

вания всегда сопровождается динамическими ударами, например в поршневом компрессоре, то в этом случае вибрации агрегата всегда будут зависеть от состояния фундамента.

Теперь мы можем вспомнить основное конструктивное назначение фундамента, на котором монтируется вращающийся агрегат. Фундамент всегда предназначен для уменьшения вибрации работающего оборудования, для чего существуют определенные соотношения между массой самого оборудования, и необходимой для него массой фундамента.

Алгоритм проведения диагностических работ, приводящий к необходимости оценки технического состояния фундамента, выглядит следующим образом:

- Начальная точка отсчета – повышенные вибрации агрегата.
- Если диагностируются какие-либо дефекты механизмов агрегата, то принимаются меры к их устранению.
- Если дефекты механизмов не диагностируются, или же когда после их успешного устранения общая вибрация агрегата все равно не уменьшается, то необходимо проводить диагностику технического состояния фундамента.

Диагностика технического состояния фундаментов на основании анализа пространственного распределения СКЗ вибраций на агрегате и фундаменте, измеренных во всех трех направлениях, чрезвычайно эффективна для монолитных фундаментов. Ни один другой метод не дает такой высокой точности и достоверности диагностических заключений. На основании такого анализа можно оперативно определить качество крепления механизмов к фундаменту, наличие и даже локализацию трещин в фундаменте. Такие возможности реализованы в экспертной системе «Аврора 2000», достоверность работы их подтверждена практическими результатами.

Само описание процедуры оценки технического состояния фундаментов описана в разделе 3.3.3., где сосредоточена вся информация по интегральной и спектральной диагностике дефектов фундаментов, этого важного элемента оборудования.

3. Диагностика дефектов вращающегося оборудования по спектрам вибросигналов.

Этот метод диагностики дефектов вращающегося оборудования практически все диагносты обычно считают основным, наиболее эффективным. С таким мнением необходимо согласиться в силу нескольких важных причин.

Во-первых, отличительные признаки большинства дефектов вращающегося оборудования легко дифференцируются на спектрах вибрационных сигналов.

Во-вторых, более чем для половины диагностируемых дефектов набор характерных гармоник в спектре является уникальным. Для остальных дефектов наборы характерных гармоник могут взаимно перекрываться, по составу и соотношению гармоник, однако, при наличии у диагноста достаточно большого практического опыта, эти дефекты можно уверенно разделить.

В-третьих, приборы регистрации и анализа вибрационных сигналов, имеющие встроенную функцию спектрального преобразования, являются наиболее распространенными в практике, это практически обязательная функция прибора. Для примера, найти вибрационный прибор, оснащенный функцией модального анализа сигналов, или имеющий встроенную функцию вейвлет – преобразования, в настоящее время достаточно сложно.

В-четвертых, диагностика дефектов по спектрам вибрационных дефектов наиболее просто может быть создана в виде экспертной диагностической системы, реализованной в персональном компьютере, и даже в самом приборе, если речь идет о наиболее продвинутых версиях такого диагностического оборудования.

Всю диагностическую информацию, касающуюся диагностики дефектов по спектрам вибрационных сигналов, приведенную в данном разделе, мы разделили на три раздела, по

параметру «уровень диагностики», свойственному каждому описываемому дефекту. Такое разделение сделано из-за имеющих место реальных методических различий в проведении измерений и диагностического анализа.

В первую группу дефектов, которой мы присвоили уровень «подшипник», мы свели те дефекты, для «надежной» диагностики которых достаточно произвести измерения вибрации только на одном подшипнике агрегата. Понятно, что эти измерения могут быть выполнены в одной, или в трех проекциях, но наш взгляд, это ничего методически не меняет.

Может быть, что для дифференцирования дефектов уровня «подшипник» от других дефектов, более высокого уровня, придется провести измерения и на «соседних» подшипниках, но это мы уже считаем вторичными особенностями такого диагностирования. Это уже дополнительные диагностические процедуры, которые практический диагност может производить, или же не производить, в зависимости от конкретных условий.

Во вторую группу дефектов, которой мы присвоили уровень «механизм», мы объединили те дефекты, для диагностики которых необходимо произвести измерение и анализ вибрационных сигналов, измеренных на двух опорных подшипниках одного механизма. Если механизм, например, имеет три опорных подшипника, то измерения вибрации необходимо на всех трех. Наиболее характерный дефект этой группы – небаланс масс вращающегося ротора механизма.

В третью группу, которой присвоен уровень «агрегат», сведены дефекты, для диагностики которых необходимо проводить измерения вибрации на нескольких, или даже на всех механизмах контролируемого агрегата. В эту же группу также включены дефекты фундамента агрегата, который обычно располагается под всеми механизмами. В данном случае сам фундамент можно рассматривать как отдельный элемент контролируемого агрегата, его составная часть.

Данное разделение дефектов на три уровня не является надуманным, оно полностью отражает реальный практический алгоритм проведения специалистом необходимых диагностических работ.

3.1. Диагностика дефектов уровня «подшипник».

Очевидно, что к уровню «подшипник» относятся все дефекты опорных подшипников агрегатов, и самих опорных стоек. Поскольку наибольшее распространение в практике нашли подшипники качения и скольжения, в данном разделе рассматриваются особенности диагностики дефектов именно этих типов подшипников.

3.1.1. Диагностика дефектов подшипников качения.

Подшипники качения различных типов и марок, шариковые и роликовые, радиальные и радиально - упорные, однорядные и двухрядные и т. д. широко применяются во вращающемся оборудовании различного назначения. Без преувеличения можно сказать, что большая часть ремонтов оборудования, особенно малой и средней мощности, производится по причине дефектов опорных подшипников качения. Поэтому вопросы оперативной оценки технического состояния таких подшипников, диагностики возникающих в них дефектов, а также прогнозирования возможности их дальнейшей эксплуатации, занимают одно из самых важных мест в работе служб вибрационной диагностики.

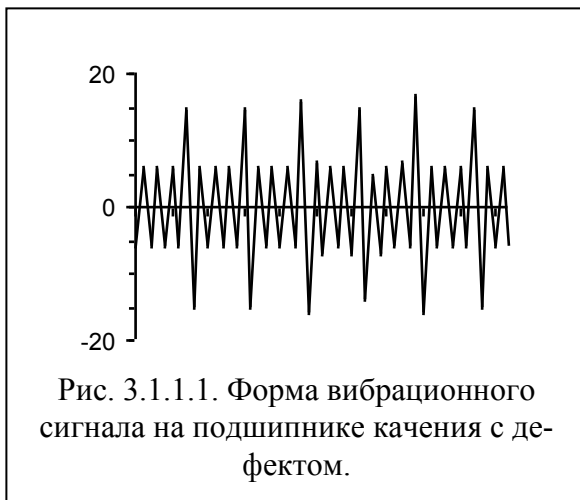
В данной главе сделан достаточно краткий обзор основных диагностических методов, применяемых для оценки качества подшипников, определения дефектов на различных стадиях развития, расчета остаточного ресурса подшипников качения. Причина краткости описания проста - каждый из перечисленных ниже методов требует для своего полного описания отдельной книги.

3.1.1.1. Основные признаки и особенности развития дефектов.

Наличие дефекта в подшипнике качения легко выявляется несколькими способами. Дефект может быть диагностирован «на слух», по форме вибрационного сигнала, по спектру, по СКЗ сигнала, по спектру огибающей вибрационного сигнала, с использованием «пик-фактора», «экссесса», и другими методами.

Во вступительном разделе мы рассмотрим различные особенности и признаки возникновения, развития и диагностики дефектов подшипников качения, акцентируя внимание на тех особенностях, которые нам понадобятся далее, для описания того или иного метода диагностики подшипников. Это позволит уменьшить дублирование описательной информации, которую необходимо приводить при описании каждого метода диагностики дефектов.

Характерная форма вибрационного сигнала, в данном случае, зарегистрированного на опоре с подшипником качения, имеющем достаточно развитый дефект состояния, для примера, приведена на рисунке 3.1.1.1. На этом рисунке хорошо видны две наиболее характерные, и важные для диагностики, составляющие сигнала вибрации – фоновая, и импульсная.

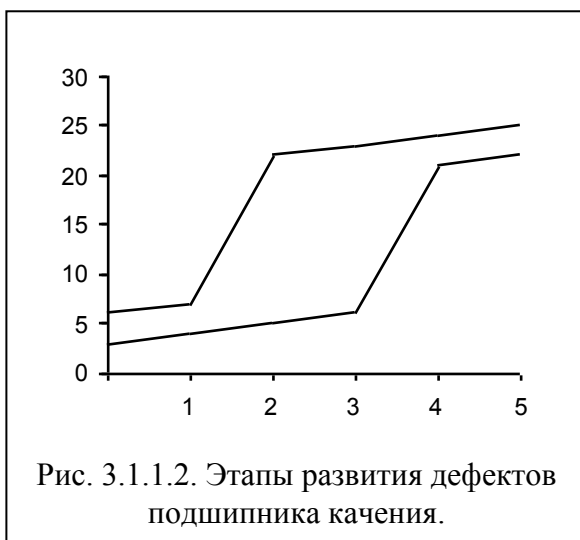


Фоновое, или среднее значение уровня вибросигнала, регистрируемого на подшипнике качения, характеризуется каким-то усредненным значением, например среднеквадратичным значением виброскорости. Это значение вибрации достаточно просто может быть измерено при помощи обычных виброметров.

В моменты прохождения через «несущую», нагруженную зону подшипника качения, дефектного элемента, или элементов, на вибросигнале появляется четко выраженный амплитудный пик, некий энергетический импульс. Параметры этого импульса определяются видом, локализацией и степенью развития дефекта

подшипника. Каждый такой ударный импульс обладает четырьмя основными диагностическими параметрами. Это максимальная амплитуда импульса, частота свободных (заполняющих) колебаний, скорость затухания амплитуды этих колебаний, и частота повторения импульсов.

Наиболее важным параметром, характеризующим степень развития дефекта подшипника, является амплитуда ударного импульса. Для измерения этого параметра импульса в приборах вибрационного контроля должны быть предусмотрено использование высокочастотных датчиков измерения вибрации и применения специальных пиковых детекторов или достаточно высокочастотных АЦП. Это обусловлено тем, что ударные импульсы имеют сравнительно высокую частоту. Локализация дефекта, место его расположения, обычно уточняется по частоте следования импульсов, для чего используются спектральные методы.



Если диагностику состояния опорных подшипников качения проводить по параметрам временных вибрационных сигналов, то основное внимание следует уделить двум. Это, во-первых, количественное значение общего уровня фона вибрации и, измеренное лучше в размерности СКЗ, во-вторых, это соотношение между уровнями фона вибрации и амплитудами пиковых значений в вибрационном сигнале.

В самом общем случае изменение технического состояния подшипника качения, воз-

никновение и развитие в нем дефектов, за весь период его службы можно, разделить на пять основных этапов. Эти этапы схематически показаны на рис. 3.1.1.2. На этом рисунке по вертикали отложен уровень вибрации в размерности виброскорости (мм/сек), а по горизонтальной оси отложено относительное время эксплуатации подшипника.

Обобщенное техническое состояние подшипника, на каждом этапе его эксплуатации, определяется зоной между двумя линиями вибрационных уровней. Нижняя линия соответствует значению фонового уровня вибрации, определенному в размерности СКЗ виброскорости, а верхняя линия соответствует усредненной амплитуде ударных импульсов, возникающих при работе подшипника качения.

Как мы уже отмечали, этапов, характеризующих изменение технического состояния подшипников качения, можно выделить пять. На первом этапе, на рисунке это зона до границы с отметкой «1», общее техническое состояние подшипника будем считать идеальным. Эту зону можно считать не зоной наличия дефектов, а зоной их первичного возникновения. Дефекты еще не оказывают влияния на вибрации подшипников, все имеющее место увеличение вибрации обусловлено естественным износом поверхностей качения подшипников. На этом этапе пики вибрации превышают уровень фона незначительно, а сам «фоновый уровень» вибрации, в данном случае это СКЗ виброскорости, значительно меньше нормируемых значений тревожного и аварийного уровней, принятых для данного класса оборудования.

Зона «1-2» на рисунке 3.1.1.2. В этой зоне, начиная с границы «1», в подшипнике появляется и начинает развиваться какой-либо дефект, который сопровождается ударными вибрационными импульсами, амплитуда которых быстро растет по величине. «Разрушающая энергия» импульсов затрачивается на «углубление» дефекта в рабочих поверхностях подшипника, в результате чего происходит еще большее увеличение энергии импульсов. Уровень фона вибрации по своей величине при пока этом почти остается неизменным, т. к. дефект носит локальный характер и на общем состоянии подшипника пока не сказывается. Повторим, что это зона возникновения дефекта в процессе эксплуатации.

Зона «2-3». Начиная с границы «2» ударные импульсы в подшипнике достигают по своей энергии, применительно к графику это увеличение по амплитуде, практически максимального значения. Дальше амплитуда импульсов уже растет немного. Количественное значение максимума энергии импульсов определяется типом подшипника и условиями его эксплуатации. Выделяющаяся в подшипнике энергия импульсов уже столь велика, что ее достаточно не только «для углубления», но и для расширения зоны дефекта. На данной стадии процесс саморазвития дефекта начинает идти более быстро. Одновременно с этим и уровень фона тоже растет достаточно монотонно. Можно сказать, что дефект набирает силу, готовится к решающему нападению.

Зона «3-4». Это зона перехода дефекта подшипника от стадии «сильный дефект» к полной деградации. Процесс начинается с границы «3». Геометрическая зона развития дефекта здесь уже столь велика, что подшипник начинает «терять» свое основное назначение - обеспечивать вращение поддерживаемого вала с минимальным трением. Возрастают потери в подшипнике на вращение ротора и, как результат, увеличивается энергия, выделяющаяся в подшипнике, растет уровень фона. Это уже этап саморазрушения подшипника.

Зона «4-5». Это последний этап развития дефекта, когда он охватил уже весь подшипник, вернее говоря все то, что осталось от подшипника. Уровень фона вибрации практически сравнялся с уровнем пиков, точнее говоря, весь вибрационный сигнал состоит из пиков. Работы подшипников качения в этой зоне следует избегать, хотя, если говорить точнее, она уже просто невозможна.

Все эти вышеперечисленные этапы ухудшения состояния подшипника свойственны практически всем видам дефектов, имеющих место в любых разновидностях подшипников. В зависимости от ряда конструктивных и эксплуатационных параметров подшипников могут

наблюдаться различия в длительности описанных этапов, в интенсивности вибрационных процессов в них, но общая картина развития дефектов не меняется.

Есть и другие характерные признаки наличия дефектов в подшипниках качения.

При работе подшипника с дефектами на поверхностях качения в спектре вибрационного сигнала появляются характерные составляющие, гармоники, с собственными частотами, по которым можно достаточно корректно выявить место нахождения дефекта. Численные значения частот этих гармоник зависят от соотношения геометрических размеров элементов подшипника, и конечно однозначно связаны с оборотной частоты вращения ротора контролируемого механизма.

В нагруженном подшипнике качения можно дифференцировать четыре основные, характерные, применяемые для диагностики частоты - гармоник. Это гармоники (от оборотной частоты) вызываются специфическими процессами на внешней обойме подшипника, на внутренней обойме подшипника, связаны с работой сепаратора подшипника, и с частотой вращения тел качения – шаров или роликов. Рассмотрим, для упрощения без промежуточных математических выкладок, формулы для расчета этих частот.

Частота обкатывания тел качения по внешней обойме подшипника, часто в литературе обозначаемая как BPF0:

$$F_n = N_{тк} / 2 \times F_1 (1 - D_{тк} / D_c \times \cos\varphi)$$

где: $N_{тк}$ - количество тел качения в одном ряду подшипника;

F_1 - оборотная частота вращения ротора;

$D_{тк}$ - диаметр тела качения;

D_c - средний диаметр сепаратора;

φ - угол контакта тела качения с обоймой.

Частота обкатывания тел качения по внутренней обойме - BPF1:

$$F_b = N_{тк} / 2 \times F_1 (1 + D_{тк} / D_c \times \cos\varphi)$$

Частота работы сепаратора - FTF:

$$F_c = 1 / 2 \times F_1 (1 - D_{тк} / D_c \times \cos\varphi)$$

Частота работы (вращения) тел качения - BSF:

$$F_{тк} = 1 / 2 \times F_1 \times D_{тк} / D_c (1 - D_{тк}^2 / D_c^2 \times \cos^2\varphi)$$

Как видно из этих формул, для точного определения характерных гармоник работы подшипника качения достаточно 4 первичных параметров, три из которых являются конструктивными, а четвертый определяется рабочей частотой вращения ротора.

Данные формулы расчета характерных подшипниковых частот являются достаточно простыми, но не всегда удобными для практики. Сложность заключается в том, что они включают в себя угол контакта тел качения с обоймами. Этот параметр не всегда известен точно и в процессе работы подшипника, по мере износа рабочих поверхностей подшипника, может изменять свое значение.

В практике удобнее использовать более простые формулы, не включающие в себя этот угол, в результате, естественно, менее точные, чаще всего приемлемые для практической диагностики. Приведем и эти формулы:

Частота обкатывания тел качения по внешней (наружной) обойме - BPF0:

$$F_n \approx F_1 (N_{тк} / 2 - 1,2)$$

Частота обкатывания тел качения по внутренней обойме - BPF1:

$$F_b \approx F_1 (N_{тк} / 2 + 1,2)$$

Частота работы сепаратора - FTF:

$$F_c \approx (1 / 2 - 1,2 / N_{тк})$$

Частота вращения тел качения - BSF:

$$F_{тк} \approx (N_{тк} / 2 - 1,2 / N_{тк})$$

Алгоритм использования этих формул достаточно прост – если в спектре вибрационного сигнала появляются гармоники с такими частотами, то можно говорить о дефектах в

соответствующем элементе подшипника. Так это можно трактовать теоретически, практически же все выглядит сложнее.

Использовать эти формулы, опираясь на анализ «прямых спектров» (классических спектров Фурье от всего сигнала) следует очень осторожно, достоверность диагностики с их использованием может быть не высокой. Достаточно часто даже при наличии в подшипнике явного дефекта в вибросигнале характерные частоты могут полностью отсутствовать, иметь сдвиг по частоте, или иметь очень малый уровень.

3.1.1.2. Методы диагностики дефектов подшипников.

Для оценки технического состояния и диагностики дефектов подшипников качения разными авторами и фирмами разработано достаточно много различных методов. Естественно, что все эти методы, различные по своим теоретическим предпосылкам, имеют разную трудоемкость, требуют различного приборного обеспечения и могут применяться для различных целей. Конечно, итоговая информация, полученная в результате использования этих методов, имеет различную информативность и достоверность.

В данном разделе мы попытаемся, очень обзорно и поверхностно, рассмотреть и сравнить основные методы, чаще всего применяемые в практике. В основе сравнения будем использовать параметр, который назовем как практическая применимость и эффективность. При этом будем систематизировать эти методы исходя только из основных, базовых, теоретических предпосылок, возможности применения их на различных этапах развития дефектов подшипников.

В самом общем случае оценка технического состояния и поиск дефектов подшипников качения может производиться при четырех наиболее распространенных методов, по следующим диагностическим параметрам:

1. По величине СКЗ виброскорости. Данный метод позволяет выявлять дефекты подшипников на последних стадиях, начиная, примерно, с середины третьего этапа развития дефекта, когда общий уровень вибрации значительно вырастает. Данный метод диагностики прост, имеет нормативную базу, требует минимальных технических затрат и не требует специального обучения персонала, применяется при диагностике «массового» и сравнительно недорогого вращающегося оборудования.

2. Диагностика дефектов подшипников качения по спектрам вибрационных сигналов. Данный метод применяется на практике достаточно часто, хотя и не обладает высокой чувствительностью, но он позволяет выявлять, наряду с диагностикой подшипников, большое количество других дефектов вращающегося оборудования. Этот метод позволяет начинать диагностику дефектов подшипников примерно с середины второго этапа, когда энергия резонансных колебаний вырастет настолько, что будет заметна в общей картине частотного распределения всей мощности вибросигнала. Для реализации данного метода необходим хороший измерительный прибор достаточно высокого уровня, и специально подготовленный персонал.

3. Диагностика дефектов по соотношению пик / фон вибросигнала. Основы метода иллюстрируются рисунком 3.1.1.1. Этот метод разрабатывался несколькими фирмами и имеет много различных, примерно одинаковых по эффективности, практических модификаций. Это метод HFD (High Frequency Detection - метод обнаружения высокочастотного сигнала), метод SPM (Shock Pulse Measurement - метод измерения ударных импульсов), метод SE (Spike Energy - метод измерения энергии импульса), а также еще несколько других, но менее известных методов. Лучшие разновидности данного метода позволяют выявлять дефекты подшипников качения на достаточно ранних стадиях, начиная примерно с конца первого этапа развития. Приборы, реализующие данный метод диагностики дефектов достаточно просты и дешевы.

4. Диагностика дефектов подшипников качения по спектру огибающей вибрационного сигнала. Данный метод позволяет выявлять дефекты подшипников на самых ранних стадиях, начиная примерно с середины первого этапа. Теоретически данный метод диагностики дефектов подшипников качения может базироваться и на анализе акустических сигналов, и на анализе вибрационных сигналов. В первом случае метод называется SEE (Spectral Energy Emitted - анализ излучаемой спектральной энергии), и для своей работы использует специальный датчик акустического излучения. Чаще всего для такой диагностики используют акустические детекторы утечек различных модификаций, работающие в диапазоне частот до 100 кГц. В этом случае измерение акустических параметров производится дистанционно, с некоторого удаления от контролируемого подшипника. Если для измерения вибрационных сигналов используются «обычные контактные датчики вибрации», то применение этого метода не требует использования специального оборудования. Развитием данного метода много занимались российские диагносты, в настоящее время считается уже классическим методом для анализа вибросигналов с подшипников качения.

Все вышеперечисленные методы диагностики дефектов подшипников качения различаются не только теоретическими предпосылками, положенными в их основу. Они различаются типом используемого диагностического оборудования, его стоимостью, необходимой подготовкой персонала и конечно своей эффективностью. Практически всегда справедливо простое правило - чем на более ранней стадии, и чем более достоверно необходимо обнаруживать дефекты подшипников, тем дороже это стоит.

Кроме того всегда следует помнить и учитывать, что диагностика состояния подшипников является только частью общего диагноза по оборудованию. Полный анализ состояния оборудования обычно проводится по спектрам вибросигналов, поэтому при выборе метода диагностики подшипников качения предпочтение следует отдавать диагностике по спектрам огибающей, что делает этот метод практически универсальным. При таком подходе полный набор технических средств, предназначенный для диагностики состояния оборудования, будет минимальным по объему и стоимости.

В случае, если стандартная спектральная диагностика данного типа оборудования постоянно не проводится, то для ранней диагностики состояния подшипников качения весьма эффективно применение методов, основанных на сравнении уровней фона и пика вибросигнала. Эти методы обладают достаточной для стандартной практики работы специалистов по вибрационной диагностике достоверностью. Очень большим достоинством этих методов является то, что для своей реализации они не требуют дорогих и специализированных виброметров.

Для того, чтобы при наличии явного дефекта в подшипнике необходимо выполнение целого ряда различных требований. Эти требования обусловлены конструктивными, эксплуатационными, и методическими особенностями проведения диагностики подшипников качения различными методами.

- Основное требование к конструкции подшипникового узла следующее - должен существовать хороший акустический контакт между зоной установки подшипника качения, и возможным местом установки измерительного датчика. Здесь использован термин «акустический контакт» по той причине, что большая часть интересующих нас вибрационных частот находится в зоне акустической слышимости. Конечно, более правильно было бы говорить о передаче вибрационных сигналов от контролируемого подшипника к датчику, но в данном случае это равноценно.

Измерение параметров технического состояния контролируемого подшипника должны проводиться в определенных условиях:

- Контролируемый подшипник должен быть нагружен достаточным усилием, чтобы «дефект мог проявиться» в измеряемых вибрационных сигналах. При невыполнении этого условия диагностика в режиме «on-line» становится бессмысленной.

- Дефектная зона подшипника качения должна периодически проходить через зону нагрузки подшипника.

- желательно, чтобы в контролируемом оборудовании не было других источников вибрационных сигналов с частотой, равной частоте дефектов, или их влияние было ослаблено в зоне контроля.

Используемое для диагностики измерительное оборудование должно обладать определенными свойствами:

- Частотные параметры измерительного датчика должны охватывать весь возможный диапазон частот, которые могут возникнуть в контролируемом подшипнике, и который представляет «диагностический интерес».

- Регистратор и анализатор вибрационных сигналов, используемый для анализа «прямых спектров» подшипников качения, должен обеспечивать, после обработки, получение спектра вибросигнала с разрешением не меньше 1600 - 3200 линий.

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

В завершение данного общего раздела, касающегося общих вопросов диагностики, хочется коснуться важного методического вопроса, связанного с диагностикой «тихоходных подшипников». Такие подшипники в больших количествах используются в бумагоделательных машинах, в различных конвейерных линиях и подъемных механизмах.

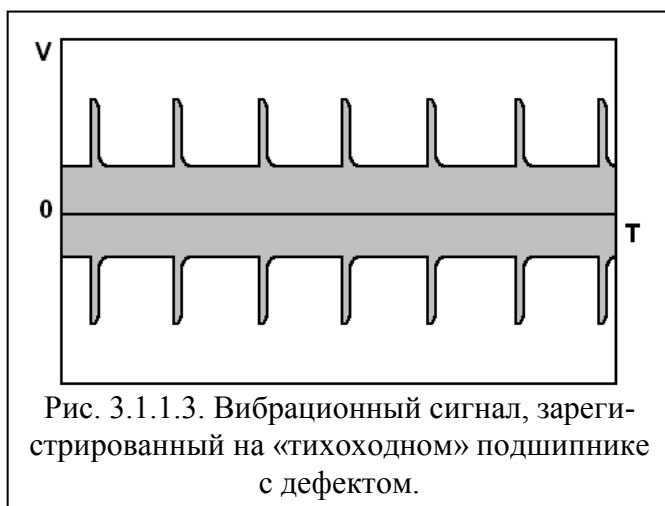
Смысл рассматриваемого вопроса достаточно прост, он заключается в том, чтобы определить, какими частотными параметрами должны обладать измерительные приборы, предназначенные для диагностики таких подшипников качения, и каковы особенности такой диагностики. Например, если нужно диагностировать подшипник, частота вращения которого равна 0,2 Гц, т. е. если контролируемый подшипник делает один оборот за пять секунд, то какими должны быть частотные свойства используемого диагностического прибора, измерительного датчика? В каком частотном диапазоне должны производиться измерения, чтобы полученной информации хватило для проведения корректной диагностики подшипника.

Для ответа на этот вопрос обратимся к рисунку 3.1.1.3., на котором показан временной сигнал, зарегистрированный на дефектном подшипнике, имеющем раковину на внутренней обойме.

Приведенная на рисунке вибрационная картина понятна и наглядна. Один раз в пять секунд дефектная зона внутренней обоймы попадает в нагруженную зону подшипника, и при прохождении через дефектную зону тел качения возникают динамические удары.

После каждого удара в дефектной зоне возникают свободные затухающие колебания с частотой около 2 кГц. В приведенном примере мы имеем «серии» из трех ударов, т. е. за время прохождения дефектной зоны в нее «попадают» три тела качения подшипника. Это «рафинированная» вибрационная картина реального дефекта, достаточно часто встречающегося в практике.

Вопрос стоит следующим образом, какими частотными свойствами должен обладать измерительный датчик, и в каком диапазоне частот мы должны провести измерения, чтобы, например, диагностировать дефект в данном подшипнике при помощи прямых спектров.



Для начала определимся с тем, какая зона нашего вибрационного сигнала представляет для нас интерес, от этого зависит многое. Очевидно, что если речь идет о повторяющихся импульсах, то мы должны включить в рассмотрение не менее 2-3 оборотов контролируемого ротора, а в идеале 4-5, чтобы было можно уверенно диагностировать дефекты сепаратора подшипника качения. Это связано с тем, что частота гармоники дефектного сепаратора обычно чуть меньше 0,5 Гц, т. е. такой дефект «обкатывается» один раз за два оборота ротора. Если мы включим в рассмотрение 4 оборота ротора, то получим, что мы должны зарегистрировать вибрационный сигнал, длительность которого равняется 20 секунд.

Выше мы уже говорили, что частота свободных колебаний после динамических ударов, в нашем примере, равняется 2 кГц. Чтобы корректно зарегистрировать и диагностировать эту гармонику на спектре мы должны вести регистрацию с частотой не менее 5 кГц, а лучше больше, например, хотя бы 6 кГц. Это логично вытекает из правила Найквиста.

Теперь становится понятным, что одна регистрация вибрационного сигнала на тихоходном подшипнике должна производиться с частотой 6 кГц, и длительностью 20 секунд. Итоговая длина одной выборки должна составлять не менее 120 тысяч отсчетов АЦП. Таки-ми возможностями обладают далеко не все приборы регистрации вибрационных сигналов, в том числе самые лучшие, это специфическое требование. Для 95% процентов приборов, имеющихся на современном рынке, максимальная длина выборки сигнала не превышает 8192 отсчета.

Второй важный вопрос, а каков частотный диапазон измерительного датчика, предназначенного для диагностики тихоходных подшипников качения? Что самое парадоксальное, многие утверждают, что чем ниже этот диапазон, тем лучше. А какой же диапазон необходим для диагностики подшипника, сигнал с которого приведен на нашем рисунке? При опросе 90% специалистов сказали, что необходим датчик с нижней граничной частотой от 0,05 Гц, и даже ниже.

Когда мы акцентировали внимание на том, что основная диагностическая частота составляет 2 кГц, это есть частота свободных колебаний конструкций «вокруг подшипника» после динамических ударов в зоне дефекта, даже после этого не все изменили свои требования к частотным свойствам измерительного датчика. Еще раз подчеркнем, что все эти рассуждения справедливы только для диагностики подшипников качения, для диагностики подшипников скольжения требования другие, более стандартные.

Заключим данное рассуждение следующим. Диагностику тихоходных подшипников качения следует проводить при помощи «импульсных» методов. Диагностика с использованием «прямых» спектров практически невозможна, а с использованием спектров огибающей вибрационного сигнала весьма сомнительна.

3.1.1.3. Диагностика дефектов по общему уровню вибрации.

Данный способ оценки технического состояния и диагностики дефектов в подшипниках вообще, и в подшипниках качения в частности, входит в широко распространенную простейшую практику оценки общего технического состояния вращающегося оборудования по общему уровню вибрационного сигнала. Такая диагностика производится техническим персоналом без специальной вибрационной подготовки. Для проведения такой диагностики дефектов подшипников качения вполне достаточно использования простейшего виброметра, измеряющего общий уровень вибрации.

Как уже говорилось выше, такая диагностика дефектов подшипников качения позволяет определять дефекты только на самой последней стадии их развития, когда они уже приводят или уже привели к деградации состояния подшипников, повышению общего уровня вибрации. Диагностику дефектов подшипников по величине СКЗ виброскорости, а только для такой размерности вибрационного сигнала существуют критерии технического состояния оборудования, можно интерпретировать уже как предаварийную.

Критерии технического состояния, и степени развития дефектов в данном методе полностью ориентированы на соответствующие нормативные значения уровней вибрации, принятые для данного механизма. Дефектным в этом методе диагностики считается такой подшипник качения, вибрации которого превысили общую норму для агрегата, это является признаком дефектного состояния контролируемого подшипника качения. При таком пороговом повышении значения уровня вибрации, замеренной на опорном подшипнике, обслуживающему персоналу необходимо принимать решение о возможности дальнейшей работы агрегата или об остановке оборудования и замене подшипника.

Первые признаки дефекта подшипника данным методом диагностики обнаруживаются при обследовании оборудования персоналом достаточно поздно, примерно за несколько месяцев, недель или даже дней, что зависит от целого ряда особенностей работы данного подшипника, до момента полного выхода подшипника из строя. Несмотря на такое позднее обнаружение дефектов, и несколько скептическое отношение к этому методу специалистов со стажем, такой метод диагностики состояния подшипников качения достаточно широко используется в практике и дает неплохие результаты в тех случаях.

Максимальными преимуществами метод обладает в случаях, когда:

- Основной задачей проведения диагностического обследования оборудования является только предотвращение аварий и их последствий, пусть даже диагностическая информация о наличии дефекта будет получена на достаточно позднем этапе.

- Останов оборудования для замены подшипника могут быть выполнены в любое время, без какого-либо ущерба для работы контролируемой установки и технологического цикла всего предприятия, без нарушения общего процесса.

- Если цикличность проведения ремонтных работ на контролируемом оборудовании такова, что оставшийся срок службы подшипника с диагностированным дефектом, пусть даже минимальный, всегда превышает оставшееся время работы до его вывода в ремонт по другим причинам.

Достоинством такого, самого простейшего метода диагностики дефектов подшипников качения по общему уровню вибрации, является так же и то, что для его применения не требуется практически никакого дополнительного обучения обслуживающего, а часто и эксплуатационного персонала. Кроме того стоимость технического оборудования, необходимого для данного метода диагностики, минимальна.

