиальном направлении из-за нарушений технологических или расчетных режимов; нарушение подачи масла и качества масла; дефекты сборки и подгонки; эксплуатационный износ и загрязнение подшипников.

Повышенное давление в радиальном направлении из-за нарушений технологических или расчетных режимов, нарушения подачи и качества масла.

Повышенное давление и нарушение подачи и качества масла во многих случаях мало влияют на характер вибрации агрегатов, но в большинстве случаев приводят к повышению температуры и/или давления в клине наиболее нагруженных подшипников. Это явление обычно сопровождается ускоренным износом и/или повреждением баббитового слоя вкладыша подшипника, наволакиванием материала подшипника на шейку вала и может приводить к внезапному скоротечному выходу подшипника из строя (см. «Заедание»).

Неудовлетворительное состояние шеек, изготовления, подгонки и сборки подшипника. Приработка подшипника.

Нарушение подгонки и последующая приработка (и свойственные ей диагностические признаки) – явление временное, обычно возникающее при выводе агрегата из ремонта и пуске его в эксплуатацию. Маловероятно сохранение диагностических признаков небольших нарушений подгонки и приработки у агрегата после нескольких месяцев эксплуатации.

Приработка подшипника обычно сопровождается повышенной виброактивностью в области средних и высоких частот [6].

Следует помнить, что подобные симптомы, зафиксированные с помощью датчиков относительной вибрации, могут говорить о наличии царапин или других дефектов поверхности вала.

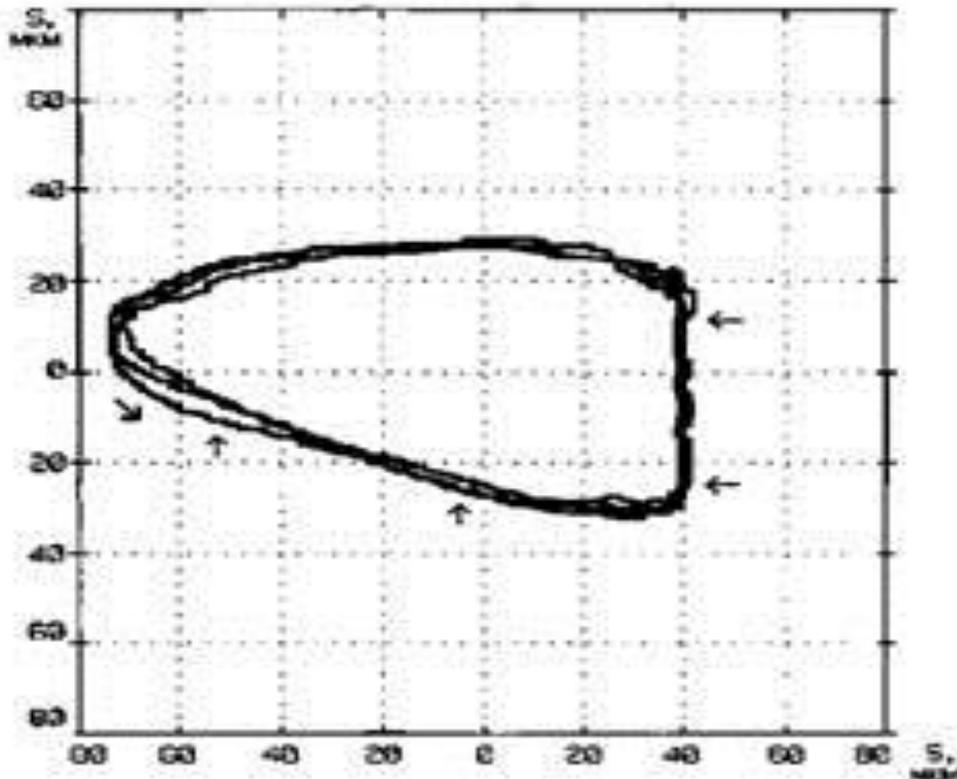


Рисунок 6.1 – Траектория движения ротора в подшипнике скольжения наблюдается в процессе приработки подшипника

Наиболее надежными диагностическими признаками нарушений подгонки и приработки являются достаточно характерные изменения формы кривой сигнала виброперемещения и траектории движения вала в подшипнике.

На рисунке 6.1 приведена траектория движения вала в подшипнике скольжения, наблюдавшаяся в процессе приработки подшипника ЭД при выводе компрессорного агрегата из ремонта. Весьма характерно в этом случае наличие участков с прямолинейным движением вала в подшипнике, помеченных вертикальными и горизонтальными стрелками. Наклонной стрелкой указано направление вращения ротора.

На рисунке 6.2 приведены форма сигнала виброскорости и спектр сигнала виброперемещения подшипниковой опоры ЭД, полученные с помощью датчика абсолютной вибрации. На кривой вибросигнала имеется «площадка», как и на кривой орбиты. В спектре виброускорения бывает высока активность в области высоких и средних частот.

Нарушения подгонки и сопровождающая их приработка могут приводить к последствиям, делающим невозможной дальнейшую эксплуатацию оборудования, например, таким, как изгиб и деформация (возможно остаточная) вала.

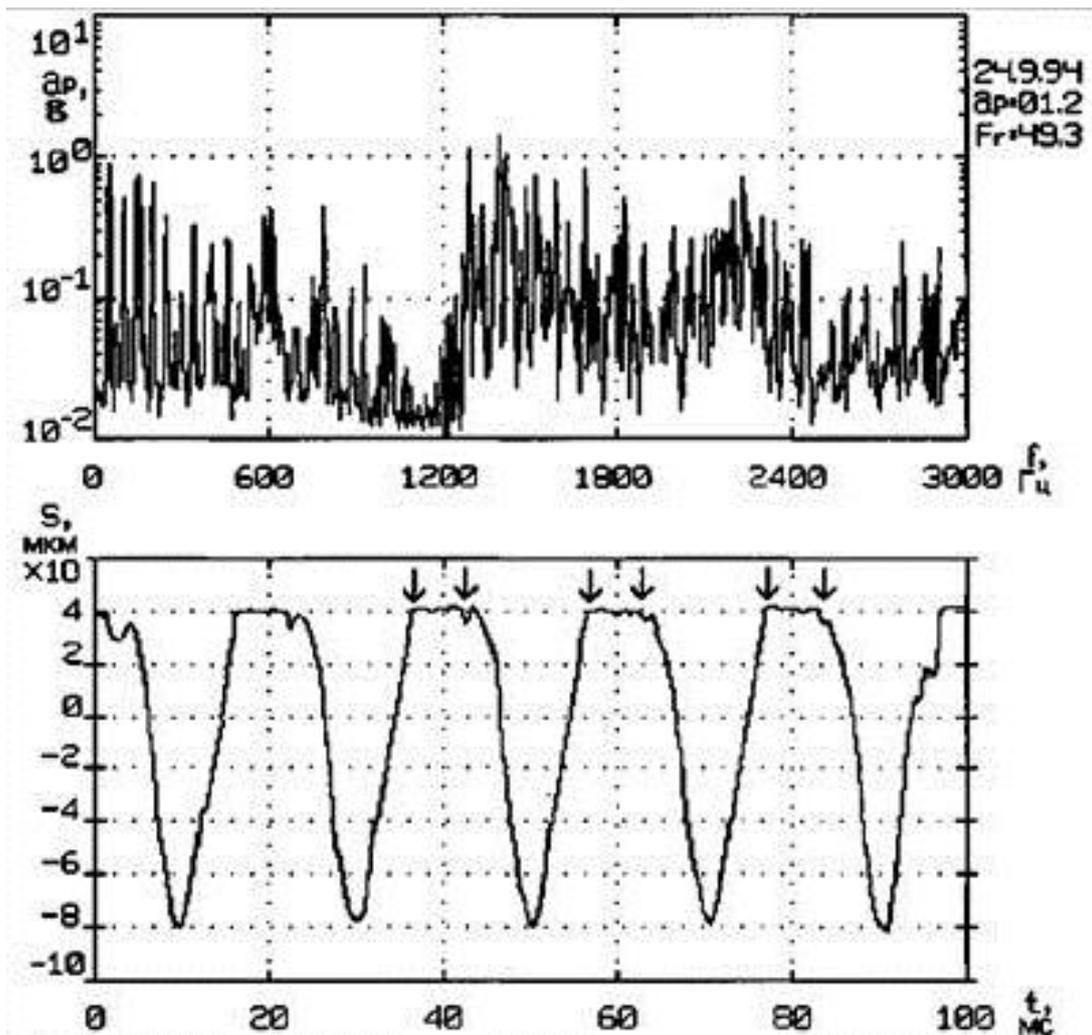


Рисунок 6.2 – Форма и спектр сигнала вибрации подшипниковой опоры, наблюдавшиеся при нарушении подгонки и приработке подшипника

Повышенный зазор в подшипнике, неравномерные зазоры по радиальной плоскости (нарушение цилиндричности формы вкладыша), нарушение постоянства величины верхнего зазора и боковых зазоров вдоль оси.

Повышенный радиальный зазор и/или его неравномерность в подшипнике вследствие дефектов изготовления или эксплуатации приводят к сложной зависимости жесткости смазочного слоя от угла поворота, что практически всегда вызывает увеличение вибрации на частоте вращения ротора и особенно ее высших гармониках. Однако определенная неравномерность зазора может повысить устойчивость вращения ротора в подшипнике, для чего, например, применяется эллиптическая расточка вкладыша подшипника.

Нарушение верхнего и боковых зазоров в подшипнике может также приводить к разрыву масляного клина и возникновению «сухого вихря», что сопровождается повышением температуры подшипника.

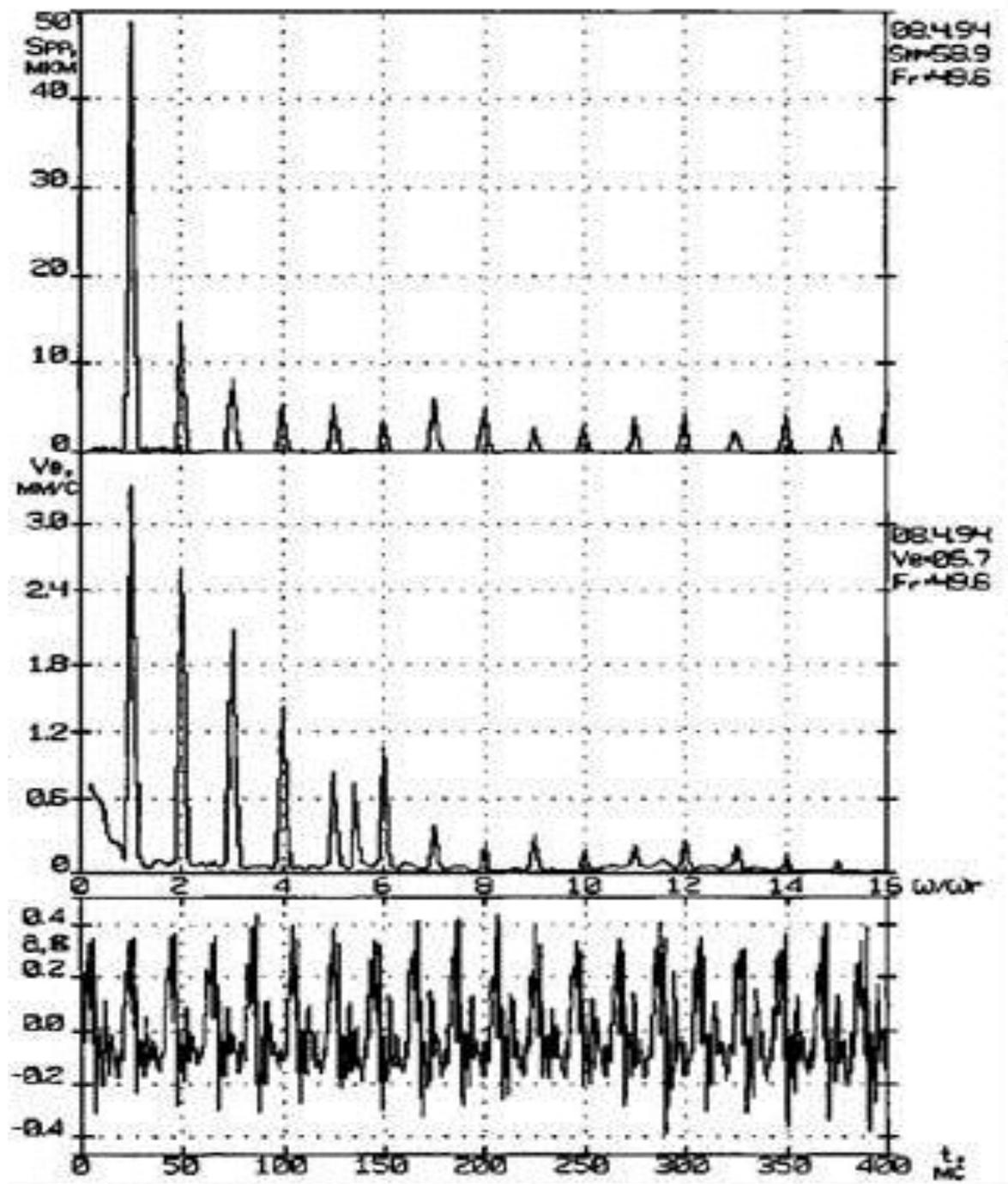


Рисунок 6.3 – Форма и спектры сигнала абсолютной и относительной вибрации подшипниковой опоры, наблюдавшиеся при повышенном зазоре (эксплуатационном износе) подшипника

На рисунке 6.3 приведены форма и спектр (средний график) сигнала абсолютной, а также спектр относительной вибрации (верхний)

подшипниковой опоры, наблюдавшиеся при повышенном зазоре (эксплуатационном износе) подшипника. На обоих спектрах наблюдается значительная активность гармоник частоты вращения ротора в области высоких и средних частот. Однако гармоническая активность в области средних частот абсолютной вибрации выше, чем относительной в основном в силу нелинейности влияния масляного клина и последующих разъемных соединений. Распространение колебаний через масляный клин и разъемные соединения подшипника приводит также к существенному возрастанию уровня случайной вибрации. Наблюдаемая при этом форма сигнала вибрации характерна для нарушений жесткости [9].

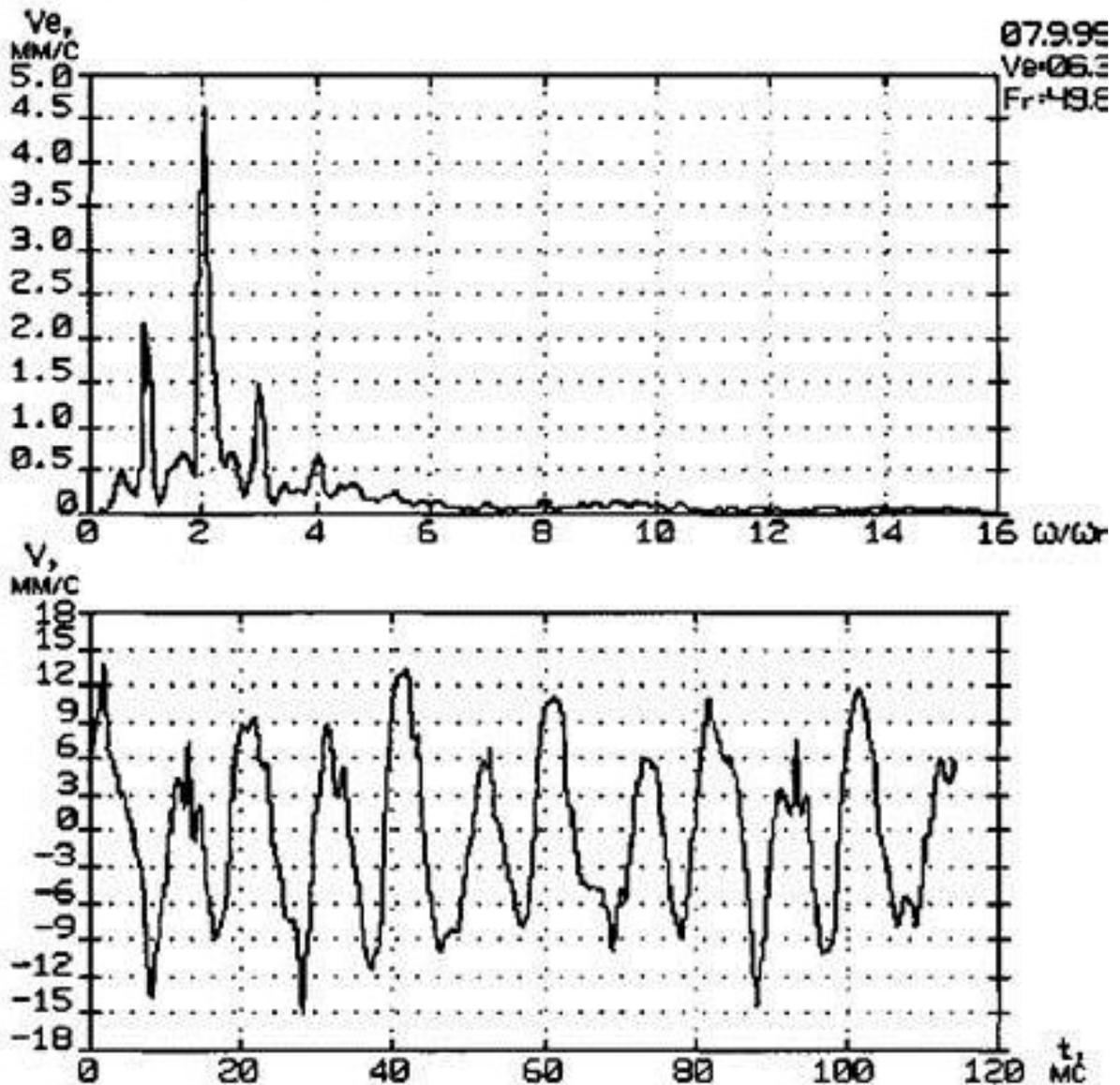


Рисунок 6.4 – Форма и спектр сигнала вибрации подшипниковой опоры, наблюдавшиеся при пониженном зазоре и наклепе подшипника

На рисунке 6.4 приведены форма и спектр сигнала вибрации подшипниковой опоры ЭД насосного агрегата, наблюдавшиеся в процессе приработки при пониженном (относительно номинальной величины) зазоре и развивающемся наклепе подшипника. Диагностические признаки в этом случае практически совпадают с диагностическими признаками нарушений жесткости и приработки подшипника.