Если на предприятии ранее не велись какие-либо работы по вибрационной диагностике, то данный метод диагностики обеспечивает наибольшую эффективность при своем внедрении. Применение всех других методов диагностики подшипников качения всегда требует больших начальных материальных затрат, и дает экономический эффект только на более поздних стадиях работы.

В заключении по данному вопросу следует сказать, что неожиданно высокую эффективность может иметь диагностика дефектов подшипников качения наиболее простым способом – «на слух». Для этого необходимо наличие какого-либо устройства для прослушивания подшипников, например типа стетоскопа, или вибрметра с подключаемыми наушниками. Если ничего даже этого нет, то можно воспользоваться любой сухой деревянной палочкой достаточных размеров.

Если приложить ее одним концом к контролируемому подшипнику, а вторым концом к уху, то при наличии дефекта в подшипнике можно очень явственно услышать высокий, негромкий, приятный звон, называемый иногда «бронзовыми колокольчиками». Стоит только один раз его услышать, и спутать его уже будет нельзя ни с чем. Достоверность диагностики дефектных подшипников таким методом очень велика.

3.1.1.4. Диагностика дефектов подшипников по спектрам сигналов.

Большинство специалистов по вибрационной диагностике, если они начинают заниматься подшипниками качения, ожидают наибольшей достоверности и наибольшего эффекта при внедрении диагностики по классическим спектрам вибрационных сигналов. Такие спектры, в отличие от спектров огибающей вибрационного сигнала, также используемых для диагностики подшипников качения, достаточно часто называют «прямыми», и этот термин мы тоже будем применять.

К сожалению, чаще всего именно здесь их оптимистическим ожиданиям не суждено будет сбыться. Мало того, что сама процедура диагностики является достаточно сложной и противоречивой, достоверность большинства практических диагнозов по состоянию подшипников качения, полученных при использовании таких «прямых» спектров вибрационных сигналов, является неожиданно низкой. Метод, предназначенный для решения самых сложных диагностических задач вращающегося оборудования, не дает хороших результатов при диагностике «копеечных» подшипников качения!

«Неожиданность» такого парадокса запрограммирована заранее и заложена в особенностях диагностики по спектрам вибрационных сигналов. Ошибки диагнозов заранее прогнозируемы и заключаются в том, что классический спектр есть, по своему определению, распределение мощности исходного временного вибросигнала в частотной области. По этой причине появление на спектре характерных гармоник того или иного элемента подшипника качения, следует ожидать только в том случае, когда дефект разовьется до такой степени, когда мощность его гармоник будет соизмерима с мощностью «механических» гармоник, связанных с небалансом, расцентровкой. Только в этом случае на спектре можно уверенно диагностировать «подшипниковые» гармоники, когда они будут иметь не только большую амплитуду, но и существенную мощность.

Для того, чтобы повысить чувствительность данного диагностического метода к «подшипниковым гармоникам» с малой мощностью, применяются различные способы, например, амплитуды гармоник в анализируемых спектрах представляются в логарифмическом масштабе. Это конечно помогает, но до определенного значения, когда гармоники уже начинают маскироваться общим «белым шумом», который в вибрационных сигналах имеет значительную амплитуду.

В соответствии с приведенной в начале главы градацией развития дефектов подшипников качения на этапы можно сказать, что диагностика по спектрам вибрационных сигналов может уверенно выявлять дефекты подшипников качения, начиная только с конца первого этапа их развития, а чаще с середины второй зоны. Причем даже на этом уровне диагностика по «прямым» спектрам вибрационных сигналов является делом достаточно непростым, и имеет ряд специфических особенностей.

Ниже мы попытаемся рассмотреть эти особенности, значительно усложняющие диагностику дефектов подшипников качения по прямым спектрам.

Начнем с требований, которые предъявляются к приборам регистрации и анализа вибрационных сигналов. Используемый для диагностики подшипников качения измерительный прибор должен обязательно иметь высокое частотное разрешение, не менее, чем 3200 линий в спектре. В противном случае произойдет «размазывание» мощности узкого ударного пика дефекта по достаточно широкой спектральной полосе, что приведет к резкому занижению амплитуды характерной подшипниковой гармоники, что однозначно исказит результаты проводимой диагностики. Как мы уже писали раньше, таких приборов находится в эксплуатации не так много, обычно частотное разрешение приборов значительно меньше.

Вполне понятно, что раз диагностика подшипников качения, чаще всего, ведется на анализе динамических процессов, то измерения необходимо вести в размерности виброускорения, в котором эти процессы более значимы. Хотя в некоторых методах диагностики необ-

ходимо анализировать энергетическую составляющую колебаний, для чего следует пользоваться измерениями в размерности виброскорости.

Далее обратимся к основным особенностям проявления дефектов подшипников в исходных вибрационных сигналах, и в получаемых на их основе «прямых» спектрах мощности. Таких характерных особенностей существует несколько.

- Во-первых, это наличие на зарегистрированном сигнале вибрации явно выраженных периодических ударных процессов. Каждый удар, возникающий при обкатывании зоны дефекта телами качения подшипника, характеризуется целым набором параметров - максимальной амплитудой удара, частотой возникающих свободных колебаний, и скоростью затухания этих колебаний.

- Во-вторых, это наличие в спектре вибрационного сигнала большого количества «нецелых» компонент, или, беря за базу оборотную частоту поддерживаемого ротора, гармоник с дробными номерами. Частоты этих нецелых гармоник определяются подшипниковыми соотношениями. Кроме того, при определенных типах дефектов подшипников эти гармоники сами создают свои семейства и гармоники на частотах взаимного биения, которые еще больше усложняют процедуру диагностики.

- В-третьих, это наличие в спектре вибрационного сигнала широкополосных «поднятий», своеобразных энергетических горбов вблизи подшипниковых частот, и частот собственных резонансов элементов механической конструкции. Идентифицировать причину возникновения этих горбов на спектре, а также связать их параметры с первичными дефектами подшипников качения очень сложно.



Рис. 3.1.1.4. Вибрационный сигнал, зарегистрированный на подшипнике качения с развитым дефектом.

Рассмотрим сначала форму ударных импульсов, возникающих при ударных воздействиях от дефектов подшипников, возникающих в вибрационном сигнале. Для этого рассмотрим простейший пример вибрационного сигнала, приведенный на рисунке 3.1.1.4., зарегистрированного на дефектном подшипнике качения. После каждого удара в дефектной зоне подшипника возникают свободные резонансные колебания, которые обычно затухают по экспоненциальному закону.

Вероятность появления таких ударных периодических импульсов, имеющих весьма характерный вид, сопровождающих процесс обкатывания дефекта подшипника, близка к 100 %.

Для описания формы этих процессов особенностей даже придуман специальный термин – «золотая рыбка». Наличие импульсов такой формы в вибрационном сигнале является надежным диагностическим признаком для выявления дефектов подшипников.

Частота следования этих «золотых рыбок», точнее говоря их плавников и хвостиков, во временном сигнале должна достаточно точно соответствовать частоте, характеризующей дефект того или иного элемента подшипника. Интенсивность «золотых рыбок», степень их выраженности, превышения над общим фоном вибрации, зависит от степени развития дефекта. Пример такого вибросигнала с двумя «золотыми рыбками» приведен на нашем рисунке. Сразу же обратим внимание читателя на то, что «на один оборот ротора» может приходиться различное количество ударных импульсов, частота их следования определяется не оборотной частотой ротора, а расчетными «подшипниковыми» частотами.

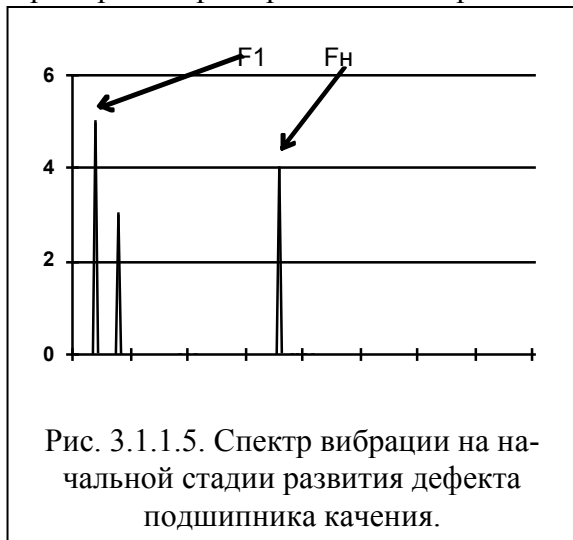
В реальных вибрационных сигналах «золотая рыбка» не бывает такой красивой, чаще всего форма ее является более «лохматой». У нее имеются различные «дополнительные плавники», располагаемые сверху, или снизу. Ударные импульсы могут следовать один за

другим, часто даже наслаиваясь друг на друга. Все это зависит от реальной частоты следования ударов от дефектов, и от собственных резонансных свойств механической конструкции или ее отдельных элементов.

Вторая, основная диагностическая особенность заключается в наличии специфического проявления дефектов подшипников качения в «прямых» спектрах вибрационных сигналов. Непосредственно при проведении диагностики можно выявить три типа возможных, наиболее часто встречающихся типа спектров вибросигналов, соответствующих различным этапам развития дефектов.

Диагностическая стадия 1.

Первые признаки дефектов на спектре вибросигналов появляются тогда, когда дефект подшипника, возникнув, разовьется до такого уровня, что выделяемая им энергия (в золотых рыбках) станет сравнительно заметной в общей энергии вибрации подшипника, т. е. будет представлена на спектре. Применительно к вышеописанному разделению на этапы развития дефектов, приведенному на рисунке 3.1.1.1., это примерно конец первого этапа - начало второго. По срокам это бывает примерно несколько месяцев с момента начала развития дефекта. Пример спектра первой стадии приведен на рис. 3.1.1.5.



В этом спектре, наряду с первыми, механическими, гармониками оборотной частоты вращения ротора, появляется пик на характерной частоте дефекта того или иного элемента подшипника. На этой стадии развития дефекта характерная «подшипниковая» гармоника уже хорошо видна на спектре, что позволяет достаточно точно выявлять дефектный элемент, особенно если представлять амплитуду гармоник в логарифмическом масштабе.

По своей амплитуде пик характерной гармоники уже соизмерим с амплитудой первой или второй гармоник оборотной частоты ротора, но по своей мощности еще много уступает им. На спектре это выражается тем, что пик подшипниковой гармоники является очень узким. Дефект появился, но еще не является сильно развитым, динамические удары при обкатывании дефекта есть, но амплитуда и энергия их еще не очень значительна.

Эта стадия, соответствующая специфическому проявлению дефектов подшипников в спектрах вибрационных сигналов, и завершается тогда, когда амплитуда характерной гармоники достигает своего максимума, примерно равного амплитуде оборотной гармоники, и уже больше не растет. Она если и будет превышать оборотную гармонику, то не на много, не более 30%. Причина этого проста – энергия подшипниковых гармоник автоматически «вносится» преобразованием Фурье - FFT в состав оборотной гармоники. Как следствие срабатывает логическое правило, говорящее о том, что одно слагаемое не может быть больше итоговой суммы.



Эта стадия, соответствующая специфическому проявлению дефектов подшипников в спектрах вибрационных сигналов, и завершается тогда, когда амплитуда характерной гармоники достигает своего максимума, примерно равного амплитуде оборотной гармоники, и уже больше не растет. Она если и будет превышать оборотную гармонику, то не на много, не более 30%. Причина этого проста – энергия подшипниковых гармоник автоматически «вносится» преобразованием Фурье - FFT в состав оборотной гармоники. Как следствие срабатывает логическое правило, говорящее о том, что одно слагаемое не может быть больше итоговой суммы.

Диагностическая стадия 2.

Следующая стадия развития дефекта подшипника качения начинается тогда, когда на спектре рядом с подшипниковой гармоникой, очень близко, появляется первая пара боковых гармоник, располагающихся слева и справа.

Появление боковых гармоник обозначает, что начался этап пространственного расширения зоны дефекта в подшипнике вдоль поверхностей качения, что иллюстрируется рисунком 3.1.1.6. В этой зоне дефект имеет уже такие размеры (глубину), что при «проваливании» тела качения в зону дефекта он смещается настолько, что основную нагрузку по поддержке вала механизма уже берут на себя рядом расположенные тела качения. «Ступенька», с которой «прыгает» тело качения в зоне дефекта, практически не может быть очень большой, ее величина зависит от общей степени износа подшипника качения. В результате увеличение амплитуды динамических импульсов больше не происходит. Вся энергия этих импульсов теперь уходит не на углубление, а уже на расширение зоны дефекта, возникающее за счет постепенного «раскрашивания» границ зоны дефекта.

На этой стадии диагностики дефектов подшипников по спектрам вибрационных сигналов значительно увеличивается «вклад дефекта» в общую вибрацию контролируемого механизма. Подшипниковая гармоника увеличивает свою мощность до такого значения, что становится соизмерима с основными механическими гармониками - первой и второй. Результатом наличия в вибросигнале двух, как минимум, гармоник - синхронной и несинхронной примерно одинаковой мощности возбуждает в агрегате частоты биений. Эти частоты биений проявляются в спектре в виде боковых полос вблизи характерной подшипниковой гармоники. По мере роста мощности подшипниковой гармоники с расширением зоны дефекта число боковых полос и их мощность постепенно возрастает.

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

Гармоники от подшипниковых частот с большим номером, чем три, регистрируются достаточно редко. Это происходит по той причине, что хотя более высокочастотные гармоники и возникают, но мы не можем их зарегистрировать на внешней поверхности подшипниковых опор. Чем выше частота возникающих колебаний, тем более интенсивно это колебание будет затухать внутри подшипниковой опоры, на участке от места возникновения до места установки первичного измерительного датчика.

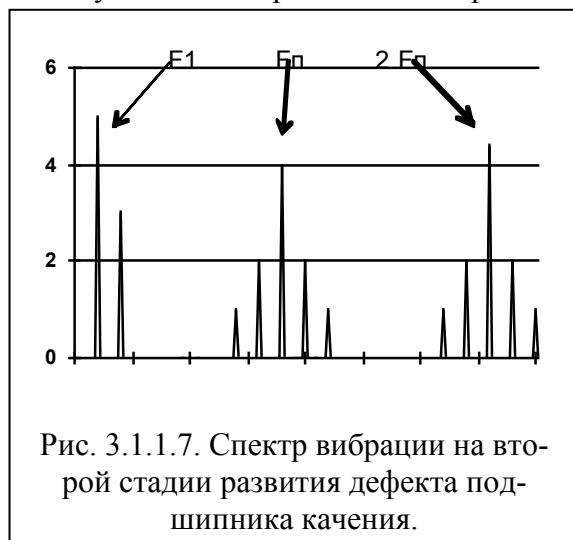


Рис. 3.1.1.7. Спектр вибрации на второй стадии развития дефекта подшипника качения.

Пример спектра вибросигнала подшипника качения с таким уровнем развития дефекта показан на рисунке 3.1.1.7. На этом спектре есть две гармоники от характерной частоты подшипникового дефекта, первая и вторая. Вокруг каждой гармоники расположено по две пары боковых гармоник, расположенных слева и справа.

Износ подшипника, обладающего таким набором характерных гармоник в спектре, уже очевиден. Пространственно он может простираться почти по всей рабочей поверхности подшипника, он уже стал групповым, захватив несколько элементов подшипника. Подшипник нуждается в замене или к такой процедуре нужно интенсивно готовиться.

Хочется завершить описание этого этапа развития дефекта в подшипнике качения небольшим, но методически важным сравнением, связанным с использованием общего подхода к диагностике дефектов вращающегося оборудования. При внимательном рассмотрении видно, что такой состав гармоник подшипниковой частоты, который показан на рисунке

3.1.1.7., если не брать во внимание боковые гармоники, очень похож на состав гармоник оборотной частоты ротора, имеющий место при наличии механического ослабления в роторе, так же называемого люфтом, описанном в соответствующем разделе.

Такое совпадение типов дефектов реально есть и на самом деле. Появление на спектре гармоник подшипниковой частоты говорит именно о развитии механического ослабления, так как при такой степени развития дефекта фиксация ротора в дефектном подшипнике становится уже недостаточно точной. Следствием такого совпадения проявления дефектов является примерное равенство наборов основных гармоник, возникающих в обоих случаях – при общем ослаблении ротора, и при ослаблении в опорном подшипнике.

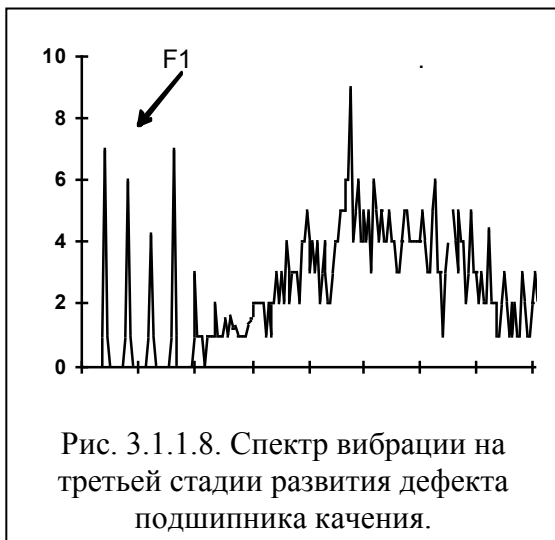
Диагностическая стадия 3.

Это последняя стадия развития дефектов подшипника. В конце этой стадии подшипник уже полностью деградировал и перестал исполнять свои прямые функции - обеспечивать вращение валов при минимальных затратах на трение. Потери на трение в подшипнике велики, и вращение ротора затруднено.

Развитие дефекта подшипника на этой стадии, при диагностике его по спектрам вибрационных сигналов, проходит следующим образом. Износ подшипника достигает такой стадии, когда характерная частота дефекта, из-за очень большого расширения зоны дефекта, становится нестабильной, такая же участь постигает боковые гармоники. Наложение многих семейств гармоник, каждое из которых состоит из основной частоты и боковых гармоник, создает достаточно сложную картину. Если в этих семействах основные гармоники различаются по частоте немного, то сумма всех этих частот представляет собой общее поднятие спектра, «энергетический горб», захватывающий такой диапазон частот, куда входят все гармоники всех семейств от всех уже существующих дефектов подшипника качения.

На общем фоне «энергетического горба» могут выделяться отдельные гармоники, но обычно все они носят случайный характер, как по частоте, так и по амплитуде, и уже практически ничего конкретного не отражают. Они просто увеличивают мощность, сосредоточенную в этом частотном диапазоне спектра.

Практически вся мощность вибрационного сигнала сосредоточена не в зоне наиболее значимых механических гармоник, с первой по десятую, а в зоне характерных гармоник, со-



ответствующих имеющих место дефектам диагностируемого подшипника качения. Правда на этом этапе таких дефектов уже много, и это понятно, подшипника уже практически нет, есть «сплошной дефект» всех элементов подшипника. Для иллюстрации этой стадии на рисунке 3.1.1.8. приведен спектр вибросигнала. На рисунке достаточно хорошо видны все вышеперечисленные особенности диагностирования третьей стадии развития дефекта.

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

Причины возникновения таких гармоник вполне понятна, в контролируемом подшипнике велики все зазоры, о чем мы уже писали немного раньше. Только на этом этапе мы имеем механическое ослабление не на уровне дефектов тел качения, а на уровне увеличения зазоров в опорных подшипниках. В результате и возникают множественные гармоники оборотной частоты ротора.

Диагностическое заключение о техническом состоянии такого подшипника качения очень простое - он нуждается в скорейшей замене, т. к. возможность возникновения аварийной ситуации с контролируемым оборудованием очень велика.

Здесь мы подошли к самому главному в диагностике любого оборудования любым методом. Каковы финальные и промежуточные критерии для оценки технического состояния подшипника качения? Как оценить уровень развития выявленного дефекта - на основании сравнении амплитуд конкретных гармоник, или анализируя иные параметры гармоник характерных подшипниковых частот. К сожалению, в очередной раз вынуждены разочаровать нашего читателя, таких однозначных для практики значений нет, или, если говорить еще более точно, нам они неизвестны.

В практике диагностам чаще всего приходится оперировать терминами типа «больше – меньше», или «более развитый дефект – менее развитый». Все зависит от очень многих параметров – от типа подшипника, особенностей его монтажа, величины технологической нагрузки на подшипник, и от много другого. Говоря иными словами, уровень дефекта подшипника в каждом механизме свой, уникальный. На величину порога каждого дефекта даже называется выбранное место для установки датчика, удаление от места возникновения дефекта. Например, в самом простейшем случае, дефект внутренней обоймы подшипника качения менее заметен в вибрационном сигнале, чем дефект его внешней обоймы.

Определение истинного уровня недопустимого развития дефекта подшипников качения, точнее говоря определение истинной степени развития каждого дефекта каждого подшипника, чаще всего представляет наибольшую сложность, и значительно увеличивает трудоемкость использования метода диагностики по прямым спектрам. Нет ничего полезнее и важнее, чем практический опыт, накопленный по результатам диагностических измерений и сравнения их с результатами, полученными в процессе ремонтных работ.

В заключение по данному вопросу хотелось бы немного повторить уже сказанное, дополнив его некоторыми специфическими признаками:

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

- Достаточно часто бывает, что реальные частоты характерных гармоник от отдельных элементов подшипника не соответствуют рассчитанным значениям, причем по мере «углубления и расширения зоны дефектов» это отличие может увеличиваться.

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

3.1.1.5. Диагностика с использованием пик - фактора.

В данном разделе кратко рассмотрим те методы диагностики подшипников качения, в которых идет анализ наличия дефектов подшипников по соотношению на временных вибросигналах пиков и общего уровня «фона» вибрации. Одна из таких временных зависимостей, по которым может выполняться такая диагностика, приведена в начале данного раздела на рисунке 3.1.1.1.

В силу устоявшейся практической привычки мы называем эти, во многом достаточно разные методы диагностики подшипников качения, общим наименованием – «диагностикой по пик – фактору», хотя разработчики многих фирм придумали разновидностям этого метода иные названия. Применяемый нами диагностический признак «пик – фактор» не является единственным и полностью общепринятым в практике, но в силу того, что оно хорошо отражает физический смысл этого метода, мы используем его преимущественно.

Как уже говорилось выше, этот метод диагностики подшипников качения имеет несколько достаточно широко известных разновидностей. Эти разновидности разрабатывались разными фирмами, в них несколько по-разному производят сравнение уровней пика и фона вибросигнала. В одном методе для сравнения берется амплитуда пика, в другом энергия, фоновый уровень также может рассчитываться по-разному.

Мы уже называли основные разновидности этого метода:

- Диагностика с использованием СКЗ вибрационного сигнала и пиковых значений – классический метод диагностики по пик фактору.
- Диагностика с использованием соотношения эксцесса вибрационного сигнала и общего уровня.
- Метод HFD (High Frequency Detection - метод обнаружения высокочастотного сигнала).
- Метод SPM (Shock Pulse Measurement - метод измерения ударных импульсов).
- Метод SE (Spike Energy - метод измерения энергии импульса).

Лучшие разновидности данного метода позволяет выявлять дефекты подшипников качения на достаточно ранних стадиях, начиная примерно с конца первого этапа развития. Приборы, реализующие данный метод диагностики дефектов достаточно просты и дешевы.

При более общем взгляде на все эти методы видно, что они, в силу одинакового теоретического, методического и даже приборного подхода к решению проблемы, имеют примерно и одинаковую трудоемкость, и почти одинаковую достоверность поставленных диагнозов. Для этих методов нужна примерно одинаковая техническая база - специализированные переносные виброметры с встроенными двумя типами детекторов вибросигналов - детектором среднего уровня вибросигнала и пиковым детектором.

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

Каждая из известных нам фирм - разработчиков диагностических методов по своему, с использованием собственного опыта, решила проблему нормирования этапов развития диагностируемых дефектов, но практическое представление этих наработок примерно одинаково - это специальные таблицы или номограммы, достаточно удобные для практического использования. Какого - либо обобщающего исследования, сравнивающего эти методы между собой нет, да и очевидно быть не может. Все они примерно с равным успехом применяются в практике.

Вопросы методики практического проведения замеров вибрации в этих методах не имеют достаточно подробного описания. Это является результатом того, что эти достаточно простые методы диагностики ориентированы на использование персоналом, не обладающим специальной диагностической подготовкой. Поэтому сама технология проведения замеров должна быть очень простой, не «затуманенной» сложными теоретическими выкладками.

Мы не будем заниматься сравнением всех этих методов диагностики подшипников качения по «пик – фактору» между собой, не будем выискивать достоинства и недостатки как самих методов, так и фирм - разработчиков. Это уже специальный, можно даже сказать коммерческий вопрос, выходящий за пределы основных задач, решаемых данным методическим руководством.

Будет лучше, когда каждый конкретный пользователь сам примет свое решение по данному вопросу, какой из методов диагностики подшипников качения с использованием «пик – фактора» ему нравится больше всего, и с успехом использует его на практике. Тем более, такой диагностикой чаще всего занимаются не специалисты, которые, как мы надеемся, читают эту книгу.

3.1.1.6. Диагностика дефектов подшипников по спектрам огибающей.

Метод диагностики состояния вращающегося оборудования при помощи спектров огибающей вибрационного сигнала получил максимальное прикладное развитие благодаря его применению именно для ранней диагностики технического состояния подшипников качения. Основы метода диагностики дефектов подшипника качения по спектру огибающей и особенности его практического применения достаточно подробно описаны выше, и поэтому не будем здесь все это повторять.

Если говорить кратко и очень просто, суть этого метода заключается в детектировании высокочастотных хвостиков «золотых рыбок» (смотри рисунок 3.1.1.4), и получения спектра от полученной огибающей высокочастотного сигнала. Полученная кривая, огибающая исходный вибрационный сигнал, является более информативной для диагностики дефектов подшипников качения, чем исходный сигнал, так как она принудительно «избавлена» от ненужной высокочастотной информации. По этой причине на спектре от данной кривой более явно представляются гармоники, соответствующие характерным подшипниковым частотам, математические формулы, предназначенные для расчета которых также приведены выше, в начале данного раздела.

Процедура проведения регистрации огибающей вибрационного сигнала достаточно сложна. Она должна учитывать несколько специфических особенностей, позволяющих повысить чувствительность метода.

Во-первых, регистрация производится не во всем частотном диапазоне, в котором может работать измерительный прибор, а только в узкой его полосе. Поскольку первые применения данного метода чаще всего проходили с использованием аппаратуры фирмы «Брюль & Кьер», которая наряду с созданием приборов вибрационного контроля занималась акустическими измерениями, для определения параметров полос частот использовались октавные определения. В настоящее время стандартом для расчета огибающей сигнала считается использование треть октавных фильтров, или близких к ним.

Во-вторых, достаточно сложным является выбор необходимой полосы частот, перестройка которой осуществляется при помощи управляемых фильтров высокого порядка. С одной стороны, в этой полосе частот должны быть максимальны высокочастотные колебания, которые возникают после динамических ударов в зоне дефекта подшипника. С другой стороны, в выбранной полосе частот должны быть минимальны колебания, связанные с другими причинами, приводящими к увеличенным вибрациям в зоне опорных подшипников.

Как вы уже догадались, практически для каждого контролируемого подшипника этот вопрос приходится решать отдельно. Слишком от многих конструктивных и эксплуатационных параметров это зависит.

Мы достаточно подробно описываем этот вопрос потому, что от правильного его решения во многом зависит точность и достоверность проводимой диагностики дефектов подшипников качения.

Далее мы приведем, причем уже в конечном виде, общей таблицей, практически полный перечень дефектов, которые можно диагностировать в подшипниках качения при помощи спектральных методов - по классическим спектрам и спектрам огибающей. Всего в этой таблице приведено 15 наиболее часто встречающихся причин повышенной вибрации - дефектов подшипников с различной локализацией.

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

В графе «тип сигнала» указывается параметр, при помощи которого наиболее эффективно проводить диагностику каждого дефекта. Это может «прямой» спектр, спектр огибающей сигнала, или их комбинация. В графе «основная частота» указывается или обратная гармоника, или подшипниковые гармоники, являющиеся основными при диагностике. В следующей графе указывается, на какие гармоники от основной частоты следует обращать основное внимание. И в последней графе «порог» указывается уровень модуляции вибрационного сигнала основной диагностической гармоникой. Этот параметр рассчитывается по стандартным формулам обработки сигналов, которые следует взять из теории анализа модулированных радиосигналов.

N	Дефект подшипника	Тип сигнала	Основная частота	Гармоники	Порог
1. Проблемы монтажа подшипников качения					
1	Перекося наружного кольца при посадке	Спектр + огибающая	2 x F _н	k=1,2	16 %
2	Неоднородный радиальный натяг	Спектр + огибающая	k x F ₁	k=1,2	13 %
3	Проскальзывание в посадочном месте	Огибающая	k x F ₁	k=1,2,3	9 %
4	Ослабление крепления подшипника	Спектр	k x F ₁	k=0.5,1,2,3	13 %
5	Задевания подшипнике и уплотнениях	Спектр	k x F ₁	k=0.5,1,1.5, 2,2.5,3	13 %
6	Обкатывание наружного кольца	Спектр + огибающая	F ₁		16 %
2. Проблемы смазки					
7	Проблемы смазки	Фон вибрации	-	-	20 dB
3. Проблемы износа подшипников качения					
8	Увеличенные зазоры в подшипнике	Спектр	k x F ₁	k=1,2,3,4,5,6...	13 %
9	Износ поверхности наружного кольца	Огибающая	F _н	-	16 %
10	Износ поверхности тел качения	Огибающая	F _с или F ₁ -F _с	k=1,2,3	15 %
11	Износ поверхности внутреннего кольца	Огибающая	kxF ₁	k=1,2,..6	13 %

12	Дефект группы поверхностей трения	Огибающая	$F_H + F_B$ $F_H + F_1$	$k=1,2,\dots$	16 %
4. Критические дефекты подшипников качения					
13	Раковины (сколы) на наружном кольце	Огибающая	$k \times F_H$	$k=1,2,3$	16 %
14	Раковины (сколы) на внутреннем кольце	Огибающая	$k \times F_B$	$k=1,2,3$	15 %
15	Раковины (сколы) на телах качения	Огибающая	$k \times F_{TK}$	$k=1,2,3$	15 %

Проблемы изготовления и монтажа подшипников можно отнести к нулевому этапу развития дефектов подшипников, когда эксплуатация подшипника еще даже не началась. Проблемы смазки и начальные этапы износа соответствуют первому этапу, когда дефекты поверхностей качения только зарождаются.

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

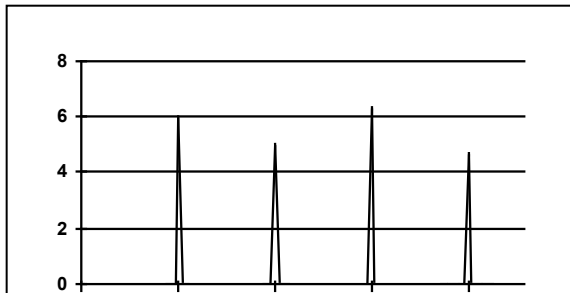


Рис. 3.1.1.9. Спектр огибающей сигнала с подшипника качения, имеющего раковину на наружном кольце.

Для иллюстрации возможностей диагностики дефектов подшипников качения, приведем несколько характерных спектров огибающей вибросигнала, свойственных нескольким наиболее характерным дефектам.

На рисунке 3.1.1.9. приведен спектр огибающей вибрационного сигнала с подшипника качения, имеющего значительную раковину на наружном кольце. На приведенном спектре может иметься достаточно много гармоник, иногда даже более десяти. Все они, по своей частоте, кратны частоте обкатывания наружного кольца

подшипника качения, т. е. являются ее гармониками. Других, значительных, характерных гармоник на данном спектре просто нет, поэтому вибрационная диагностика данного дефекта подшипников качения не вызывает значительных трудностей, диагностическая картина дефекта здесь достаточно простая.

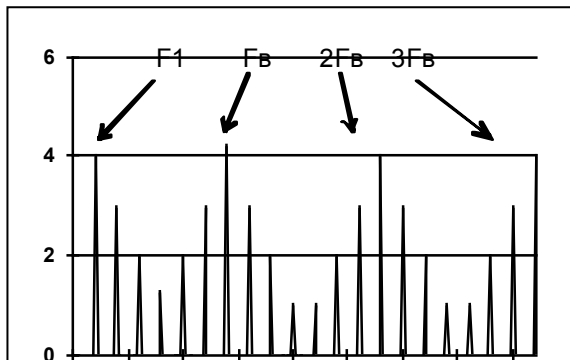


Рис. 3.1.1.10. Спектр огибающей сигнала подшипника качения с раковинной на внутреннем кольце.

На следующем спектре огибающей вибрационного сигнала, приведенном на рисунке 3.1.1.10., следует диагностировать дефект типа раковина на внутреннем кольце. Здесь также имеются гармоники характерной частоты - частоты внутреннего кольца, но здесь есть существенное отличие. Характерные гармоники имеют боковые полосы, сдвинутые на частоту вращения ротора. Появление боковых полос объяснялось выше с физической точки зрения.

Можно привести еще одно объяснение причин появления боковых гармоник, с другой точки зрения. Дефект на внутреннем кольце не постоянно находится в нагруженной зоне под-

шипника. В течении одного оборота ротора он то находится в нагруженной зоне, то выходит из нее. Таким образом, дефект внутреннего кольца модулируется частотой вращения ротора. При внимательном рассмотрении спектра на рис. 3.1.1.10. возникает впечатление, что дефект модулируется синусоидой, по которой и располагаются амплитуды основных и боковых гармоник. Данный дефект диагностируется тоже достаточно просто.