Нарушения жесткости крепления.

Нарушения жесткости крепления подшипников связаны с нарушением плотности прилегания вкладышей (колодок, опорных подушек) к постели; нарушением плотности прилегания вкладышей друг к другу в разьеме (проверяется при капремонте, при перезаливке и замене вкладышей); нарушением натяга между крышкой подшипника и верхним вкладышем, и все эти дефекты имеют диагностические признаки нарушений жесткости, изложенные в соответствующей главе.

Дефекты упорных подшипников

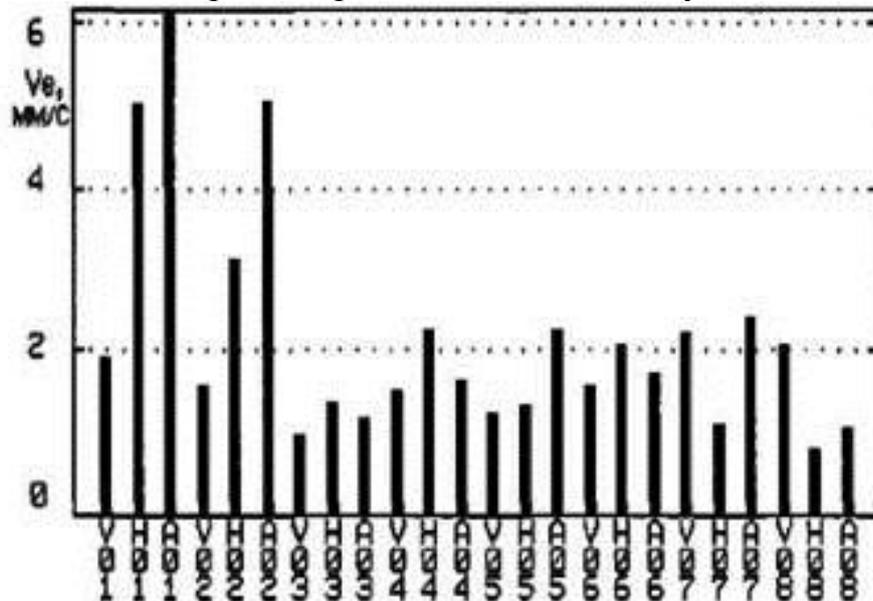
Упорные подшипники воспринимают осевое усилие на ротор и фиксируют осевое положение ротора относительно неподвижной проточной части корпуса и лабиринтных уплотнений компрессоров насосов, турбин и вентиляторов, в электродвигателе – статора и др.

Основные причины выхода из строя упорных подшипников (как и опорных) следующие: повышенное давление в осевом направлении из-за нарушений технологических или расчетных режимов, у компрессоров из-за износа уплотнений думмиса при повышенной вибрации (вызванной другими причинами); нарушение подачи масла и качества масла; загрязнение подшипников; дефекты сборки и подгонки; эксплуатационный износ; мгновенный выход из строя при попадании в компрессор даже небольших количеств жидкости.

Дефекты сборки и подгонки подшипников включают в себя:

- перекос по вертикали или горизонтали поверхности вкладыша опорного подшипника относительно упорного диска, перекос вкладыша при креплении крышки подшипника: в этих случаях шейка ротора работает по кромке вкладыша и рабочие колодки только частью комплекта;
- угловое смещение упорного диска, корпуса упорного подшипника, вызывает вибрацию в осевом направлении;
- нарушение величины номинального осевого зазора в подшипнике (как правило в пределах 0,25...0,35 мм) вызывает вибрацию в осевом направлении;
- неудовлетворительная площадь контакта (прилегание не менее 70 %) вызывает вибрацию в осевом направлении и рост температуры в подшипнике.

Ослабление крепления деталей упорного подшипника вызывает вибрацию в осевом направлении и имеет диагностические признаки нарушений жесткости и рассматривается в соответствующей главе.



Индексы 1, 2 – задний и передний подшипники компрессора; 3, 4, 5, 6 – задний и передний подшипники быстроходного и тихоходного валов мультипликатора; 7, 8 – передний и задний подшипники ЭД; V, H, A – направление измерения вибрации

Рисунок 6.5 – Изменение СКЗ виброскорости опор ЦКМ под влиянием неудовлетворительной площади контакта и нарушения величины номинального осевого зазора в заднем подшипнике компрессора

В большинстве случаев дефекты упорных подшипников вызывают увеличение вибрации в осевом направлении, при этом нередко наблюдается рост температуры.

В качестве примера можно привести следующий. При выводе из ремонта компрессорного агрегата в процессе испытаний была обнаружена вибрация, превышающая допустимые значения, установленные для длительной эксплуатации агрегата. На рисунке 6.5 приведено распределение вибрации по подшипниковым опорам компрессорного агрегата. Легко заметна преобладающая вибрация компрессора в осевом и горизонтально-поперечном направлениях [9].

Важнейшим диагностическим признаком в этом случае оказался рост температуры упорного подшипника, величина которой достигала уровня, ограничивающего срок эксплуатации агрегата.

Поскольку температура упорного подшипника достигала предельно допустимого значения и наблюдалась преобладающая вибрация на частоте вращения ротора компрессора, особенно на задней подшипниковой опоре в осевом направлении, предположили наличие дефекта сборки и подгонки

упорного подшипника компрессора, а точнее нарушение величины номинального осевого зазора в подшипнике и/или неудовлетворительную площадь контакта.

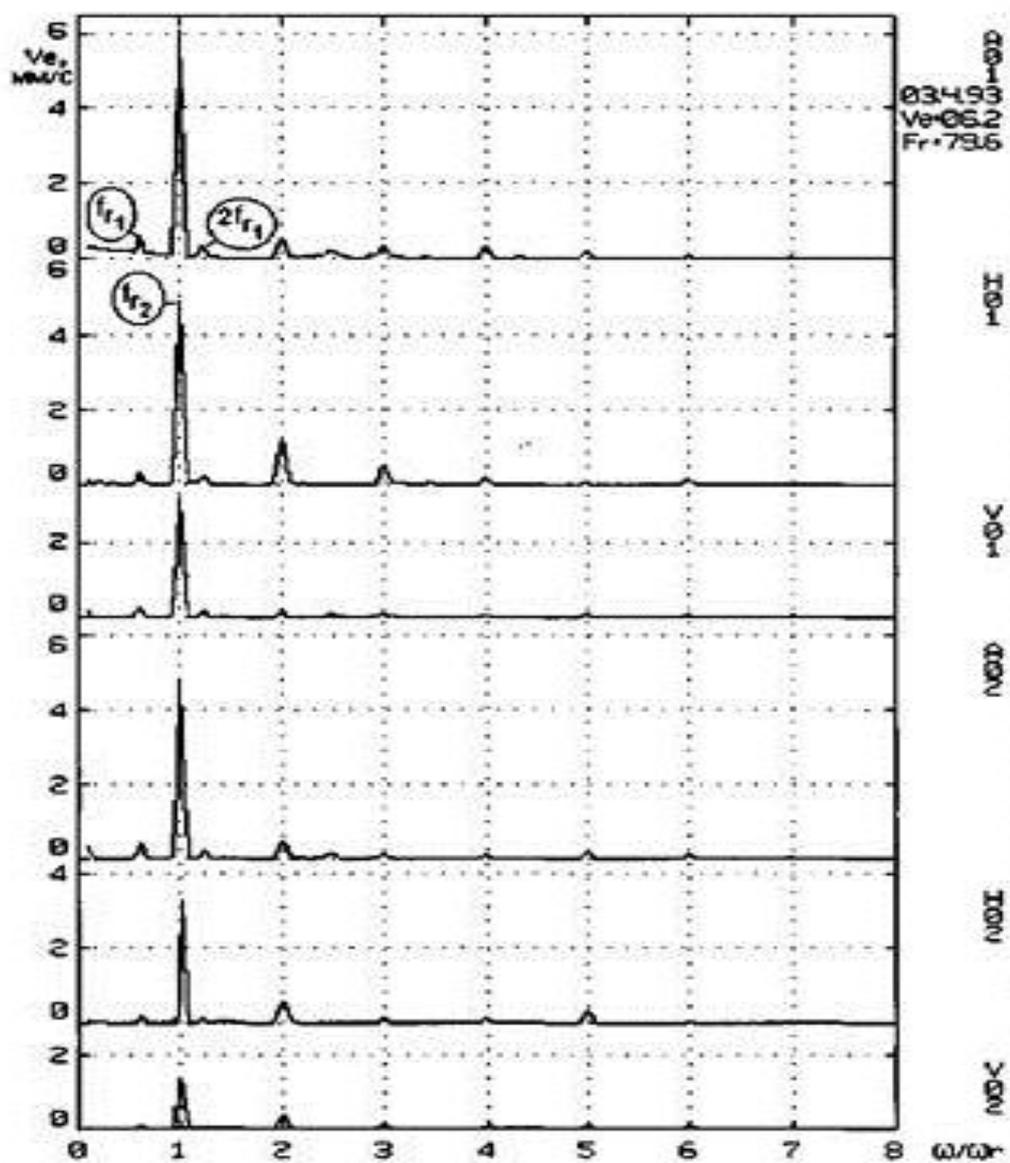
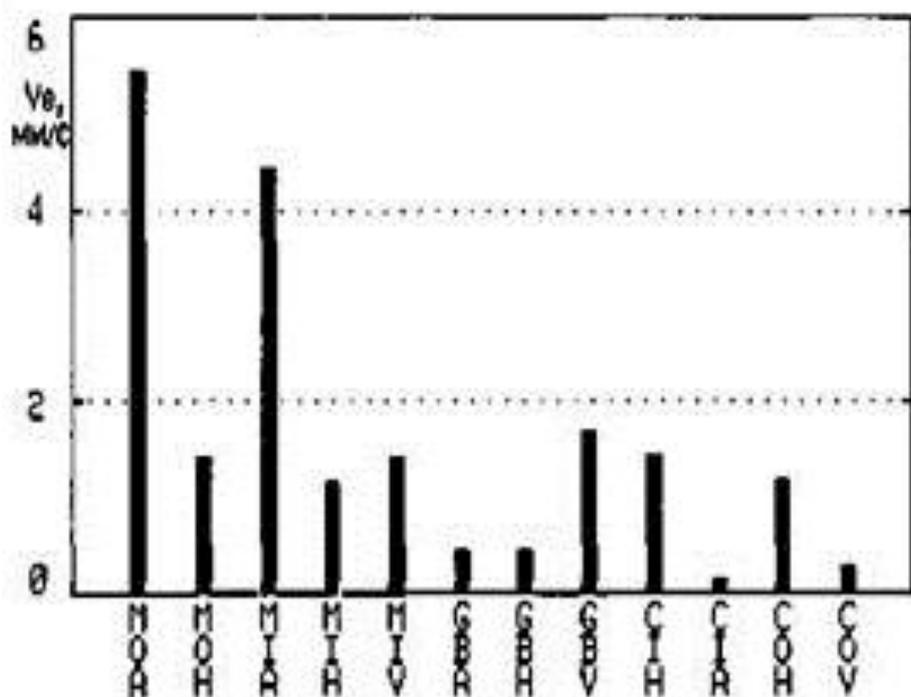


Рисунок 6.6 – Спектры вибрации передней и задней подшипниковых опор компрессора под влиянием неудовлетворительной площади контакта и нарушения величины номинального осевого зазора в упорном подшипнике компрессора

Агрегат был остановлен и проведена ревизия подшипника, в результате которой были обнаружены обе причины: в частности, прилегание поверхностей составляло примерно 60 % площади. После устранения дефекта и пуска агрегата в эксплуатацию уровень вибрации снизился до 2,5 мм/с.

Иллюстрацией эксплуатационного износа и нарушения величины номинального осевого зазора в подшипнике может служить следующий пример.



М – электродвигатель; GB – мультипликатор; V, H, A – направление изменения вибрации; O – внешняя и I – внутренняя подшипниковые опоры

Рисунок 6.7 – Изменение СКЗ виброскорости опор компрессорного агрегата под влиянием эксплуатационного износа и нарушения величины номинального осевого зазора в подшипнике

Распределение вибрации по опорам компрессорного агрегата приведено на рисунке 6.7. Вибрация опор ЭД в осевом направлении значительно превышает вибрацию других опор агрегата.

В процессе проведения обследования остановленного агрегата и его дальнейшего ремонта эти дефекты были установлены и устранены.

После вывода агрегата из ремонта при полной нагрузке уровень вибрации ЭД не превышал 1,5 мм/с .

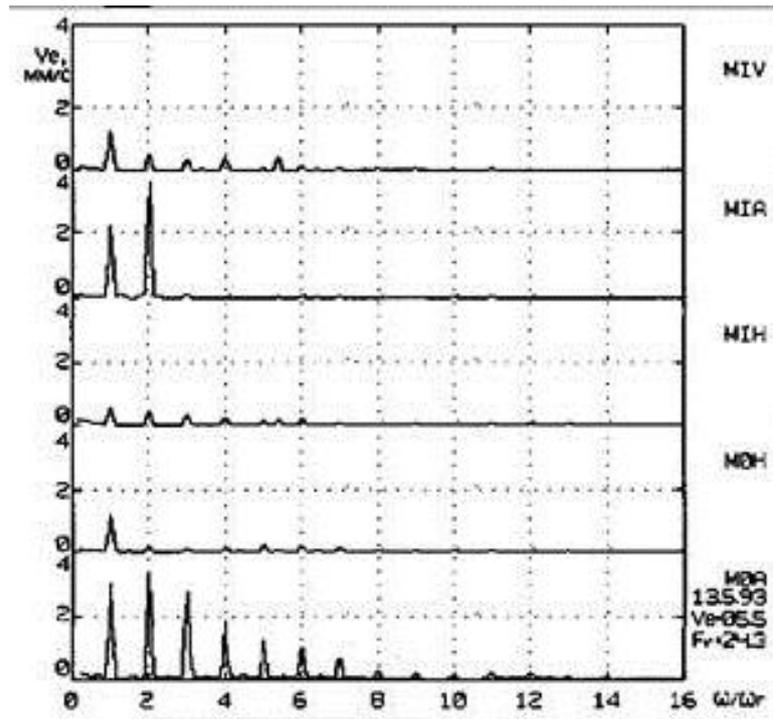


Рисунок 6.8 – Спектры пространственных компонент вибрации передней и задней подшипниковых опор ЭД под влиянием эксплуатационного износа и нарушения величины номинального осевого зазора в подшипнике

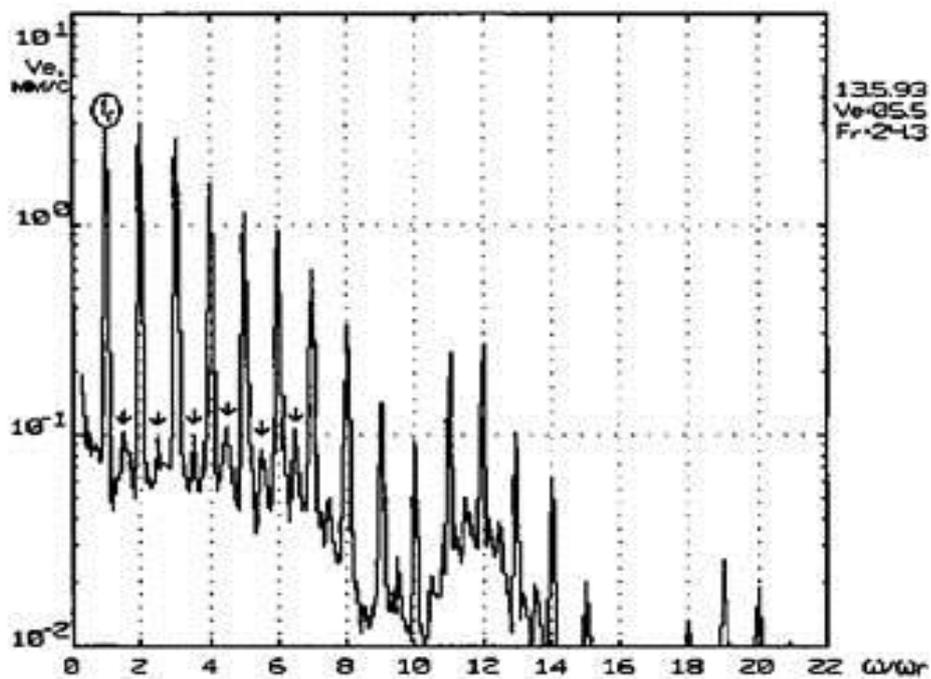


Рисунок 6.9 – Спектр вибрации задней подшипниковой опоры ЭД в осевом направлении под влиянием эксплуатационного износа и нарушения величины номинального осевого зазора в подшипнике

7 Дефекты подшипников качения

Ресурс основной части энергомеханического оборудования малой и средней единичной мощности определяется в основном ресурсом подшипников качения. Наиболее эффективный и экономичный метод оценки состояния подшипников – виброанализ. Хотя дефекты изготовления, сборки и эксплуатации подшипников влияют на сигнал вибрации различным образом и имеют разные диагностические признаки, правильно составленный их комплекс позволяет обнаруживать, разделять на начальной стадии развития все виды дефектов, определять состояние подшипника и обеспечивать достаточно достоверный его прогноз.

Параметры вибрации агрегатов с подшипниками качения в значительной мере определяются конструктивными особенностями подшипникового узла (например, радиальные, радиально–упорные, спаренные подшипники) и самого агрегата (например, с горизонтальным и вертикальным положением ротора, соотношением статических нагрузок и др.). Кроме того, влияние на вибрацию подшипников качения оказывают три группы факторов: влияние нелинейной жесткости подшипников на колебания опор, влияние дефектов изготовления и сборки подшипниковых узлов и влияние дефектов эксплуатации (разрушения от усталости материала, повреждения от повышенного износа, разрушения, вызываемые изменением зазоров и посадок между деталями подшипников и опорами ротора и повреждения из–за нарушений смазки). Последние две группы факторов охватывают всевозможные дефекты колец, тел качения и сепараторов, нарушения и ослабления жесткости в местах посадок и превышения зазорами номинальных значений, перекосы подшипника, недостаточность, прекращение или изменение качества смазки, возникновение которых может быть взаимосвязано. Например, усталостное разрушение подшипников качения появляется в виде выкрошивания материала дорожек колец и тел качения и может происходить из–за чрезмерно больших нагрузок. Износ деталей подшипника выше допустимого, особенно тел качения и поверхностей колец, приводит к увеличению радиальных зазоров и смещению ротора. Выход сепаратора из строя происходит вследствие нарушений сборки подшипников, действия больших осевых нагрузок, выкрошивания дорожек качения, усталостного разрушения и др. Проскальзывание внутреннего кольца подшипника относительно тел качения приводит к износу поверхностей качения. Недостаток и нарушения качества смазки приводят к оплыванию тел качения, наволакиванию материала на поверхности дорожек и износу сепаратора.

Проводимый на одном из предприятий входной контроль подшипников показал, что в зависимости от партии дефекты изготовления могут

содержать от 10 до 90 % подшипников партии. Опыт эксплуатации оборудования показывает, что если на агрегат монтируется бездефектный подшипник, то основные причины его выхода из строя распределяются приблизительно следующим образом: 40 % – нарушения смазки; 30 % – нарушения сборки и установки, 20 % – неправильное применение, повышенная вибрация и др. и только 10 % – естественный износ. Основные частоты составляющих вибрации при дефектах подшипников качения приведены в таблице 7.1

Влияние нелинейной жесткости подшипников на вибрацию подшипников [9].

Таблица 7.1

Частоты основных составляющих вибрации при дефектах подшипников качения с вращающимся внутренним и неподвижным наружным кольцами

Частота	Вид дефекта изготовления	Вид дефекта сборки	Вид дефекта износа
$2 f_0$		Перекус наружного кольца	
$k f_0$ $k_1 f_0 \pm k_2 f_{cg}$	Равномерность тел качения		Дефекты (раковины, трещины, износ) наружного кольца
$k_1 f_0 \pm k_2 f_i$	Появляется в подшипниках со статической осевой нагрузкой при перекусе внутреннего кольца в дефектах (раковины, трещины) наружного кольца		
f_i		Нарушение центровки валов	
$2 f_i$		Перекус внутреннего кольца	
$k f_i$ $k_1 f_i \pm k_2 f_r$			Дефекты (раковины, трещины, износ) внутреннего кольца
$k_1 f_i \pm k_2 (f_r - f_{cg})$	Появляется в подшипниках со статической осевой нагрузкой при перекусе внутреннего кольца в дефектах (раковины, трещины) внутреннего кольца		
f_{f_0}	Нарушение формы тел качения		Нарушение формы тел качения

Окончание таблицы 7.1

f_{fi}	Нарушение формы внутренней дорожки		Нарушение формы внутренней дорожки
f_{rol}	Нарушение формы внешней дорожки		Нарушение формы внешней дорожки
f_{mol}	Резонансная частота тел качения		

Подшипниковые частоты, приведенные в таблице, определяют по формулам, приведенным ниже.

f_{cg} – частота вращения сепаратора

$$f_{cg} = \frac{1}{2} f_r \left(1 - \frac{d_{rol}}{d_{cg}} \cos \alpha \right) \text{ (обычно } f_{cg} = 0,41 f_r \text{),}$$

где f_0 – частота перекатывания тел качения по наружному кольцу;

$$f_0 = \frac{1}{2} f_r z_{rol} \left(1 - \frac{d_{rol}}{d_{cg}} \cos \alpha \right) \text{ (обычно } f_0 = 0,4 z_{rol} f_r \text{),}$$

где f_i – частота перекатывания тел качения по внутреннему кольцу;

$$f_i = \frac{1}{2} f_r z_{rol} \left(1 + \frac{d_{rol}}{d_{cg}} \cos \alpha \right) \text{ (обычно } f_i = 0,6 z_{rol} f_r \text{),}$$

где f_{rol} – частота вращения тел качения;

$$f_{rol} = \frac{d_{cg}}{2 d_{rol}} f_r \left[1 - \left(\frac{d_{rol}}{d_{cg}} \right)^2 \cdot (\cos \alpha)^2 \right],$$

где f_{frol} – частота возбуждения при дефекте формы тел качения

$$f_{frol} = 2 f_r \left(\frac{d_{cg} - d_{rol}}{d_{rol}} \right) \cdot \left(\frac{d_{cg} + d_{rol}}{d_{rol}} \right),$$

где f_{fi} – частота возбуждения при изменении формы внутренней дорожки

$$f_{fi} = \frac{f_r z_{rol}}{2} \cdot \left(\frac{d_{cg} + d_{rol}}{d_{cg}} \right),$$

где f_{f0} – частота возбуждения при изменении формы внутренней дорожки;

$$f_{f0} = \frac{f_r z_{rol}}{2} \cdot \left(\frac{d_{cg} - d_{rol}}{d_{cg}} \right),$$

где f_{mol} – частота возбуждения при дефекте формы тел качения

$$f_{mol} = \frac{0,848}{d_{rol}} \cdot \left(\frac{E}{2\rho} \right),$$

где f_r – частота вращения внутреннего кольца (ротора) подшипника;
 Z_{rol} – число тел качения в подшипнике;
 d_{rol} – диаметр тел качения в подшипнике;
 d_{cg} – диаметр сепаратора (делительной окружности, окружности, проходящей через центры тел качения) подшипника качения;
 α – угол контакта тел и дорожек качения в подшипнике;
 k, k_1, k_2 , – натуральные числа 1, 2;
 E – модель упругости;
 ρ – удельная плотность шариков.

7.1.1 Влияние дефектов изготовления и сборки на вибрацию

Дефектами изготовления подшипников качения являются отклонения геометрических размеров и формы деталей подшипника от конструктивных (несоблюдения допусков изготовления колец, сепаратора и тел качения, овальность и гранность дорожек и тел качения, равномерность тел качения) и нарушение шероховатости поверхности качения.

Дефектами сборки подшипникового узла являются появление радиального натяга в подшипнике, перекося внутреннего и наружного колец подшипника, принудительное центрирование валов при стыковке узлов агрегата и перекося соединительных муфт.

Если отсутствует радиальный зазор в подшипнике, вследствие нарушения посадки или дефектов ротора, появляется вибрация, содержащая комбинации частот составляющих, вызываемых всеми дефектами, имеющимися в подшипнике, причем увеличивается уровень вибрации, создаваемый дефектами наружного кольца. Для радиальных подшипников, имеющих осевую нагрузку характерно отсутствие радиального зазора и высокая чувствительность к качеству сборки подшипникового узла. Небольшие перекося колец, всегда появляющиеся при сборке подшипника, перераспределяют нагрузку на тела качения преимущественно в две противоположные точки кольца. Радиальный натяг, вызываемый осевой нагрузкой, может приводить к появлению комбинационных частот дефектов. Влияние дефектов износа поверхностей качения на вибрацию.

Дефекты износа поверхностей качения влияют на характер вибрации во всем частотном диапазоне, поскольку в процессе износа увеличивается коэффициент трения и при взаимодействии дефектных поверхностей возникают периодические удары, что приводит к росту интенсивности высших гармоник и увеличению случайных составляющих в сигнале вибрации. Для проявления дефектов износа характерно наличие инкубационного периода, т.е. их развитие, сопровождающееся высокой

скоростью износа, хорошо заметно на последних этапах эксплуатации подшипника.

Основным свойством дефектов износа, в отличие от дефектов изготовления поверхностей, является более сильное проявление в сигнале вибрации кратных гармоник в области низких и средних частот, высокий уровень случайной вибрации и наличие ударных импульсов.

Влияние нарушения смазки при эксплуатации

В принципе, отклонение количества смазки от номинальной величины можно отнести к дефектам сборки подшипникового узла, а ухудшение качества (коксование, появление твердых частиц и др.) к дефектам износа. Нарушения смазки – наиболее распространенная причина выхода из строя изначально бездефектного подшипника. Уровень высокочастотной вибрации и температуры подшипника существенно зависит от состояния смазки. Кроме того, иногда нарушения смазки могут приводить к появлению в спектре вибрации 3...4 пиков с интервалом в 80...130 Гц в области 900...1600 Гц [1].

Наибольшее распространение для определения оценки состояния подшипников качения и дефектов нашли две группы методов. Первая группа основана на выделении и анализе дискретных составляющих на основных частотах возбуждения колебаний в подшипнике (таблица 7.1).

Диагностическими признаками дефектов служат частотные составляющие спектра и характеристики импульсов, следующих с частотой перекачивания тел качения по локальным дефектам (например, местам выкрошивания): амплитуда импульса, соотношение энергии импульса к уровню шума, амплитуды спектральных составляющих на частоте повторения импульсов и ее гармониках. Для выделения этих параметров из сложного сигнала используют спектральные и корреляционные методы, выделение огибающей и др. Вторую группу составляют методы диагностирования технического состояния подшипника в целом. При потере работоспособности агрегата не имеют значения дефекты, вызвавшие выход из строя подшипника. Важно, что его необходимо заменить. В силу этого состояние подшипника оценивается по степени развития деградиационных процессов. Широкое распространение нашел метод ударных импульсов (8 РМ), нашедший воплощение в оборудовании объединения 8 КГ.

Дефектам подшипников качения присущи некоторые особенности. В частности, характерно появление в сигнале вибрации гармонических частотных составляющих, не кратных частоте вращения ротора. Обычно на ранней стадии развития дефектов подшипника появляются признаки дефектов только одного из колец и, затем, другого. При одинаковой степени развития дефекта вибрация, вызываемая внутренним кольцом, имеет более низкую интенсивность, чем наружным. По мере износа подшипника далее появляются дефекты тел качения и, наконец,

сепаратора. На осциллограмме вибросигнала (особенно виброускорения) имеются ударные импульсы и выбросы, кривая вибрации обычно имеет случайный непериодический характер, однако некоторые импульсы могут быть периодичны. В спектре достаточно часто частотные составляющие, характерные для дефектов колец, модулируются частотой вращения ротора, приводя к появлению боковых частотных составляющих. С увеличением износа поверхностей качения возрастают: и количество локальных дефектов, количество и уровень гармонических составляющих, боковых частот и разностных частот. Появление составляющих вибрации на резонансных частотах других деталей и узлов агрегата обычно говорит о сильном износе подшипника. Высокий уровень случайной вибрации (широкополосный шум) появляется при значительном нарушении геометрических размеров подшипника. При повышении вибрации подшипника или анализе причины его преждевременного выхода из строя следует установить, с чем она связана: с износом, нарушениями смазки, избыточной статической нагрузкой или повышенной вибрацией. Дефекты смазки, избыточная статическая нагрузка и повышенная вибрация многократно ускоряют темп износа подшипника.

Высокочастотная вибрация сильно затухает при распространении, что позволяет разделять сигналы подшипников разных подшипниковых узлов.

На рисунке 7.1 приведена динамика изменения вибрации подшипника за период в 14 месяцев по мере появления износа и дефектов колец.

Усталостное разрушение подшипников проявлялось в виде выкрошивания материала дорожек колец и тел качения. В процессе ремонта агрегата произвели замену подшипников, однако вызывающий повышенную вибрацию дефект электромагнитного происхождения не был устранен. Это приводило к тепловому расширению ротора и, как следствие, возникновению чрезмерно большой нагрузки на подшипники и их ускоренному выходу из строя.

Нижняя форма и спектр сигнала измерены практически после ремонта. Для этого периода характерно отсутствие дефектов подшипников, выразившееся в почти периодическом характере кривой виброускорения с невысокой амплитудой, сколько-нибудь заметные ударные импульсы отсутствуют. Спектр виброскорости включает преобладающую составляющую на частоте вращения ротора с высоким значением амплитуды, вызванную неуравновешенностью ротора. Уровень шумов сравнительно низок (случайная вибрация практически отсутствует).

Следующие (снизу–вверх) форма и спектр сигнала получены после года эксплуатации агрегата. Заметны значительные изменения формы сигнала вибрации: кривая вибрации непериодическая, появились ударные импульсы и случайная вибрация. Однако пиковое значение виброускорения пока еще невелико по величине – не превышает $1,5 \text{ мм/с}^2$. Спектр виброскорости также изменился: появились составляющие на

частотах возбуждения внутреннего и наружного колец, существенно повысился уровень шумов. Этому периоду соответствует появление локальных дефектов на наружном кольце подшипника.