Мы не будем приводить примеров спектров огибающих для других дефектов подшипников качения. Все они достаточно просты и могут быть легко дифференцированы после небольших рассуждений. Вся сложность проведения диагностики дефектов по спектру огибающей заключается в получении этих спектров, а дальше все уже достаточно просто.

Уровень дефекта на диагностических спектрах огибающей определяется по величине модуляции огибающей данного вибросигнала характерной гармоникой. Диагностируемые дефекты принято характеризовать в данном методе диагностики уровнями - слабый, средний и сильный. Нормированию подлежит порог сильного дефекта, в долях от которого в дальнейшем рассчитываются пороги среднего и слабого уровней. Порог среднего уровня дефекта чаще всего считают равным половине от величины порога сильного дефекта. Порог слабого уровня дефекта обычно определяют в 20 процентов от уровня порога сильного дефекта.

Самым ответственным считается корректное определение уровня порога сильного дефекта. При этом приходится учитывать три аспекта работы подшипника и способа проведения замера вибрации:

- Чем больше размер подшипника, тем более высоким должен быть уровень порога сильного дефекта. Большой подшипник «звонит» сильнее.
- Чем выше рабочая частота вращения ротора механизма, тем выше должен быть уровень порога сильного дефекта. При быстром вращении от подшипника больше шума.
- Измерительный датчик должен располагаться как можно ближе к контролируемому подшипнику. При удалении датчика часть полезной информации затухает в конструкции и уровень порога сильного дефекта необходимо понижать.

Для каждого нового конкретного типа оборудования, точнее говоря, даже для каждого подшипника в каждом оборудовании, уровень порога сильного дефекта реально приходится каждый раз подбирать сугубо индивидуально, не рассчитывать, а именно подбирать.

Величина порога сильного дефекта во многом зависит от удаленности элемента с дефектом от измерительного датчика. Пороги дефектов внутреннего кольца подшипника всегда ниже порогов дефектов наружного кольца. Это объясняется увеличением затухания полезной составляющей вибросигнала на более длинном пути передачи, включая дополнительные зазоры в подшипнике.

Для справки напомним, что для примера усредненные, наиболее часто встречающиеся, значения уровней порогов сильных дефектов приведены выше в таблице, где перечислены диагностируемые в подшипниках качения дефекты. В зависимости от примененного способа диагностики дефектов подшипника в таблице имеется две разновидности единиц, в которых нормируется уровень сильного порога.

При использовании для диагностики дефекта подшипника классических спектров вибросигналов уровень порога сильного дефекта может быть задан в долях от нормированного допустимого значения виброскорости на данном подшипнике или так же в процентах модуляции. При сравнении с нормой необходимо использовать не полное, абсолютное значение виброскорости на данном подшипнике, а только ту ее часть, которая наведена диагностируемым дефектом. Это несколько сложнее, но в конечном итоге более точно.

При определении качества смазки за базу для сравнения берется общий уровень «фоновой» вибрации исправного подшипника с хорошей смазкой. При повышении общего уровня «фона» вибрации в десять раз, т. е. на 20 dB, качество смазки считается неудовлетворительным.

Еще раз хочется напомнить, что в таблице приведены только общие, усредненные значения уровней порогов сильных дефектов. У конкретных подшипников возможен разброс этих значений на $\pm 40\%$ или даже несколько больше. Все зависит от типа подшипника и условий его работы.

Сам факт диагностирования того или иного дефекта подшипника несет в себе полезную информацию, но эта информация мало применима для практики. Обслуживающий персонал больше интересуется вопросом о возможности дальнейшей практической эксплуатации оборудования с дефектным подшипником и тех ограничениях, которые накладывает обнаруженный дефект на возможности использования оборудования. Очень важным для практики является вопрос о сроках проведения очередного ремонта. Все эти вопросы относятся уже к сфере, относящейся к системе обслуживания оборудования.

Вопрос прогнозирования остаточного ресурса подшипника качения во многом напоминает прогнозирование общего остаточного ресурса оборудования, но и имеет свои индивидуальные особенности. Не вдаваясь в подробности, рассмотрим основные проблемы, возникающие при расчете остаточных ресурсов подшипников.

Это:

- Каждый подшипник имеет свои уникальные физические особенности, приводящие к специфическим внутренним процессам. Поэтому каждый подшипник должен описываться своей математической моделью.

- Каждый подшипник должен описываться двумя различными моделями - одна должна описывать общие процессы износа подшипника без дефектов, а другая должна описывать процессы развития внутренних дефектов.

- Время полного развития дефектов, находящихся на разных элементах подшипника, например не внешнем кольце или на сепараторе, различно. Для дефектов каждого элемента подшипника должна существовать своя математическая модель.

Даже из этого простого перечисления особенностей математического описания физических процессов в подшипнике качения видно, насколько сложна задача прогнозирования остаточного ресурса подшипника по итогам проведения вибрационной диагностики.

Первоначально состояние подшипника «контролируется» при помощи достаточно стабильной модели нормального износа, когда в нем отсутствуют внутренние дефекты. Так продолжается до момента выявления в подшипнике какого-либо дефекта. Здесь приходится отказываться от нормальной модели и переходить к моделям развития дефектов. Очень важной задачей, решаемой при переходе от нормальной модели к контролю состояния по модели развития дефекта, является как можно более точное определение времени зарождения дефекта. Чем точнее оно будет определено, тем более достоверными будут дальнейшие прогнозы по величине остаточного ресурса подшипника.

Максимальная скорость развития разных дефектов различна, поэтому контролировать следует развитие всех возможных дефектов, даже когда один из них только что зародился, а другой уже достаточно развит. Никогда нельзя заранее сказать, какой из дефектов раньше всех разовьется до недопустимого уровня и послужит причиной смены подшипника качения при ремонте.

Периодичность проведения диагностических измерений вибрации зависит от максимальной скорости развития дефекта подшипника в данном оборудовании. В практических случаях замеры могут проводиться через интервал времени от нескольких часов до одного года. При нормальной эксплуатации типового оборудования и проведении замеров примерно через шесть месяцев удастся выявить большую часть дефектов на достаточно ранней стадии и предупредить аварии.

После выявления первых признаков зарождающегося дефекта интервал времени между двумя измерениями необходимо сократить. В зависимости от локализации дефекта интер-

вал времени между замерами сильно меняется. Он минимален при дефектах тел качения, которые могут развиваться очень быстро.

Подшипник подлежит замене или ежедневному наблюдению при наличии в нем двух сильных дефектов.

Для обеспечения необходимой точности расчета остаточного ресурса и даты проведения ремонта в расчетах необходимо применение математических моделей с порядком не ниже третьего - четвертого. Если вспомнить, что один подшипник описывается не менее, чем десятком математических моделей, то становятся представимыми те математические затраты, необходимые для корректного прогнозирования параметров эксплуатации подшипника качения. А таких подшипников на предприятии в работе может одновременно находиться в работе несколько тысяч.

Процедура контроля состояния многих подшипников на предприятии становится возможной только при использовании компьютеров, в которых создаются и работают базы данных по подшипникам и современные экспертные системы диагностики.

3.1.2. Диагностика дефектов подшипников скольжения.

Подшипники скольжения являются неотъемлемой частью многих крупных, и очень ответственных агрегатов, широко применяются в энергетическом оборудовании, мощных насосах, компрессорах, электродвигателях и т. д.

При кажущейся внешней простоте конструкции, а подшипник скольжения состоит всего из трех элементов - из антифрикционного вкладыша, части поверхности вала – подшипниковой шейки, и слоя масла между ними, на самом деле это сложный и ответственный узел, в котором возможно возникновение опасных дефектов.

С целью обеспечения высокой надежности работы оборудования с подшипниками скольжения, а это обычно самое ответственное и дорогое оборудование, необходимо обеспечивать необходимый уровень мониторинга технического состояния и диагностики возникающих дефектов. Это одна из основных оперативных задач, которые приходится постоянно решать сотрудникам обслуживающего и диагностического персонала предприятия.

Вибрационные методы диагностики и оценки технического состояния подшипников скольжения являются в настоящее время наиболее эффективными и широко распространенными. Они позволяют контролировать техническое состояние подшипников в процессе работы, не прибегая к разборке агрегатов.

3.1.2.1. Общие вопросы диагностики подшипников скольжения.

Физические процессы, протекающие в подшипниках скольжения, достаточно сложны, зависят от особенностей конструкции подшипника, а также от соотношения многих внешних и внутренних факторов, определяющих условия работы подшипника.

Все возникающие в процессе эксплуатации подшипников скольжения проблемы состояния, могут быть объединены в три основные группы. Это:

- Проблемы общего технического состояния рабочих поверхностей подшипника скольжения.
- Проблемы, связанные с увеличением или уменьшением величины зазора между галтелью вала и антифрикционным вкладышем.
- Проблемы несущей способности масляного клина, выполняющего функции опорного элемента подшипника скольжения.

Прежде, чем начать обсуждать вопросы оценки технического состояния, и диагностики дефектов подшипников скольжения, необходимо сказать несколько слов об особенностях динамических процессов в них. Это нужно сделать потому, что именно они оказывают основное влияние на особенности протекания вибрационных процессов, сопровождающих работу подшипника скольжения. Без знания этих особенностей невозможно составление кор-

ректных диагностических алгоритмов и правил, на основании которых необходимо проводить работы с такими подшипниками.

В первую очередь необходимо определиться с особенностями возникновения и работы масляного клина, поддерживающего вращающийся ротор контролируемого механизма. Несущая способность масляного клина подшипника скольжения, его основной эксплуатационный параметр, является сложной нелинейной функцией от величины зазора между валом и антифрикционным вкладышем. С одной стороны, чем тоньше слой масла между валом и вкладышем, тем выше несущая способность подшипника. Но с другой стороны, чрезмерное уменьшение толщины слоя масла снижает устойчивость подшипника к динамическим нагрузкам, что увеличивает вероятность возникновения механического задевания шейки вала об вкладыш.

Рабочий слой масла в подшипнике качения вполне обоснованно называют масляным клином потому, что на радиальном разрезе подшипника несущий слой масла очень похож на клин, изогнутый вокруг шейки ротора. Толщина рабочего слоя масла в подшипнике является максимальной в месте входа рабочей поверхности вращающегося вала в несущую зону подшипника и минимальна на выходе из нее. Чем больше величина вертикальной нагрузки на подшипник скольжения, тем тоньше становится рабочий слой масла, несущего радиальную нагрузку, и наоборот.

Такая особенность работы подшипников скольжения может привести к тому, что роторы агрегатов, опирающиеся на такие подшипники, при определенных конструктивных и эксплуатационных условиях, могут потерять устойчивость и перейти в режим автоколебаний в радиальном направлении. Наиболее часто это может произойти при значительном уменьшении нагрузки вала ротора на подшипник, что может являться следствием многих причин. Уменьшение (!) нагрузки на подшипник может перевести его в режим колебаний толщины масляного клина.

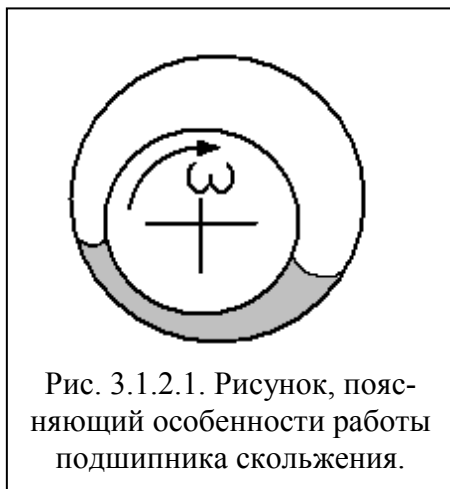


Рис. 3.1.2.1. Рисунок, поясняющий особенности работы подшипника скольжения.

Поскольку этот эффект тоже оказывает влияние на проведение диагностики технического состояния подшипников скольжения, попробуем немного пояснить причину возникновения этих автоколебаний, естественно стараясь, по возможности, не вдаваться при этом далеко в сложные формулы и описания.

На схематическом рисунке 3.1.2.1. представлено поперечное сечение подшипника скольжения, в котором для наглядности показан увеличенный рабочий зазор. Ротор механизма, показанный на рисунке окружностью, вращается в зазоре подшипника скольжения в направлении «по часовой стрелке».

Рассмотрим, как нагрузка на подшипник изменяет положение ротора в зазоре подшипника. Неподвижный ротор (как и максимально нагруженный ротор) будет находиться в нижнем положении зазора подшипника, а вращающийся абсолютно ненагруженный ротор, теоретически, должен находиться в центре зазора подшипника. Это две крайние точки положения ротора. При изменении нагрузки положение центра вала будет смещаться относительно центра подшипника, будет изменяться рабочий зазор в подшипнике.

При изменении нагрузки на подшипник от нуля, и до предельно допустимой, центр (вращения) ротора опишет траекторию, которую иногда называют линией нагрузки подшипника. Линия нагрузки похожа на дугу, опирающуюся на две крайние точки, выгнутую на нашем рисунке влево. Если изменить направление вращения ротора, то дуга выгнется вправо.

Участок от нижней точки дуги до точки перегиба есть участок устойчивой работы подшипника, когда ответная силовая реакция подшипника на возмущающий импульс нагрузки однозначно соответствует величине возмущающего импульса. Например, при увеличении нагрузки на ротор на «N» процентов рабочая точка подшипника сместится по своей траектории настолько, чтобы несущая способность подшипника выросла также пропорционально. Подшипник адекватно реагирует на все возмущающие воздействия, которые сопровождают работу контролируемого механизма.

На участке от точки перегиба до центра зазора подшипника картина динамических процессов несколько иная. Здесь, при увеличении нагрузки, происходит не только радиальное смещение ротора, но и значительное смещение ротора «вниз», к точке, в которой будет находиться ротор, если его вращение остановить. Вследствие такой траектории движения центра ротора, здесь существует специфический эффект, который можно назвать «перерегулированием» в реакции подшипника на внешние возбуждения. Здесь на единичное увеличение нагрузки на подшипник ротор переместится по траектории на существенно большее расстояние, причем основной составляющей будет угловое, а не радиальное перемещение ротора.

Смысл этой фразы в том, что в ответ на возмущающий импульс, например единичной силы, ответная реакция подшипника может равняться не единице, а, например, двум. Ротор вернется обратно, но «переместится» по траектории дальше, чем нужно. Далее на ротор, «зашедший» за точку равновесия, будет воздействовать импульс от масляного слоя подшипника, но направленный в радиальном направлении. Ротор «приподнимется», и сместится в направлении стандартной траектории, на которую он попадет несколько выше точки установившегося равновесия, соответствующего данной нагрузке на подшипник, и все повторится снова. Результатом этого явления «перерегулирования» может стать бесконечное автоколебание ротора на масляном клине, относительно точки статического равновесия.

Картина этого автоколебания, возникающая обычно при малой нагрузке на подшипник, и вблизи точки перегиба траектории ротора, очень своеобразна и чем - то напоминает попытку выспаться на «не полностью накачанном надувном матрасе» человеку с небольшой массой. Происходит «переваливание» человека с одной части матраса на другую. В форме масляного клина появляются, если смотреть в разрезе, своеобразные «волны», перемещающиеся с входа на выход. В конечном итоге такие колебания наводят специфические, достаточно низкочастотные вибрации как в вертикальном, так и в поперечном радиальных направлениях.

Приведенная интерпретация причин возникновения вибрации в масляном клине подшипника скольжения достаточно наивна, и не является физически строгой. Но поскольку она позволяет лучше понять процессы в подшипнике, ее использование, на наш взгляд, вполне оправданно.

Интересным для диагностики является то, что частота этого автоколебания примерно одинакова у всех роторов и обычно составляет примерно 0,42 - 0,48 от оборотной частоты ротора. Именно такое же значение имеет частота, свойственная дефектам сепаратора у подшипников качения. Такое сходство говорит о том, что скорость движения слоя масла, точнее говоря масляных волн, в зазоре подшипника скольжения, практически равна скорости перемещения сепаратора в подшипниках качения. Эта частота есть показатель относительной скорости перемещения масла в зазоре между неподвижным вкладышем и вращающимся ротором. Средняя скорость движения масла в зазоре подшипника, в идеальном случае, должна равняться половине частоты вращения вала. На практике она всегда немного меньше, т. к. имеет место вытекание масла в боковые зазоры подшипника.

Численное значение частоты масляных вибраций в одном и том же подшипнике может меняться в указанном диапазоне 0,42 - 0,48 в процессе изменения состояния элементов подшипника.

Это дает возможность по величине этой частоты косвенно судить об относительном состоянии каждой из рабочих поверхностей подшипника. Если частота масляной вибрации, с течением времени, смещается ближе к 0,5 от оборотной частоты, то, наверное, можно говорить о хорошем состоянии внешней поверхности вкладыша и о худшем состоянии поверхности шейки вала. Масло в большей степени тяготеет к шейке вала и перемещается быстрее обычного.

Если частота масляной вибрации снижается и стремится ближе к величине 0,4 от частоты вращения вала, то тогда все наоборот. Лучшим по качеству является состояние поверхности шейки вала. Масло тяготеет к вкладышу, имеющему поверхностные дефекты, и сильно тормозится.

В некоторых случаях уменьшение частоты вибрации масляного клина говорит об увеличении зазоров в подшипнике, в основном боковых.

Эти рассуждения о влиянии состояния подшипника на изменение частоты масляной вибрации справедливы достаточно часто, но не всегда. Они приведены здесь для примера, и мы надеемся, принесут пользу читателям при более глубоком изучении вопроса и анализе опыта уже имеющейся практической работы.

При выполнении диагностики подшипника скольжения обязательно следует хорошо знать конструкцию подшипника или, как минимум, спектральную историю развития вибраций на данном подшипнике. Очень нужен здесь практический навык специалиста по вибрационной диагностике.

Для уменьшения вероятности возникновения автоколебаний масляного клина в подшипниках скольжения применяются различные меры, такие как использование подшипников скольжения с вкладышами специальной формы и с секционированными вкладышами, такими как:

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

При наличии секционирования вкладышей в спектре могут появиться вибрации от масляной гармоники, пропорциональные числу сегментов. Диагностирование таких подшипников, конечно, имеет свои отличия, но они не очень значительны. Необходимо просто хорошо изучить конструкцию такого подшипника и у Вас будет достаточно предварительного материала для постановки верного диагноза при помощи спектров вибросигналов.

В общем случае ротор «соприкасается» через масляный клин с вкладышем подшипника не по всей окружности, а на некоторой, не очень большой, дуге в нижней части вкладыша. В результате основные динамические нагрузки действуют на этом участке. Если построить «розу вибраций», то этот контактный участок будет виден достаточно хорошо. Об этом следует помнить при диагностике и этим следует пользоваться при составлении собственных диагностических правил, повышая тем самым информативность диагнозов.

3.1.2.2. Увеличенный зазор в подшипнике скольжения.

При монтаже подшипника скольжения всегда тщательно контролируются зазоры со всех сторон вкладыша и галтели ротора, т. к. все они, а не только нижняя часть вкладыша, в той или иной мере участвуют в работе подшипника. Даже зазор в верхней части подшипника важен для стабилизации положения ротора в зазоре подшипника.

В процессе работы из-за естественного износа рабочие зазоры постепенно возрастают, и наступает такой момент, когда это начинает сказываться на состоянии агрегата и, соответственно проявляться в спектре вибрации. Достаточно часто при этом в агрегате должен присутствовать еще один, какой - либо, дефект другой природы возникновения, например небаланс или расцентровка. Этот дефект возбуждает вибрации, которые должны привести к обкатыванию ротора по внутренней окружности подшипника. Не редки случаи, когда зазор уве-

личен, а в вибрационных сигналах это не проявляется, нет возмущающего воздействия, приводящего к повышению вибрации.

Это может быть возбуждающая сила и другой природы возникновения, например, технологической. Говоря просто, должна быть внешняя сила, которая в определенные фазы вращения будет приподнимать ротор и прижимать его к боковым поверхностям и даже к верхнему вкладышу подшипника, или хотя бы на какую-то долю момента времени разгружать подшипник скольжения.

Спектральная картина последней стадии увеличенного зазора в подшипнике скольжения имеет стандартный вид, свойственный механическому ослаблению. На спектре появляется целая гамма оборотных гармоник с номерами до 8-10, а иногда даже и до 20. Поскольку при увеличении зазора ротор обычно имеет перемещения в вертикальном направлении, дефект проявляется в большей степени в виде повышенных вертикальных вибраций, более значительных по сравнению с поперечными колебаниями. В диагностике этой особенности увеличенного зазора в подшипнике скольжения хорошо помогает проведение кругового замера вибрации, и построение «розы вибраций».

В некоторых случаях все происходит с точностью до наоборот. Например, при увеличенных боковых зазорах в подшипнике скольжения может резко возрасти именно поперечная составляющая вибрации, что так же легко объяснимо - сдвинуть ротор «вбок» легче, чем приподнять его.



Рис. 3.1.2.2. Спектр вибрации подшипника скольжения с увеличенным зазором.

Характерный спектр такого дефекта показан на рис. 3.1.2.2. По внешнему виду этого спектра хорошо видно, что он не имеет существенных отличий от стандартного спектра при дефекте «ослабление механической посадки элемента на вращающемся роторе». Тот же лес целых гармоник оборотной частоты, достигающее число 15 - 20. То же большое количество, хотя и при меньшей амплитуде, дробных гармоник с кратностью 1/2 от оборотной частоты вращения вала. Глядя на этот спектр следует признать, что этот дефект подшипника скольжения трудно спутать с

дефектами другого типа.

дефектами другого типа.

Очень своеобразно увеличенный зазор может проявиться в механизмах с наличием собственных частот вибрации, отличных от оборотной. Наиболее наглядно это видно в насосах и редукторах. В этих механизмах, при увеличении зазоров в подшипниках скольжения, очень значительно могут возрасти лопаточная, или зубцовая гармоники. Причина этого достаточно легко объяснима, если представить, например, рабочее колесо насоса как рычаг, один конец которого есть точка «касания лопатки с выступающим элементом улитки», а второй конец закреплен в подшипнике. Увеличение зазора в подшипнике приведет к тому, что удары в первом узле крепления рычага приведут к ударам в подшипнике, и частота этих ударов будет соответствовать лопаточной частоте.

Последнее замечание по диагностике увеличенных зазоров в подшипниках скольжения. Большое число практических специалистов все еще работают с виброперемещением, по спектру которого диагностировать увеличение зазоров в подшипнике скольжения сложнее, чем по спектру виброскорости. Предпочтение в диагностике дефектов подшипников скольжения нужно отдавать использованию виброскорости.

3.1.2.3. Вибрации масляного клина в подшипнике скольжения.

Рассмотрим наиболее общие и часто встречающиеся в практике особенности диагностирования вибраций масляного клина в подшипниках скольжения, описанию причин возникновения которой мы уже сделали выше.

Как уже было сказано, очень характерно, что этот дефект проявляется в спектре вибросигнала в виде увеличения амплитуды субгармоники с частотой 0,42 - 0,48 от оборотной частоты вала. Если амплитуда этой субгармоники превышает 50 % от величины первой оборотной гармоники частоты вращения вала, то следует говорить о серьезном характере данного дефекта и об опасном влиянии его на общее состояние агрегата. Цифра приведена при диагностике состояния подшипника по величине виброскорости.

Вибрации масляного клина проявляются обычно там, где имеется значительное отклонение от нормальной кондиции одного из следующих основных параметров:

- Нагрузка от ротора на подшипник не соответствует расчетной несущей способности масляного клина, наиболее «опасно» сниженное значение нагрузки.

- В контролируемом агрегате, как минимум, присутствует еще одна возмущающая динамическая сила, возникшая не как результат проблем контролируемого подшипника, но способная возбудить колебания ротора в подшипнике.

- Произошло значительное изменение рабочих параметров масла, по сравнению с расчетными значениями, влияющих на несущую способность масляного клина. Это может быть изменение вязкости, температуры, давления, появление в масле посторонних примесей.

Повторим так же диагностические особенности изменения параметров субгармоники с частотой масляной вибрации, перечисленные выше:

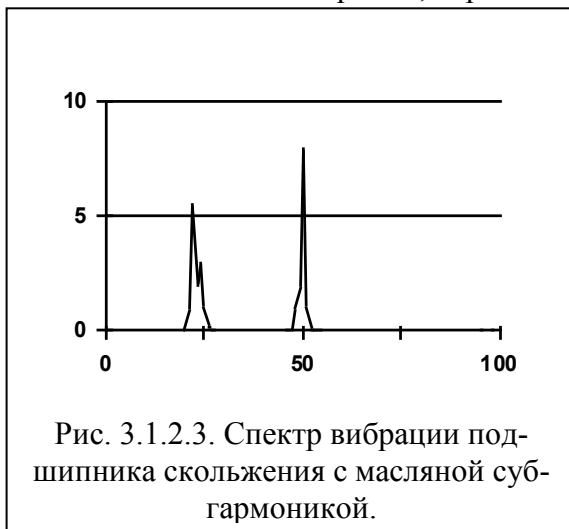


Рис. 3.1.2.3. Спектр вибрации подшипника скольжения с масляной субгармоникой.

- Если частота масляной вибрации смещается ближе к значению 0,5 (от оборотной частоты), то, наверное, можно говорить о хорошем состоянии внешней поверхности антифрикционного вкладыша или о плохом состоянии поверхности шейки вала. Дефект сосредоточен на поверхности шейки вала.

- Если частота масляной вибрации располагается сравнительно ближе к величине 0,4 от частоты вращения вала, то тогда все наоборот. Лучшим является состояние рабочей поверхности шейки вала.

В заключение хочется повторить еще раз, что, чем выше практический опыт специалиста по вибрационной диагностике, тем больше у него

шансов на успех при диагностике состояния подшипников скольжения.

3.1.2.4. Неправильный монтаж подшипника скольжения.

Под этим термином понимается такое дефектное состояние подшипника скольжения, когда повышенная вибрация обусловлена неправильной установкой антифрикционных (бabbitовых) вкладышей, их пространственным перекосом, или подвижностью внутри подшипниковой стойки. В спектре вибрационного сигнала этот дефект проявляется усилением первой и второй гармоник оборотной частоты ротора. Значительно возрастает осевая составляющая общей вибрации, часто до недопустимых значений.

Рассмотрим основные диагностические особенности данного монтажного дефекта подшипника скольжения.

Как правило, при перекосе вкладыша в подшипниковой опоре уровень вибрационного сигнала в различных измерительных проекциях значительно различается. Кроме того, в за-

висимости от места измерения уровень вибрации одного и того же подшипника может различаться. Когда внутренняя часть вкладыша подшипника, расположенная со стороны ротора, перемещается, условно говоря «вверх», внешняя часть вкладыша, со стороны муфты, может перемещаться с меньшей скоростью, или оставаться на месте, или даже перемещаться в обратном направлении, т. е. «вниз». Понятно, что вибрационные сигналы на двух сторонах подшипниковой опоры, имея в виду продольную координату, могут не только отличаться по общему уровню, но и иметь фазовый сдвиг друг от друга.

Основных причин возникновения такой вибрационной картины две. С одной стороны должен иметь место перекося вкладыша в подшипниковой опоре, а с другой стороны необходимо наличие изгиба шейки вала в районе подшипника. Не нужно представлять это как реальный изгиб вала, здесь речь идет скорее о неравномерном износе шейки вала, или, что бывает чаще, о технологическом прогибе ротора, приводящем к появлению эффекта изгиба в районе шейки вала.

Эти два дефекта, в совокупности, и приводят к сложному характеру прецессии во времени различных точек подшипника. Под изгибом шейки (галтели) вала здесь мы понимаем не идеальность поверхности галтели относительно геометрической оси вала.

Если вкладыши являются самоустанавливающимися, то они перемещаются в точку нового равновесного состояния и вибрации могут уменьшиться. Если такой возможности свободного смещения у них нет, то вибрация так и останется повышенной. Максимальное значение она обычно имеет в осевом направлении. Это происходит не потому, что наибольшие силы действуют вдоль оси агрегата, просто конструктивная податливость подшипниковой стойки в данном направлении наибольшая. Как уже было сказано выше «колебания есть возмущающая сила, умноженная на податливость опоры в соответствующем направлении».

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

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

Необходимо отделять эту причину повышенной вибрации от дефекта типа «изгиб вала», который в спектре дает примерно одинаковую картину. Разделить их можно, используя две особенности, хотя достаточно часто это есть одно и то же.

Первая диагностическая особенность. В «розе вибраций», построенной в плоскости, перпендикулярной оси агрегата, при изгибе вала нет четко выраженного максимума. При перекося вкладыша он всегда есть.

Второй способ немного сложнее, и требует для диагностики синхронно зарегистрированных, или синхронизированных вибрационных сигналов. При их наличии дальнейшее уже достаточно просто. Если фаза первой гармоники всех вибраций, включая осевую, является достаточно устойчивой, то можно с большой достоверностью предполагать изгиб вала. Это хорошо согласуется с физической картиной вращения изогнутого вала. Если же фаза первой гармоники, хотя бы в одной из радиальных проекций, обычно в поперечной, является неустойчивой, то нужно говорить о перекося вкладыша подшипника скольжения.

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

Последней стадией развития «большой подвижности вкладыша подшипника скольжения» характеризуется спектральной картиной ослабленной посадки элементов с большим количеством целых и дробных гармоник в спектре. Подробнее об этом можно прочитать в

разделе «механические ослабления», т. к. это уже будет интегральный дефект, общий для многих первопричин, а не только относящийся к подшипникам скольжения.

Возможно, что такая причина будет на спектре похожа на причину «увеличенный зазор в подшипнике скольжения». Разделить эти причины можно, если конечно есть история развития вибраций на данном подшипнике за необходимый период времени. Это даст возможность проанализировать тренд развития выявленной неисправности, начиная с самых начальных стадий.

3.1.2.5. Эллипсность шейки вала.

В процессе работы шейка вала, являющаяся частью подшипника скольжения, может неравномерно изнашиваться, и ее поперечное сечение, первоначально являющееся кругом, может приобрести признаки эллипса. При определенных условиях износа сечение шейки вала может иметь в себе некоторую трехгранность, четырехгранность и т. д.

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

При эллипсности происходит некоторое увеличение частоты вибрации масляного клина, т. к. масло в большей мере увлекается в своем движении ротором. Она может достигать до 0,45 - 0,46 от оборотной частоты ротора.

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

3.2. Дефекты оборудования уровня «механизм».

3.2.1. Небаланс масс ротора.

Небаланс вращающихся масс ротора является одним из самых наиболее распространенных дефектов вращающегося оборудования, обычно приводящим к резкому увеличению вибраций агрегатов. По этой причине вопросам диагностирования и способам устранения небалансов следует уделять большое внимание.

Перед началом рассмотрения этого вопроса необходимо сделать небольшое методическое отступление. Факт наличия небаланса масс ротора, когда он стремится вращаться не относительно своей геометрической оси, а относительно оси центра масс, которые в этом случае не совпадают, в литературе определяется разными терминами. Это и «дебаланс», и «разбаланс», и «небаланс». Если внимательно почитать литературу, то можно обнаружить еще несколько похожих терминов. В тексте нашей работы мы будем использовать привычное для нас русское слово «небаланс», и если оно, по каким – либо причинам, вам не нравится, то мы искренне приносим вам свои извинения.

Проблемы корректной диагностики наличия небалансов в работающем оборудовании является важным аспектом в работе каждой вибродиагностической службы. Средства вибрационной диагностики являются наиболее действенным средством для оперативного устранения небалансов в оборудовании. Они составляют основу целого раздела вибрационных работ, называемого виброналадкой оборудования.

Ниже мы рассмотрим самые общие вопросы диагностирования небалансов в наиболее часто встречающихся практических проявлениях. Четкое знание этих стандартных проявле-

ний небаланса позволит внимательному читателю разработать и более частные правила распознавания небалансов. Эти адаптивные правила, уточненные вами, будут учитывать специфические особенности небалансов, характерные для «вашего» оборудования.

3.2.1.1. Общие вопросы диагностирования небалансов.

Природа возникновения небаланса в оборудовании может быть различной, являться следствием многих особенностей конструкции и эксплуатации различных агрегатов. В целом, после проведения некоторой систематизации и обобщения, все это многообразие причин появления небалансов можно, конечно условно, объединить в группы. Это:

- Дефект изготовления вращающегося ротора или его элементов, возникший на заводе, на ремонтном предприятии, пропущенный в результате недостаточно качественного выходного контроля на предприятии - изготовителе оборудования, результат ударов при перевозке, плохих условий хранения.

- Неправильная сборка оборудования при первичном монтаже или после выполненного ремонта, некачественное крепление элементов.

- Результат процессов неравномерного износа и разрушения конструкции вращающегося ротора, его старения, появления различных остаточных деформаций после аномальных режимов, особенно динамических ударов.

- Результат периодических воздействий реальных технологических процессов и особенностей эксплуатации данного оборудования, приводящих к неравномерному нагреву и искривлению роторов.