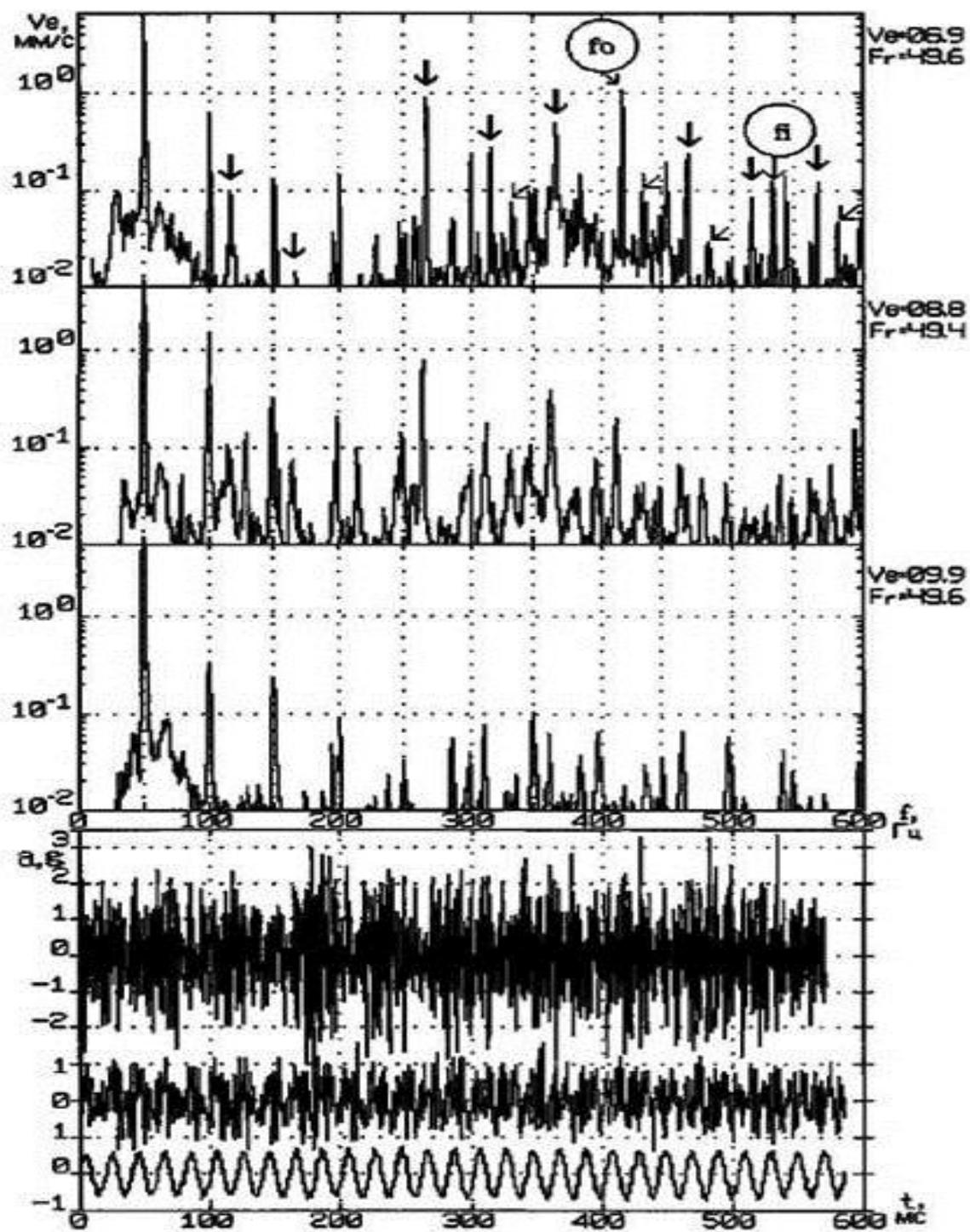


Рисунок 7.1 – Формы и спектры сигналов вибрации подшипника в процессе развития дефектов колец

На рисунке 7.2 приведены форма сигнала виброускорения и спектры сигналов виброскорости подшипника агрегата, первый из которых (нижний спектр) собран после 2,5 лет безремонтной эксплуатации агрегата. Износ подшипника проявлялся в виде выкрошивания материала дорожек колец (кроме других на внутреннем кольце был обнаружен развитый локальный дефект) и тел качения.

Нижний спектр виброскорости содержит составляющие, кратные частоте вращения ротора, вызванные некоторым износом подшипника. Уровень шумов низок, случайная и высокочастотная вибрация сравнительно невелика.

Следующий (снизу–вверх) спектр получен после появления локальных дефектов внутреннего кольца подшипника. Заметны значительные изменения спектра виброскорости: появились высокочастотные составляющие на гармониках частоты возбуждения (и боковых частотах) внутреннего кольца, существенно повысился уровень шумов.

Отчетливо наблюдаются периодические ударные импульсы, возникающие при перекачивании шариков по сильно развитому локальному дефекту внутреннего кольца с периодом 3,8 мс. Большое значение амплитуды и коэффициента пика 4,2 говорят о значительном развитии дефекта.

Характерно, что уровень шумов по мере развития дефектов возрастает и в верхнем спектре наибольший. За счет появления высокочастотной вибрации (если сравнивать нижний и верхний спектры) СКЗ виброскорости возросло более чем в полтора раза, хотя вибрация на преобладающей частоте (частоте вращения ротора) практически не изменилась.

Этот пример показывает, что для повышения достоверности контроля состояния подшипников качения необходимо стараться расширять по мере возможностей частотный диапазон измерений вибрации и анализировать характер вибрации в высокочастотной области спектра [1..6].

На рисунке 7.3 приведены форма сигнала виброскорости и спектр сигнала виброускорения подшипника, имеющего, кроме износа, раковин и трещины внутреннего кольца, износ остальных деталей, особенно внешнего кольца и шариков. Спектр вибрации подшипника включает составляющие на всех основных частотах возбуждения при работе подшипников, свидетельствующие о наличии дефектов всех деталей подшипника.

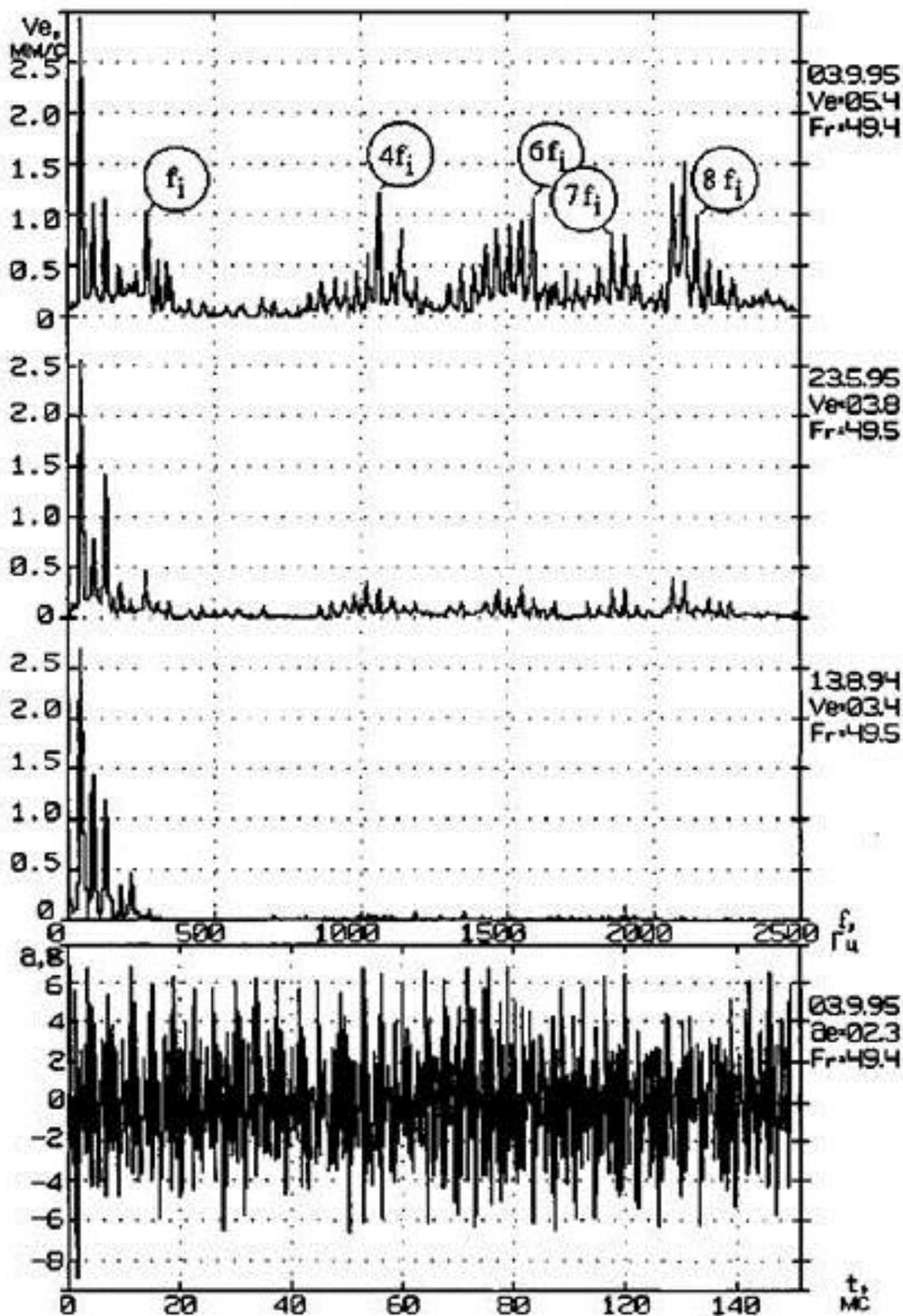


Рисунок 7.2 – Форма и спектры сигналов вибрации подшипника в процессе развития дефекта внутреннего кольца

На рисунке 7.4 показаны форма и спектр сигнала вибрации подшипника, имевшего нарушение смазки. В приведенном примере произошло старение смазки, выразившееся в практически полном отсутствии нормальной смазки в подшипнике: ее коксовании и появлении твердых частиц.

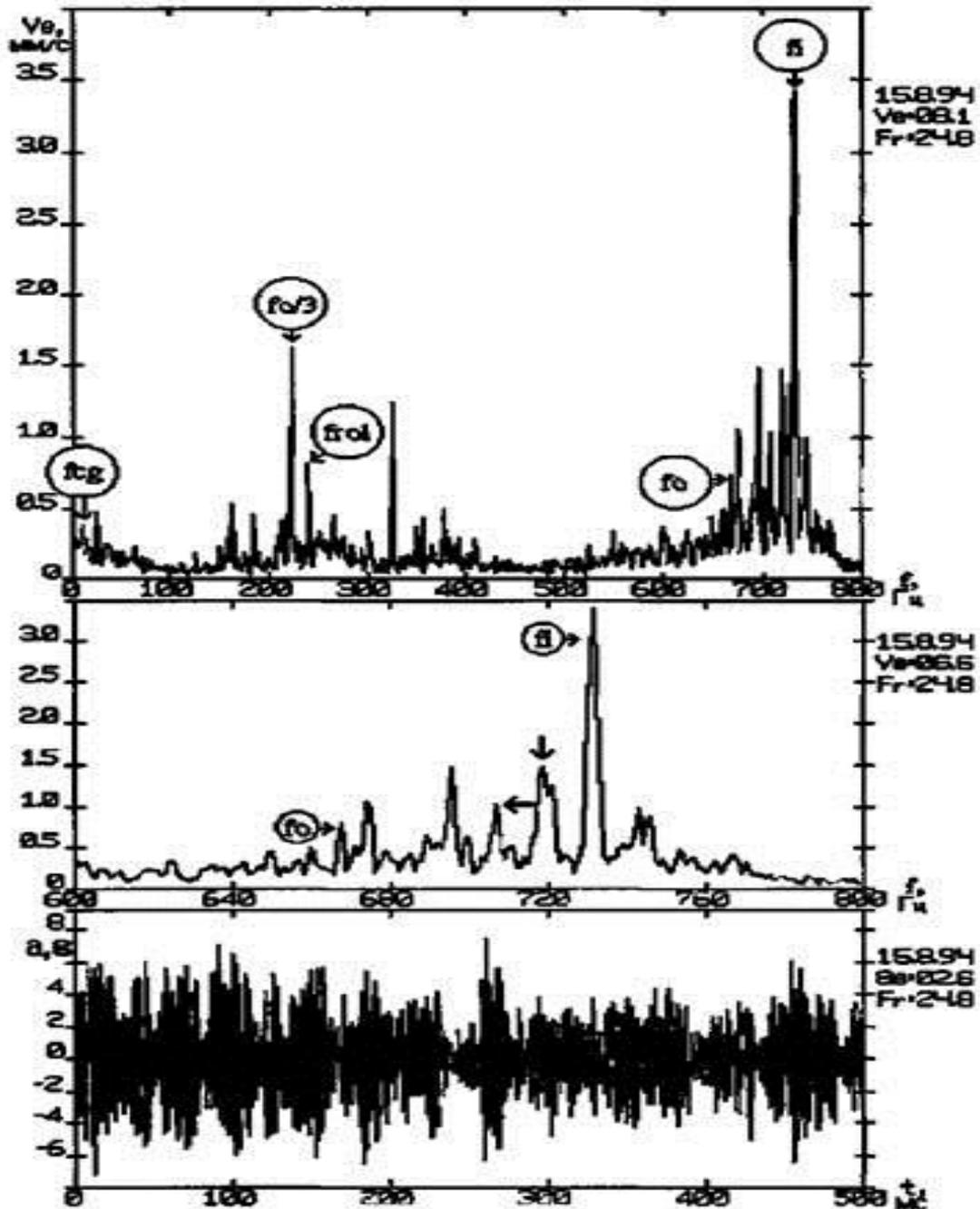


Рисунок 7.3 – Форма и спектр (с фрагментом) сигнала вибрации подшипника с дефектом внутреннего кольца

В течение некоторого времени обслуживающий персонал наблюдал рост температуры подшипника, которая к моменту измерения приведенных формы и спектра сигнала вибрации достигла предельно допустимого значения, а также роста общего уровня вибрации.

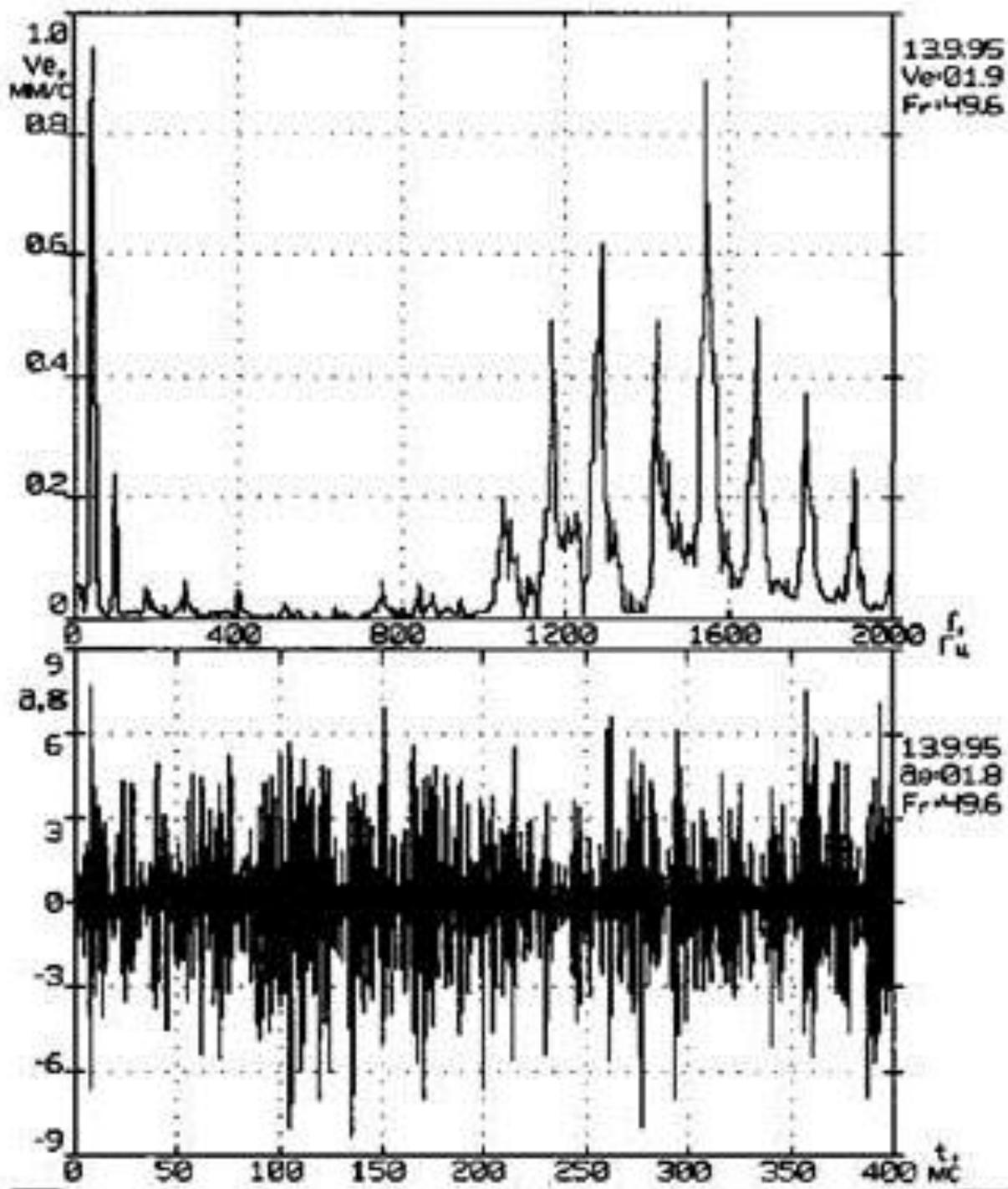


Рисунок 7.4 – Форма и спектр (с фрагментом) сигнала вибрации подшипника с нарушением смазки

Непосредственно после измерений агрегат был кратковременно остановлен и проведена замена смазки подшипника. После пуска агрегата температура нормализовалась и высокочастотная вибрация полностью исчезла. Следует отметить, что подобные спектры вибрации подшипника при нарушениях смазки встречаются не всегда.