Вне зависимости от причин возникновения, по своим внешним признакам, специфике проявления в общей картине вибрации, все небалансы можно условно подразделить на два типа - статический небаланс, и динамический небаланс. Особенности проявления этих основных типов небалансов в вибросигналах и полученных на их основе спектрах, особенности проведения их диагностики, будут рассмотрены в данной главе ниже, в отдельных подразделах.

Основными, чаще всего встречающимися и знакомыми всем, признаками наличия небалансов вращающихся роторов в вибрационных сигналах можно считать следующие:

- Временной сигнал вибрации является достаточно простым, с достаточно малым количеством высокочастотных гармоник. В вибросигнале преобладает вибрация с периодом, соответствующим оборотной частоте вращения вала - оборотная частота ротора.

- Амплитуда всех гармоник «механической природы» (обычно это гармоники от первой до десятой) в спектре значительно меньше, не менее чем в 3 - 5 раз, амплитуды гармоники оборотной частоты ротора. Если производить сравнение по мощности, то не менее 70 % мощности вибросигнала должно быть сосредоточено в оборотной гармонике.

Эти признаки небаланса имеют место во всех вибросигналах, зарегистрированных на опорном подшипнике. В наибольшей мере они проявляются в вертикальном направлении, и в поперечном.

Практически всегда полностью справедливо простое и понятное диагностическое правило о том, что «небаланс ходит по кругу». Отношение амплитуды первой гармоники в вертикальном направлении к аналогичной гармонике в вибросигнале поперечного направления находится в диапазоне примерно $0,7 \div 1,2$ и редко выходит за его границы.

Обычно первая гармоника в вертикальном направлении равна, а чаще чуть меньше первой гармоники вибрации в поперечном направлении. Исключение составляют машины с конструктивными специфическими особенностями. Примером являются турбогенераторы, у которых всегда вертикальная составляющая вибрации больше. Причиной является неравномерная радиальная жесткость ротора, в котором продольные пазы обмотки сосредоточены вблизи полюсов. Необходимо понимать, что неравномерная радиальная жесткость роторов

наиболее сильно проявляется во второй гармонике, что не так важно при диагностике небалансов.

Отклонения от этого правила возникают, так же, при увеличенных боковых зазорах в опорных подшипниках, что приводит к увеличенной подвижности ротора в поперечном направлении. Это также возможно при очень больших различиях в величине податливости подшипниковых стоек в вертикальном и поперечном направлениях.

Уровень вибрации в осевом направлении, при небалансе, чаще всего, меньше, чем уровень вибрации в радиальном направлении. Это правило не соблюдается при большой податливости опор в осевом направлении и (или) при небалансе, возникшем при появлении, по любой причине, изгиба вала. При таком небалансе в вибрации осевого направления первая гармоника может быть и не преобладающей, в сигнале могут присутствовать значительные гармоники других частот, например второй, третьей.

Обычно вибрационная картина небаланса проявляется одновременно на двух подшипниках контролируемого механизма. Только на одном из подшипников небаланс диагностируется достаточно редко, и только в тех случаях, когда он полностью сосредоточен непосредственно в районе подшипника.

Если при измерениях вибрации имеется возможность изменения рабочей частоты вращения ротора, то обычно хорошо видно, что, чаще всего с ростом частоты вращения вибрация от небаланса интенсивно возрастает. При кажущейся простоте такого явления мы вынуждены с сожалением отметить, что проведение измерений вибрации на переменной частоте вращения приводит к усложнению процедуры диагностики небаланса. Проблема усугубляется возникновением на графике зависимости вибрации от частоты вращения пиков, соответствующих «критическим частотам ротора». Немногие диагносты правильно понимают значение терминов «первая критическая частота», «вторая критическая частота», т. д. Эти вопросы относятся к области модального анализа, достаточно сложны, и что самое главное, важны только для очень больших роторов. Для подробного рассмотрения этого вопроса у нас просто не хватит места, всем интересующимся этим вопросом необходимо обратиться к другим источникам.

При отсутствии других дефектов состояния, при неизменной частоте вращения ротора, вибрация от небаланса него достаточно часто зависит от режима работы агрегата, связана с его нагрузкой. Если говорить другими словами, то в зависимости от режима работы различного оборудования, небаланс масс будет проявляться, в вибрационных замерах, в различной степени.

В каждом типе оборудования этот эффект будет проявляться по разным причинам:

- В электрических машинах (электродвигателях) увеличение нагрузки приводит к увеличению электромагнитных сил взаимного притяжения ротора и статора, что приводит к уменьшению вибрационных признаков проявления небаланса.

- В центробежных насосах и вентиляторах увеличение производительности также приводит к стабилизации положения ротора насоса (рабочего колеса вентилятора) относительно неподвижных элементов проточной части. Необходимо отметить, что здесь возможен и обратный эффект – при наличии геометрической несимметрии, или дефектов в проточной части, при увеличении производительности насосного оборудования и вентиляторов, признаки небаланса будут увеличиваться.

Вибрация от небаланса, во многих случаях, является опасной не только из-за своей амплитуды, она является возбуждающим фактором, который приводит к «проявлению» в состоянии оборудования признаков других дефектов. Здесь действует принцип «взаимного перемножения» влияния нескольких дефектов. Если нет возбуждающей силы, которой чаще всего являются воздействия от небаланса масс ротора, то не проявляются и другие дефекты, в основном опорной системы агрегата.

Особенности проявления небаланса в оборудовании и степень его влияния на состояние агрегатов на первый взгляд очень просты. Однако практика многократно подтверждает сложность и многогранность проявления небалансов в оборудовании. Она чем-то напоминает известную поговорку практических врачей – хирургов. «Какая из всех операций самая простая - аппендицит. Какая операция самая сложная - тоже аппендицит». Все это можно в равной степени сказать и про небаланс. Нам кажется, что любой, кто серьезно занимался диагностикой и устранением небалансов, согласится с таким заявлением.

Поясним это на практическом примере.

На благополучном фоне хорошо работающего агрегата вдруг существенно повышается вибрация. Эксплуатационные службы приглашают двух специалистов по вибрации (это наш теоретический вариант). Проведенная обоими специалистами диагностика состояния по спектрам вибросигналов однозначно говорит о наличии целого “букета” дефектов в агрегате. Далее возможны два варианта развития событий.

Одним специалистом делается категорическое заключение о плохом состоянии подшипников, неудовлетворительной центровке, наличии дефектов в фундаменте, и т. д. В этом грозном диагнозе о небалансе масс ротора говорится вскользь, как о дефекте, имеющем место, но не самом опасном. Основное заключение весьма категорично - в агрегате имеется несколько серьезных и развитых дефектов. Агрегат необходимо останавливать и проводить ремонтные работы. О возможности «дотянуть» до планового ремонта однозначно необходимо забыть.

Второй диагност делает более глубокий, грамотный анализ состояния агрегата. Например, он считает, что первая оборотная гармоника в спектре вибросигнала есть следствие наличия небаланса, а масляная гармоника, сопровождающая увеличенный зазор в подшипнике, возникает только за счет возбуждающего воздействия усилия от небаланса. Итоговая вибрация подшипниковой опоры скольжения определяется несколькими параметрами - увеличенным зазором в подшипнике, расцентровкой и небольшим небалансом, возбуждающим эти вибрации. Аналогично анализируются проблемы состояния центровки механизмов, состояния фундамента.

Следовательно, эти вибрации агрегата, как подшипниковые, так и фундаментные, вызываются одной причиной - небалансом масс ротора, хотя, на первый взгляд, небаланс не является основным дефектом. Диагностом принимается решение о проведении балансировки в собственных подшипниках. В результате устранения небаланса исчезает сила, возбуждающая колебания масляного клина и вибрация, чаще всего, резко падает до нормального значения. Дефекты подшипников и фундамента как были, так и остались, но они в вибрации уже не проявляются, нет возбуждающей силы. Вибрация агрегата в норме, полный успех в виброналадки агрегата!

Глубинное знание опытным диагностом физических процессов в оборудовании, пусть даже в некоторых случаях интуитивное, приносит свои положительные плоды, из которых можно выделить следующие:

- Эксплуатация имеет в своем распоряжении внешне благополучный агрегат, работающий в допустимом диапазоне уровня вибраций. Этот агрегат, при определенных условиях, может «спокойно» доработать до планового ремонта, когда возможно устранение любых дефектов.
- Специалист, хорошо понимающий причины возникновения вибрации в конкретном оборудовании, существенно повышает свой рейтинг.
- Менее опытный диагност, внешне сделавший все правильно, теряет свой рейтинг, состояние агрегата улучшилось без устранения выявленных им дефектов, а значит, их и не было. На самом деле большая часть выявленных им дефектов не исчезла, они просто перестали диагностироваться по спектрам вибросигналов, но это уже никого не интересует.

Данный пример, достаточно показательный и стандартный, приведен для демонстрации малой части проблем различного плана, возникающих при диагностике и устранении небалансов в оборудовании различного типа.

Можно сослаться и на более глубокое заявление всем известного специалиста по балансировке роторов, автора популярной книги А. С. Гольдина – «есть дебаланс – балансируй, нет дебаланса – тоже балансируй». Этот важный постулат он всегда с блеском реализовывал на практике.

Если обобщать эту информацию, то можно прийти к правильному пониманию работ по «успокоению оборудования», которые во многих случаях эффективнее работ по «устранению дефектов оборудования». В этом вопросе не все просто и однозначно, поэтому мы не будем углубляться в него, оставив рассмотрение тонкостей читателю.

3.2.1.2. Статический небаланс.

Это самый простой, но и наиболее распространенный тип небаланса вращающихся роторов. Диагностика его не вызывает больших проблем, он достаточно легко диагностируется. При значительной величине статического небаланса его можно даже определить при выведенном из работы оборудовании, без применения приборов контроля вибрации. Неподвижный ротор с сильным статическим небалансом всегда стремится установиться в таком положении, когда наиболее тяжелая точка будет находиться внизу. Для уменьшения влияния трения в подшипниках ротор можно привести рукой в медленное вращение, тогда он сможет более точно установиться тяжелой точкой вниз. Диагностика небаланса таким способом возможна до ситуации, пока статический момент от небаланса будет больше суммарного момента от трения в подшипниках и уплотнениях ротора.

Обычно такой простой процедуры поиска места небаланса оказывается недостаточно для балансировки роторов, вращающихся со значительной скоростью. Стандартная практическая ситуация - ротор в отключенном состоянии может останавливаться в любом положении, внешне небаланса нет, а при работе вибрация повышена. Процедуру более точной и окончательной диагностики наличия небаланса, и последующей балансировки, необходимо всегда производить на рабочей скорости вращения ротора, используя для диагностики небаланса современные виброизмерительные приборы – анализаторы спектра вибрации.

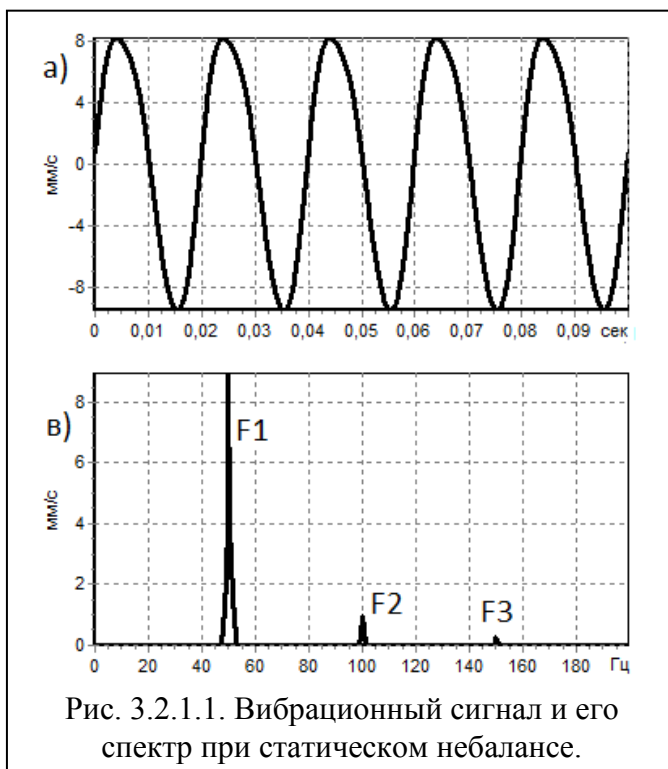


Рис. 3.2.1.1. Вибрационный сигнал и его спектр при статическом небалансе.

Для иллюстрации особенностей проявления и диагностики небаланса при помощи вибрационных сигналов, на рисунке 3.2.1.1. приведены вибрационный сигнал, зарегистрированный на опорном подшипнике механизма в размерности виброскорости, и его расчетный спектр.

Согласно 3.2.1.1.a., форма вибрационного сигнала очень близка к классического синусоидального сигнала, частота которого равна оборотной частоте ротора, первой гармонике оборотной частоты.

Приведенная на рис. 3.2.1.1.b. картина распределения (мощности) вибрации по основным гармоникам, соответствующая статическому небалансу, внешне проста и понятна. На спектре явно доминирует пик гармоники оборотной частоты ротора. На спектре также присутствуют (могут присутствовать) вторая и третья гар-

моники от оборотной частоты ротора. Все эти дополнительные гармоники, по амплитуде, много меньше оборотной гармоники, обычно в десятки раз.

В сигнале, и на спектре, приведенном на рисунке 3.2.1.1., для общности и условного усложнения диагностической картины, также показаны несколько «второстепенных» гармоник. Они показаны в низкочастотной части спектра, причем там также показана некоторая совокупность гармоник, в виде «поднятия в полосе частот», или «горба» на спектре. Такой же «горб» может быть и в высокочастотной зоне спектра, на частотах, превышающих 1000 герц. Обращать на них особого внимание не следует, это гармоники второго уровня диагностики, косвенно вызванные небалансом, или трением в уплотнениях.

Мы уже говорили выше, что такая картина распределения гармоник в спектре вибрации обычно имеет место двух направлениях (измерения вибрации), вертикальном и поперечном. Причем амплитуды первых гармоник в этих двух спектрах, на каждом подшипнике, обычно бывают примерно равными по величине. Различие амплитуд оборотных гармоник по подшипникам может быть большим, до нескольких раз.

При статическом небалансе масс ротора, в осевом направлении, чаще всего имеет место меньший общий уровень вибрации (СКЗ). Поясним причины возникновения самой вибрации в осевом направлении, т. к. в некоторых методических рекомендациях по вибрационной диагностике присутствует информация, что при небалансе осевая вибрация отсутствует. Так конечно бывает, но достаточно редко. В большинстве практических случаев при наличии небаланса осевая составляющая вибрации есть, и часто она также увеличена.

Вибрация, в своем первоначальном толковании, есть проекция траектории прецессии пространственного вектора вибрации контролируемой точки (подшипника) на направление оси установки вибродатчика. Кривая прецессии подшипника (траектория конца вектора пространственной вибрации контролируемой точки), за счет усилия от небаланса, теоретически, должна проходить в плоскости, перпендикулярной оси ротора.

На практике же картина прецессии контролируемой точки сложнее. Перемещение в перпендикулярной к оси вращения плоскости всегда приводит и к перемещениям контролируемой точки в осевом направлении. Это возникает за счет особенностей крепления подшипника внутри опоры, неодинаковой жесткости опор по разным осям, колебаний подшипника вокруг горизонтальной оси, перпендикулярной оси вращения ротора и т. д. Все это в сумме и приводит к возникновению при небалансе значительной осевой составляющей в перемещении подшипника

При небалансе масс вращающегося ротора осевая вибрация присутствует практически всегда, но имеет некоторые особенности. По уровню она всегда меньше радиальных составляющих. В спектре осевой вибрации могут иметь место значительные, наряду с первой гармоникой оборотной частоты, вторая и третья ее гармоники. Чем больше перемещения подшипниковой опоры, тем выше относительная амплитуда высших гармоник, особенно второй, в спектре осевой вибрации.

Устранение небаланса масс вращающегося ротора не может быть выполнено без регистрации угловой фазы «положения тяжелой точки ротора» относительно координат ротора - зоны увеличенной массы ротора. Для контроля этого параметра вибрационные сигналы при регистрации синхронизируют при помощи метки, обычно наклеиваемой на валу агрегата, и специализированного отметчика фазы. У синхронных машин со стабильной синхронной частотой вращения, в качестве синхронизирующей метки, можно брать какой - либо параметр синусоиды питающей сети, т. к. этот параметр отличается от фазового положения ротора только на величину угла нагрузки синхронной электрической машины. На холостом ходу агрегата этот параметр практически равен нулю.

Каждая из трех основных гармоник в сигнале вибрации, имеющих значение при диагностике небаланса, имеют свою угловую (начальную) фазу. Собственно положение точки небаланса определяется начальной фазой первой гармоники вибросигнала, тогда как фазы

высших гармоник обычно зависят от конструктивных особенностей ротора диагностируемого оборудования, и обычно только затрудняют поиск точки небаланса.

Для величины начальной фазы первой гармоники вибросигнала, при диагностике статического небаланса, можно указать следующие диагностические признаки.

- Фаза первой гармоники должна быть достаточно устойчивой, стационарной, т. е. не меняться с течением времени.

- Фаза первой гармоники в вертикальном направлении должна отличаться от фазы первой гармоники в поперечном направлении примерно на 90 градусов. Это все объясняется достаточно просто – тяжелая точка ротора, при вращении, будет последовательно переходить от одной измерительной оси, к другой, от вертикальной к поперечной, и снова к вертикальной оси.

- Фазы первых гармоник одинаковых проекций вибрации на двух разных подшипниках диагностируемого ротора должны мало отличаться друг от друга. При чисто статическом небалансе сдвига фаз вообще не должно быть. При наложении на статический небаланс динамического небаланса, сдвиг фаз, по подшипникам, начинает расти. При сдвиге фаз в 90 градусов вклад статического и динамического небалансов в общую вибрацию примерно одинаков. При дальнейшем увеличении динамической составляющей в небалансе, сдвиг фаз первых гармоник на двух подшипниках растет, и при 180 градусах суммарный небаланс имеет чисто динамическую первопричину.

Дополнительно, касаясь диагностики статического небаланса, можно отметить, что если в процессе исследований имеется возможность проведения замеров вибрации при различных частотах вращения ротора, то это повысит точность диагностирования. Амплитуда первой гармоники в спектре вибрации, обусловленная статическим небалансом, будет изменяться с изменением скорости, и будет расти примерно пропорционально квадрату частоты вращения ротора.

Выявленный чисто статический небаланс масс ротора может быть, достаточно просто, откорректирован работниками вибродиагностических служб при помощи установки одного или нескольких балансировочных грузов в зоне, диаметрально противоположно тяжелой точке в одной или нескольких плоскостях коррекции. Аналогичный результат достигается процедурой «снятия лишнего металла», но только уже на тяжелой стороне ротора.

3.2.1.3. Динамический небаланс.

Причина возникновения термина «динамический небаланс» достаточно проста. Из самого названия однозначно следует, что он проявляется только при вращении ротора, т. е. только в динамических режимах. В статических режимах, при неподвижном роторе, динамический небаланс никак не диагностируется, в этом заключается его основное отличие от статического небаланса.

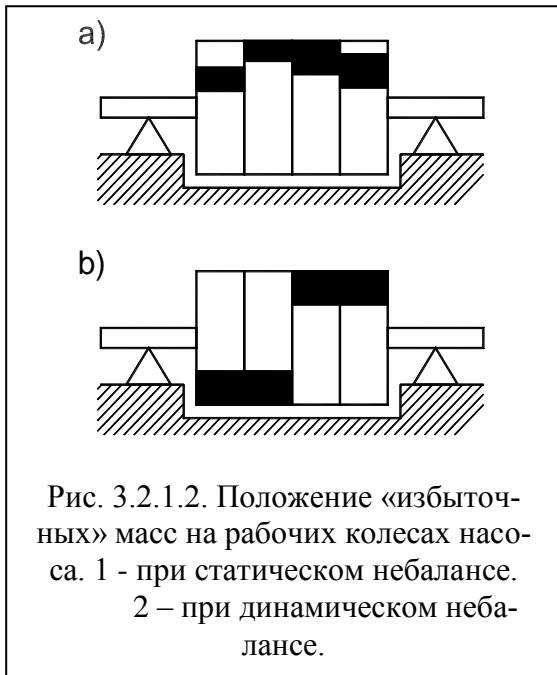
Причину возникновения динамического небаланса можно пояснить на достаточно простом примере. Ротор необходимо мысленно «распилить» как бревно, на несколько дисков. Полученные диски будут располагаться на общем валу, но каждый из них может иметь разные свойства.

Возможны три практических варианта:

- Идеален тот случай, когда все полученные диски не имеют статического небаланса, тогда собранный из этих дисков ротор тоже не будет иметь небаланса.

- Отдельные диски ротора имели статические небалансы. Ротор был собран из дисков так, что он в сумме тоже имеет небаланс. Вопрос о том, какой он, статический или динамический пока не рассматриваем.

- Идеальный случай, когда отдельные диски, обладающие статическим небалансом, сложились в единое целое так, что собранный ротор не имеет небаланса. Статические небалансы отдельных дисков полностью взаимно компенсировались.



Эти три практических случая изготовления составного ротора, например, рабочего колеса многоступенчатого насоса, позволяют рассмотреть все основные разновидности небалансов, встречающихся в практике. Рассматривая эти три случая можно утверждать, что в третьем, самом сложном случае, ротор имеет динамический небаланс, а во втором случае - статический и динамический небаланс одновременно.

На рис. 3.2.1.2. приведены два схематических рисунка, показывающих составные роторы, собранные из дисков, каждый из которых имеет статический небаланс, причем одинаковой величины.

На схеме 3.2.1.2.а. показан ротор, собранный из дисков с небалансами. Сборка ротора насоса выполнена так, что суммарный небаланс всего ротора равен сумме небалансов дисков, т. е. все небалансы находятся в одной и той же угловой зоне

не ротора. Это практический пример получения статического небаланса.

На схеме 3.2.1.2.б. также показан ротор, собранный из 4 дисков с небалансами. Но в этом случае сборка ротора насоса была выполнена так, что суммарный небаланс всего ротора равен нулю, т. к. два диска, с одной стороны, смонтированы небалансами в одну сторону. У двух других дисков, с другой стороны ротора насоса, небаланс направлен в противоположную сторону, т. е. повернут на 180 градусов.

В статическом режиме небаланс такого составного ротора будет равен нулю, т. к. имеющиеся небалансы рабочих колес насоса взаимно компенсировались. Совершенно другая картина центробежных сил, возникающих на роторе и передающихся на опорные подшипники, будет иметь место при приведении ротора во вращении. Две силы, показанные на нижнем рисунке, будут создавать динамический момент, создающий две силы, действующие на два опорных подшипника в противофазе. Чем быстрее будет вращаться ротор, тем сильнее будет динамический момент, действующий на подшипники.

Это и есть динамический небаланс.

Хотя мы и не давали в предыдущем разделе такого определения статическому небалансу, но оно может звучать следующим образом: «Статический небаланс сосредоточен в одной угловой зоне ротора, и локализован вдоль продольной оси ротора в точке, на некотором расстоянии от опорных подшипников».

В таком случае для динамического небаланса может быть использовано определение следующего вида: «Динамический небаланс распределен вдоль продольной оси ротора, причем в разных точках вдоль оси ротора угловая локализация небаланса различная».

В практике никогда не бывает только чисто статического небаланса или чисто динамического - всегда есть их сумма, в которой есть вклад каждой разновидности небаланса. Это даже привело к появлению в литературе и в практике работы некоторых диагностов термина «косая пара сил», который отражает проявление суммы небалансов двух типов.

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

При сдвиге фаз первых гармоник примерно в 0 градусов мы имеем дело с чисто статическим небалансом, при 180 градусов - с чисто динамическим небалансом. При 90 градусах сдвига фаз первых гармоник вклад от обоих типов небаланса примерно одинаков. При

промежуточных значениях угла сдвига для оценки вклада того или иного небаланса необходимо интерполировать. Мы уже упоминали эту особенность при описании статического небаланса, здесь мы ее привели в несколько другой форме.

Завершая разговор про динамический небаланс, следует сказать, что амплитуда первой гармоники в спектре вибрации, при изменении частоты вращения, изменяется пропорционально больше, чем в квадрат раз от степени изменения частоты вращения ротора. Это объясняется тем, что каждая сила от локального небаланса пропорциональна квадрату скорости (частоты вращения). При динамическом небалансе на это накладываются два фактора.

Во-первых, динамический небаланс возбуждает вибрации, пропорциональные разнице сил. Но если возвести в квадрат разницу сил, как одну единую силу, получится один результат. Если возвести в квадрат каждую силу отдельно, а затем вычесть уже квадраты, то в итоге будет получена совсем иная цифра, чем в первом случае, много большая.

Во – вторых, силы от динамического небаланса воздействуют на ротор и начинают его изгибать. По мере разгона ротор изменяет свою форму так, что центр масс данной части ротора смещается в сторону уже имеющегося небаланса. В итоге реальная величина небаланса начинает возрастать в еще большей степени, еще больше увеличивая изгиб ротора, и вибрации опорных подшипников.

Осевая вибрация при динамическом небалансе обычно имеет несколько большую амплитуду, чем это имеет место при чисто статическом небалансе. В основном это происходит за счет более сложного прогиба ротора, и большей подвижности подшипниковых опор в осевом направлении.

3.2.1.4. Нестационарный небаланс.

Много проблем в вибрационной диагностике дефектов вращающегося оборудования создает нестационарный небаланс, который может, иногда, медленно нарастать, а иногда неожиданно появляться, и также неожиданно исчезать. Причем на первый взгляд каких-либо закономерностей в этом процессе нет. По этой причине такой тип небаланса иногда называется «блуждающим».

Естественно, что в данном случае, как обычно, справедливо классическое замечание, что «чудес на свете не бывает, бывает недостаток информации». Всегда есть конкретная причина появления нестационарного небаланса, и задача диагноста заключается в необходимости ее корректно определить.

Каких - либо общих рекомендаций по диагностике такой причины повышенной вибрации в оборудовании привести достаточно сложно, да и невозможно. Причины возникновения нестационарного небаланса обычно выявляются только в результате достаточно скрупулезных, часто длительных, исследований.

Ниже мы просто рассмотрим особенности диагностики нестационарного небаланса на самых простых практических примерах, которые касаются наиболее распространенных причин, приводящих к возникновению такого дефекта. В практике случаются и более сложные и запутанные случаи, но это бывает значительно реже.

Тепловой небаланс.

Это наиболее часто встречающаяся разновидность небаланса, меняющегося в процессе работы, к которому хорошо подходит термин «блуждающий небаланс».

Например, в роторе крупной электрической машины, по какой - либо причине, засоряется один из сквозных каналов, по которым, в осевом направлении, проходит охлаждающий воздух, или газ. Или же у асинхронного электродвигателя происходит повреждение одного, или нескольких стержней короткозамкнутой клетки, расположенных рядом. Обе эти причины приводят к возникновению одинакового дефекта. Опишем особенности проявления такого дефекта более подробно.

В нашем практическом примере ротор электрической машины, перед сборкой, балансировался на балансировочном станке, и имеет необходимые параметры качества балансировки. После включения насосного агрегата в работу первые примерно 15 ÷ 20 минут вибрация двигателя находится в норме, но затем начинает расти, и примерно через два часа достигает своего максимума, после чего больше не увеличивается. Диагностика по спектру вибросигнала дает картину классического небаланса. Агрегат останавливают для проведения виброналадки.

На следующий день специалистами диагностической службы начинается проведение балансировочных работ насосного агрегата, естественно в режиме холостого хода. После завершения балансировочных работ измерение вибраций в режиме холостого хода дает благополучную картину - все в норме. При пуске же в рабочем режиме картина медленного нарастания вибраций повторяется без изменений в той же последовательности.

В этом простом, практически хрестоматийном случае, все объясняется очень просто. В связи с нарушением равномерности обдува ротора по внутренним каналам, он нагревается неравномерно и через некоторое время, определяемое постоянной времени теплового разогрева, изгибается. Аналогично все происходит и при дефектах короткозамкнутой клетки асинхронного электродвигателя – зона ротора, где расположены дефектные стержни, оказывается менее нагретой, ротор также изгибается, вибрации подшипников за счет появления теплового небаланса начинают увеличиваться.

Для диагностики такой причины следует проследить изменение вибраций в процессе пуска и разогрева. При помощи дистанционных пирометров можно контролировать температуру ротора. По величине фазы вибрации можно уточнить область локального теплового перегрева ротора.

Понятно, что отбалансировать такой ротор для нормальной работы во всех режимах оборудования нельзя. Его можно отбалансировать для одного технологического режима, но это должно выполняться при заданной нагрузке. Правда при этом ротор будет иметь повышенные вибрации в режиме холостого хода, или непосредственно после включения агрегата в работу. Это произойдет по той причине, что при пуске температурное поле ротора будет неустановившимся, и он не будет иметь повышенную вибрацию из-за установленных балансировочных грузов.

Полное устранение такого небаланса возможно только устранением причин неравномерного нагрева ротора в процессе работы.

Аэродинамический и гидравлический небалансы.

Эти два типа нестационарного небаланса, как и тепловой небаланс, связаны с технологическими режимами работы вращающегося оборудования. Просто в вышеприведенном примере небаланс вызывался тепловым изгибом ротора при работе под нагрузкой, а в данных примерах он вызывается гидравлическими, или аэродинамическими силами.

Если мы диагностируем вентилятор или насос центробежного принципа действия, то практически всегда мы имеем несколько активных лопаток на рабочем колесе (роторе), которые выбрасывают рабочее тело, жидкость или газ, под некоторым углом от центра к периферии ротора. Это приводит к тому, что на каждую лопатку будет воздействовать своя сила.

Эти радиальные реактивные силы, воздействующие на рабочие лопатки, всегда взаимно компенсируются, т. к. лопатки располагаются по окружности через равные углы. Но так происходит только в том случае, когда все рабочие колеса и направляющий аппарат насоса или вентилятора, не имеют механических дефектов.

Иначе будет происходить при наличии дефектов на рабочих лопатках - сколов, трещин, изменений угла наклона. В этом случае не будет происходить полная компенсация радиальных усилий по окружности рабочего колеса, будет иметь усилие в зоне дефектной лопатки. С точки зрения анализа вибрационных процессов мы будем иметь радиальную некомпенсированную силу, имеющуюся частоту, равную частоте вращения ротора, т. е. первую

гармонику. Говоря другими словами, мы будем иметь в спектре вибрационного сигнала все признаки небаланса, гидравлического, или аэродинамического.

Основное отличие от обычного небаланса в этом случае будет заключаться в том, что величина некомпенсированной радиальной силы, вызывающей первую гармонику вибрации, будет зависеть от нагрузки насоса или вентилятора, т. е. она зависит от технологических параметров работы оборудования, сам небаланс будет нестационарным.

Покажем влияние аэродинамического небаланса на примере с вентилятором котла, производительность которого регулируется при помощи открытия специальных заслонок - шиберов. Такие вентиляторы достаточно широко применяются на практике.

Угол установки одной из лопастей отличался от углов установки всех других лопастей - это был дефект эксплуатации. За счет этого аэродинамическая радиальная сила этой лопасти, воздействующая на вал ротора, была меньше силы других лопастей. После монтажа колесо вентилятора было отбалансировано на рабочей частоте вращения ротора, при полностью открытых заслонках. Поскольку производительность вентилятора была нулевой, то проявиться аэродинамический небаланс не мог. Вентилятор был запущен в работу.

При эксплуатации в рабочем режиме, при открытых заслонках, на подшипниках вентилятора стал регистрироваться тревожный уровень вибрации. Представитель службы вибрационной диагностики диагностировал небаланс при работе под нагрузкой, и были начаты работы по балансировке. Вентилятор вывели из эксплуатации, открыли доступ к рабочему колесу. Картина небаланса исчезла, что вполне понятно. В таком режиме, при нулевой производительности, колесо балансировали и раньше. В рабочем же режиме вентилятор работал с другой производительностью, при других значениях радиальных аэродинамических сил, что и создавало картину небаланса.

После проверки углов установки рабочих лопастей, выявления причины появления дефекта, было принято отбалансировать колесо в рабочем режиме, при закрытых боковых щитах, при нагрузке, с которой вентилятор работал чаще всего. В дальнейшем, после планового ремонта, проблем с этим вентилятором не было.

Небаланс с гистерезисом.

Это очень интересный практический случай диагностики небаланса, который встречался в нашей практике.

На возбuditеле турбогенератора был диагностирован небаланс, и во время ремонтного останова начались работы по его устранению. Была выявлена интересная особенность. При пуске турбоагрегата небаланс отсутствовал, он появлялся скачком через несколько минут после начала вращения ротора с рабочей скоростью. Так как пуски были без электрической нагрузки, с приводом от турбины, вопрос о тепловых изгибах отпал сразу.

При испытательном пуске, когда небаланс появился, турбоагрегат стали медленно останавливать, уменьшая частоту вращения ротора. При частоте примерно 0,6 от номинальной небаланс исчез. Частоту вращения ротора снова повышать, и небаланс снова возник на частоте 0,97 номинальной. Повторные разгоны и выбеги ротора показали примерно одинаковую картину.

Было сделано предположение, что гистерезис небаланса на роторе обусловлен наличием упругого элемента, который под действием центробежных сил при почти номинальной частоте вращения смещается на несколько больший радиус и приводит к небалансу. Возврат его на меньший радиус происходит при снижении частоты вращения. Гистерезис небаланса обусловлен повышенным трением при перемещении элемента в пазу.

Диагноз полностью подтвердился. Элемент обмотки ротора имел возможность с большим усилием перемещаться в пазу. Когда центробежная сила превышала усилие смещения - секция обмотки изгибалась, и происходило ее смещение. Гистерезис был обусловлен силами трения при перемещении обмотки в пазу. Обмотку закрепили в одном положении дополнительным клином, и проблема исчезла.

Повторимся, что данный случай нестационарного небаланса не является часто встречающимся, он приведен здесь для иллюстрации многообразия форм проявления и сложностей диагностики небалансов при практических работах.

Электромагнитный небаланс.

Это тоже очень интересный пример проявления нестационарного небаланса. Он может проявляться в синхронных электродвигателях и генераторах, а также и в асинхронных электродвигателях.

Парадоксальность проявления такого электромагнитного небаланса заключается в том, что он имеет максимальное проявление на холостом ходу электрической машины. При повышении нагрузки агрегата первая гармоника в спектре вибросигнала может уменьшиться, или даже исчезнуть полностью, т. е. по формальным признакам небаланс масс ротора самоустраняется.

Объяснение этому явлению достаточно простое. При увеличении нагрузки на электрическую машину возрастает магнитная индукция в зазоре между ротором и статором электрической машины. Поскольку тангенциальная составляющая электромагнитных сил, обеспечивающая вращающий момент электрической машины, равномерно распределена в зазоре, она начинает играть стабилизирующую роль, центрируя вращающийся ротор в электромагнитном (!) зазоре статора.

Если перед этим ротор имел небаланс, обусловленный, например, механическим прогибом ротора, то при увеличении нагрузки будет иметь место стабилизация ротора в зазоре, т.к. прогиб будет устраняться касательными силами электромагнитного притяжения ротора к статору. Формально это будет соответствовать снижению уровня небаланса ротора электрической машины.

3.2.1.5. Способы устранения небаланса масс ротора.

Про небаланс вращающихся роторов можно сказать, что этот дефект «является полной собственностью службы вибрационной диагностики». Если служба вибрационной диагностики выявляет дефект электродвигателя, то его устранением занимается электротехническая служба, если обнаруживается дефект подшипника, то его устраняет ремонтная бригада механиков. Если же в оборудовании диагностируется небаланс, то его устранением занимается сама служба вибрационной диагностики.

Существуют два наиболее распространенных способа устранения небаланса масс вращающихся роторов:

- Устранение небалансов при помощи переносных приборов (или встроенных функций систем мониторинга) – балансировка роторов в собственных опорах (подшипниках). Разборка оборудования в таком случае выполняется в минимальном объеме, достаточном для доступа к балансировочным плоскостям. Как правило, при таких работах небаланс устраняется установкой или снятием балансировочных грузов соответствующей массы и конструкции.

- Балансировка на разгонно – балансировочных стендах (РБК). Такая балансировка выполняется после изготовления роторов, или же после их ремонта. Ротор устанавливается на опоры стенда, приводится во вращение, и балансируется. Возможности корректировки масс здесь значительно больше, можно использовать корректирующие грузы на балансировочных плоскостях, а можно механически снимать лишние массы в любой точке ротора.

Перед тем, как мы начнем кратко рассматривать эти два способа устранения небалансов, необходимо сделать несколько общих методических замечаний.

Во-первых, необходимо определиться с размерностью измеряемых вибраций. На практике наиболее часто используются значения виброскорости и виброперемещения. Измерения в размерности виброускорения не применяются по причине сильной «зашумленности»

сигналов. Возникает вполне корректный вопрос, а какие единицы измерения предпочтительнее, в каком случае проведение наших работ будет более эффективным?

Полностью однозначного ответа на этот вопрос, по причине математической взаимосвязанности сигналов виброскорости и виброперемещения, нет. Из сигнала виброскорости можно однозначно получить сигнал виброперемещения. Необходимо отметить, что, «в обратном направлении» такой полностью однозначной связи нет. Такое преобразование сигналов, как говорят математики, можно выполнить только с погрешностью, равной «постоянной интегрирования». Правда можно отметить, что и такой точности, в силу симметрии мощности наших вибрационных сигналов относительно оси времени, для практики обычно бывает вполне достаточно.

В связи с этим создается впечатление, что вопрос выбора размерности представления вибросигналов при проведении балансировочных работ, в большей степени, определяется личными предпочтениями каждого специалиста. Ему гораздо приятнее сказать, что ротор отбалансирован «по нулям» (первая гармоника виброперемещения равна нулю), чем сказать, что остаточная вибрация составляет некоторое, пусть даже небольшое значение. Эта причина, конечно, носит «показное», второстепенное значение, но и она значима.

Более интересным является вопрос, а что же на самом деле является основным признаком удачного завершения процесса балансировки? Это полное устранение первой гармоники в вибросигнале, или что-то другое? Может более важным является «успокоение» агрегата, описанием примера такого подхода мы завершили раздел о статическом небалансе. Понятно, что это более сложный и квалифицированный подход к балансировке ответственных и дорогих агрегатов.

Мы понимаем, что это предмет отдельной, и достаточно непростой дискуссии, поэтому завершим его, только обозначив проблему. Решать его должны специалисты, если говорить в обще методическом плане, и каждый практический диагност в отдельности, применительно к своей прикладной деятельности.

Во-вторых, перед описанием проблем и особенностей практической балансировки роторов, необходимо определиться с набором «значимых гармоник». Достаточно учитывать параметры одной первой гармоники, или необходимо принимать во внимание, например, вторую и третью гармоники в спектре вибросигнала.

На первый взгляд кажется очевидным, что весь процесс балансировки ротора, хоть в собственных опорах, или же на балансировочном стенде, должен производиться по параметрам первой гармоники в спектре вибросигнала. Можно смело утверждать, что в 95% практических случаев для успешной балансировки достаточно знания амплитуды и фазы первой гармоники.

Сложнее дело обстоит с оставшимися 5% случаями балансировки. Чаще всего это уже не «ремесло» балансировки, а «искусство» анализа и проведения балансировочных работ. Это уже не устранение небаланса, а комплексное вибрационное успокоение роторов мощных и сложных агрегатов.

Не зря специалисты по балансировке сложных роторов (к которым автор данной работы себя не относит) заявляют, что ротор турбогенератора, работающего в нормальном вибрационном режиме, при выводе в ремонт не всегда имеет идеальные параметры. Это явление базируется на факте, что такой ротор, установленный на РБК, всегда имеет остаточный небаланс.

Так вот такой небаланс предлагается тщательно зафиксировать, и после выхода ротора из ремонта так же тщательно этот небаланс восстановить. Только в этом случае можно ожидать работу турбогенератора без повышенной первой гармоники. Мы можем только догадываться о всех сложностях процессов колебаний в таких роторах, но, как нам кажется, в этом случае желателен учет большего количества гармоник, особенно второй и третьей обязательно.

Вернемся к самой процедуре балансировки роторов, и естественно начнем с балансировки в собственных опорах. Это наиболее часто встречающаяся практическая процедура балансировки.

В первую очередь необходимо пояснить сам процесс балансировки в собственных опорах. Эта процедура, внешне достаточно простая, позволяет эффективно снизить вибрацию работающего оборудования без разборки.

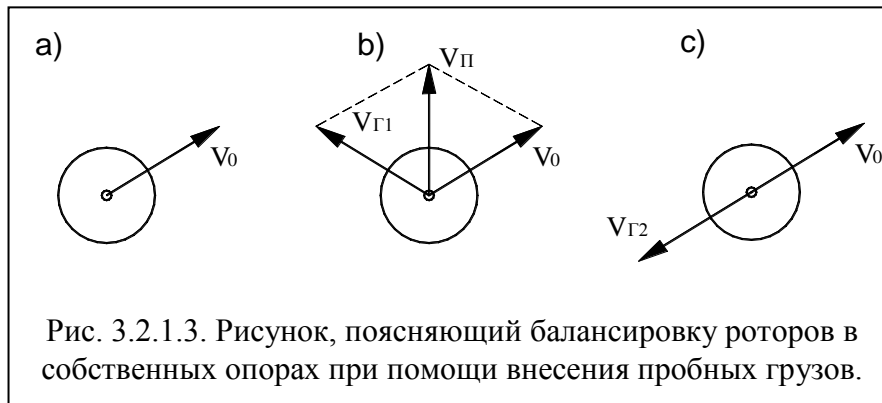


Рис. 3.2.1.3. Рисунок, поясняющий балансировку роторов в собственных опорах при помощи внесения пробных грузов.

Для этого обратимся к рисунку 3.2.1.3. На этом рисунке показаны три этапа проведения одноплоскостной балансировки ротора в собственных опорах.

а). На работающем оборудовании зафиксирована повышенная вибрация, которая имеет амплитуду V_0 , и соответствующий фазовый угол.

Для этого на вал агрегата была наклеена метка и использован отметчик фазы, а на опорный подшипник ротора, в вертикальном направлении, установлен датчик для регистрации вибрации.

б). После временной остановки агрегата на балансировочной плоскости ротора, обычно в произвольном направлении, был смонтирован пробный груз. Согласно месту установки нашего груза (на рисунке), он должен был создать вектор вибрации, показанный на рисунке, и равный $V_{Г1}$. Особенность процедуры такой балансировки заключается в том, что величина этого груза, для дальнейших расчетов, может быть задана пользователем в любых единицах – граммах, штуках, шайбах, гайках, миллиметрах, и т. д. Просто нужно понимать, что в этих же единицах вы получите результаты расчета для установки «правильного» балансировочного груза.

Здесь можно дать определение очень важного параметра, используемого при балансировке – коэффициентов влияния. В разных литературных источниках понятие коэффициентов влияния дается несколько по-разному, поэтому мы не будем стремиться к максимальной точности описания, мы только опишем физический смысл. Коэффициент влияния, это векторная величина, коэффициент пропорциональности, показывающий, как определить величину необходимого корректирующего груза, для данного типа агрегата, и для данной балансировочной плоскости.

Говоря простыми словами, это коэффициент пересчета остаточной вибрации от небаланса, в величину корректирующего груза. Пусть читателя не пугает получение величин одной размерности из параметров абсолютно другой размерности, размерность коэффициентов влияния достаточно сложна, включает в себя и вибрацию, и массу, и линейные размеры.

Возвращаемся к нашему примеру балансировки. Агрегат снова включается в работу, и вновь регистрируются параметры первой гармоники вибрации. Мы получили вектор вибрации в «пробном» пуске $V_{П}$, показанный на рисунке. Понятно, что этот вектор является суммой двух векторов – вектора имеющегося на роторе остаточного небаланса V_0 , и вектора внесенного пробным грузом небаланса $V_{Г1}$. Основная цель дальнейших векторных расчетов – определение величины вектора остаточного небаланса. Эта величина может быть определена через параметры вектора внесенного небаланса. Вполне понятно, что это может быть сделано только в системе принятых диагностом (нестандартных и любых) единиц измерения.

с). Знание величины вектора остаточного небаланса (пусть даже в гайках, миллиметрах) дает возможность определить параметры «правильного» корректирующего груза в этих

же единицах. Он должен быть расположен диаметрально противоположно вектору остаточного небаланса ротора, иметь равное с ним значение, и располагаться на том же радиусе, что и пробный груз. Сам пробный груз должен или сниматься с ротора, или же должен быть составным вектором включен в состав корректирующего груза.

Процесс балансировки (в благоприятном случае) на этом можно считать законченным, или, при необходимости, будет нужна еще одна аналогичная итерация.

В настоящее время практически все виброизмерительные приборы, анализаторы вибрационных сигналов, оснащены встроенной функцией балансировки роторов в собственных опорах, поэтому данная процедура в 90% случаев не вызывает больших проблем у диагностов. Еще в 5 ÷ 7% случаев ротор удается отбалансировать, но при этом количество итераций (пробных пусков) с установкой грузов может достигать десяти и более. В 2% случаев отбалансировать ротор на месте не удается, несмотря на все старания диагноста. Это происходит по тем или иным причинам, которых мы очень поверхностно касались выше.

Балансировка на балансировочных стендах.

Для специализированных устройств, предназначенных для балансировки роторов, в литературе существует несколько названий. Это и балансировочные стенды, и балансировочные станки, и разгонно – балансировочные станки. Мы будем использовать в дальнейшем изложении термин балансировочный стенд.

Название балансировочного устройства ничего о процессе балансировки не говорит. Изменения возникают при использовании стендов различного принципа действия. По этому параметру может быть приведена следующая классификация:



Рис. 3.2.1.4. Балансировка роторов на «зарезонансном» балансировочном стенде.

- Дорезонансные балансировочные стенды. Дорезонансным называется такой стенд, у которого частота собственных (резонансных) колебаний подшипниковых опор значительно выше, чем оборотная частота ротора в режиме балансировки.

- Резонансные балансировочные стенды. Такие стенды имеют максимальную чувствительность в режиме резонанса.

- Зарезонансные балансировочные стенды. У таких стендов частота собственных резонансных колебаний опор значительно ниже, чем оборотная частота ротора в режиме балансировки.

Описание особенностей конструкции и работы на балансировочных стендах настолько

объемно, что мы даже не будем делать попыток это сделать. Мы лучше предложим вам обратиться к работам известных специалистов в этой области, например А.С. Гольдина, Е. В. Урьева, в которых любопытный читатель, может быть, найдет ответы на все интересующие его вопросы.

Завершим рассуждения о способах проявления и устранения небалансов различного типа уточнением некоторых терминов, используемых на практике. Несмотря на наличие небалансов двух типов, статического и динамического, процедуру балансировку всегда, или почти всегда, называют динамической балансировкой. Это абсолютно правильный термин, но он отражает только то, что диагностику небаланса проводят на вращающемся роторе, когда это можно сделать лучше и точнее. При этом тип небаланса не имеет никакого определяющего значения, особенно когда проводится многоплоскостная балансировка.

3.2.2. Изгибы валов.

Под этим термином следует понимать такой дефект технического состояния вала механизма, когда при работе геометрическая ось ротора не совпадает с его осью вращения, проведенной по «центрам» подшипников. Такое определение не является абсолютно корректным, но хорошо описывает причину повышенной вибрации, достаточно часто встречающуюся на практике.

Для длинных, и сравнительно тонких роторов, ось вращения обычно характеризуется не прямой линией, а некоторой кривой, которая учитывает реальный прогиб длинного вала. Эту особенность длинных роторов необходимо учитывать при использовании термина «дефект вращающегося оборудования – изгиб вала», здесь в это название будет вкладываться несколько иной смысл.

Появление изгиба вала всегда приводит к повышению общей вибрации агрегата, которую мы обычно измеряем на опорных подшипниках. Такой дефект обычно он возникает или как итог некорректного изготовления или монтажа агрегата, или же, как прямое следствие отклонения от нормальных технологических и эксплуатационных параметров работы оборудования.

Методам и средствам диагностики изгибов валов при помощи анализа вибрационных сигналов в литературе уделено мало внимания, вероятно по причине слабой выраженности в спектрах вибросигналов основных признаков присутствия в агрегате такого дефекта. Или, может быть, это происходит потому, что основные признаки этого дефекта совпадают с признаками небаланса, и могут быть, почти полностью, скомпенсированы установкой дополнительных балансировочных грузов.

Следует это хорошо понимать, такая коррекция изгиба вала, как небаланса, приводит к тому, что вибрация агрегата становится функцией или нагрузки, или других параметров работы вращающегося оборудования. Поэтому все-таки наиболее действенным способом снижения вибрации в этом случае служит «прямое» устранение изгиба вала, планирование и проведение работ по устранению этого дефекта.

3.2.2.1. Изгиб вала в шейке подшипника.

Рассмотрение начнем с простейшего случая, когда изгиб вала по тем или иным причинам произошел в районе одного подшипника. Реальных случаев появления такого дефекта в практике много.

В первую очередь здесь необходимо уточнить определение самого термина «изгиб вала в шейке подшипника». Понятно, что такой изгиб вала, если буквально следовать нашему определению, невозможен. Достаточно трудно представить такой дефект, в котором вал изогнулся в одной точке, причем ничего другого, что могло бы сказаться на вибрационном состоянии агрегата, при этом не произошло. Однако мы продолжаем утверждать, что такой специфический дефект ротора вращающегося механизма существует, и его можно определять таким термином.

Следуя логике дефект изгиб вала можно характеризовать следующим образом. Это происходит в случае, когда две специфических оси, проходящие через опорный подшипник, не совпадают друг с другом. Это следующие оси:

- Технологическая ось вала в зоне опорного подшипника. Она совпадает с прямой линией, соединяющей центры двух подшипников для «коротких» роторов, или с линией прогиба вала для «длинных» роторов.
- Реальная ось опорной шейки подшипника скольжения, или посадочного места для внутренней обоймы подшипника качения.

В случае несовпадения этих осей мы будем наблюдать все характерные признаки дефекта, который мы назвали «изгиб вала в шейке подшипника». Из этого определения видно,

что может быть «чистого изгиба вала» и нет, но если неравномерно изношена поверхность опорной шейки вала, то признаки дефекта появятся.

Значительное влияние на степень проявления этого дефекта в вибрационном состоянии агрегата может оказать направление еще одной важной оси, проходящей через подшипник - монтажной оси самого опорного подшипника. Направление монтажной оси опорного подшипника определяется конструкцией и монтажом корпуса и вкладыша подшипника скольжения или внешней обоймы подшипника качения.

Влияние направления этой оси на степень проявления описываемого дефекта механизма весьма специфическое, отклонение ее самой (одной) от технологической оси вала еще не вызывает появление признаков изгиба вала в шейке подшипника. Однако, если эта ось не будет совпадать с технологической осью вала, то она будет усиливать все вибрационные признаки дефекта в случае их появления. То есть появившиеся вибрационные признаки дефекта «изгиб вала», возникающие при несовпадении технологической оси вала и реальной оси опорной шейки вала, при неправильном монтаже подшипника будут еще более сильными, чем при правильном монтаже подшипника.

При наличии большого разброса в причинах возникновения в механизме изгиба вала, итоговое проявление этого дефекта в физической картине вибрационных процессов в оборудовании является одинаковым. Можно выявить четыре основных признака появления изгиба вала.

1. Если рассмотреть процессы, происходящие в подшипнике, в районе которого имеет место изгиб вала, то можно выявить следующее. На крайние, если считать вдоль оси вала, точки подшипника, например на разные края антифрикционного вкладыша, будет действовать значительная, противофазная, чаще всего даже знакопеременная, нагрузка, жестко связанная с оборотной частотой вращения вала. Направление этой знакопеременной нагрузки в любой момент времени, на противоположных, если смотреть вдоль оси вала точках подшипника, будет взаимно противоположным. Если ближняя к механизму точка подшипника будет перемещаться вверх, то противоположная точка, с другой стороны подшипника, будет перемещаться вниз. На подшипник постоянно будет действовать момент сил, приводящий к «покачиванию» самого подшипника или в гнезде, или подшипника вместе с подшипниковой стойкой.

2. При диагностике изгибов валов, с использованием синхронизированных или синхронных вибросигналов, а далее и на основе спектров этих вибросигналов, в диагностические правила обязательно следует ввести анализ значений фазовых параметров сигналов. При изгибе вала фаза первой гармоники оборотной частоты в радиальном направлении будет стабильной. При сравнении фаз сигналов, вертикальном и поперечном направлениях, между ними должен существовать сдвиг на 90° .

3. «Роза вибраций», построенная на круговых замерах вибрации, выполненных в направлении нескольких перпендикуляров к оси вращения ротора, при изгибе вала обычно имеет достаточно круглую форму и не имеет больших выбросов. Чаще всего мы имеем примерно правильную эллиптическую форму с горизонтальным расположением большей оси эллипса. Соотношение размеров этих осей, в основном, определяется соотношением податливостей опоры в разных направлениях. При увеличении степени изгиба вала, форма этой «розы вибраций» не претерпевает больших изменений, пропорционально увеличиваются только размеры осей эллипса.

4. Осовая составляющая вибрации при изгибе вала увеличивается, но не всегда очень сильно, хотя такие случаи и встречаются в практике. Степень увеличения осевой вибрации в наибольшей мере зависит от степени изгиба вала ротора, и податливости подшипниковой опоры в осевом направлении. В пределах небольших изгибов осевая составляющая вибрации по общему уровню, относительно радиальных составляющих вибрации, не очень велика.

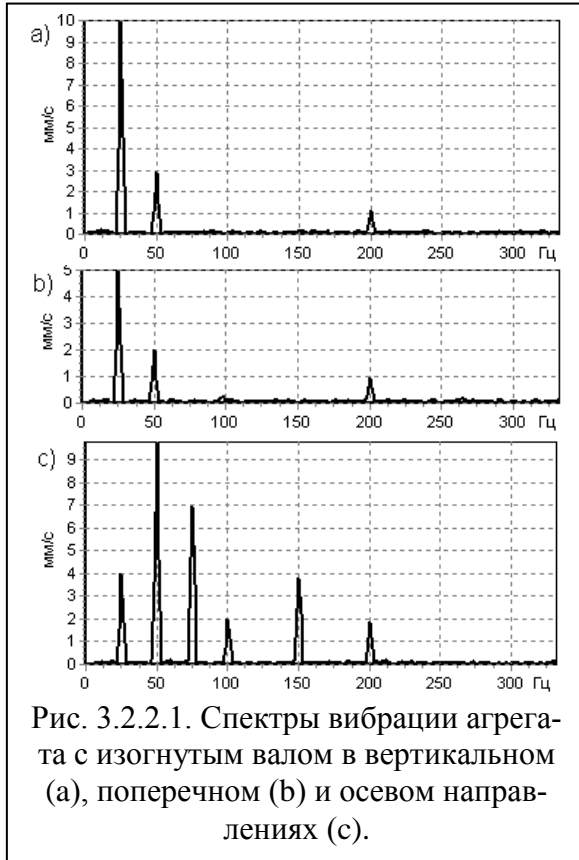


Рис. 3.2.2.1. Спектры вибрации агрегата с изогнутым валом в вертикальном (а), поперечном (б) и осевом направлениях (с).

заключается в перемещении контролируемой точки по сложной траектории в пространстве, чем-то напоминающей по виду фигуру типа «сложной восьмерки».

На трех спектрах вибросигналов, показанных на рисунке 3.2.2.1., иллюстрируется характерная картина вибрации агрегата с достаточно сильно развитым дефектом. Максимальный уровень вибрации зарегистрирован в осевом направлении, где значение СКЗ виброскорости ненамного превысило нормативное значение, принятое для данного агрегата. Максимальное значение вибрации в осевом направлении может быть тоже достаточно просто объяснена тем, что конструктивная податливость подшипниковой стойки в данном направлении всегда является наибольшей. Обычно из такого условия - наименьшей осевой жесткости проектируются агрегаты с «оптимальной» конструкцией.

Именно малая осевая жесткость подшипниковых стоек чаще всего приводит к максимальным значениям осевых вибраций, хотя осевые усилия и не являются максимальными, по своей величине. Ничего здесь не изменить, определение «вибрация есть возмущающая сила, умноженная на податливость конструкции» справедливо всегда.

Из рисунка также хорошо видно, что основной гармоникой в радиальных составляющих является первая гармоника оборотной частоты ротора. В осевой проекции вибрационного сигнала присутствуют первая, вторая и третья гармоники этой частоты, причем максимальной по величине, в данном случае, является вторая гармоника.

В осевой проекции вибрационного сигнала реально могут присутствовать и более высокочастотные гармоники оборотной частоты ротора, включая появление «горбов» на спектре. Таких гармоник не бывает очень много, кроме того по своей мощности они обычно ма-

Преобладающей в спектре осевой вибрации обычно является первая гармоника оборотной частоты ротора.

При больших изгибах, и податливых опорах, осевая составляющая вибрации может стать наибольшей, причем встречаются случаи, когда она больше радиальных составляющих более, чем в два раза. Это достаточно просто объясняется тем, что при вращении сильно изогнутого ротора максимально возрастают колебательные перемещения подшипника в направлении оси, перпендикулярной к радиусу.

Они приводят к такому колебанию подшипника и подшипниковой стойки, что осевые вибрации становятся преобладающими. К этим движениям добавляются продольные перемещения корпуса подшипника вместе со стойкой или с подшипниковым щитом, имеющие основной частотой первую, а иногда и вторую гармонику оборотной частоты ротора.

Достаточно часто в спектре осевой вибрации с сильно изогнутым валом появляются третья, четвертая и иногда «целый лес» гармоник с номером до 4 - 6. Причина их появления

лы. Поэтому, на приведенном «рафинированном» рисунке в спектре вибрации показаны только самые значительные гармоники.

Необходимо научиться отделять причину повышенной вибрации «изгиб вала» от дефекта типа «неправильная посадка подшипника», который в соответствии с нашей классификацией относится к уровню «подшипник». При наличии этого дефекта, на некоторых стадиях развития, в спектре вибрации появляются примерно одинаковые признаки распределения мощности между гармониками. Разделить эти две причины между собой достаточно сложно, но можно, если анализировать две основные особенности их проявления в вибрационных сигналах.

Во-первых, в «розе вибраций», построенной в плоскости, перпендикулярной оси ротора, при неправильной посадке подшипника есть четко выраженный максимум, это «вытянутый эллипс». При изгибе вала картина несколько иная, «роза вибраций» есть более круглый эллипс, очень близкий к окружности.

Во-вторых, фаза первой гармоники оборотной частоты для всех проекций вибраций, включая осевую проекцию, является при дефекте «изгиб вала» достаточно устойчивой, чего чаще всего не наблюдается при дефекте «неправильной посадка подшипника».

Работа агрегата с сильным дефектом типа «изгиб вала» приводит, как правило, к достаточно быстрому выходу агрегата из строя. Последней стадией развития такого дефекта являются «разбитые подшипники», недопустимое возрастание в них зазоров. На спектре вибрации это проявляется как картина ослабленной посадки элементов с большим количеством целых и дробных гармоник в спектре. Чем сильнее изгиб вала, тем большая мощность сосредоточена в «целых» гармониках вибрационного сигнала, значит тем больше зазоры в опорных подшипниках.

Финальная стадия развития дефекта типа «изгиб вала в шейке подшипника» всегда приводит к появлению «разбитых подшипников». Если проводить диагностику дефектов на этом этапе, то эти два дефекта уже не разделить. В этом нет ничего сильно плохого, главное во время остановить агрегат на ремонт.

Выбор диагностом того или другого типа дефекта, как первичной причины вывода оборудования из эксплуатации, значительно изменяет стратегию проводимого ремонта. Если принять за первопричину преждевременного останова оборудования дефект опорного подшипника, то последствия использования такой стратегии ремонта абсолютно предсказуемы. Ремонт, замена подшипника, состояние агрегата восстанавливается до нормального.

Однако достаточно скоро все повторяется, подшипник нужно будет неоправданно быстро менять, ремонт повторяется и повторяется. Далее еще предсказуемо, возникает ссылка на низкое качество ремонта, низкое качество подшипников, звучит классическая фраза о том, что «видимо агрегат уже старый», и самое плохое в этом то, что как обычно, никто не виноват. Виноватый есть, это тот диагност, который не смог дифференцировать дефект, для устранения которого необходимо банально «проточить» шейку вала в зоне опорного подшипника. К нашему сожалению, таких случаев в практике бывает немало.

Почему-то в наличие такого дефекта некоторые диагносты даже не верят. «Такого дефекта нет и быть не может, т. к. я в это не верю!» Такую фразу автору приходилось слышать не раз, причем даже от опытных специалистов с солидным стажем работы. Далее следуют ссылки на особенности терминологии и другие формальные и надуманные проблемы.

К нашему сожалению, такой дефект есть в практике, и его нужно диагностировать. И никакие «высокие комиссии», которые иногда создаются «на местах» для отрицания этого дефекта (и методов его диагностики), отменить его появление не могут. Такой дефект необходимо уметь диагностировать, и конечно необходимо уметь его устранять, что обычно не является непреодолимой проблемой для ремонтных служб.

3.2.2.2. Изгиб вала между подшипниками.

Это тот случай, когда изгиб вала, которые еще предстоит выяснить диагносту, происходит внутри механизма. Под этим термином «внутри механизма» мы понимаем зону между двумя опорными подшипниками контролируемого механизма.

Возникновение дефекта такого типа сразу же приводит к смещению масс ротора в зоне между подшипниками, и к появлению всех характерных признаков небаланса вращающихся масс ротора. При наличии достаточно больших консолей «снаружи» механизма, т. е. при больших внешних вылетах вала от подшипника, например, со стороны соединительной муфты, небаланс может проявиться и в этой зоне.

В спектре вибросигнала механизма с таким дефектом всегда появляется большая первая гармоника с устойчивой фазой – основной признак небаланса. Чаще всего так возникает динамический небаланс, хотя в самых «тяжелых случаях» это может быть и явно выраженным статическим небалансом.

Ротор при таком виде дефекта обычно балансируют в собственных подшипниках и пытаются устранить небаланс. Эта процедура хоть и позволяет существенно уменьшить первую гармонику в спектре вибрации, но основная картина небаланса продолжает сохраняться. Небаланс начинает «блуждать» внутри ротора. Образно говоря, устранение небаланса в одном месте приводит к его появлению в другом, что не очень нравится специалисту, проводящему балансировку. Все это относится к случаю установки корректирующих грузов на стандартных доступных плоскостях механизма.

Причина неудачи балансировки понятна. И небаланс, и изогнутый ротор имеют устойчивую фазу на первой гармонике, являющейся основной в спектре вибрационного сигнала. Этот признак обоснованно укрепляет мнение вибродиагноста в необходимости проведения балансировочных работ. После достаточно кропотливой работы квалифицированного специалиста первую гармонику все же удастся снизить до приемлемого уровня, но общая вибрация ротора с изогнутым валом все равно остается значительной.

Снижение амплитуды первой гармоники может привести к парадоксальному результату, основная мощность вибрации может из первой гармоники перейти в гармоники с большим номером. Теперь диагностировать изогнутый вал в радиальном направлении приходится по второстепенным признакам, которые могут присутствовать в спектре вибросигналов, но могут, с той же, если не с большей вероятностью, и отсутствовать в регистрируемых вибрационных сигналах.

Работы, выполненные при стандартной балансировке, устраняют первую гармонику в вибрационном сигнале, зарегистрированном в радиальном направлении, но это приводит и к второму парадоксу. Условно можно сказать, что «задавливаются» основные признаки изогнутого вала, а сам дефект не устраняется. Конечно, с точки зрения успокоения агрегата все это не так и плохо, так как дало конкретный результат – вибрационное состояние агрегата несколько улучшилось. Однако это увеличило динамические нагрузки на ротор, и сам дефект типа изгиб вала, следовательно, и внешние вибрационные признаки небаланса, очень скоро появятся снова. Успех будет кратковременным.

Изгиб вала всегда необходимо пытаться отделить от других типов дефектов, приводящих к возникновению признаков небаланса масс ротора. Большое внимание в таких случаях следует уделять наличию и особенностям осевой составляющей вибрации, которую при балансировке чаще всего не удается сильно уменьшить и модифицировать, иногда она даже увеличивается.

Об этом практические специалисты по балансировке, проводящие такие работы, часто даже не знают, т. к. выполняют все свои действия с использованием стандартных рекомендаций, и обычно контролируют, например, только вертикальную составляющую вибрации. Почему-то все считают, что этого достаточно. Может быть это и правильно, но только не в случае устранения последствий искривления ротора.

Наиболее серьезными признаками наличия изгиба вала внутри механизма являются следующие признаки, справедливые даже после проведения «маскировочной» балансировки:

- Общий уровень вибрации в радиальных проекциях регистрации вибрации достаточно велик, и обычно различается между собой не более, чем на 30 %;

- Вибрация в осевом направлении максимальна, и даже после проведения балансировки значительно не снижается.

- В спектре осевой вибрации присутствует максимальная первая гармоника, хотя могут быть вторая и третья и т. д., причем они тоже могут быть максимальными;

Диагностирование дефекта изогнутый вал существенно изменяет стратегию проведения ремонтных работ. Она предполагает проведение дополнительных диагностических работ на разобранном оборудовании, и, при подтверждении диагноза, принятие мер для устранения этого дефекта.

3.2.3. Механические ослабления.

Это обобщенное название целого ряда специфических дефектов оборудования, имеющих различную причину возникновения, локализацию и по-разному влияющих на состояние агрегатов. Достаточно часто под термином «механическое ослабление» понимается сумма нескольких различных дефектов, имеющих в конструкции, или являющихся следствием особенностей эксплуатации.

Все разнообразие проявлений ослабления связей между элементами механизмов и агрегатов имеет ниже общее название «механические ослабления» по одной простой причине - в спектрах вибросигналов все они дают качественно примерно одинаковые картины.

Механические ослабления довольно часто характеризуют вторым термином, применяемым на практике для обозначения таких дефектов, это слово «люфт», понятное всем сотрудникам механических служб. Мы не используем в данном разделе этот термин в качестве основного только по одной причине – он не охватывает все возможные проявления механических ослаблений.

Возникновение механических ослаблений автоматически приводит к тому, что в процессе работы контролируемого оборудования, по тем или иным причинам, возникают соударения деталей или элементов агрегатов, между которыми ослабли механические связи. Соударения могут происходить как между элементами на вращающемся роторе, так и между неподвижными элементами механизмов, фундамента, а также между подвижными (вращающимися) и неподвижными частями агрегата.