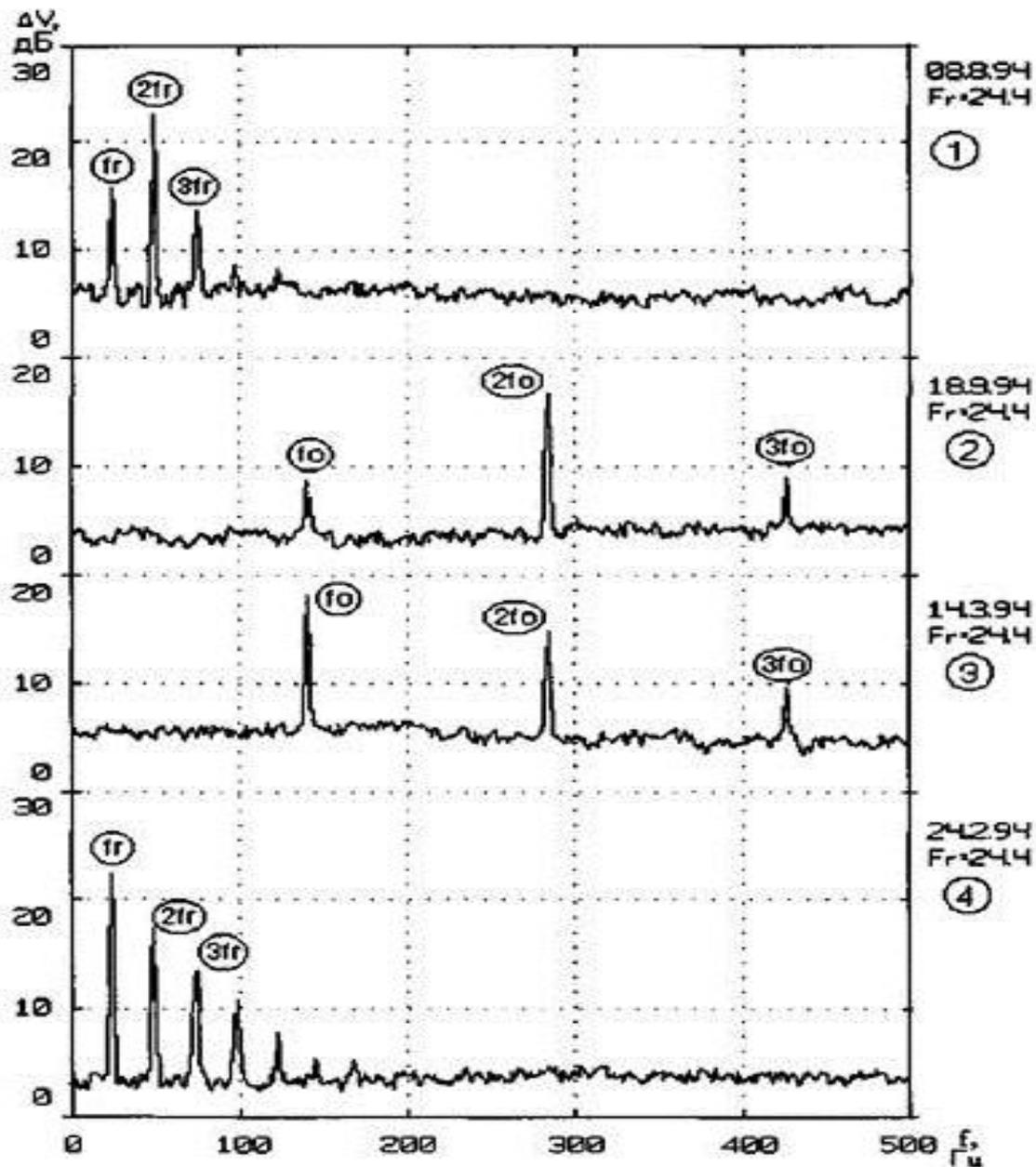


Рисунок 7.5 – Примеры спектров огибающей высокочастотной вибрации подшипника качения асинхронного ЭД при дефектах сборки подшипника (сверху вниз): перекосе внутреннего и внешнего колец, «наклёпе» и расцентровке агрегата

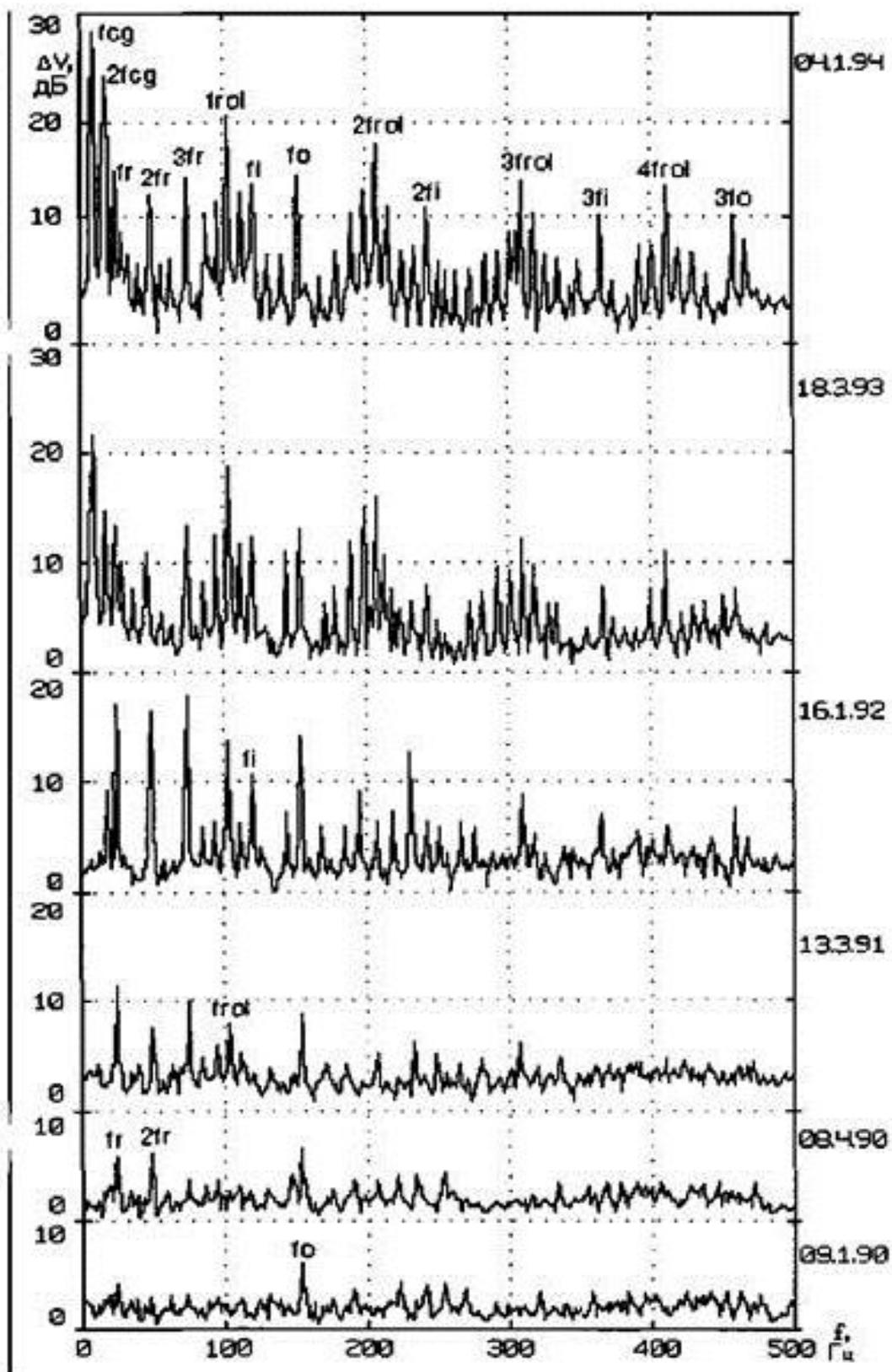


Рисунок 7.6 – Спектры огибающей высокочастотной вибрации подшипника качения асинхронного ЭД по мере выработки ресурса в течение примерно 30000 часов непрерывной эксплуатации

Одним из наиболее достоверных и удобных методов определения вида дефектов и оценки состояния подшипников качения является метод спектрального анализа огибающей высокочастотных составляющих сигнала вибрации, создаваемой ударными импульсами.

Наиболее существенным недостатком этого метода можно считать высокие потери при распространении вибрации, что требует максимального приближения датчика к подшипнику качения. В качестве диагностического признака весьма удобно использовать амплитудную модуляцию высокочастотной случайной вибрации подшипникового узла, а диагностического параметра – парциальные глубины модуляции случайного сигнала. Опыт показывает, что глубина модуляции случайной вибрации слабо зависит от частоты вращения подшипника и его габаритов, что позволяет устанавливать обобщенные уровни тревог, не зависящие от вида подшипника и агрегата. Установлено также, что чем шире полоса фильтра демодулятора, тем выше чувствительность измерительного тракта при обнаружении модуляции гармоническим сигналом случайного сигнала, спектральная плотность которого постоянна в пределах полосы пропускания фильтра. Из-за резонансов в подшипниковых узлах спектральная плотность сигнала не бывает постоянной в широкой полосе частот, что приводит к появлению ошибок измерения глубин модуляции [6]. Поэтому наиболее целесообразно использовать фильтры с относительно небольшой полосой пропускания, например, треть октавные. Ошибки измерения появляются также, когда в полосу пропускания фильтра демодулятора попадают гармонические составляющие сигнала вибрации, во избежание чего желательно, по мере возможностей, анализировать составляющие вибрации в полосе 10...15 кГц.

8 Трещины и излом зубьев зубчатых колес

Эти дефекты являются весьма опасными, поскольку разрушение зубьев (скол, поломка) часто приводит к отказу агрегата при попадании продуктов разрушения в зону зацепления или подшипники.

Поскольку при появлении трещины или излома зуба жесткость зацепления в момент контакта дефектного зуба резко уменьшается, следующая пара зубьев входит в зацепление преждевременно, и момент входа сопровождается ударом. Амплитуда ударного импульса пропорциональна степени развития дефекта (трещины или излома). Частота заполнения импульса, вероятнее всего, собственная частота зубчатого элемента. Таким образом, рассматривая форму сигнала передачи с подобным дефектом, иногда возможно обнаружить следующие раз за оборот ударные импульсы, подчеркивающиеся при синхронном накоплении. Частоты основных составляющих вибрации при дефектах зубчатых передач.

8.1 Заедание зубчатых колес

При заедании происходит молекулярное соединение контактирующих поверхностей зубьев под действием высокого давления при разрыве масляной пленки. В результате возникает адгезионный износ, происходящий в несколько этапов: начальной фазы и натира (характеризующихся схватыванием и разрушением локальных участков контактирующих поверхностей зубьев) и прогрессирующего этапа, завершающегося заеданием с пластическими деформациями (часто имеющего скоротечный экспоненциальный вид).

Важно, что вышеперечисленные признаки, присущие и другим дефектам, крайне усложняют процесс диагностики с помощью спектрального анализа вибрации и не позволяют однозначно установить заедание, особенно на начальной стадии.

Однако исследуя частотную модуляцию на зубцовых частотах, а точнее изменение уровней (глубину модуляции) спектральных составляющих на частотах вращения роторов, возможно распознавать заедание на начальном этапе.

На рисунке 8.1 приведены спектры вибрации установленного между ЭД и компрессором компрессорного агрегата мультипликатора с косозубой шевронной зубчатой передачей, состоящей из двух колес, с частотой вращения тихоходного колеса примерно 24,6 Гц и быстроходного колеса примерно 197,5 Гц. Монтаж был выполнен с нарушением соосности валов, вызвавшей перекос осей зубчатых колес [6].

Измерения проводились со стороны тихоходного (индекс 0) и быстроходного (индекс I) колес в вертикальном (индекс V) и горизонтально–осевом (индекс A) направлениях.

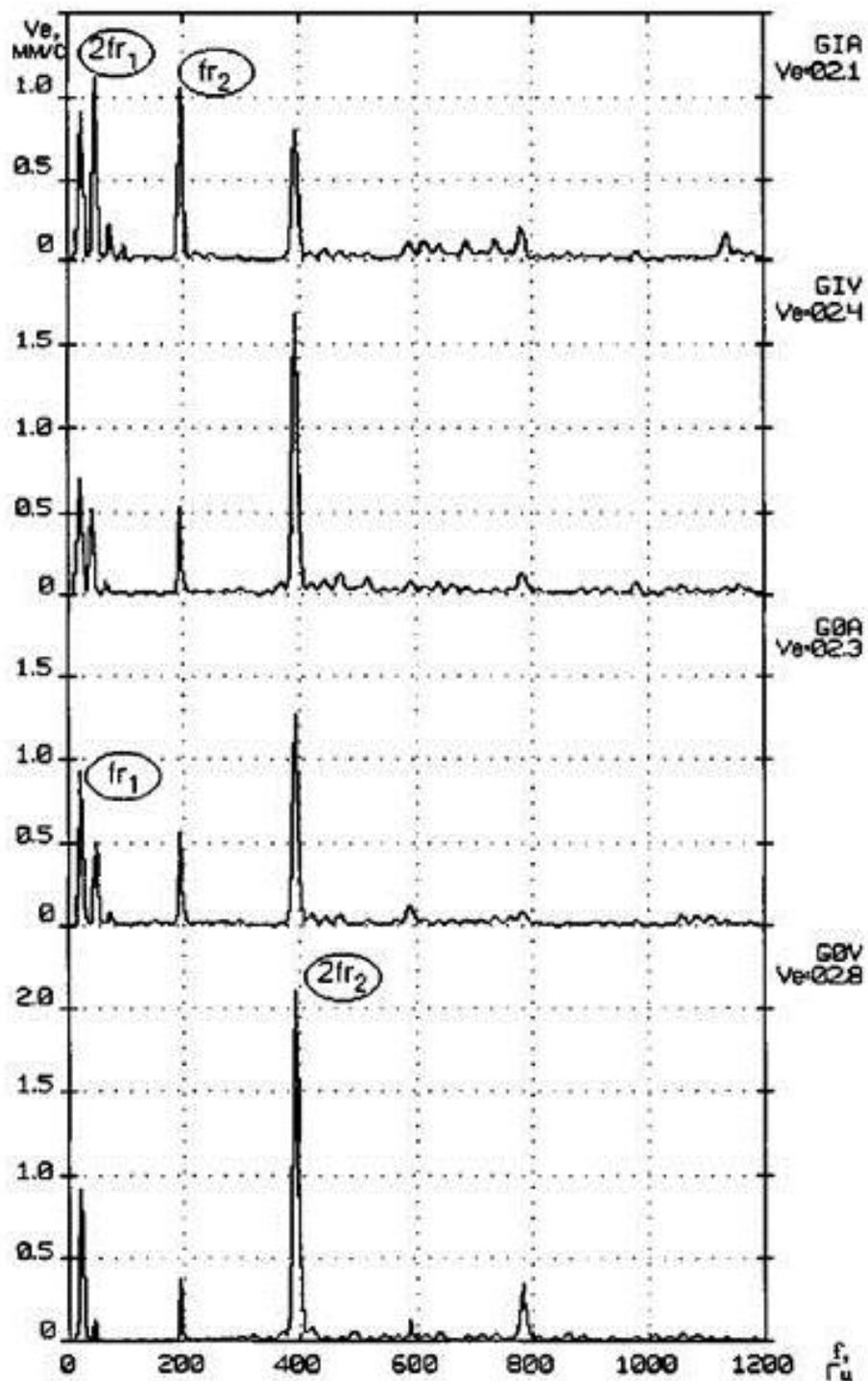


Рисунок 8.1 – Спектры вибрации мультипликатора и быстроходного валов в вертикальном и горизонтально–осевом направлениях при нарушении соосности валов

В принципе, нарушение соосности валов зубчатых колес имеет те же диагностические признаки, что и расцентровка валов узлов агрегата, с той лишь разницей что в сигнале вибрации могут присутствовать гармонические составляющие частот вращения обоих валов расцентрованных колес.