В любом случае, для проявления механических ослаблений в вибрационных сигналах, должны существовать динамические факторы, приводящие к усилиям, заставляющим элементы перемещаться, и соударяться друг с другом. При отсутствии таких возбуждающих сил механические ослабления в конструкции могут не проявляться.

Мы уже выше рассматривали практические случаи, в которых возбуждающие силы были обусловлены наличием в контролируемом агрегате других дефектов, например, небаланса или расцентровки. Если эти «первичные» дефекты устранялись, то и проявления механических ослаблений в спектрах вибрационных сигналов исчезали. Это вполне понятно, ведь исчезали возбуждающие силы.

Механические ослабления не всегда являются «вторичным» дефектом во вращающемся оборудовании, диагностируемым при наличии возмущающих конструкцию «первичных» дефектов. Достаточно часто и механические ослабления сами являются «первичным» дефектом, всегда вызывающим увеличение вибрации агрегата. Особенно часто это случается в механизмах возвратно - поступательного принципа действия или имеющих такие узлы. Знакопеременные нагрузки – наиболее часто встречающаяся причина появления вибраций от механических ослаблений в различных механизмах.

3.2.3.1. Общие вопросы диагностики ослаблений.

Происхождение механических ослаблений во вращающемся оборудовании весьма многообразно, связано с большим количеством различных параметров конструкции, монтажа и эксплуатации. В целом все обилие механических ослаблений можно разделить на две большие группы:

- Механические ослабления, являющиеся дефектом изготовления, сборки и монтажа вращающегося оборудования. К ослаблениям этой группы следует относить всевозможные чрезмерно свободные посадки деталей вращающихся роторов, сопряженные с наличием нелинейностей типа «люфт». Ослабления такого типа могут иметь место в опорных подшипниках любого типа, соединительных муфтах, в элементах самих механизмов, в опорных фундаментах и даже конструкциях зданий.

- Механические ослабления, являющиеся результатом естественного износа элементов конструкции агрегата, следствием аварийного и внезапного разрушения элементов конструкции. Ослабления могут возникать при неправильной эксплуатации оборудования, нарушении режимов работы. В эту же группу следует относить всевозможные трещины и дефекты в конструкции и фундаменте, возникшие в процессе эксплуатации контролируемого оборудования.

Деление причин возникновения механических ослаблений на эти две группы является достаточно условным. И в том, и в другом случаях характерные признаки дефекта в спектре вибросигнала, примерно одинаковы. Важно, что эта диагностическая похожесть наблюдается в спектрах вибрационных сигналов, как в качественном, так и в количественном соотношении. Просто таким делением хотелось еще раз подчеркнуть, что реальные причины возникновения механических ослаблений значительно различаются.

Форма временного вибросигнала при механических ослаблениях содержит в себе значительную нестационарную, непериодическую компоненту, которая приводит к тому, что даже от оборота к обороту форма сигнала может сильно меняться. По форме временного сигнала проводить диагностику механического ослабления достаточно сложно, так как она часто непостоянна, имеет случайные пики и сдвиги. На временном сигнале имеется большое количество пиков от соударений, которые носят, на первый взгляд, хаотический характер. Такая форма временного сигнала обычно сопровождает все дефекты типа «механическое ослабление» или «люфт».

Причина изменчивости формы вибрационного сигнала при механических ослаблениях легко объяснима. Самой простейшей моделью возникновения этой особенности является всем известная «важная прикладная процедура - перемешивание чайной ложкой сахара в стакане», это упрощенная до предела модель механического ослабления. Проводя этот «практический» эксперимент читатель легко убедится, что удары ложкой о стенки стакана каждый раз будут происходить в разных, всегда случайных точках. Ударов возникает много, места ударов различны, интервал времени между ударами может тоже сильно различаться. Соответствующий вид будет иметь и временной вибросигнал в этом эксперименте - очень сильна будет нестационарная компонента вибросигнала. Хотелось бы предложить читателю запомнить издаваемый при таком, достаточно быстром, помешивании звук - в практике диагностики механических ослаблений с ним можно встретиться достаточно часто.

Пространственная ориентация направления механических ослаблений, чаще всего это радиальное или осевое направление, обычно приводит к тому, что характер и интенсивность вибрации по различным направлениям измерения вибрации на опорных подшипниках, например в вертикальном и поперечном направлениях, может сильно различаться. Это следует всегда помнить, и при возможности не жалеть времени на измерение вибрации во многих направлениях имея конечной целью построение «розы вибраций». Ее помощь в диагностике ориентации ослаблений, как и в диагностике расцентровки, обычно незаменима.

Имеющие место при механическом ослаблении множественные нестационарные соударения элементов обычно приводят к появлению в спектре вибросигнала большого количества сильно выраженных гармоник оборотной частоты вращения ротора. Их число может

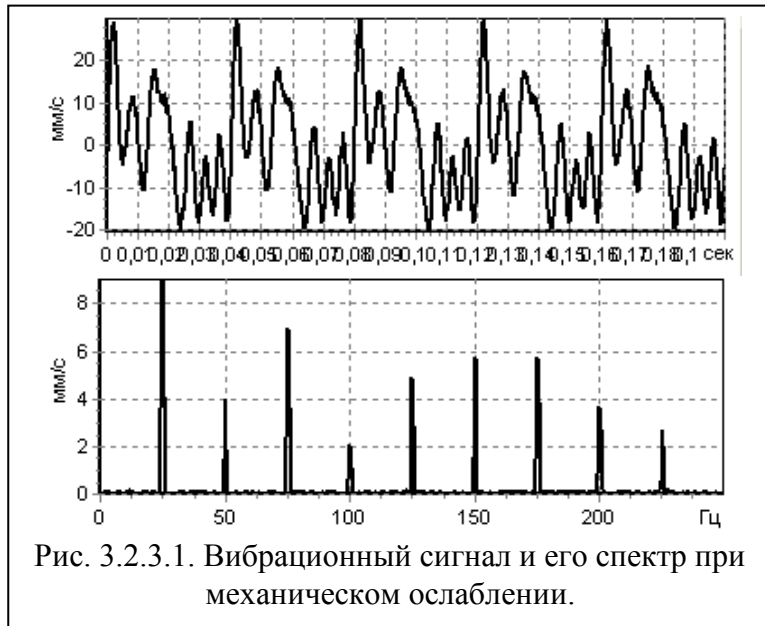


Рис. 3.2.3.1. Вибрационный сигнал и его спектр при механическом ослаблении.

доходить до 10 и даже более. Причем важно, что количество этих гармоник в спектре, и их амплитуда, может сильно изменяться, часто при неизменной величине самого механического ослабления. Пример вибрационного сигнала и спектра, при механическом ослаблении, приведен на рисунке 3.2.3.1.

Этому есть объяснение, основанное на анализе физических процессов при знакопеременных нагрузках на зону с механическим ослаблением. Попробуем дать его максимально просто, насколько это возможно, для чего рассмотрим самые основные особенности формирования вибросигнала, и его

спектра при таком дефекте:

- Количество соударений ослабленных элементов конструкции агрегата друг о друга, приходящихся на один оборот ротора, обычно бывает достаточно большим. Как мы уже отмечали, от оборота к обороту это количество может изменяться в некоторых пределах, до $\pm 30\%$.

- В самом простейшем приближении количество соударений на один оборот связано с величиной перемещающихся масс, и приложенными усилиями. Реально эта величина обратно пропорциональна интервалу времени между двумя соударениями масс. Вполне очевидно, что эта величина, как и количество соударений на один оборот, является переменной.

- Будем считать, что динамические усилия, возникающие при всех соударениях между элементами конструкции, имеют примерно одинаковую силу. Это допущение также не далеко от сути реальных процессов, имеющих место при дефектах типа «люфт».

В силу особенностей работы FFT (функция быстрого преобразования Фурье, предназначенная для получения спектра вибросигнала), максимальную амплитуду в спектре будут иметь те гармоники, которые связаны с соударениями, наиболее часто повторяющимися в процессе вращения вала агрегата.

«Пропусков» в гармоническом ряду этих целых гармоник оборотной частоты почти не бывает, присутствуют все гармоники подряд. Амплитуда гармоник по мере роста номера гармоники может постепенно уменьшаться, но никогда не растет. Иногда амплитуда гармоник примерно стабильна до 5 - 7 гармоники, а затем начинает примерно монотонно убывать.

Причины возникновения в спектре только «целых» гармоник вполне объяснимы. Для корректного частотного математического описания достаточно случайных соударений, в спектре сигнала приходится использовать много гармоник различной частоты, захватывающих достаточно широкий частотный спектр. Но поскольку все соударения, так или иначе, связаны с частотой вращения ротора, почти все гармоники в спектре являются синхронными и «целыми по номеру».

Иногда вблизи одной гармоники, являющейся основной в процессах соударений, происходит поднятие спектра или просто уширение гармоники. Это уширение обозначает сосредоточение мощности ударов в одной частотной полосе и вызывается наличием несин-

хронных компонент в вибросигнале. Несинхронные компоненты имеют частоту, близкую к частоте основной гармонике процесса. Например, эта гармоника может быть связана с числом пальцев в дефектной пальцевой муфте, имеющей сильный износ или даже механический дефект. Или это число лопаток дефектного колеса насоса. Такая «уширенная» гармоника часто имеет в спектре вибросигнала свое семейство гармоник. Для примера, при дефекте посадки на вал рабочего колеса насоса с шестью лопатками наибольшую амплитуду в спектре будут иметь шестая и двенадцатая гармоники оборотной частоты ротора.

Механическое ослабление, особенно в неподвижных конструкциях, часто всего носит направленный, векторный характер. По этой причине оно в различной степени проявляется при проведении измерений вибрации в различных направлениях. «Набор гармоник» в вибросигналах, измеренных «на фундаменте» в направлениях разных осей агрегата, часто бывает различен. Спектральная картина, свойственная механическому ослаблению, наиболее сильна в том направлении, в котором суммарная мощность «целых» гармоник максимальна.

Часто полезным для диагностики данного дефекта является обычное прослушивание ухом вибраций подшипника или корпуса механизма, на который имеется подозрение на наличие механического ослабления. Прослушивание желательнее проводить как можно ближе к той точке, где подозревается ослабление. Для проведения прослушивания лучше всего использовать обычную сухую деревянную палочку или дощечку достаточных размеров. Эффективность диагностики механических ослаблений при помощи процедуры «прослушивания» достаточно высока и ей не следует пренебрегать.

Все соударения от имеющегося механического ослабления прекрасно слышны ухом через «деревянный зонд», и тот, кто хотя бы раз их слышал, никогда уже ни с какой другой причиной повышенной вибрации не спутает. Как уже говорилось выше, по звуку вибрация от механического ослабления во многом похожа на процесс перемешивания чайной ложечкой в пустом стакане без воды, а может быть и с водой, та или иная аналогия определяется особенностями конструкции агрегата.

В заключение по общим особенностям диагностирования дефекта «механические ослабления» можно сказать следующее. Этот дефект наиболее «страшно» проявляется в спектре вибросигнала. Появление «развесистого» букета целочисленных гармоник часто вызывает у начинающего диагноста очень тяжелое состояние, близкое к паническому. Ему кажется, что наличие многих гармоник обозначает наличие большого количества дефектов в контролируемом агрегате. Самым сложным является то, что диагносту кажется, что для ничего все непонятно. Лихорадочные поиски характерных особенностей агрегата, чтобы как-то связать частоты гармоник с конструктивными параметрами агрегата кончаются ничем. Все плохо! На самом деле это банальное ослабление связей между элементами конструкции, правда, это не обозначает, что оно не опасно для дальнейшей эксплуатации оборудования.

Задача диагноста, сразу сказать об этом дефекте. Можно долго рассуждать, например, о соотношении амплитуд пятой и восьмой гармоник, но никакого практического смысла это не имеет. Максимум того, что может сделать диагност, так это попытаться уточнить место возникновения этого ослабления, чем он в значительной степени поможет предстоящей работе ремонтных служб предприятия. Но делать это придется ему чаще всего не при помощи анализа спектров вибросигналов, а другими, более простыми и понятными методами, имеющимися в арсенале вибрационной диагностики.

В заключение по описанию общих вопросов диагностики механических ослаблений в агрегате скажем, что он во многом перекликается с диагностикой состояния и поиском дефектов фундаментов, описанной в разделе 3.3.2. Для получения дополнительной информации о диагностике механических ослаблений советуем внимательно прочитать и этот раздел настоящего руководства. В нем вы тоже можно ознакомиться с полезной для процедуры диагностики информацией.

Ниже приведена информация о некоторых «стандартных» механических ослаблениях, диагностируемых по вибрационным параметрам.

3.2.3.2. Ослабление посадки элементов механизма на валу

Это самый известный и широко распространенный в практике тип дефекта, связанный с наличием механических ослаблений в оборудовании. Он может возникать по различным причинам, но заключается в одном и том же - в ослаблении посадки различных элементов конструкции ротора на валу.



Этот же дефект в оборудовании

достаточно часто диагностируется из-за увеличения зазоров в опорных подшипниках. В случае использования подшипников скольжения это бывает при увеличении рабочего зазора, а в подшипниках качения дефект проявляется при повышенном износе поверхностей качения, или же при ослабленной посадке обоймы подшипника в

опоре, или же на валу.

Очень часто вибрационные признаки механического ослабления в диагностируемых вращающихся агрегатах может возникать при неплотной посадке соединительных полумуфт на валах, возникающей при износах и нарушениях технологии монтажа. Возможно влияние зазора, часто имеющего место между полумуфтами.

Специфическое механическое ослабление может возникать в оборудовании по абсолютно разным причинам. Например, оно может возникать в высоковольтных синхронных машинах. Причиной возникновения дефекта может быть неплотная посадка магнитной системы возбудителя, смонтированного на свободном конце ротора.

Всем этим, внешне различным причинам повышенной вибрации, всем типам механических ослаблений, обычно соответствует одинаковый и очень характерный спектр вибросигнала, имеющий в своем составе большое количество гармоник с целым номером. Как мы уже говорили, амплитуды этих гармоник какой-либо прямой связи с параметрами контролируемого механизма обычно не имеют.

Общее количество «целых» гармоник в спектре велико, не менее десяти, но гармоники с «дробным номером», кратные 0,5 от оборотной частоты, при таком дефекте встречаются достаточно редко.

3.2.3.3. Механические ослабления – трещины в агрегате.

Дробные гармоники появляются в спектре вибрационного сигнала в том случае, когда ослабление полностью определяется, или же обязательно сопровождается, наличием трещин в агрегате, или в фундаменте.

Появление дробных гармоник в спектре при таком дефекте объяснить не очень просто, как с использованием математического аппарата, так и без него. Самым сложным является объяснение физического смысла дробных гармоник с номером 1,5 и выше. Гармонику с номером 0,5 от оборотной еще можно как-то представить и объяснить, а вот гармонику, например, с номером 3,5 от оборотной даже и представить сложно. Каким должен быть динамический процесс в механизме, чтобы он продолжался ровно 3,5 раза на один оборот ротора, а затем повторялся. Достаточно сложно объяснить возникновение такой гармоники в спектре вибрационного сигнала. В этом случае действует афоризм, что «сложно объяснить сложное легко, но просто объяснить сложное сложно». Мы попытаемся это сделать, как нам кажется, максимально просто.

С физической точки зрения самое главное объяснить возникновение в механизме дробной гармоники с номером 0,5 от оборотной. Эта гармоника соответствует вибрацион-

ным процессам в оборудовании, частота которых не укладывается ровно в один оборот ротора, а занимают два оборота. Чаще всего это процессы, когда в течение одного оборота ротора на подшипники действует сила одного знака, а течение другого оборота на них воздействует сила другого знака.

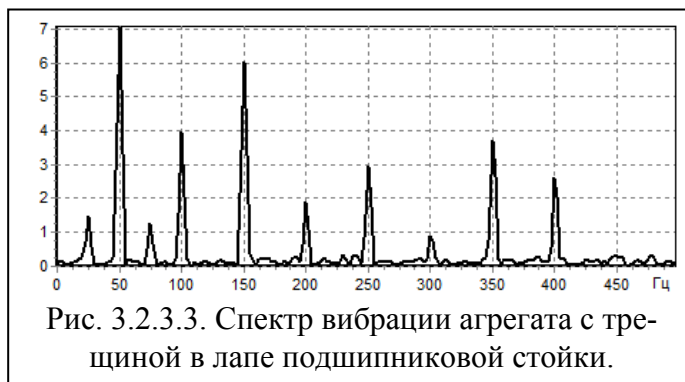
Так бывает иногда, например, когда трещина располагается на вращающемся роторе, и периодически то «открывается», в течение одного оборота, то «закрывается», в течение другого оборота. Таким образом, в спектре вибрации возникает гармоника с кратностью частоты, равной 0,5 от оборотной частоты. Такое может также происходить при наличии ослаблений (трещин) в конструкции и фундаменте агрегата.

Именно трещины характеризуются дробными гармониками в спектре вибрационного сигнала. Вообще следует с большим подозрением относиться к таким гармоникам, пусть даже небольшой амплитуды. Их появление обычно предшествует возникновению достаточно больших проблем в оборудовании.

Дальше все объяснить немного проще. Поскольку, кроме трещины мы имеем в агрегате и механическое ослабление (на самом деле это одно, и то же), то возникшая в агрегате вибрация с основной частотой в $0,5 \cdot F_1$, будет также создавать свое семейство гармоник, как и оборотная гармоника, базовая для своего семейства целых гармоник. Созданию семейства дробных гармоник в спектре будет способствовать наличие механических ослаблений в механизме.

Частоты «целых» гармоник от частоты 0,5 будут равны 1,0, 1,5, 2,0, 2,5 от оборотной частоты вращения ротора агрегата. Это не оговорка, потому что, являясь целыми относительно базовой гармоники 0,5, они будут являться «дробными» гармониками относительно оборотной частоты агрегата. На «целых» частотах эти гармоники сольются с целыми гармониками оборотной частоты, и мы их при этом не заметим, будет иметь место некоторое увеличение амплитуды, и только. На дробных частотах эти гармоники будут выглядеть обособлено, и будут заметны.

Такие процессы чаще всего возникают в оборудовании при наличии дефектов типа «трещина», «люфт», ну и при некоторых типах механических ослаблений. Такое достаточно



часто бывает при наличии трещин в фундаментах.

На рисунке 3.2.3.3. приведен пример спектра вибросигнала, зарегистрированного на подшипниках ротора насоса, вращающегося с частотой 3000 оборотов в минуту. Механическое ослабление в этом агрегате возникло из-за увеличенного зазора в подшипнике скольжения. К картине общего механического ослабления добавились вибрационные признаки

наличия трещины на лапе подшипниковой стойки насоса.

Общее число целых гармоник на таком спектре, как и при обычном ослаблении, может достигать до 7 - 10, причем в таком спектре могут быть два - три «пропуска» целых по номеру гармоник оборотной частоты. Например, не будет пятой и седьмой гармоник, как это показано в приведенном примере, на рисунке 3.2.3.3.

Максимальной на приведенном спектре является вторая гармоника оборотной частоты, что не является обязательным при таком типе дефекта оборудования. На приведенном спектре вибросигнала есть также три пика дробных гармоник с кратностью 0,5, т. е. с частотами 25 и 75 Гц. Следуя несколько другой терминологии, это есть одна субгармоника (с частотой, меньше оборотной), и две гармоники с дробным номером, кратным коэффициенту 0,5.

Такая терминология в обозначении нецелых гармоник в спектре, также встречается на практике, и в литературе.

Достаточно часто на спектрах вибрационных сигналов, при наличии трещины, могут быть обнаружены несколько дробных гармоник или субгармоник, с частотной кратностью к оборотной частоте вращения вала, равной значению $1/3$. Понятно, что основной гармоникой, «главой семейства, в этом случае является гармоника с частотой $0,33$ от оборотной. Она наводится усилиями, один полный цикл действия которых равняется трем оборотам ротора. Все остальные гармоники такой кратности возникают в спектре за счет наличия в агрегате механического ослабления любой природы возникновения.

Это тоже очень опасные для последующей эксплуатации агрегата гармоники, они обычно предвещают очень серьезные проблемы в ближайшем будущем.

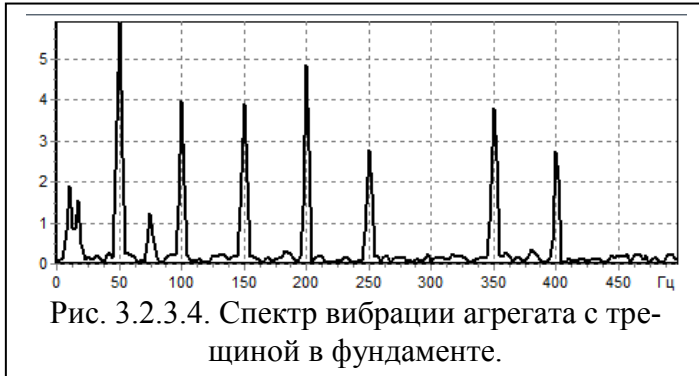


Рис. 3.2.3.4. Спектр вибрации агрегата с трещиной в фундаменте.

Своеобразно проявляется механическое ослабление (трещина) в фундаменте агрегата. На рисунке 3.2.3.4. приведен спектр виброскорости вибрационного сигнала для такого случая. Основным признаком наличия трещины в фундаменте на этом спектре являются два элемента.

Во-первых, это наличие одной гармоники с кратностью $0,33$, причем, что является отличием от трещины в

механизме, она не имеет своего «развитого» семейства кратных гармоник. Причина отсутствия кратных гармоник достаточно проста, в этом случае нет признаков механического ослабления в механизме, а это значит, что в получаемом спектре не будет кратных гармоник этой частоты, впрочем, как и гармоник оборотной частоты.

Во-вторых, ниже (по частоте) гармоники с кратностью $0,33$ имеется локальное поднятие на спектре, имеющее максимум в районе $7 - 10$ герц. Если бы это поднятие было до нулевой частоты в спектре, причем с уменьшением частоты амплитуды росли, то это бы говорило, чаще всего, о низком качестве используемой виброизмерительной аппаратуры. В данном случае это говорит о дефекте в фундаменте. Достаточно трудно объяснить это с логической точки зрения, но так чаще всего бывает на практике. Поднятие на спектре в зоне низких частот говорит о наличии дефекта в фундаменте.

Последнее замечание по данному разделу. Форма временного сигнала при наличии трещины в агрегате, и в фундаменте, является нестационарной, и нестабильной. Она имеет в своем составе много различных, неявно выраженных пиков от внутренних динамических ударов, следующих хаотично, без очевидной связи между собой. Вполне понятно, что такой временной сигнал, по своей форме, мало пригоден для диагностики механических ослаблений и трещин в оборудовании.

3.2.3.4. Ослабление в агрегатах с вертикальной осью.

В оборудовании, в котором рабочий вал расположен горизонтально, справедливы все вышеописанные диагностические правила. Чаще всего механическое ослабление проявляется в вибрации и может быть выявлено персоналом только тогда, когда в агрегате есть неуравновешенные динамические силы. Эти силы могут быть вызваны другими дефектами, например небалансом, расцентровкой и т. д. Мы называем их динамическими дефектами первого типа.

Если же возмущающей силы в работающем агрегате нет, то механическое ослабление, и даже трещина, может и не проявляться в спектре вибрации. В этом случае дефект спектральными методами диагностировать нельзя.

Иначе дело обстоит в агрегатах с вертикальным направлением вала. В таких случаях если в агрегате есть механическое ослабление - то оно будет проявляться в спектре вибрации практически всегда. Причина этого явления проста - в агрегате с горизонтальным валом ротор прижат к подшипнику собственным весом, что является стабилизирующим фактором, требующим для возбуждения вибраций значительной возбуждающей силы, соизмеримой с весом ротора. При вертикальном расположении ротора агрегата для возбуждения вибраций достаточно очень небольших усилий. В наибольшей мере все это относится к вертикальным насосам с длинным промежуточным валом.

У этого явления есть обратная сторона. В агрегатах с вертикальным валом механические ослабления проявляются в спектре вибрационных сигналов очень сильно. Поэтому есть достаточно высокая вероятность в переоценке степени возникновения механических ослаблений в агрегатах с вертикальным валом.

3.2.4. Задевания.

Эта группа дефектов в литературе описывается терминами «задевания» и «затира- ния», причем какой-то внятной разницы между этими терминами нами обнаружено не было. Вероятнее всего, термином «затирание» описываются процессы, которые технологически допустимы для данного оборудования, а термином «задевания» обозначаются явления, недо- пустимые для данного типа вращающегося оборудования. В любом случае четкой грани между ними нет, один термин может плавно заменяться другим, даже в рамках одного абзаца текста. Кроме того, по своим диагностическим признакам оба этих типа «касания» элементов механизма друг о друга дают практически одинаковую частотную картину в спектрах вибра- ционных сигналов.

Задевания и затираания элементов оборудования друг о друга, возникающие по раз- личным причинам, имеют место в процессе работы оборудования достаточно часто. По сво- ему происхождению эти дефекты, как мы уже только что отметили выше, могут быть разде- лены на две группы:

- Нормальные, конструктивно предусмотренные задевания и затираания в герметизи- рующих уплотнениях. Такие уплотнения практически всегда используются в насосах, ком- прессорах, и «тяго - дутьевом» оборудовании, где служат для поддержания необходимого давления в рабочей части механизма.

- Аварийные задевания и затираания, возникающие как итог, или даже финальная ста- дия проявления в контролируемом оборудовании дефектов другого типа. К таким дефектам можно отнести, например, большой износ опорных подшипников, уменьшение или увеличе- ние различных технологических зазоров и уплотнений, искривление конструкций, попадание в рабочую зону посторонних предметов и т. д.

Если в первом случае вибрационные признаки задевания не диагностируют наличия в оборудовании каких-либо значительных дефектов состояния, то во втором случае они явля- ются признаком недопустимых задеваний или затирааний. Классическим примером дефектов этой группы является задевание ротора электродвигателя о неподвижную часть конструкции после возникновения механического ослабления в подшипнике, приведшего к значительно- му увеличению зазора в нем и просадке ротора на величину, большую, чем величина зазора между ротором и статором.

Механическое ослабление при этом становится настолько сильным, что приводит не к нормальному вращению ротора в подшипнике, а к его обкатыванию по внутренней поверх- ности подшипника. При этом ротор начинает уже задевать об корпуса уплотнений и иные неподвижные конструктивные элементы агрегата.

Задеванием в практике называют обычно процесс прямого механического контакта вращающихся частей ротора с неподвижными элементами конструкции агрегата или фунда- мента. На практике используют специальный термин «задевание железом по железу». Такой прямой механический контакт ротора о неподвижные конструкции может иметь локальный

характер, но только на начальных стадиях возникновения дефекта. На последних стадиях своего развития задевание элементов друг о друга происходит практически непрерывно, в течение всего оборота ротора контролируемого механизма.

Самым первым признаком наличия в оборудовании задеваний или затираций недопустимой природы возникновения является появление специфического шума, издаваемого оборудованием с дефектом. Не услышать такой шум, даже находясь на значительном удалении от оборудования, практически невозможно, если даже не использовать при этом каких-либо диагностических приборов. Это звук значительно отличается от всех других звуков, со-

провождающих нормальную работу оборудования.

На рисунке 3.2.4.1. приведен график изменения во времени вибрационного (рафинированного, т. е. очищенного от второстепенных гармоник) сигнала, зарегистрированного на подшипнике электродвигателя при наличии задевания ротора о статор.

Если анализировать форму этого сигнала, то сразу можно определить фазовую зону, при положительных значениях вибрационного сигнала, в которой происходит задевание ротора. В этой зоне имеется своеобразный «зеркальный отскок ротора», выраженный в смене фазы вибрационного сигнала. Верхняя часть вибрационного сигнала в этой зоне не возрастает, а убывает. Начало отскока характеризуется некоторым импульсным высокочастотным пиком.

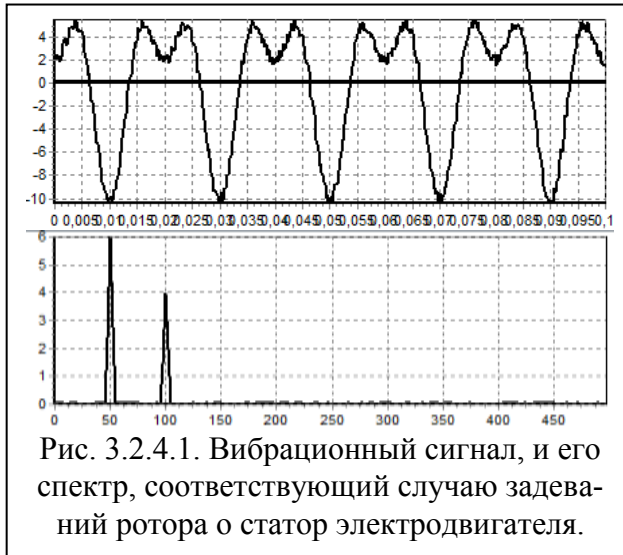


Рис. 3.2.4.1. Вибрационный сигнал, и его спектр, соответствующий случаю задевания ротора о статор электродвигателя.

этой зоне не возрастает, а убывает. Начало отскока характеризуется некоторым импульсным высокочастотным пиком.

На графике вибрационного сигнала хорошо можно выделить момент времени, когда происходит задевание ротора о статор электродвигателя. При этом верхняя часть синусоиды деформирована и даже носит в себе элементы колебательного процесса. После выхода ротора из зоны задевания форма временного сигнала «восстанавливается» и процесс колебания идет по синусоиде основной гармоники вибрации. В данном примере задевание «срезает» положительный пик синусоиды.

Спецификой спектральной картины резонансных колебаний при задеваниях и затира-



Рис. 3.2.4.2. Спектр вибрационного сигнала при развитии дефекта типа «задевание за уплотнение».

ниях является то, что обычно все несинхронные компоненты спектра сосредотачиваются вблизи синхронных. На общем спектре вибросигнала это выражается не в общем поднятии уровня спектра, а в «уширении» основания некоторых синхронных гармоник, частоты которых близки к частотам собственных резонансов элементов конструкции. Количество таких «уширенных» гармоник в спектре обычно не превышает двух, а чаще всего бывает одна. Такой спектр приведен на рисунке 3.2.4.2.

Часто затираанием в спектре вибросигнала возбуждаются целые семейства дробных гармоник, начиная от кратности $1/2$ от частоты

вращения ротора, кончая кратностью $1/5$. Чаще всего и наиболее сильными в спектре вибросигнала при затираании являются дробные гармоники с порядковыми номерами $1/2$, $3/2$,

5/2, 7/2 и т. д. от оборотной частоты вращения ротора. Эти гармоники тоже можно отнести к синхронным компонентам спектра вибросигнала.

Задевание ротора о конструкцию обычно возбуждает много гармоник различной частоты, причем достаточно большая часть мощности вибросигнала сосредоточена в области высоких частот. Классические, «жизненные» примеры задевания и затирания известны всем читателям данного руководства - это трение (задевание) «железом по стеклу», или движение мела по школьной доске. Спектр этих звуков не любим многими, причем причина этой не любви именно в наличии большого количества высокочастотных компонент.

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

Задевания очень хорошо диагностировать при помощи прослушивания «на слух» при помощи стетоскопа, наушников, подключенных к виброметру или просто сухой деревянной палочки. При этом очень легко определяется место с максимальным уровнем специфического шума от задевания.

Каждому типу задевания соответствует специфический характер шума от задевания. При прослушивании можно наблюдать достаточно широкий диапазон звуков - от резкого звука короткой продолжительности, напоминающего удар, до характерного «воя и визга».

Часто задевание генерирует поднятие спектра на частоте собственного резонанса одного из трущихся элементов. На спектре есть, как обычно, много целых и дробных гармоник, но большая часть мощности вибросигнала сосредоточена в области собственного резонанса конструкции. Такая картина чаще всего наблюдается при затираниях в уплотнениях, когда мощность от такого дефекта не очень велика по величине, но значительно «размазана» по частотному диапазону значительной ширины.

Внешне такое проявление затирания выглядит как один или несколько «горбов» на спектре. Частота этих «горбов» не связана с частотой вращения, а полностью определяется собственными частотами резонанса различных элементов конструкции. Это, в основном, несинхронные компоненты спектра.

Эти «горбы» на спектре могут возникать и по другим причинам. Конструкция может «звенеть» на резонансной частоте неизвестно какого элемента механизма. Поэтому к диагностике по таким горбам нужно относиться с большой осторожностью, причина их появления в спектре не всегда однозначна.

3.2.5. Дефекты редукторов и мультипликаторов.

Работу любой зубчатой пары в редукторе или мультипликаторе сопровождает целый ряд характерных вибраций, которые обусловлены усилиями, сопровождающими передачу вращающегося момента через зону зубозацепления. Вибрации зубчатых пар в наибольшей мере вызываются динамическими ударами, связанными с переходом передаваемой нагрузки с «зуба на зуб». Кроме того, в процессе работы каждой пары зубьев возникают и другие динамические усилия, обусловленные как «обкатыванием» зубьев, так и проскальзыванием рабочих поверхностей зубьев относительно друг друга.