В качестве диагностических параметров можно использовать уровни амплитуд вибрации на первой и второй гармониках частоты вращения обоих колес. При нарушениях соосности количественные характеристики частотных составляющих (для различных точек измерения и пространственных компонентов вибрации) могут отличаться в значительных пределах в зависимости от взаимного положения осей валов, как и при нарушении центровки узлов агрегата. Кроме того, они зависят от множества других параметров, связанных с нагрузкой, характеристикой смазки и т.д.

В процессе прогрева колес величины этих составляющих могут непрерывно меняться в течение сравнительно короткого (до двух часов) промежутка времени в значительных пределах, после чего вибрация стабилизируется.

Монтаж был проведен с нарушением установки бокового зазора (превышено номинальное значение бокового зазора).

В принципе, нарушение (превышение) бокового зазора имеет те же диагностические признаки, что нарушения жесткости, с той лишь разницей, что в сигнале вибрации могут присутствовать гармонические составляющие частот вращения обоих валов.

При нарушениях бокового зазора величины частотных составляющих (для различных мест и направлений измерения вибрации) и их соотношения между собой могут отличаться и зависеть от тех же параметров, что и нарушения жесткости.

В приведенном спектре вибрации вертикальными стрелками помечены гармоники частоты вращения ротора быстроходного колеса и наклонными стрелками – гармоники тихоходного колеса. Гармоническая активность велика: например, интенсивность гармонических составляющих частоты вращения ротора тихоходного колеса в области 50...80 – й гармоник не ниже, чем в области 2...20 – й [1].

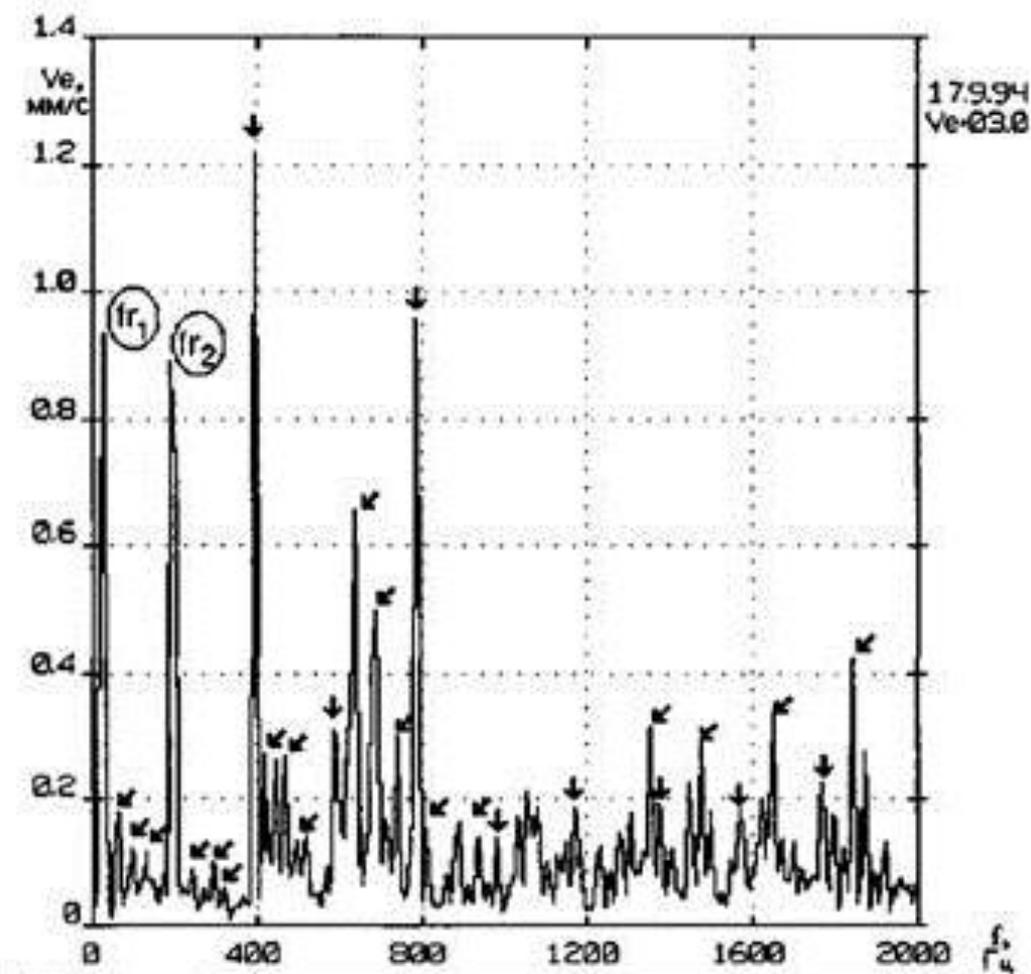


Рисунок 8.2 – Спектр вибрации мультипликатора со стороны тихоходного вала в вертикальном направлении при увеличенном боковом зазоре между зубчатыми колесами

Можно отметить также сравнительно высокий уровень шумов в широкой полосе частот (практически по всему спектру), характерный для нарушений жесткости.

При ревизии редуктора обнаружен 75 % – и от предельно допустимого износ поверхностей зубчатых колес.

В спектре присутствует также «промежуточная» составляющая на частоте 485 Гц. На расширенном фрагменте спектра (нижний спектр) отчетливо наблюдаются гармоники частоты вращения ротора быстроходного колеса, причем не имеется тенденции убывания амплитуд с возрастанием номера гармоники.

Рост общего уровня спектральных составляющих вибрации имеется практически во всем диапазоне частот спектра. Общее увеличение уровня спектра, особенно его высокочастотной области, определяющее степень

развития износа поверхностей зубьев, привело к появлению в спектре широкополосных областей с достаточно высоким уровнем шума.

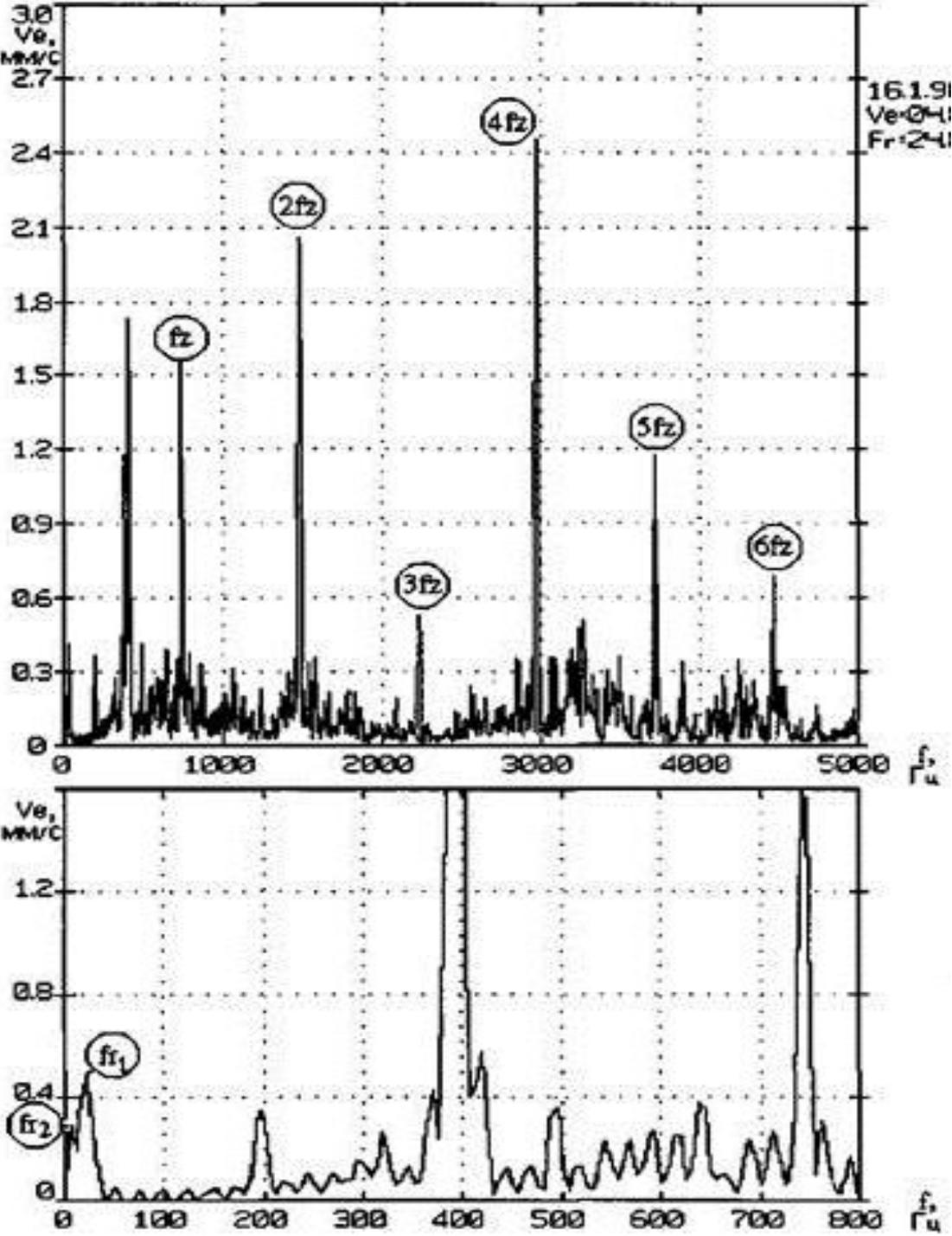


Рисунок 8.3 – Спектр вибрации (с фрагментом) редуктора в горизонтально–поперечном направлении при равномерном абразивном износе зубчатых колес

На рисунке 8.4 приведена форма сигнала вибрации, измеренная на крышке подшипника быстроходного колеса в горизонтально–поперечном направлении. Пиковое значение виброускорения достигает 30 д. Сам сигнал – амплитудно модулированный процесс с несущей «промежуточной» составляющей, имеющей частоту примерно 2003 Гц (12–я гармоника частоты вращения быстроходного колеса).

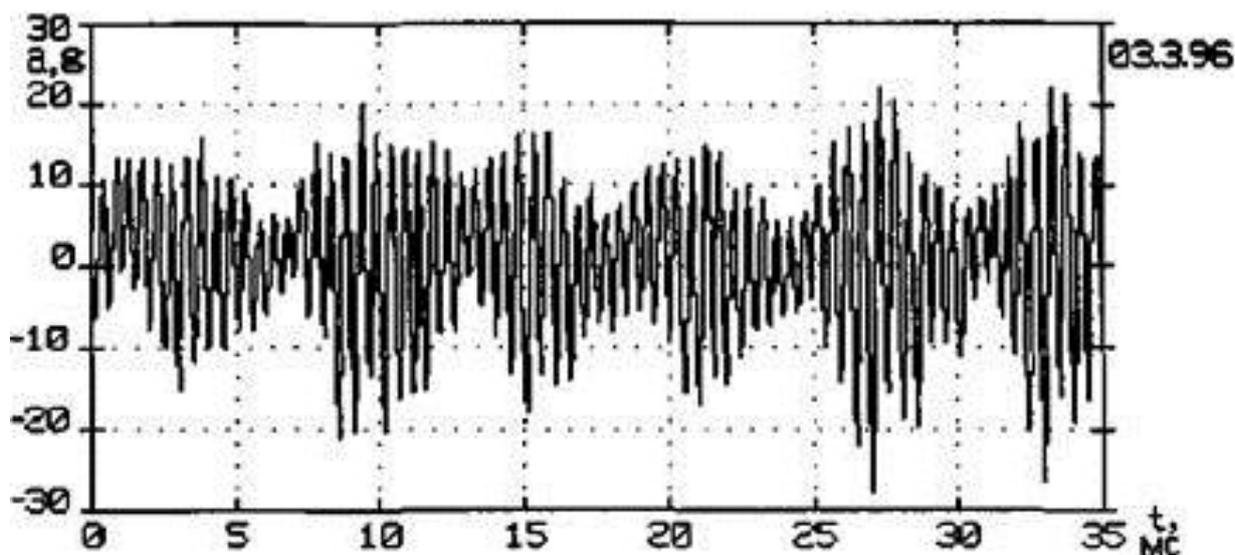


Рисунок 8.4 – Форма сигнала вибрации мультипликатора с развитым питтингом контактирующих поверхностей зубчатых колес

Следует отметить, что с течением времени и при изменении нагрузки уровень вибрации значительно изменялся, при этом наблюдались флуктуации «промежуточных» составляющих как по амплитуде, так и по частоте (на 11 и 12 гармониках частоты вращения быстроходного колеса).

8.2 Уровень шумов невысок

Перечисленные факты позволяют утверждать, что имеется эксплуатационный дефект зубчатой пары, связанный с обширным износом или поломкой зубьев. Наиболее вероятным следует считать питтинг, однако анализ спектров не позволяет сделать однозначного заключения.

Как говорилось ранее, определить и разграничить по спектру появление различных видов повреждений, особенно на ранней стадии развития, бывает очень сложно. Более эффективен метод, основанный на анализе амплитудной огибающей узкополосного вибросигнала в области зубцовой частоты вибрации зубчатого зацепления и ее гармоник или, иногда, «промежуточных» частот. В качестве диагностических параметров

питтинга молено использовать уровни спектральных составляющих на комбинационных (модуляционных) частотах [1].

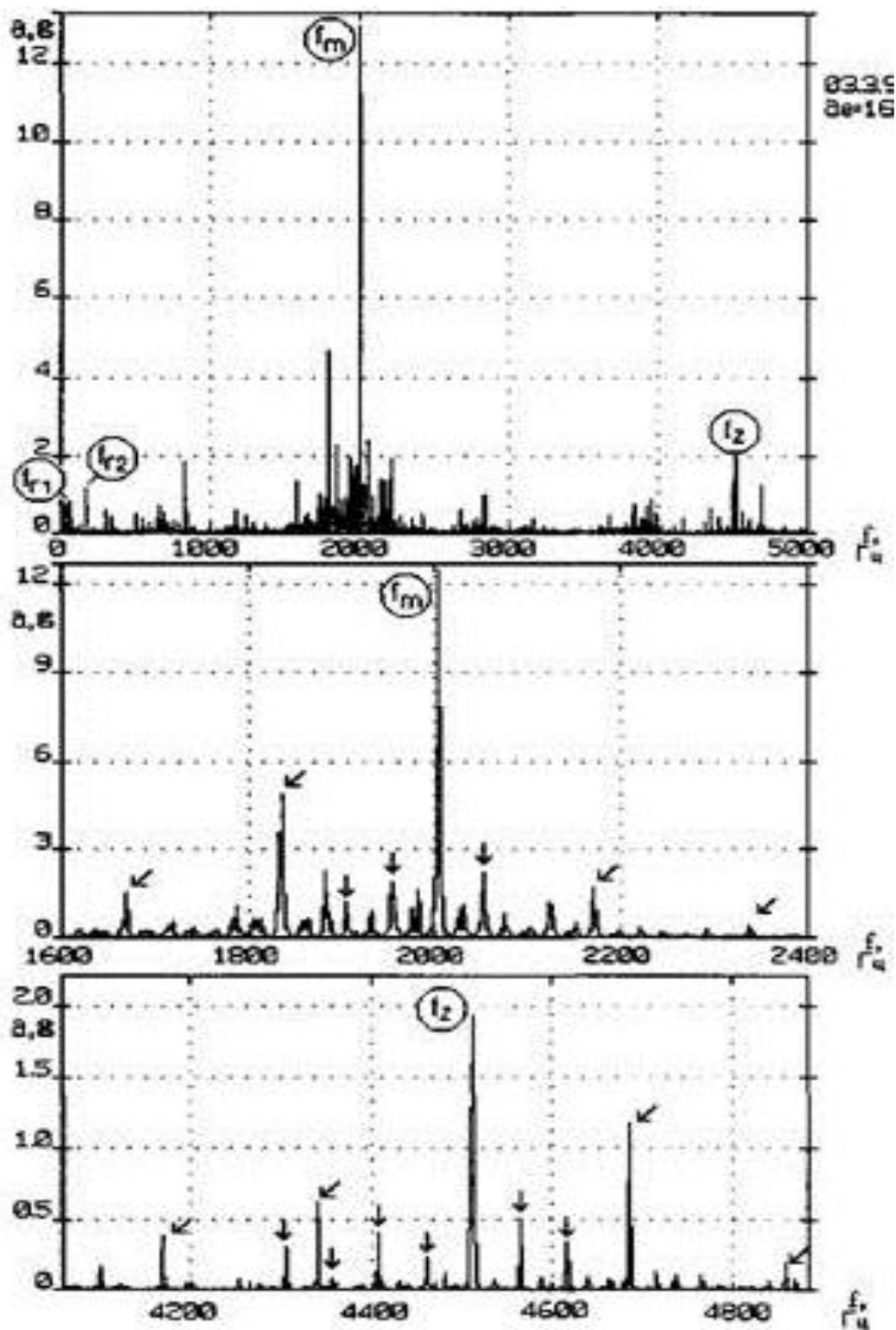


Рисунок 8.5 – Спектр вибрации (с фрагментом) мультипликатора с развитым питтингом контактирующих поверхностей зубчатых колес

при появлении трещины или скола зуба жесткость в момент зацепления резко падает и происходит «преждевременный» вход в зацепление следующей за дефектными пары зубьев, сопровождающийся ударом. На кривой вибросигнала появляются импульсы, амплитуда которых зависит от степени развития дефекта. Вертикальными стрелками на кривой сигнала вибрации (рисунок 8.7) помечены следующие один раз за оборот зубчатого колеса (каждые 122 мс) ударные импульсы, величина некоторых из них превышает 13 мм/с. Коэффициент пика достигает 4,7.