Существует большое разнообразие, как типов зубчатых пар, так и особенностей их изготовления. Не раскрывая этот вопрос глубоко, просто скажем, что это многообразие конечно сказывается на особенностях проявления возникающих дефектов в зубчатых парах в вибрационных сигналах. Однако это не приводит к появлению радикальных отличий в процедуре диагностики дефектов в различных редукторах, поэтому акцентировать какое-либо внимание на этом мы не будем.

В данном разделе рассматриваются основные особенности диагностики специфических проблем зубчатых передач, связанных только с проблемами зубозацепления. Общие проблемы оборудования, являющиеся универсальными и тоже встречающиеся в редукторах, такие как небаланс, неправильная посадка колес, дефекты подшипников редукторов и т. д., рассмотрены в других разделах.

Непременным условием корректной оценки текущего технического состояния зубчатых пар, и успешной диагностики возможных дефектов редукторов и мультипликаторов является наличие измерительных приборов с высоким частотным разрешением, не менее 1600 линий в спектре, желательно еще лучше. Кроме того необходимо использовать широкополосные датчики вибрации, позволяющие регистрировать как высокочастотные, так и низкочастотные вибрационные сигналы.

3.2.5.1. Общие вопросы анализа состояния редукторов.

Техническое состояние любой, даже практически идеально изготовленной, зубчатой пары может быть оценено в процессе работы при помощи анализа вибросигналов. Такое заявление справедливо как для единичной зубчатой пары, так и для сложных редукторов и мультипликаторов. Достоинством вибрационных методов диагностики, при применении их для анализа состояния редукторов, является то, что диагностика производится «без разборки», в рабочих режимах. Все другие методы диагностики состояния редукторов, за исключением диагностики состояния зубчатых пар по составу примесей в смазочном масле, требует разборки оборудования.

Причины вибрации зубчатых пар.

При проведении регистрации и анализе вибросигналов, генерируемых зубчатыми парами, необходимо учитывать основные характерные особенности их работы. К этим особенностям следует отнести следующее:

а) Вибросигналы от зубчатых пар содержит в себе как синхронные компоненты (гармоники), пропорциональные оборотной частоте вращения ротора (шестерни), так и несинхронные, связанные с резонансными процессами и не пропорциональные частоте вращения ротора. Вся основная мощность в вибросигнале от зубчатой пары сосредоточена в достаточно высокочастотной области.

Основная частота зубозацепления зубчатой пары F_z равна произведению оборотной частоты ротора шестерни на количество зубцов на ней и может достигать единиц или даже десятка килогерц. На практике, при проведении регистрации вибросигналов, предполагая их дальнейшее применение для диагностики состояния зубчатых пар, желательно начинать с регистрации измерительным прибором максимально высоких частот, это обязательно принесет пользу в дальнейшем.

б) Гармоники, свойственные самому процессу зубозацепления, создаваемые парой зубьев при передаче вращающего момента, имеют невысокий энергетический уровень. Причин этому две. Во-первых, энергия, выделяемая в процессе обкатывания зубьев, сама по себе не очень велика. Во-вторых, места установки вибродатчиков, в силу конструктивных особенностей редукторов, значительно удалены от самой зоны зубозацепления.

В результате путь передачи энергии вибрации зубозацепления достаточно велик и сигналы в нем сильно затухают. Поэтому, как минимум, необходимо использование для диагностики состояния зубчатых передач сигналов в размерности виброскорости, а в большинстве случаев, для повышения информативности вибросигналов, приходится использовать вибросигналы в размерности виброускорения.

в) Амплитуда гармоник в спектре, вызванных вибрациями от зубчатых пар, в значительной степени зависят от передаваемой зубчатой парой нагрузки. На холостом ходу редуктора гармоники от зубозацепления регистрируются очень плохо. С ростом усилий, передаваемых редуктором, возрастают вибрации от процесса зубозацепления. Такая особенность

работы зубчатой пары требует, по возможности, проведения сравнительных измерений при одинаковой, желательной большой, нагрузке.

Если нагрузка будет маленькой - дефекты зубчатой пары могут не проявиться. Если несколько измерений, используемых для построения временного тренда, будут выполнены при разных нагрузках редуктора - то все эти замеры окажутся абсолютно непригодными для сравнения друг с другом для поиска произошедших в редукторе изменений.

д) Вибрации от зубозацепления являются нестационарным в том плане, что имеют в своем составе несколько фаз «обкатывания», точнее говоря «проскальзывания» зуба по зубу, различающихся у различных типов зубчатых зацеплений. Каждая из этих фаз возбуждает колебания своей частоты, не связанной с частотой зубозацепления. Более того, каждый из зубьев, в силу своих специфических отличий от других зубьев, генерирует свои частоты. На это все накладывается то, что пары «взаимно обкатываемых» зубьев постоянно меняются, так как шестерни имеют не одинаковое количество зубцов.

Все эти важные особенности приводят к появлению в вибрации неоднородного «белого шума» вблизи частоты зубозацепления. Этим термином в технике обычно называют смесь колебаний различных частот. Идеальным источником «белого шума» является падающая вода в водопаде, что и дало название этому термину. Правда есть версия, что как многие цвета в сумме дают белый цвет, так и в белом шуме складываются все колебания. Такое толкование происхождения термина «белый шум», при более подробном его рассмотрении, менее предпочтительно.

В «белом шуме» присутствует очень много частот, а в белом цвете смешиваются несколько фиксированных частот. На спектре вибросигнала «белый шум» проявляется в виде поднятия общего уровня всего спектра в достаточно широкой полосе частот вблизи характерной частоты зубозацепления. Непосредственно сам «белый шум» состоит практически полностью из несинхронных компонент.

е) Очень часто общее поднятие спектра от «белого шума» происходит не только на частоте зубозацепления, но и на частоте собственных резонансов элементов зубчатой пары или редуктора. Это возникает по следующей причине. Микро удары в зубчатой паре возбуждают колебания достаточно широкого диапазона, но максимальная амплитуда колебаний будет, что полностью соответствует стандартной физической картине колебаний, на частоте собственного резонанса того или иного близко расположенного элемента редуктора. Эта частота собственного резонанса определяется конструкцией редуктора.

Пользоваться диагностикой состояния зубчатой пары не по частоте зубозацепления, а по частотам собственного резонанса элементов редуктора, приходится в быстроходных мультипликаторах, где сама частота зубозацепления может быть очень высокой. В результате она будет очень сильно затухать в конструкции, и ее иногда невозможно даже зарегистрировать на опорных подшипниках.

Спектр вибрационного сигнала бездефектной зубчатой пары.

Для начала рассмотрим спектр вибрационного сигнала, который был зарегистрирован на редукторе, находящемся в исправном бездефектном состоянии. Эта информация понадобится нам когда мы будем выявлять отличия в спектре, появляющиеся по мере возникновения и развития различных дефектов.

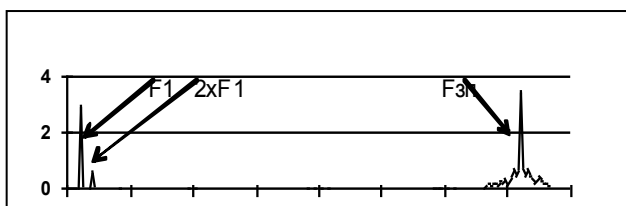


Рис. 3.2.5.1. Спектр вибрационного сигнала «нормальной» зубчатой пары.

Спектр вибросигнала от зубчатой пары редуктора, которая находится в хорошем состоянии, имеет примерно такой вид, который показан на рисунке 3.2.5.1. Основными гармониками на таком спектре обычно являются первая, обратная F_1 и, может быть, вторая $2F_1$ гармоника оборотной частоты контролируемого вала. Появление этих гар-

моник обусловлено обычными механическими проблемами вращающегося оборудования, такими как небаланс, расцентровка и т. д. Эти гармоники, как обычно, определяются оборотной частотой вращения одного из валов зубчатой передачи, на подшипнике которого производится измерение вибрации.

На этом же спектре также находится и первая гармоника оборотной частоты второго вала зубчатой пары F_2 . Она связана с частотой вращения вала через коэффициент передачи зубчатой пары, но, для примера, на нашем спектре она не имеет второй гармоники от этой оборотной частоты.

Естественно, что при наличии на спектре двух систем оборотных гармоник, преобладающими, по своей мощности, будут частоты того вала редуктора, который будет ближе расположен к месту установки вибродатчика. При прочих равных условиях максимальны будут те гармоники вибрационного сигнала, на пути которого к вибродатчику будет минимальное затухание. Соответственно, гармоники удаленного вала редуктора будут представлены в спектре с гораздо меньшими амплитудами.

Здесь мы намеренно повторим очень важную информацию, понимание которой важно для проведения корректной диагностики. Пусть мы имеем редуктор с одной ступенью, имеющий входной и выходной вал, и одну зубчатую пару. На спектре вибрационного сигнала такого редуктора мы будем иметь три системы гармоник. Это:

- Обратная гармоника F_1 , и ее производные, относящиеся к входному валу нашего редуктора.

- Обратная гармоника F_2 , и ее производные, которых на нашем спектре не показано, относящиеся к выходному валу нашего редуктора.

- Обратная гармоника F_z , и ее производные, относящиеся к частоте зубозацепления шестерен нашего редуктора.

Смысл нашего логического подчеркивания, в наиболее общем смысле звучит следующим образом:

- Количество семейств гармоник на спектре вибрационного сигнала, зарегистрированного на редукторе, относящихся к входным, выходным, и промежуточным валам, всегда равно, или меньше, чем общее количество валов в редукторе.

- Количество семейств гармоник на спектре вибрационного сигнала, относящихся к зубчатым парам, всегда меньше на единицу, чем общее количество валов в редукторе.

Применительно к спектру, показанному на рисунке, и относящемуся к редуктору с одной ступенью, все совпадает. На нем имеют место обратные гармоники входного и выходного валов, и одна частота зубозацепления. Это легко объяснимо, в редукторе всего одна зубчатая пара, значит и частота зубозацепления одна.

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

Соотношение пика гармоники зубозацепления и первых оборотных гармоник валов, зависит от многих причин, особенно от типа используемого представления вибросигнала, виброскорости, или виброперемещения. Как уже говорилось выше, соотношение этих гармоник является индивидуальной величиной для каждого редуктора.

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

Все пики на спектре зубчатой пары, находящейся в хорошем состоянии, имеют сравнительно низкую амплитуду. Еще раз хочется сказать, что понятие малых амплитуд гармоник зубозацепления в диагностике всегда относительное, требующее для своей оценки использования сравнения нескольких замеров и применения всего индивидуального опыта вибродиагноста.

Диагностические признаки дефектов в зубчатых парах.

Самый первый признак появления и развития дефектов в зубчатых парах – повышение амплитуды первой гармоники зубозацепления, которая равняется произведению оборотной частоты вала шестерни на количество зубьев. Еще раз отмечаем, что речь идет именно об увеличении амплитуды этой гармоники. Она всегда присутствует при передаче энергии через зубчатую пару, а не возникает только при появлении дефектов. Амплитуда этой гармоники определяется типом зубчатой пары и качеством ее изготовления на заводе.

При появлении дефектов зубозацепления происходит не только рост амплитуды самой гармоники зубозацепления. Очень часто вблизи первой гармоники частоты зубозацепления, выше и ниже ее по частоте, появляются боковые гармоники. При недостаточном разрешении используемого диагностического оборудования это выглядит как «расширение» пика в нижней части.

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

Причина возникновения в спектре вибрации зубчатой пары боковых полос достаточно просто физически объяснима. Это объяснение включает в себя два аспекта:

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

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

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

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

выми гармониками. В вибросигнале начинают преобладать несинхронные компоненты, горбы и поднятия на спектре.

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

Нормирование уровня вибрации в редукторах.

Большие проблемы при диагностировании дефектов зубозацепления в редукторах и мультипликаторах различного типа на практике вызывает отсутствие нормативной информации по допустимым уровням как всего вибросигнала, так и отдельных его составляющих и гармоник. Поэтому очень большое значение в диагностике состояния зубчатых пар приобретает процедура сравнения спектра текущего вибросигнала со спектром вибросигнала, зарегистрированного в предыдущем замере, или в замере, который был выполнен на заведомо исправном редукторе.

Такой подход иногда называют «сравнением с опорным спектром», причем считается, что в качестве опорного спектра необходимо использовать сигнал с редуктора, состояние которого заведомо должно быть хорошим, бездефектным. Такой подход к диагностике редукторов, хотя и вызывает в обычных условиях достаточно противоречивые мнения, применительно к оценке состояния редукторов, наверное, является почти единственно возможным.

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

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

Говоря очень упрощенно, следует с сожалением отметить, что практически приемлемых норм на предельный уровень вибрации зубчатых пар, редукторов и мультипликаторов нет. Первая задача практических диагностов, контролирующих такое оборудование, заключается в наборе их из практики.

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

Дефекты зубозацепления, вследствие удаления зоны дефекта от датчика вибрации, проявляются в СКЗ виброскорости на своей финальной, конечной, обычно уже необратимой фазе развития. Поэтому, при помощи использования этих норм, хотя обычно и удается избежать аварий с большими последствиями, но «временной зазор» до остановки оборудования на ремонт мал, и не всегда достаточен для нормальной подготовки к ремонтным работам.

Требования к местам установки вибродатчиков.

Места для установки вибродатчиков следует выбирать так, чтобы датчик находился как можно ближе к зоне зубозацепления. Желательно знать внутреннюю конструкцию редуктора и устанавливать датчик в таком месте, где затухание зубцовых вибраций будет минимальным. На пути прохождения регистрируемых вибросигналов от зоны зубозацепления до вибродатчика должно быть как можно меньше границ раздела разных сред и особенно зазоров. Использование для установки вибродатчиков щупов нежелательно, необходимо, в худшем случае, использование для установки датчиков на редукторе сильных, редкоземельных, постоянных магнитов.

Вибродатчик необходимо устанавливать или в направлении линии, соединяющей центры валов редуктора, или перпендикулярно ей. Все зависит от конкретного типа редуктора, т. к. нужно выбрать направление действия максимальных усилий зубозацепления.

Методы диагностики, применимые к зубчатым парам.

Диагностирование зубчатых передач является достаточно сложным, трудоемким, обычно весьма длительным, по времени, процессом. Диагностический математический аппарат, который должен использовать диагност для оценки состояния зубчатых пар, достаточно сложен и включает в себя практически весь арсенал спектральных методов анализа вибросигналов.

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

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

- Спектр вибросигнала является наиболее простым и распространенным диагностическим аппаратом, позволяющим определять все основные дефекты зубозацепления. Большинство используемых систем диагностики редукторов и мультипликаторов базируется на использовании этого метода. Применение диагностики по спектрам вибросигналов требует обязательного знания внутренних конструктивных особенностей редукторов.

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

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

- Модальный анализ тоже может быть использован при диагностике состояния зубчатых пар, но он является самым сложным с точки зрения интерпретации физических процессов и требует достаточно хорошей математической подготовки диагноста.

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

Еще раз хочется напомнить, что очень большое влияние на точность оценки текущего технического состояния и на достоверность диагностики дефектов состояния зубчатых пар

оказывает личный практический опыт вибродиагноста, его знание внутреннего устройства контролируемого оборудования.

3.2.5.2. Диагностические особенности дефектов редукторов.

Исходя из особенностей работы зубчатой пары, наиболее информативной составляющей в спектре вибрационного сигнала является гармоника с частотой F_z , частота которой равна произведению оборотной частоты вала зубчатой пары на количество зубцов в шестерне, расположенной на этом валу редуктора. Амплитуда этой гармоники обычно очень чувствительна к нагрузке, передаваемой через редуктор.

Диагноста не должна пугать возможная высокая амплитуда этой гармоники, особенно по итогам проведения самого первого замера вибрации на данном редукторе. Допустимое значение этого параметра сложно поддается нормированию. Амплитуда гармоники зубозацепления F_z на спектре вибрационного сигнала зависит от достаточно многих параметров, основными из которых можно считать:

- Качество изготовления зубчатой пары, ее закалка, шлифовка рабочих поверхностей.
- Качество, достаточность и чистота смазочного масла.
- Величина загрузки зубчатой пары нагрузочным моментом, передаваемым от двигателя в исполнительный механизм.

По этой причине практически всегда первый замер вибрации на подшипниках редуктора или мультипликатора является не диагностическим, а оценочным, особенно если это касается пика гармоники частоты зубозацепления.

Основное внимание при «первом» измерении вибрации и диагностике состояния зубчатой пары, проводимой при определенном уровне загрузки, должно быть уделено не самому пику F_z , а другим, более важным особенностям и параметрам спектра. Именно эти, весьма разнообразные особенности спектра вибросигнала, характерные для некоторых дефектов, характеризуют состояние редуктора. Часто это даже просто внешние не очень заметные особенности формы спектра, которые даже при малых амплитудах, могут говорить об очень грозных дефектах зубчатых пар.

Наиболее серьезное внимание при анализе спектров вибросигналов должно быть уделено:

- Наличию в спектре вибрации, вблизи основной гармоники зубозацепления, «боковых гармоник» от основной частоты зубозацепления F_z , расположенных слева и справа от главного пика;
- Относительной величине амплитуды этих боковых гармоник частоты зубозацепления, измеренной по отношению к амплитуде пика основной частоты зубозацепления;
- Величине частотного шага чередования боковых гармоник частоты зубозацепления, показывающего, на сколько эти «боковые гармоники» сдвинуты относительно друг друга, и относительно основной гармоники.
- Наличию в спектре характерного горба «белого шума» вблизи частоты зубозацепления. Если имеют место несколько гармоник частоты зубозацепления, то горбы могут быть и возле них. Диагностический интерес представляет усредненный уровень этих горбов относительно самой гармоники частоты зубозацепления, и ее гармоник, а также взаимные соотношения между ними.
- Возникновению в спектре вибрационного сигнала пиков и горбов «белого шума», расположенных в зонах, на первый взгляд не связанных с частотой зубозацепления, не имеющих простого обоснования возникших колебаний.

Попробуем пояснить еще раз причины возникновения пиков и горбов «белого шума» в разных зонах спектра вибрационного сигнала, на первый взгляд никак не связанных с основной частотой зубозацепления и ее гармониками.

Необходимо хорошо понимать, что практически любой дефект зубчатой пары, любой износ, приводят к тому, что теряется «плавность» работы зубчатой пары. Вместо равномерного обкатывания зубцов наблюдается динамический процесс. Он сопровождается периодическими знакопеременными нагрузками, обусловленными нарушением рабочих поверхностей зубчатой пары.

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

Образно говоря, внутренняя конструкция редуктора является резонансным контуром, в котором затухающие вибрационные колебания возбуждаются динамическими ударами, обусловленными процессом передачи вращающего момента через зубчатые пары. Если теперь зарегистрировать спектр колебаний конструкции с таким резонансным контуром, то на нем, наряду с пиком на частоте зубозацепления, будет пик или горб с «белым шумом», расположенный на частоте собственного резонанса элемента конструкции. Часто на спектре вибросигнала от зубчатой пары этот резонансный пик по своей амплитуде, а тем более и по мощности, оказывается даже значимее самого пика гармоника частоты зубозацепления. Часто на спектре бывает несколько таких резонансных пиков от частот разных элементов редуктора.

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

Обычно это относится к скоростным мультипликаторам, в которых частота зубозацепления высока, и вибрационный сигнал быстро затухает в конструкции на пути в датчик вибрации. Достаточно удобно, а иногда и единственно возможно, таким подходом к диагностике пользоваться для диагностики и очень тихоходных редукторов, где тоже часто бывают проблемы с регистрацией частоты зубозацепления, но уже обусловленные большими габаритами зубчатых пар.

Рассмотрев общие особенности проявления дефектов в редукторах и мультипликаторах, приступим к рассмотрению некоторых частных случаев. При этом будем отдавать основное предпочтение дефектам, наиболее часто встречающимся в практике.

3.2.5.3. Наиболее распространенный дефект - износ зубчатой пары.

Наиболее известным диагностическим и, наверное, самым первым признаком появления общего износа зубчатых пар, является появление в спектре вибросигнала вокруг оборотной гармоника зубозацепления сначала одной пары, а затем и целого ряда мелких боковых гармоник, интервалы между которыми в значительной степени заполняются «белым шумом». Как уже говорилось выше, эти боковые гармоники обычно расположены симметрично основной гармонике зубозацепления.

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

Процесс роста амплитуды боковых гармоник и «белого шума» практически пропорционален степени развития дефекта, но и, что несколько усложняет диагностику, уровню нагрузки, передаваемой через редуктор. Как уже было сказано выше, боковые гармоники возникают при появлении небольших локальных дефектов на поверхностях зубозацепления шестерен зубчатой пары. Уровень «белого шума» больше связан с общим износом поверхностей зубчатой пары.

Общее число боковых гармоник, в зависимости от формы проявления дефекта в зубчатой паре, может достигать четырех - шести, и даже более, причем по мере удаления от центрального пика гармоники зубозацепления амплитуда боковых гармоник будет примерно монотонно убывать.

Для иллюстрации этих рассуждений рассмотрим два условных спектра вибросигналов. Эти спектры соответствуют случаю наличия двух «рафинированных» дефектов в повышающей зубчатой паре, выполненной в виде мультипликатора. Примем следующие основные параметры мультипликатора:

- частота вращения входного вала - 10 Гц;
- частота вращения выходного вала - 30 Гц;
- число зубцов входного вала - 36;
- число зубцов выходного вала - 12.

Первый диагностический спектр, показанный на рисунке 3.2.5.2., соответствует начальной фазе появления и развития наиболее распространенного дефекта зубозацепления - износа зубчатого колеса, с локализацией на входном валу мультипликатора. Этот дефект проявляется на спектре вибросигнала в виде появления трех боковых гармоник $F_{БГ}$, особо

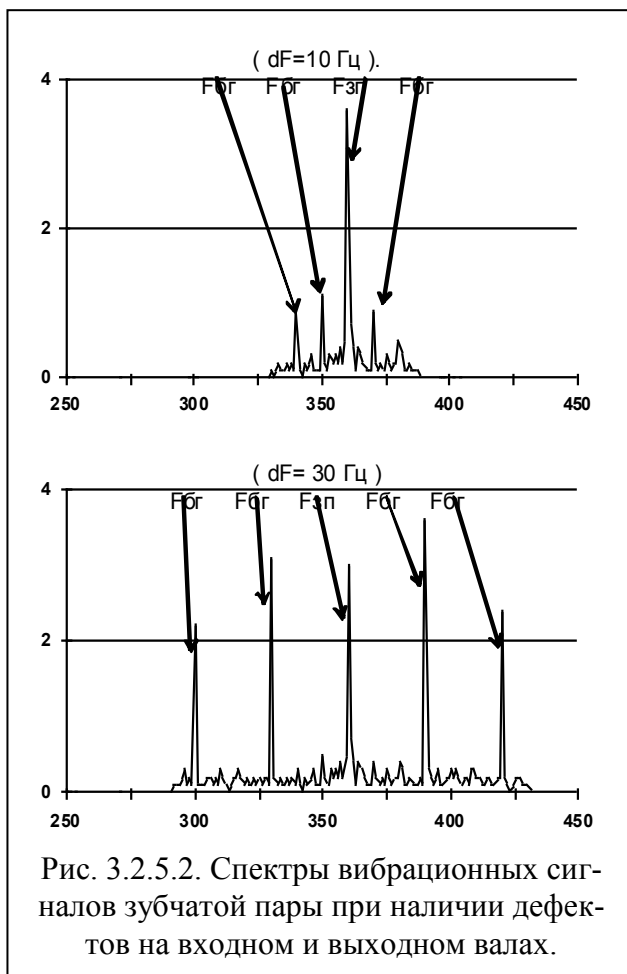


Рис. 3.2.5.2. Спектры вибрационных сигналов зубчатой пары при наличии дефектов на входном и выходном валах.

обращаем внимание читателя, что в данном случае они не являются парными, это часто бывает на практике. Боковые гармоники сдвинуты от основной частоты зубозацепления F_z , равной 360 Гц ($10 * 36 = 360$) на интервал, равный оборотной частоте вращения входного вала мультипликатора.

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

На нижнем спектре, приведенном на рисунке 3.2.5.2., показан аналогичный дефект зубчатой пары, но расположенный уже на выходном, более быстроходном валу мультипликатора. Как видно из спектральной картины приведенного примера, этот дефект является значительно более сильно развитым.

На приведенном рисунке хорошо видно, что при сохранении общей картины проявления дефекта типа «износ зубчатой пары», при изменении места локализации дефекта, изменяется частотный шаг между боковыми гармониками и частотой зубозацепления. Если в первом случае он равнялся 10 Гц, то

ковыми гармониками и частотой зубозацепления. Если в первом случае он равнялся 10 Гц, то

во втором случае он составляет уже 30 Гц. В этом заключается основной признак вала с повышенным износом рабочей шестерни – частотный шаг между боковыми гармониками на спектре равняется оборотной частоте соответствующего вала редуктора или мультипликатора.

На этих двух рисунках приведены достаточно идеализированные спектры вибрации, содержащие дефект только на одном валу. На практике чаще всего этот дефект имеет место на двух валах, поэтому в спектре вибросигнала присутствуют боковые гармоники как от одного вала, так и от другого. В этом случае вид спектра еще более усложняется не только самими боковыми гармониками, но и частотами «взаимных биений» двух семейств гармоник, входного и выходного валов. Эти частоты образуются как суммы и разности тех или иных гармоник. Это выражается в присутствии новых боковых гармоник, удаленных от пика гармоники частоты зубозацепления на величину dF , равную сумме или разности частот вращения входного и выходного вала. В приведенном примере это частоты кратны 20 и 40 Гц.

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

Приведенные выше два спектра вибрации зубозацепления соответствуют двум стадиям развития дефектов. В первом случае мы имеем дело с примерно начальной стадией общего износа рабочей поверхности зубозацепления входного вала. Второй спектр соответствует более сильной степени износа выходного вала. В обоих случаях непосредственно сам дефект распределен не равномерно по всей окружности шестерен, а сосредоточен только в районе нескольких сильно изношенных зубцов, имеет узкую локализацию в определенных зонах. Признаком этого является наличие явно выраженных боковых гармоник, а не наличие общего монотонного поднятия на спектре.

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

3.2.5.4. Эксцентриситет шестерни.

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

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

На спектре вибрации такой дефект, вне зависимости от первопричины его возникновения, проявляется в виде совокупности достаточно большого количества боковых гармоник вблизи частоты зубозацепления, всегда более четырех. Достаточно часто общее количество

боковых гармоник может быть очень большим, до нескольких десятков, причем амплитуда этих боковых гармоник может изменяться по неподдающемуся анализу закону. Все боковые полосы разделены друг от друга, и от частоты зубозацепления, на частотный шаг, равный оборотной частоте вала с дефектной, эксцентричной шестерней. Эту особенность мы только что рассматривали выше.

Часто на спектре виброскорости при таком дефекте создается впечатление, что вершины амплитуд боковых гармоник «модулированы» каким-то колебанием другой частоты, причина которой неизвестна. Вершины боковых гармоник образуют что-то вроде колебаний поверхности моря. Как мы уже говорили, искать закономерность изменения амплитуд очень сложно, а точнее говоря невозможно.

Причина такого возникновения такого спектра вибросигнала достаточно проста и понятна – все определяется стандартной спектральной картиной проявления дефекта, который мы называем «механическим ослаблением». Именно этот дефект многократно увеличивает количество гармоник на спектре вибрационного сигнала. Происходит «перемножение» дефектов друг на друга, дефект зубчатой пары умножается наличием механических ослаблений в опорных подшипниках редуктора, взаимная модуляция, что и приводит к очень большому усложнению спектра.

В таких условиях иногда достаточно трудно выявить первопричину вибрации, определить основной, наиболее опасный дефект зубчатой пары. Приходится идти по пути выявления максимальных для каждого дефекта гармоник, принимать решение на основе их анализа. Эффективно применение кепстрального анализа.

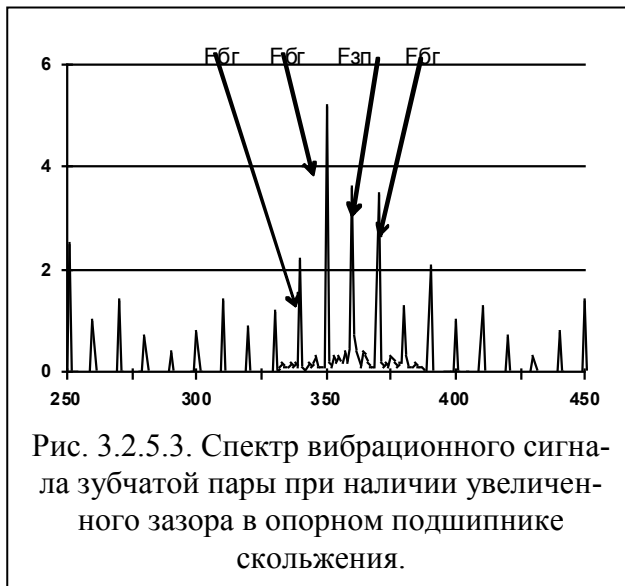


Рис. 3.2.5.3. Спектр вибрационного сигнала зубчатой пары при наличии увеличенного зазора в опорном подшипнике скольжения.

Для примера, на рисунке 3.2.5.3. показан спектр вибрационного сигнала, зарегистрированный на опорных подшипниках выше описанной условной зубчатой пары. В этой зубчатой паре, кроме износа, как мы уже говорили, имеется еще и дефект подшипника скольжения - у него за счет износа увеличен зазор.

Приведенный на рисунке спектр является «очень коварным», если так можно говорить, для практического диагноста. В этой спектральной картине вибрации зубчатой пары можно при желании найти практически любой возможный механический дефект и, наверное, весьма убедительно доказать его явное наличие.

На самом деле здесь имеет место только один дефект подшипника входного вала - шестеренный эксцентриситет. Спектр вибрации за счет увеличенной подвижности входного вала, относительно идеальной оси вращения, за счет частых и неперiodических ударов, приобретает столь замысловатую картину, что диагностика превращается в настоящее искусство. Нужен хороший практический опыт диагноста, чтобы правильно идентифицировать дефект, и, что является в этом случае еще более важным, нужна большая осторожность в диагнозах.

Следует отметить самое главное, понятное, и очевидное по итогам диагностики заключение, сделанное на основе анализа такого спектра:

- Четко видно, что дефект расположен на входном валу, так как шаг по частоте боковых гармоник равен частоте входного вала мультипликатора - 10 Гц.
- Диагностируемый дефект зубчатой пары вступил в стадию сильного развития - амплитуды боковых гармоник достаточно велики.

- Мультипликатор нуждается в остановке, а его входной вал и все что к нему относятся требуют тщательного осмотра, ревизии, и вероятнее всего в ремонте, или даже в замене.

Если практический диагност сделает заключение о необходимости остановки мультипликатора по текущему техническому состоянию, то он будет абсолютно прав. Здесь, как и во всей вибрационной диагностике состояния вращающегося оборудования, основным вопросом является возможность дальнейшей эксплуатации, а не скрупулезность поставленного диагноза, которая, мы еще раз повторим это, и невозможна из-за неоднозначности имеющейся спектральной картины.

3.2.5.5. Расцентровка с зубчатой передачей.

Особенности работы зубчатых пар редукторов и мультипликаторов накладывают специфические признаки на вибрационное проявление ряда других дефектов, достаточно часто встречающихся на практике. Для примера рассмотрим влияние проблем зубчатой пары редуктора на диагностику такого дефекта, как расцентровка.

При расцентровке редуктора или мультипликатора, например, с приводным двигателем, или с исполнительным механизмом, изменяется спектральная картина не только первых трех оборотных гармоник частоты вращения входного вала зубчатой пары, которые обычно являются наиболее характерными признаками расцентровки, но и появляются специфические гармоники от частоты зубозацепления F_z .

Практически так же, как и при обычной расцентровке, на спектре возрастают вторая, а иногда и третья гармоники оборотной частоты вращения вала (приводного двигателя и входного вала редуктора), на спектре вибросигнала зубчатой пары появляется вторая, а иногда и

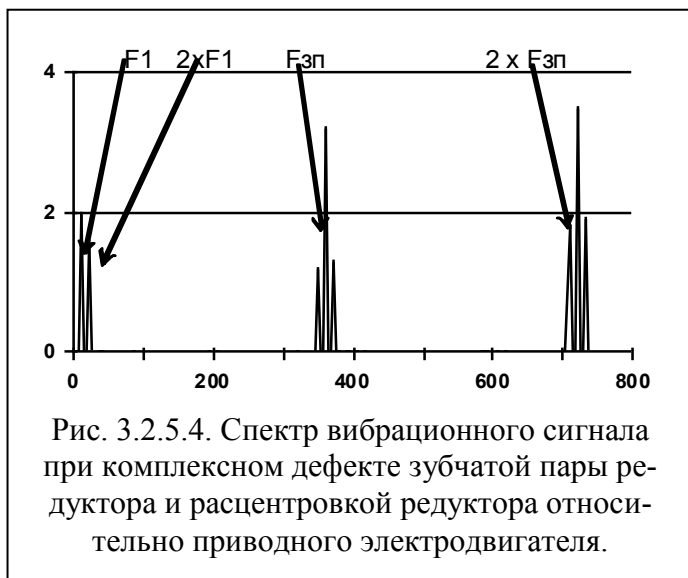


Рис. 3.2.5.4. Спектр вибрационного сигнала при комплексном дефекте зубчатой пары редуктора и расцентровкой редуктора относительно приводного электродвигателя.