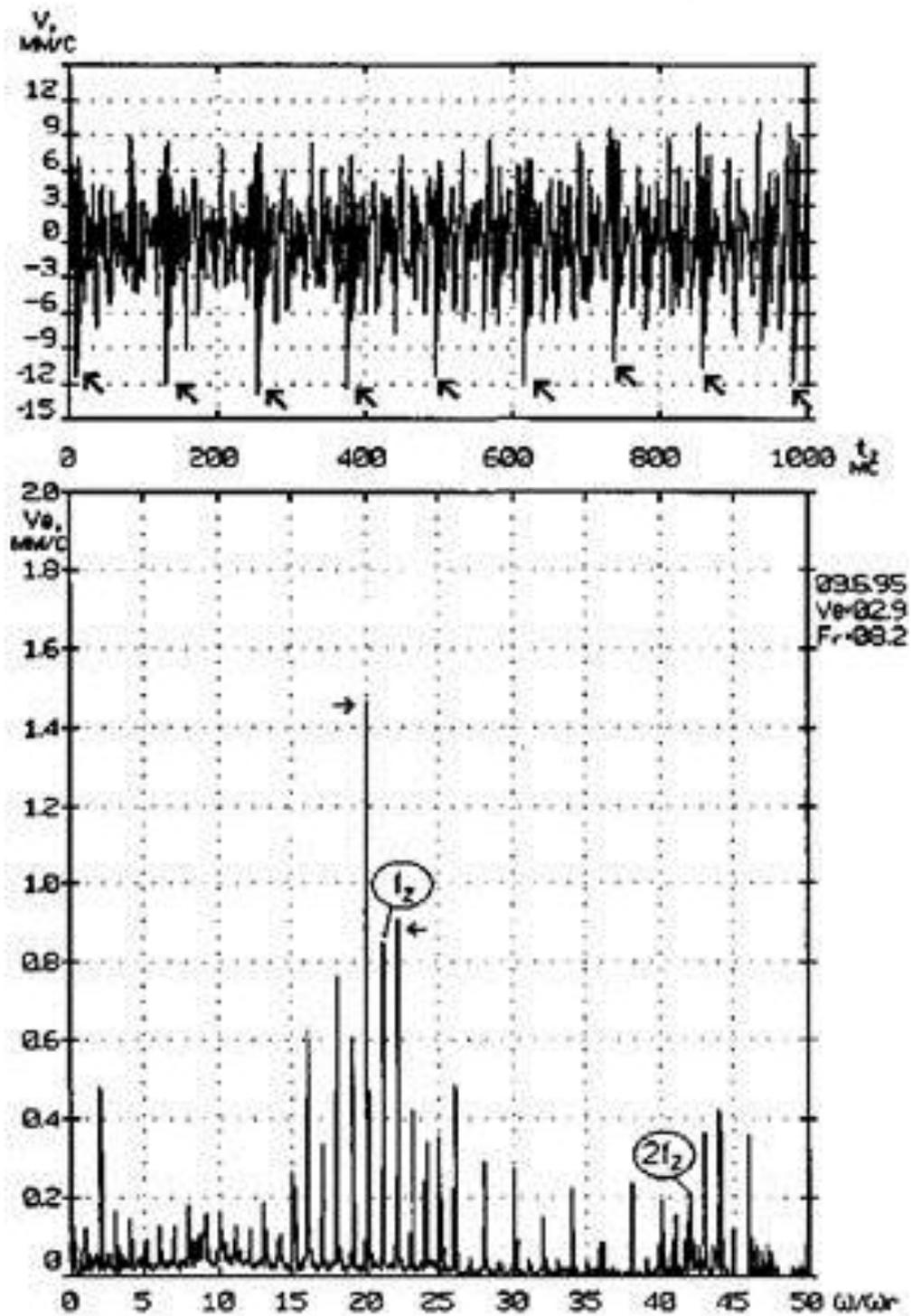


Рисунок 8.7 – Форма и спектр сигнала вибрации редуктора при поломке зуба одного из зубчатых колес

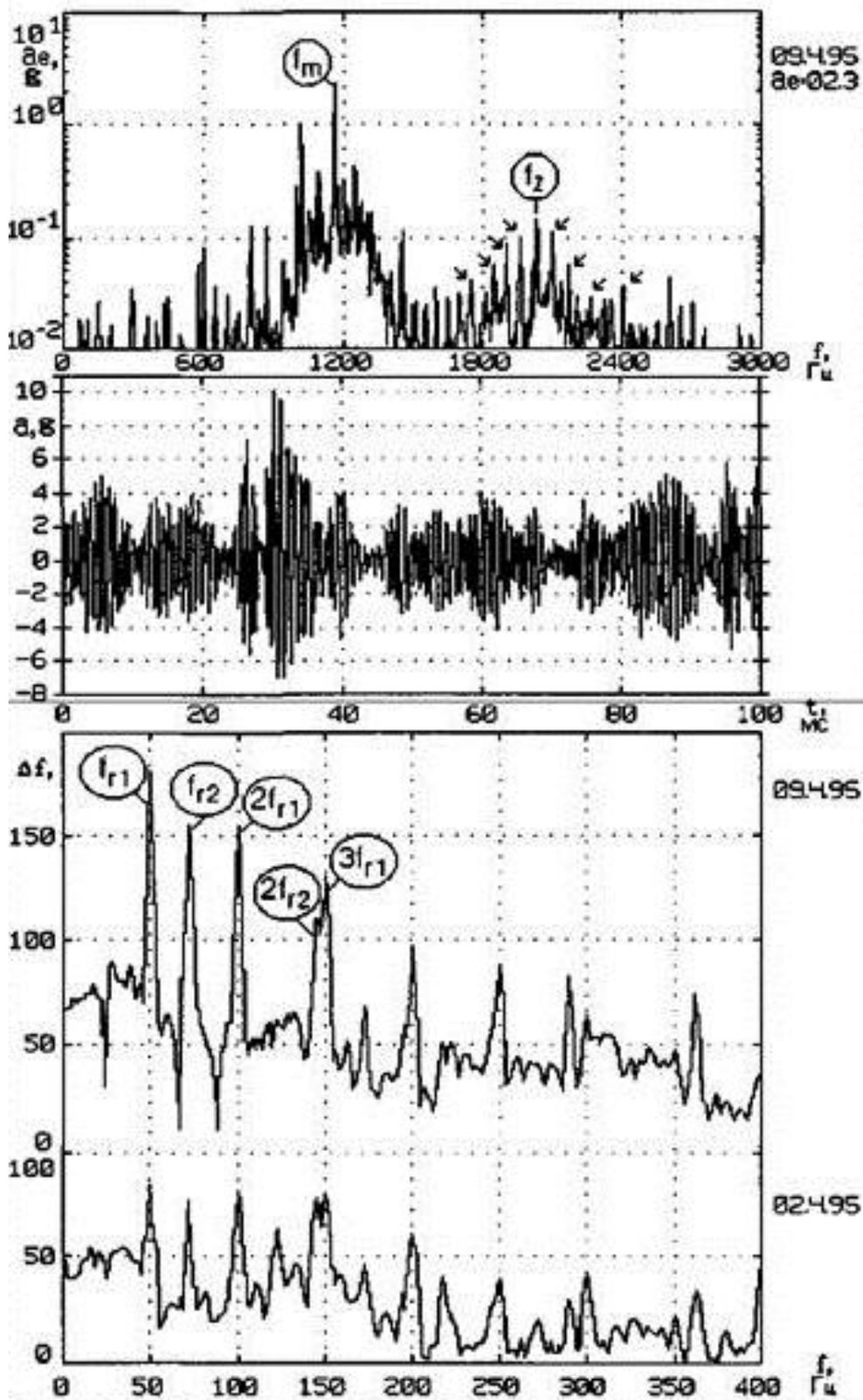


Рисунок 8.8 – Форма и спектр сигнала вибрации и спектры частотной модуляции первой гармоники зубочной частоты для нормального (преддефектного) и дефектного состояний при заедании зубчатых колес

Вторая гармоника частоты вращения ротора указывает на расцентровку. В то же время некоторые боковые частотные составляющие, помеченные горизонтальными стрелками, по величине превосходят вибрацию на зубцовой частоте, что говорит о высокой амплитудной модуляции (и/или, возможно, частотной модуляции). Такая же картина наблюдается и вокруг второй гармоники зубцовой частоты.

Параметры процесса модуляции и периодические ударные импульсы на кривой сигнала вибрации являются простым и надежным способом диагностирования трещин, сколов и поломок зубьев. Их количественный анализ еще более упрощается при применении синхронного накопления и кепстральном анализе.

Кривая сигнала вибрации (рисунок 8.8) имеет характерные признаки модуляции и выбросы, величина некоторых из них превышает 10 д. Коэффициент пика достигает 4,4.

Однако на основе анализа формы и спектра сигнала вибрации затруднительно выявить конкретный вид дефекта – заедание.

По мере развития заедания в приведенном случае произошел значительный рост уровней спектральных составляющих на частотах вращения роторов и их гармониках как тихоходного, так и быстроходного колес.

Таким образом, применяя этот метод, можно диагностировать заедание на ранней стадии развития [4].

9 Автоматические системы мониторинга и диагностике машин по вибрации

Система мониторинга и диагностики машин роторного типа может быть создана на базе только одного вида датчиков, а именно, датчиков вибрации (виброускорения).

В состав такой системы входят:

- датчик (группа датчиков) виброускорения (акселерометры);
- прибор для стандартных видов анализа сигнала вибрации для мониторинга (спектральный анализ) и специальных видов анализа для обнаружения зарождающихся дефектов (спектральный анализ огибающей);
- программное обеспечение для прибора;
- линии связи датчиков с прибором и прибора с компьютером;
- компьютер;
- программное обеспечение для компьютера.

В переносных системах, если измерение вибрации проводится в доступных для оператора точках контроля, используется один акселерометр, который устанавливается последовательно в каждую из точек контроля. Если частота вращения машины во время измерения с точностью не хуже $\pm 10\%$ неизвестна, к прибору подключается дополнительный датчик оборотов. При этом, естественно, трудоемкость измерений растет. Если точки контроля оператору во время работы машины недоступны, он может использовать коммутатор на входе прибора на несколько (до 16) датчиков, предварительно установив датчики на выключенной машине.

Прибор для анализа сигнала вибрации обычно является цифровым и, кроме технических средств, включает в себя достаточно мощное программное обеспечение для первичного анализа сигналов. На рис. 9.1 приведены фотографии четырех приборов, каждый из которых может быть использован в рассмотренной системе мониторинга и диагностики. Вместо приборов могут использоваться и специальные платы для персональных компьютеров (виртуальные приборы).

Наиболее полное программное обеспечение для мониторинга и диагностики роторных машин разработано АО ВАСТом совместно с VibroTek, Inc. Оно выполнено в среде Windows и носит название DREAM® (Diagnostic Rolling Element Analysis Module - диагностический модуль анализа вращающихся элементов) [10].

Работает этот пакет программ на персональном компьютере не слабее Pentium-166 с 32 Мбт оперативной памятью. Он содержит две независимые программы мониторинга и автоматической диагностики. Все виды измерений и анализа для программы мониторинга выбирает пользователь,

все виды измерений для диагностики жестко заданы разработчиками системы, что и дает возможность автоматизировать постановку диагноза и прогноза состояния узлов роторных машин.

Некоторые из приборов, с которыми работает программа DREAM® for Windows (слева-направо и сверху-вниз): DI-1100 Сборщик данных (Data Collector) - Diagnostic Instruments, Inc., Великобритания; СД-11 Сборщик данных (анализатор сигнала) - АО ВАСТ, Россия; DC-11 Сборщик данных (анализатор сигнала) - DPL Group, Канада; Сборщик данных 2526 - Briel and Kjaer, Дания (рисунок 9.1) [1].

На рисунке 9.2 приведен вид главного окна программы DREAM. В нем два изображения - иерархического дерева диагностируемых машин и внешнего вида выбранной для диагностики машины (фотографии или чертежа). Результаты мониторинга приведены на дереве в виде треугольников зеленого, желтого и красного цвета, результаты диагностики - в виде кружков зеленого, желтого и красного цвета. Традиционно зеленый цвет означает, что машина или узел исправны, желтый - предупреждение о появлении дефектов, красный - предупреждение о появлении сильных дефектов, при которых вероятность отказа машины или узла может дойти до 10 % в течение одного месяца непрерывной работы. Знаком отмечается тот из диагностируемых узлов, для которого истек прогнозируемый срок бездефектной работы и для него следует провести новое измерение [1].



Рисунок 9.1 - DI-1100 Сборщик данных (Data Collector) - Diagnostic Instruments, Inc., Великобритания; СД-11 Сборщик данных (анализатор сигнала) - АО ВАСТ, Россия; DC-11 Сборщик данных (анализатор сигнала) - DPL Group, Канада; Сборщик данных 2526 - Bruel and Kjaer, Дания.

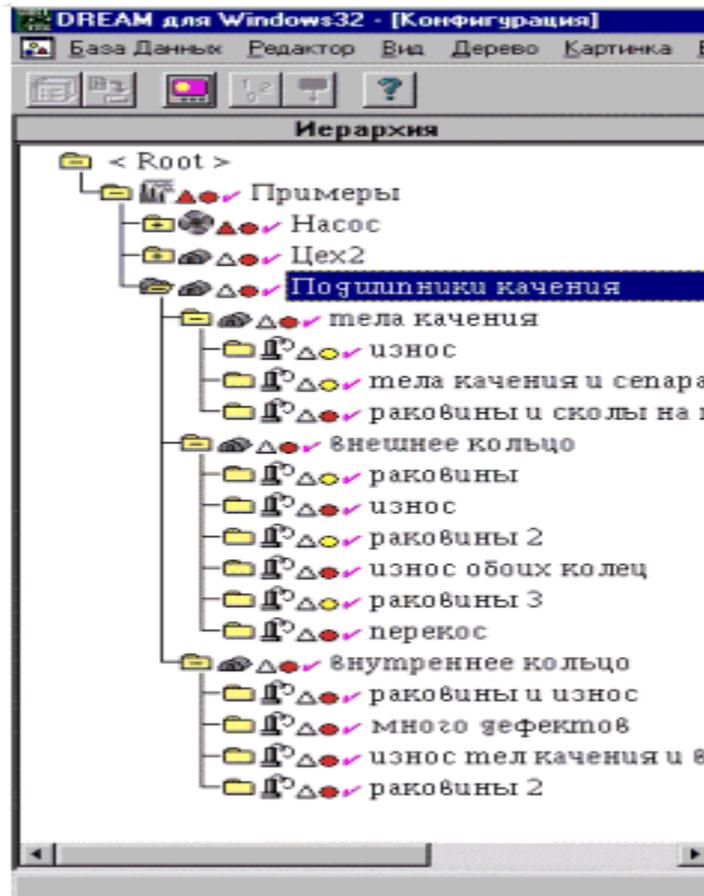


Рисунок 9.2 - Интерфейс программы DREAM® for Windows. Главное окно с фотографией диагностируемого оборудования

Выбрав на дереве конкретный узел, можно на месте его фотографии или чертежа получить автоматически формируемое заключение о состоянии этого узла, прогноз в виде даты следующего измерения или рекомендации по обслуживанию (ремонту) (рисунок 9.3) [3].

Кроме этого, имеется также возможность получить всю исчерпывающую информацию о любой машине или узле, в том числе тренды развития дефектов, сводную информацию о состоянии узлов любой выбранной оператором группе машин и т.д.

Работа с системой мониторинга и диагностики включает в себя три основные группы операций. Первая группа отвечает за подготовку оборудования (машин) для измерения вибрации и автоматической диагностики. Операции этой группы выполняются всего один раз, до начала работ по диагностике, и включают в себя выбор и подготовку мест измерения вибрации на узлах машины, внесение в базу данных программы диагностики основных конструктивных характеристик узлов каждой машины (конфигурирование оборудования) и, по желанию пользователя, выбор номенклатуры измерений для вибрационного мониторинга машины (узлов).

Вторая группа - это периодически выполняемые операции измерения вибрации машины, сброса данных в компьютер и установки (корректировки) порогов.

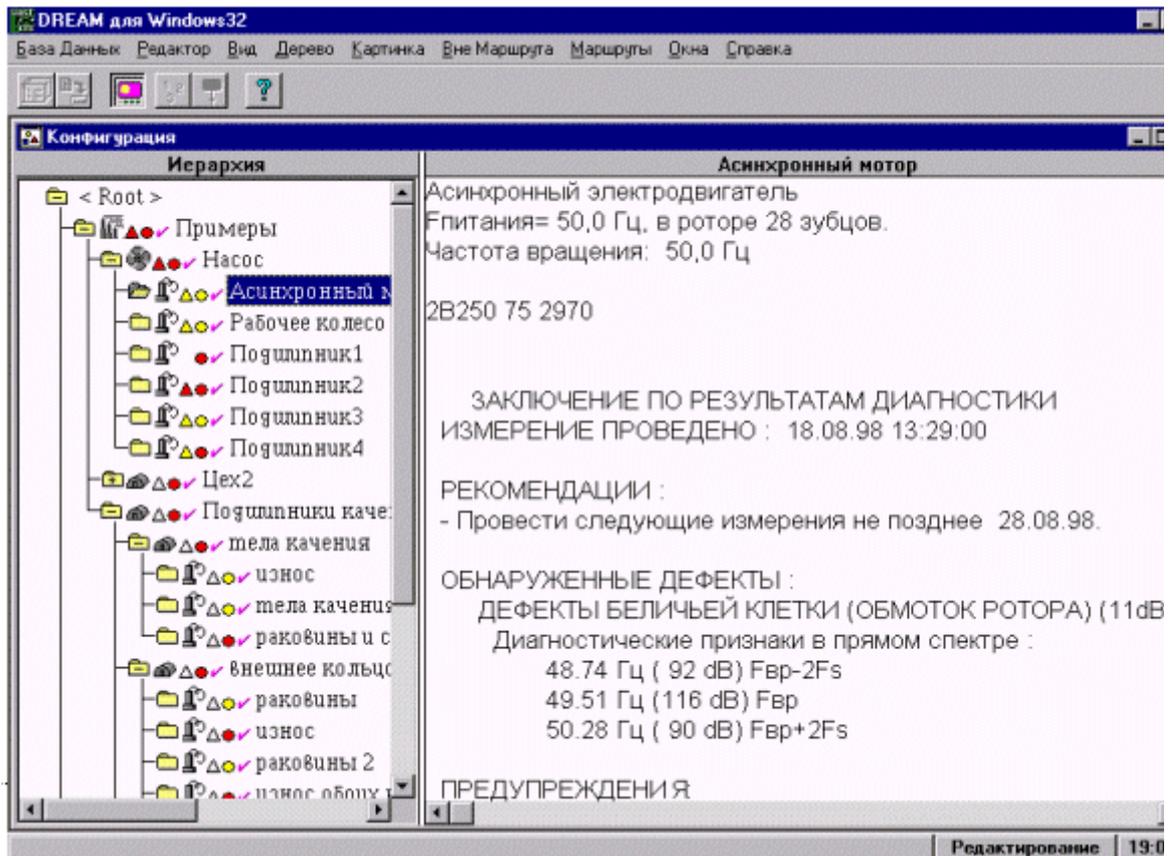


Рисунок 9.3 - Пример диалогового окна с заключением о состоянии асинхронного электродвигателя

Третья группа операций - это вывод и анализ результатов мониторинга и автоматической диагностики, а также вывод большого количества диагностической информации, содержащейся в базе данных программы мониторинга и диагностики, в том числе предназначенных для обучения операторов.

В стационарных системах есть еще одна, четвертая группа разовых операций, по конфигурированию диагностической системы, т.е. операций привязки каждого датчика системы к своему узлу машины и отладки последовательности проведения автоматических измерений вибрации.

Вторую группу операций (измерения) можно описать более подробно. Так, все основные измерения вибрации производятся по автоматически формируемым программой DREAM® заданиям (маршрутным картам). Кроме того, пользователь может вставить в маршрутные карты любые диагностические измерения из числа тех, которые позволяет проводить прибор. Маршрутная карта автоматически загружается в прибор во время

сеанса обмена данными между компьютером и прибором, а все данные ранее сделанных измерений в тот же сеанс автоматически разгружаются в компьютер. По разгруженным данным автоматически формируется диагноз и прогноз состояния тех узлов, на корпусе которых проведены измерения вибрации. Весьма важной отличительной особенностью системы мониторинга и диагностики с пакетом программ DREAM® можно считать возможность самообучения пользователя. Для этого в программе имеется возможность получить ссылку на каждый из признаков поставленного диагноза в каждом виде измерений, как это показано на рисунках 9.4 (спектр вибрации) и 9.5 (спектр огибающей вибрации) [3].

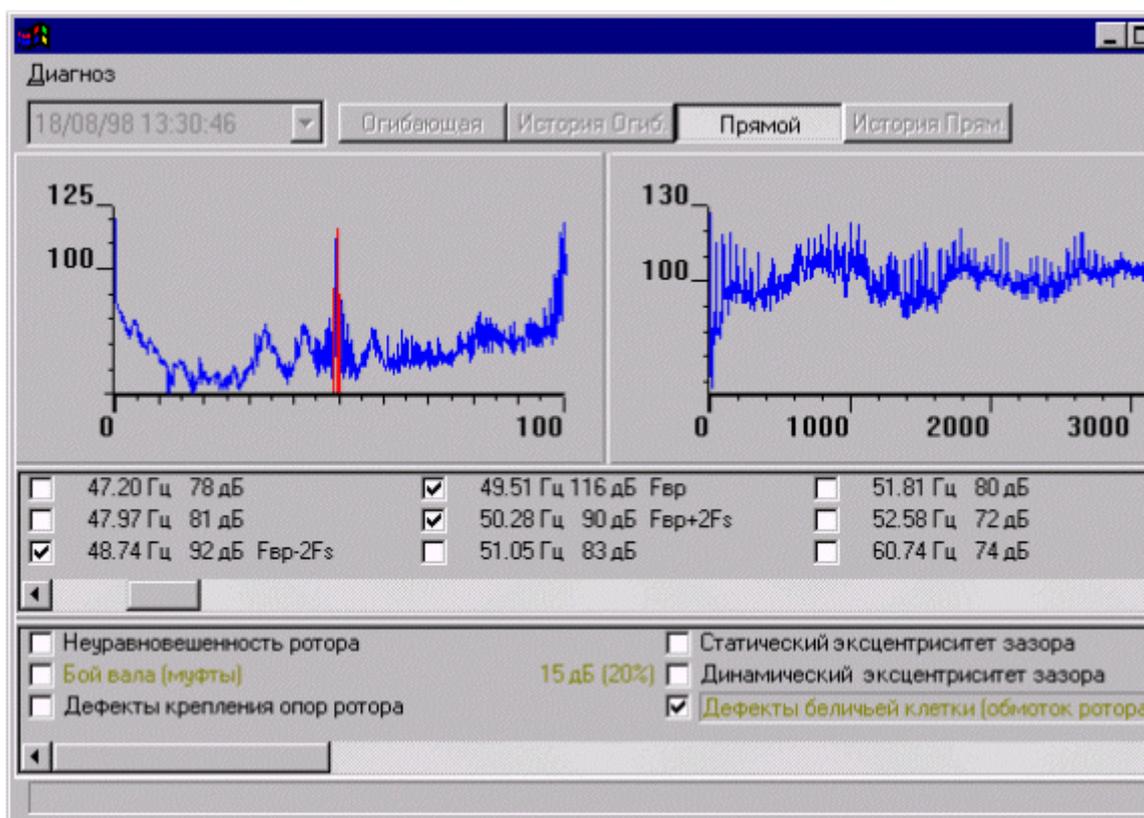


Рисунок 9.5 - Пример диалогового окна с прямым спектром и результатом диагностики. Отмечен дефект обрыва «беличьей клетки» асинхронного двигателя. Программа показывает те гармонические составляющие, которые отвечают за этот дефект

Отмечен дефект в виде износа подшипника скольжения. Программа показывает те гармонические составляющие, которые отвечают за этот дефект. Кроме того, в каждом заключении приводятся ссылки на диагностические признаки (линии в спектрах), по которым поставлен диагноз. Все описанные выше свойства системы мониторинга и диагностики производства АО ВАСТ и VibroTek, Inc. позволяют ей иметь производительность в несколько раз выше всех известных зарубежных

аналогов. Одна такая система позволяет обеспечить переход на обслуживание и ремонт по фактическому состоянию нескольких сотен машин с общим числом диагностируемых узлов до 4-5 тысяч.

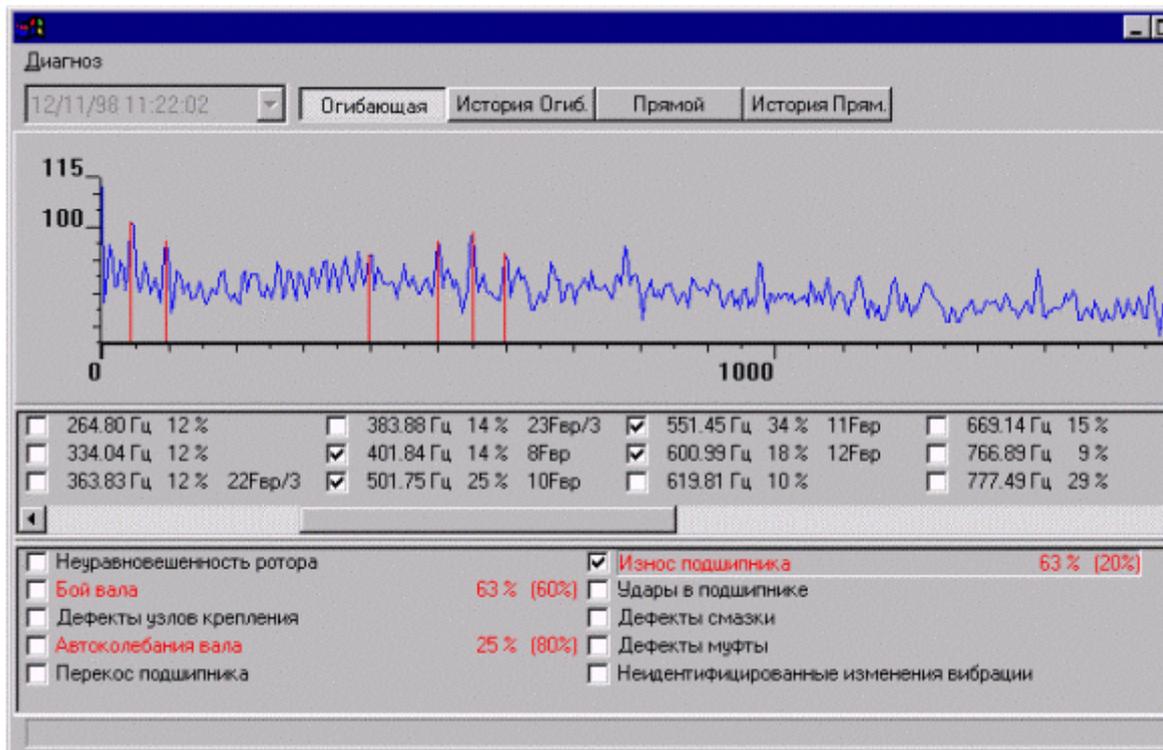


Рисунок 9.5 - Пример диалогового окна со спектром огибающей и результатом диагностики.

Заключение

Современные системы мониторинга и диагностики реально обеспечивают переход на обслуживание и ремонт машин по фактическому состоянию. В настоящее время ни одно крупное западное оборудование не поставляется без стационарных систем, и экономический эффект от ее использования учитывается при планировании эксплуатационных затрат. Сложилась объективная необходимость перехода на более прогрессивную систему, обслуживание по фактическому износу (ОФЗ). Практическая реализация идеи ОФЗ позволит обеспечить минимизацию отказов путем применения методов отслеживания и распознавания технического состояния оборудования методами неразрушающего контроля по совокупности его эксплуатационных характеристик.

Рассмотренный практический опыт использования вибродиагностики показывает, что внедрение данных средств является одним из важнейших факторов повышения экономической эффективности использования оборудования в промышленности. Целью вибродиагностики является выявление и предупреждение отказов и неисправностей, поддержание эксплуатационных показателей в установленных пределах, прогнозирование состояния в целях полного использования доремонтного и межремонтного ресурса.

В теоретическом плане задача вибродиагностики при мониторинге парка агрегатов и выявлении изделий с потенциально ненадежными деталями может рассматриваться применительно к эксплуатации сложных систем по фактическому техническому состоянию как часть задачи управления случайным процессом повреждаемости на основе косвенной информации о процессе. При этом управление процессом или наблюдение за ним во многих случаях начинается не с начала эксплуатации агрегата, а по событию — проявлению неисправности, и проводится зачастую в условиях неполноты и неопределенности информации.

Список литературы

1. Русов В.А. Диагностика дефектов вращающегося оборудования по вибрационным сигналам. 2012.
2. Петрухин В.В, Петрухин С.В. Основы вибродиагностики и средства измерения вибрации. Гриф УМО РФ. — М. : Инфра-Инженерия, 2010. — 176 с. — ISBN 978-5-9729-0026-8
3. Технические средства диагностирования: Справочник / В.В. Ключев, П.П. Пархоменко, В.Е. Абрамчук и др.; под общ. Ред. В.В. Ключева. — М.: Машиностроение, 1999. — 672 с.
4. Костюков В.Н, Науменко А.П. Практические основы виброакустической диагностики машинного оборудования : Учеб. пособие. Омск : Изд. ОмГТУ, 2002. -108 с.
5. Захаров С.И. Формирование акустических сигналов машин для цифровой обработки результатов испытаний и диагностики. М. : Машиностроение // Вестник машиностроения. 2009. № 12. с. 88-90.
6. ГОСТ Р ИСО 7919-1-99. Вибрация. Контроль состояния машин по результатам измерений вибрации на вращающихся валах. Общие требования.
7. ГОСТ Р ИСО 7919-3-99. Вибрация. Контроль состояния машин по результатам измерений вибрации на вращающихся валах. Промышленные машинные комплексы.
8. ГОСТ Р ИСО 10816-3-99. Вибрация. Контроль состояния машин по результатам измерений вибрации на невращающихся частях. Ч. 3: Промышленные машины номинальной мощностью более 15 кВт и номинальной скоростью от 120 до 15000 мин⁻¹
9. ГОСТ Р ИСО 10817-1-99. Вибрация. Системы измерений вибрации вращающихся валов. Ч. 1. Устройства для снятия сигналов относительной и абсолютной вибрации.
10. ГОСТ 30296-95. Аппаратура общего назначения для определения основных параметров вибрационных процессов. Общие технические требования.
11. ГОСТ 30576-98. Вибрация. Насосы центробежных питательных тепловых электростанций. Нормы вибрации и общие требования к проведению измерений.