третья, гармоники частоты зубозацепления- $2xF_z$ и $3xF_z$.

При использовании в диагностических правилах информации об этих гармониках частоты зубозацепления, существенно повышается достоверность диагностики расцентровки.

На рисунке 3.2.5.4. показан спектр вибрации зубчатой передачи (редуктора) с расцентровкой с присоединенным к редуктору механизмом. На нем хорошо видна характерная вторая и третья гармоники оборотной частоты вала, являющаяся «стандартным диагностическим признаком» расцентровки валов двух механизмов.

На приведенном спектре также хорошо видны первая и вторая гармоники частоты зубозацепления, окруженные боковыми гармониками частоты входного вала. Происходит наложение двух дефектов, на картину расцентровки накладывается вторая гармоника зубозацепления. После устранения расцентровки вторая гармоника частоты зубозацепления также исчезает, как и вторая гармоника оборотной частоты вала.

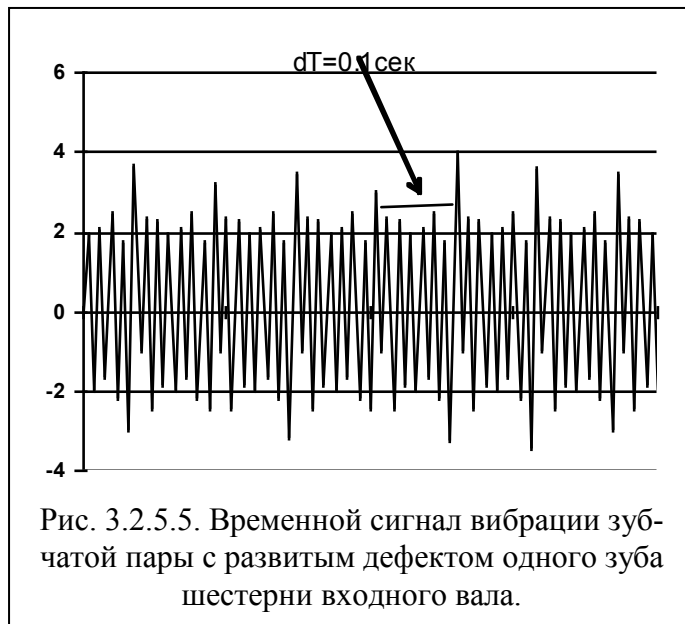
На приведенном рисунке 3.2.5.4. спектре вторая гармоника частоты зубозацепления больше первой, что бывает в практике достаточно часто. Бывают случаи, когда в спектрах вибросигналов присутствует и третья гармоника зубозацепления, причем именно она может являться самой большой по амплитуде.

Данный дефект описан здесь потому, что он носит, в основном, методический характер, т. к. демонстрирует, что не только оборотная частота ротора модулирует боковые полосы вблизи частоты зубозацепления. «Механические гармоники» от расцентровки также могут модулировать частоту зубозацепления, приводя к появлению гармоник с более высоким номером.

3.2.5.6. Треснутый (сломанный) зуб

Это серьезный дефект зубчатой передачи. На спектре вибрации зубчатой пары с треснутым зубом, иногда даже и при наличии выломанного зуба, будет очень много разных гармоник. В чистом виде сам такой дефект определить по спектру вибросигнала достаточно трудно, т. к. спектр будет перегружен несинхронными гармониками, и гармониками, свойственными механическому ослаблению. По спектру вибрационного сигнала хорошо видно, что состояние редуктора неудовлетворительное, но саму причину ухудшения состояния дифференцировать достаточно сложно.

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



Помощь в диагностике такого дефекта может оказать анализ формы временного вибросигнала. В редукторе с подозрением на такой дефект необходимо зарегистрировать и просмотреть форму временного сигнала вибрации зубчатой пары. Если действительно будет иметь место такой дефект, то временной сигнал, в размерности виброскорости, будет иметь примерно такой вид, как это показано на рис. 3.2.5.5.

На временном сигнале хорошо видны периодические удары, следующие с интервалом времени в 0,1 сек, т. е. с частотой вращения входного вала редуктора, которая равна 10 Гц ($F=1/T$).

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

При рассмотрении только спектра вибросигнала поставить такой диагноз более сл

3.2.6. Электромагнитные дефекты.

Анализируя сигналы с датчиков вибрации, установленных на опорных подшипниках электрических машин, можно выявить достаточно много специфических дефектов состояния, возникающих только в электродвигателях и генераторах различного типа. Причиной повышенной вибрации электрических машин могут являться как различные внутренние электромагнитные дефекты электрических машин, так некоторые специфические особенности проявления электромагнитных процессов в обмотках и сердечниках, т. е. это просто может отражать особенности нормальной работы электродвигателей и генераторов во вращающихся агрегатах.

Применение вибрационных методов диагностики дефектов состояния электродвигателей и генераторов обычно является первым этапом в оценке их состояния. Так происходит потому, что они позволяют оперативно анализировать состояние оборудования непосредственно во время его работы, или как это принято называть в литературе, реализуют диагностику и мониторинг технического состояния в режиме «on-line».

После применения вибрационного анализа для диагностики дефектов в электрических машинах, и выявления основных характерных признаков существования того или иного дефекта, можно, а иногда даже необходимо, применять другие, специализированные и, естественно, более точные методы диагностики состояния электрических машин.

Очевидно, что описание этих методов выходит за рамки данной работы, и ознакомиться с ними можно, если обратиться к другой, более специализированной литературе. Частично, но все равно более широко, чем это обычно делается в «обычной» литературе по вибрационной диагностике, эти методы рассмотрены в данном разделе. Некоторые аспекты диагностики электротехнического оборудования приведены ниже, в соответствующем разделе.

При выборе дефектов, которые мы описываем в данном разделе, мы исходили из простого определения. Если дефект можно диагностировать при помощи установки датчиков вибрации на опорных подшипниках, то его описание включено в данный раздел. Если же для диагностики необходимо устанавливать датчики вибрации в других точках контролируемой электрической машины, то описание диагностики таких дефектов вынесено в особый раздел данного методического руководства.

Обычные, достаточно широко распространенные причины повышенной вибрации электрических машин «не электромагнитного характера», такие как небаланс, проблемы подшипников, наличие изогнутого вала, и т. д. в данном разделе методического руководства никак не рассматриваются. По вопросам диагностики этих дефектов в двигателях и генераторах вибрационными методами следует обращаться к соответствующим разделам данного руководства.

Для проведения диагностики различных электромагнитных дефектов в электрических машинах необходимо использовать измерительное оборудование, имеющее достаточно высокие эксплуатационные параметры. Не все приборы, хорошо подходящие для диагностики дефектов механической природы возникновения, такие как небаланс, расцентровка, и т. д., могут быть использованы для анализа технического состояния электрических машин переменного тока.

Для успешной диагностики различных электромагнитных проблем в электрических двигателях и генераторах необходим анализатор спектров вибросигналов с очень высокой разрешающей способностью, с числом спектральных линий, не меньшим, чем 3200, а желательно и лучше. Кроме того, такой прибор должен иметь возможность проводить регистрацию вибрационных сигналов в течение достаточно длительного интервала времени, не менее 10 - 20 секунд. Это необходимо делать для эффективного разделения проблем механической и электромагнитной природы возникновения, что возможно сделать только в момент отключения контролируемого агрегата от питающей сети.

Измерение вибрации на подшипниках электродвигателей и генераторов нужно всегда проводить в трех направлениях - вертикальном, поперечном и осевом, иначе потом будет невозможно провести полную диагностику состояния. Идеальным является синхронная регистрация (не путать с синхронизированной регистрацией, которая гораздо менее эффективна) сразу шести вибросигналов с двух подшипников электрической машины. Обычно это повышает достоверность диагнозов дополнительно не менее чем на 10 %.

3.2.6.1. Описание физических процессов в электрических машинах.

Вопросами диагностики текущего технического состояния и поиска дефектов в электрических машинах обычно занимаются специальные электротехнические службы, знакомые

с особенностями физических процессов в двигателях и генераторах. Для тех, кто раньше не был практически связан с процедурой оценки состояния электротехнического оборудования, необходимо обязательно ознакомиться со специальной литературой, описывающей основные особенности его работы.

Дело в том, что существует несколько типов электрических машин, процессы в которых значительно отличаются друг от друга. Кроме того, в каждом типе электрических машин существует несколько специфических особенностей, не зная которые очень сложно проводить корректную оценку их технического состояния.

В самом начале данного раздела, на первом этапе описаний, кратко вспомним некоторые основные определения и понятия из минимального, по объему, курса электрических машин. Сделаем это для простоты объяснения причин возникновения вибрации в электрических машинах, а так же для того, чтобы не загромождать эти объяснения в дальнейшем. Знание этих основополагающих понятий совершенно необходимо для проведения корректного диагностирования дефектов электрических машин, для правильного толкования спектрального состава регистрируемых вибрационных сигналов.

По принципу действия различают три основных типа широко применяемых электрических машин:

- Синхронные машины переменного тока, в которых частота вращения ротора совпадает с частотой вращения электромагнитного поля в зазоре. Эти машины могут работать в режимах двигателя и генератора, в практике встречаются и те, и другие.

- Асинхронные машины переменного тока, в которых ротор вращается несколько медленнее. Величина отставания ротора от статора составляет несколько процентов, и характеризуется термином «скольжение». Теоретически также могут работать в режимах двигателя и генератора, но на практике встречаются практически одни двигатели.

- Машины постоянного тока. Это также обратимые электрические машины, допускающие двигательный и генераторный режимы работы. На практике встречаются и те, и другие исполнения машин постоянного тока.

В данном разделе методического руководства будут рассмотрены основные способы диагностики состояния и поиска дефектов состояния электрических машин переменного тока, синхронных и асинхронных, как наиболее распространенных в промышленности и в быту. Электромагнитные проблемы машин постоянного тока очень сложно поддаются диагностике, в основе которой лежит анализ вибрационных сигналов с опорных подшипников, поэтому рассматриваться здесь не будут.

Синхронные и асинхронные машины являются по своему принципу действия обратимыми, т. е. могут работать в как режиме двигателя, так и в режиме генератора. В дальнейшем диагностика дефектов статоров синхронных и асинхронных машин, двигателей и генераторов, не будет подразделяться, т. к. они имеют одинаковые по конструкции статоры. Синхронные машины отличаются от асинхронных только конструкцией ротора, что найдет отражение в специальном подразделе, где будут описаны наиболее часто встречающиеся дефекты короткозамкнутых роторов.

Очень важно уже на самом первом этапе диагностики, заранее, определиться с диапазоном численных значений частоты вращения ротора и электромагнитного поля в зазоре. Для этого необходимо знать оборотную частоту вращения электромагнитного поля статора и оборотную частоту вращения ротора электрической машины переменного тока. Именно они определяют требования к приборам вибрационного контроля.

Максимальная частота вращения ротора электрической машины переменного тока определяется в размерности «обороты в минуту». В иностранной литературе широко используется термин RPM, что является сокращением стандартного параметра «Rotation Per Minute», т. е. те же «обороты в минуту». Эта максимальная частота вращения также является и номинальной, так как в нормальных условиях частота вращения машины переменного тока

редко регулируется, а если и регулируется, то практически всегда с использованием преобразователей частоты.

Частота вращения ротора численно равна произведению частоты питающей сети, измеряемой в [Гц], умноженной на переводной коэффициент, равный 60 (количество секунд в одной минуте). В России принят стандарт частоты питающей сети в 50 Гц. Поэтому максимально возможная частота вращения роторов двигателей и генераторов переменного тока составляет 3000 об/мин. При частоте питающей сети в 60 Гц, что являющейся стандартной в Америке и в Японии, максимальная частота вращения ротора машины переменного тока составит 3600 об/мин.

В зависимости от особенностей конструкции статоров машин переменного тока частота вращения электромагнитного поля в зазоре может изменяться. Для определения этой частоты формула определения частоты вращения поля должна быть дополнена еще одним множителем «Р», находящимся в знаменателе:

$$N_0 = 60 * F_1 / P$$

Таким образом, частота вращения электромагнитного поля в зазоре электрической машины N_0 равняется частному от деления максимальной частоты вращения электромагнитного поля в зазоре на число «пар полюсов статора – Р». Это конструктивный параметр обмотки статора, и он может принимать только целые значения, равные 1, 2, 3, 4, 5 и т. д. При этом частота вращения поля в зазоре электрической машины будет равна соответственно 3000 об/мин, 1500, 1000, 750, 600 и т. д.

При числе пар полюсов, отличном от единицы, частота вращения поля в зазоре электрической машины отлична от частоты питающей сети, причем в меньшую сторону от стандартных 3000 об/мин. Это очень важно учитывать при первой диагностике состояния «мало знакомых» электрических машин по спектрам вибросигналов.

В синхронных электрических машинах переменного тока частота вращения ротора всегда совпадает с частотой вращения электромагнитного поля в зазоре. Именно поэтому такие машины называются синхронными. Такие электрические машины имеют достаточно большую мощность, что связано с особенностями их конструкции. Можно смело утверждать, что «встретить» синхронную машину с мощностью менее 1000 кВт на практике очень сложно. Их мало, но они имеют большую единичную мощность, генераторы достигают мощностей до 800 МВт и более.

В асинхронных машинах переменного тока частота вращения ротора всегда меньше частоты вращения электромагнитного поля в зазоре на небольшую величину, ротор отстает от электромагнитного поля. Это отставание обычно называется скольжением “s” и измеряется в долях от единицы или в процентах. Имеющаяся небольшая разница в частотах вращения поля и ротора называется частотой скольжения ротора, которая измеряется в герцах или в процентах. В диагностике дефектов ротора асинхронного двигателя эта частота имеет большее значение.

Стандартный ряд рабочих частот вращения роторов асинхронных двигателей, в зависимости от числа пар полюсов обмотки статора, можно примерно представить в виде последовательности чисел - 2900 об/мин, 1450 об/мин, 970 об/мин.

Из этого ряда» хорошо видно, что частота вращения ротора асинхронной электрической машины всегда отстает от частоты вращения электромагнитного поля в зазоре электрической машины. Для сравнения напомним, что в синхронных машинах переменного тока, где частота вращения ротора совпадает с частотой вращения поля в зазоре, этот ряд рабочих частот вращения электрических машин составляет 3000, 1500, 1000 об/мин.

Отдельно необходимо остановиться на термине, который практические диагносты достаточно широко используют на практике, но, может быть, не совсем корректно понимают его смысл. В самом общем случае этот термин звучит примерно как «электромагнитные вибрации и электромагнитные гармоники в спектре вибрационного сигнала».

В электрических машинах переменного тока возможно возникновение специфических вибраций двух типов. Конечно, реальных причин повышения вибрации в электродвигателях и генераторах может быть гораздо больше, но при измерении вибрационных сигналов на опорных подшипниках реально зарегистрировать можно только «отклики» от этих двух причин. В другом разделе нашего руководства мы частично затронем некоторые другие аспекты вибрационной диагностики состояния электротехнической составляющей электрических машин, здесь же мы рассмотрим только способы диагностики возможных «механических дефектов» электрических машин.

Для начала дадим определение основным электромагнитным вибрациям, которые можно зарегистрировать на опорных подшипниках синхронных и асинхронных электрических машин. Как мы уже говорили, они могут возникать по нескольким причинам.

Во-первых, это электромагнитные вибрации ферромагнитных сердечников и стальных конструктивных элементов электротехнического оборудования, по которым во время работы оборудования протекает переменный магнитный поток.

Эти вибрации возникают за счет специфического процесса, который в литературе называется магнитострикцией. Этот эффект обусловлен тем, что при перемагничивании ферромагнитных материалов сердечника происходит изменение внутренней ориентации элементарных намагниченных частиц, доменов. При каждом перемагничивании сердечника происходит поворот доменов на 180 градусов, что в итоге и приводит к небольшому «линейному расширению» ферромагнитного материала. Чем больше величина магнитного потока в сердечнике, тем больше размеры элементарных доменов в ферромагнитном сердечнике, и тем больше будут вибрации сердечника электрической машины.

Поскольку перемагничивание сердечника магнитным потоком происходит дважды за один период питающей сети, то и частота вибрации, обусловленная эффектом магнитострикции, равняется удвоенной частоте питающей сети, т. е. она равняется 100 Гц. Мы обращаем дополнительное внимание читателя на то, что вне зависимости от оборотной частоты вращения ротора электрической машины, частота вибрации сердечника (пакета стали статора) всегда равняется 100 Гц.

Если оборотная частота ротора равняется 50 Гц, то гармоника электромагнитной вибрации располагается на спектре «в том месте», где может находиться вторая гармоника оборотной частоты. Если же оборотная частота ротора равняется, например, 25 Гц, то гармоника электромагнитной вибрации на спектре будет располагаться на месте четвертой гармоники оборотной частоты. Этими двумя простыми примерами мы еще раз подчеркнули, что электромагнитная гармоника не связана с частотой вращения ротора электрической машины, а зависит только от частоты питающей сети.

Во-вторых, вибрации в электрической машине вызываются специфическими электродинамическими силами, которые в литературе принято называть «амперовыми силами», т. к. их величина определяется по закону Ампера. Смысл закона Ампера звучит следующим образом – на два проводника с током действует сила взаимного притяжения, пропорциональная квадрату протекающего по проводникам тока, и обратно пропорциональная расстоянию между проводниками. Если направление тока в обоих проводниках одинаковое, то проводники притягиваются друг к другу. Если токи в параллельных проводниках текут в разные стороны, то проводники отталкиваются друг от друга.

Самое важное для нас в этом законе заключается в том, что в числителе стоит произведение токов в проводниках, т. е. квадрат тока промышленной частоты. Из тригонометрии следует известное соотношение, гласящее, что квадрат синусоидального сигнала есть другой гармонический сигнал, но имеющий удвоенную частоту. Таким образом, мы аналогично получаем, что сила электродинамического воздействия между двумя проводниками с синусоидальными токами промышленной частоты имеет удвоенную частоту, относительно частоты питающей сети.

Таким образом, мы определили, что вибрации электрической машины, не вызванные механическими проблемами, имеют удвоенную частоту относительно частоты питающей сети, т. е. равную 100 Гц. Это определение относится как к электромагнитным причинам повышенной вибрации, возникающим в сердечниках электрических машин силами магнитострикции, так и к электродинамическим силам взаимодействия проводников друг с другом, возникающим при протекании токов по обмоткам электрической машины.

Все это можно сказать несколько иначе. Основная, или, говоря терминами, принятыми в вибрационной диагностике, обратная частота электромагнитных сил и вибраций в электрической машине равна удвоенной частоте питающей сети. Это совершенно отдельная сила, не связанная с частотой вращения ротора, что может быть легко выяснено при помощи средств кепстрального анализа. Она просто имеет частоту, равную удвоенной частоте питающей сети. Гармоники основной частоты этой силы имеют значения 200 Гц, 300, 400 и т. д. В чистом виде эта сила очень явно проявляется в статическом электрооборудовании. Примером этого является трансформатор, в котором гармоника вибрации с частотой питающей сети в 50 Гц практически отсутствует, а максимальное значение имеет гармоника вибрации с частотой 100 Гц.

Есть еще и третья (по порядку нашего повествования, а не по порядковому номеру в спектре) гармоника вибрации, имеющая электромагнитную природу возникновения. Она называется зубцово – пазовой гармоникой. Она не всегда столь значительна, как первые две, но сказать о ней все равно нужно.

Зубцово – пазовая гармоника вызывается особенностями конструктивного исполнения электрической машины переменного тока. У нее на статоре и на роторе обмотка всегда укладывается в пазах. При вращении ротора в зазоре статора возникает периодическое чередование ферромагнитных зубцов и пазов на статоре и роторе. Это приводит к модуляции магнитного потока в зазоре частотой, связанной с количеством пазов на роторе и статоре электрической машины.

При разработке электрических машин принимаются все меры, чтобы исключить влияние зубцово - пазовой структуры на работу машины. На статоре и роторе всегда различное число пазов, на роторе применяется «скос» пазов, когда ось паза идет не вдоль оси ротора, а как бы немного закручена вокруг оси и т. д. Тем не менее, существуют типы электрических машин, в которых «пазовая» гармоника обратной частоты ротора является явно выраженной на спектре.

Необходимо хорошо понимать, что все эти три гармоники в спектре вибросигнала, имеющие электромагнитную природу возникновения, не всегда являются признаками наличия дефектов в контролируемой электрической машине, они практически всегда сопровождают ее работу. Признаком наличия дефекта обычно является увеличение амплитуд электромагнитных гармоник выше некоторого уровня, являющегося порогом нормального состояния оборудования.

Основной признак того, что анализируемая гармоника в спектре сигнала вибрации имеет электромагнитную причину возникновения - мгновенное исчезновение этой гармоники сразу после отключения электрической машины от сети.

Очень важным является то, что диагностика причин повышенной вибрации электрических машин должна проводиться при возможно большей нагрузке двигателя. Если исследования будут проводиться на холостом ходу, или же при небольшой нагрузке, то диагностика дефектов будет затруднена.

3.2.5.2. Сводка электромагнитных проблем ротора и статора.

Приведем краткую сводку по электромагнитным проблемам электрических машин, которые можно эффективно диагностировать по спектрам вибросигналов. Здесь же приведем все характерные признаки каждого вида дефекта.

Для описания дефектов здесь и далее будем использовать термины:

- F_1 - частота питающей сети, в России равна 50 Гц.
- $F_{ЭМ}$ - частота электромагнитных сил в электрических машинах, равна удвоенной частоте сети, в России 100 Гц.
- N_0 - частота вращения поля в зазоре электрической машины, численно равна частоту от деления 3000 на число пар полюсов P , которое может принимать целые значения от единицы и более (об/мин).
- F_0 - частота электромагнитного поля в зазоре, Гц.
- F_P - собственная частота вращения ротора электрической машины. Для синхронных машин она равна частоте вращения поля. Для асинхронных машин она меньше на величину скольжения ротора.

$$F_P = F_0 (1 - s);$$

- s - скольжение ротора относительно электромагнитного поля в асинхронных машинах, безразмерная величина, численно равняется разнице между частотой вращения поля в зазоре и частотой вращения ротора, отнесенной к частоте вращения поля в зазоре

$$s = (N_0 - F_P) / N_0$$

- $F_{П}$ - зубцово - пазовая частота вибрации, численно равная произведению числа пазов (на роторе или статоре) на частоту электромагнитного поля в зазоре. Может быть повышенной относительно статора, относительно ротора, может быть разностная или суммарная частота биений пазовых частот ротора и статора.

Наиболее важные проблемы статора, которые можно диагностировать на основе анализа вибрационных сигналов:

- Ослабление прессовки пакета стали, обрыв или замыкание стержней, витков, или даже секций в обмотке статора. Соответствующие вибрации проявляются на частоте действия электромагнитных сил $F_{ЭМ}$, равной удвоенной частоте питающей сети. Особое внимание при диагностике такого дефекта следует уделять наличию дробных гармоник электромагнитной частоты - $1/2$, $3/2$, $5/2$ и т. д. от основной частоты. По значению частоты эти гармоники соответствуют основной и нечетным гармоникам питающей сети. Появление этих гармоник в спектре вибрационного сигнала говорит об опасной степени развития дефекта, о необходимости оперативного принятия соответствующих мер.

- Эксцентриситет, эллипсность внутренней расточки статора относительно оси вращения ротора. Возникает обычно как дефект монтажа подшипниковых стоек, дефект состояния подшипниковых щитов или при общей деформации корпусных элементов самого статора. В вибрации проявляется на частоте вращения поля в зазоре, а также и на частоте действия электромагнитных сил в электрической машине, равной 100 Гц. Иногда сопровождается появлением боковых гармоник вблизи частоты 100 Гц. Дефект обычно сопровождается неравенством вертикальной и поперечной составляющих соответствующих гармоник.

Пространственный максимум гармоник соответствует направлению эксцентриситета смещения оси статора. Наиболее просто направление смещения оси статора относительно оси ротора диагностируется при снятии «розы вибраций», когда датчик последовательно перемещается по огибающей вокруг подшипника со смещением при каждом измерении на угол 30 - 45 градусов.

- Неправильный взаимный осевой монтаж активных пакетов ротора и статора. Иногда для данного дефекта используется термин: «неправильная установка электромагнитных осевых разбегов». При работе электрической машины, в результате сил магнитного притяжения, пакет ротора всегда стремится к положению точно под пакетом статора.

Если этому стремлению будут препятствовать неправильно смонтированные в осевом направлении подшипники, то в них будут возникать компенсирующие осевые усилия, которые и вызовут осевые вибрации подшипников. Подшипники достаточно быстро нагреются и выйдут из строя. Иногда ротор двигателя «утягивается» в осевом направлении валом меха-

низма, что возможно при неправильном осевом монтаже приводного механизма, сопровождающемся малой осевой подвижностью в соединительной муфте.

Основные проблемы ротора, диагностируемые по вибрации:

- Эксцентриситет внешней поверхности ротора относительно оси его вращения. На спектре вибросигнала этот дефект проявляется в усилении первой гармоники частоты вращения ротора. Усиливается частота действия электромагнитной силы, вокруг которой иногда появляются боковые гармоники, сдвинутые друг от друга на частоту скольжения ротора, умноженную на число полюсов.

- Обрыв или нарушение контакта в стержнях или кольцах «беличьей клетки» в асинхронном двигателе. Обычно проявляется на спектре вибрационного сигнала вблизи частоты вращения вала ротора. Кроме того, этот дефект всегда сопровождается появлением вблизи основной гармоники частоты вращения ротора боковых гармоник, сдвинутых относительно гармоники частоты вращения ротора на интервал, равный произведению частоты скольжения на число полюсов двигателя. Очевидно, что этот дефект присущ только асинхронным двигателям, а в синхронных машинах он никак не проявляется.

- Ослабление прессовки всего пакета стали ротора или только в области зубцов. Сопровождается усилением второй гармоники питающей сети или, при ослаблении стали в области зубцов, появлением пазовой частоты ротора с боковыми полосами, сдвинутыми друг от друга на частоту, равную двойной питающей частоте. Такой дефект на практике диагностируется достаточно сложно, так как его спектральные признаки напоминают признаки других дефектов, и проявляются не очень сильно, чаще всего неявно.

3.2.6.3. Диагностика электромагнитных проблем статора.

При всех проблемах статора синхронной или асинхронной электрической машины, имеющих в своей основе первопричину электромагнитной природы, в спектре вибросигнала возникает весьма специфическая картина. В основном она сопровождается возникновением высокой амплитуды основной гармоники на частоте электромагнитных процессов $F_{ЭМ}$. Как уже неоднократно говорилось выше, ее частота равна удвоенной частоте питающей сети, т. е. всегда равняется 100 Гц. Еще раз напоминаем, что эта частота никак не связана с оборотной частотой вращения ротора.

Этот эффект достаточно хорошо объясняется с точки зрения физики происходящих в стали статора процессов. Силы взаимного притяжения, действующие между «распрессованными» листами электротехнического железа или элементами крепления пакета стали, имеют максимум амплитуды дважды за один период изменения питающей сети - во время абсолютного минимума и максимума магнитного потока. Чем сильнее будет распрессован пакет статора электрической машины, тем большую амплитуду в спектре будет иметь основная электромагнитная гармоника.

Аналогично выглядит картина взаимодействия между элементами обмотки статора. Математически это объясняется тем, что электромагнитные силы пропорциональны квадрату тока или магнитного потока. Поскольку и тот и другой синусоидальны, то их произведение

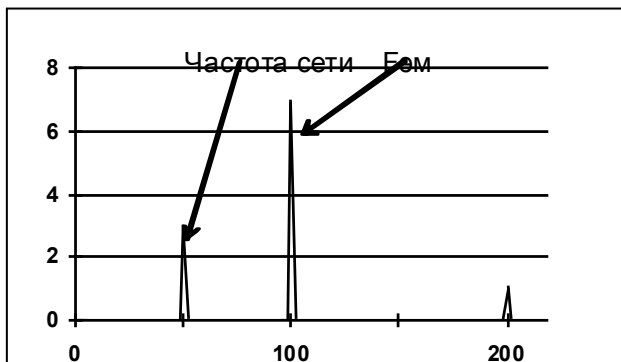


Рис. 3.2.6.1. Спектр вибрационного сигнала при наличии электромагнитных дефектов статора электрической машины.

также пропорционально синусоиде, но изменяющейся уже с удвоенной частотой, относительно исходной частоты питающей сети.

На спектре вибрационного сигнала, приведенном на рисунке 3.2.6.1., картина появления электромагнитных проблем в статоре выражается в усилении пика на электромагнитной частоте. При значительных дефектах в стали могут появиться и вторая (200 Гц) гармоника электромагнитной частоты.

ты $F_{ЭМ}$, и даже третья (300 Гц).

Кроме того, в спектре может появиться также целый ряд дробных гармоник, имеющих кратность $1/2$ от электромагнитной гармоники. В данной ситуации, по своей частоте, эти гармоники будут численно соответствовать нечетным целым гармоникам частоты питающей сети. Такое совпадение двух семейств гармоник усложняет их разделение по частоте, требуя большей внимательности и применения дополнительных диагностических средств.

Очень важно хорошо понимать и помнить основное различие синхронных и асинхронных электрических машин, значительно влияющих на диагностику дефектов по спектрам вибрационных сигналов.

Гармоники вибрации от электромагнитных процессов в статоре синхронной машины, по своей физической природе, являются синхронными относительно частоты вращения ротора. В асинхронном двигателе эти же семейства гармоник являются несинхронными, т. к. частота вращения ротора и частота питающей сети не кратны между собой, а различаются между собой пропорционально частоте скольжения. В данном определении под коэффициентом кратности соотношений частот мы понимаем влияние числа пар полюсов обмотки, уложенной в пазах статора.

Ослабление прессовки активного железа статора в электрической машине обуславливается, в основном, двумя часто встречающимися причинами - или общим ослаблением элементов крепления железа статора, или же явлением «отслоения» крайних листов и пакетов стали.

При этих локализациях дефекта железа статора важную роль начинает играть место установки вибродатчика. Чем ближе он устанавливается к дефектному месту пакета статора, чем короче будет путь прохождения «полезного» вибрационного сигнала, тем более корректно можно будет проводить диагностирование и, достаточно часто, удастся даже локализовать место проявления дефекта. Наиболее эффективно датчик вибрации устанавливать не на опорных подшипниках ротора, а непосредственно на корпусе сердечника статора, а еще лучше и на самом пакете активной стали.

Аналогично обстоит дело и с особенностями проявления в спектрах вибросигналов различных дефектов обмоток статора, но поиск их и локализация происходят гораздо сложнее. Более подробно мы рассмотрим этот вопрос в другом разделе данного руководства, однако основные требования к месту установки датчика вибрации останутся прежними – как можно ближе к возможному месту возникновения предполагаемого дефекта пакета или обмотки статора.

Самое главное, что нужно помнить при диагностике дефектов, что различить тип диагностируемого в статоре электрической машины дефекта, имеет - ли он «чисто электрическую природу возникновения», или же он обусловлен одними «магнитными проблемами», методами спектральной вибрационной диагностики практически невозможно. Единственный, достаточно корректный признак наличия короткозамкнутого витка в обмотке статора (электрическая причина возникновения повышенных вибраций) - наличие боковой гармоники вблизи частоты 100 Гц, и ее чаще всего обнаружить не удастся. В большинстве практических случаев необходимо применение более специализированных методов диагностики состояния электрических машин.

3.2.6.4. Проблемы эксцентricности пакета статора.

Эксцентриситет статора возникает чаще всего как дефект изготовления «шихтованного» пакета стали статора, или как дефект монтажа статора. Очень высока вероятность возникновения эксцентриситета статора в процессе монтажа электрической машины, особенно, если статор и подшипниковые опоры монтируются раздельно. Данный дефект статора может возникнуть в результате ослабления фундамента или как итог тепловых и иных деформаций в агрегате и фундаменте.



Рис. 3.2.6.2. Спектр вибрационного сигнала при наличии эксцентриситета статора.

Для примера на рисунке 3.2.6.2. приведен спектр вибросигнала, зарегистрированного на подшипнике асинхронного двигателя, имеющего номинальную частоту вращения ротора, равную $n_0 = 1480$ об/мин. Этот спектр соответствует наличию в электрической машине достаточно развитого дефекта типа «эксцентриситет статора».

Эксцентриситет статора приводит, с точки зрения физики протекания электромагнитных процессов, к периодическому изменению магнитной проводимости воздушного зазора, к ее пульсации, или, говоря иными словами, к ее модуляции. Эта пульсация происходит с удвоенной частотой сети, т. е. с

частотой воздействия электромагнитных сил.

Удвоение частоты пульсации относительно питающей сети возникает из-за того, что мимо зоны окружности статора, где произошло изменение величины зазора, поочередно проходят и северный, и южный полюса электромагнитного поля, вращающегося в зазоре электрической машины. Удвоенные пульсации магнитной проводимости приводят к такой же пульсации магнитного потока и, как результат, к пульсации электромагнитной силы и вибрации с частотой 100 Гц.

Дополнительно несколько возрастает амплитуда гармоники на частоте вращения электромагнитного поля в зазоре. Это позволяет в асинхронных двигателях хорошо дифференцировать эксцентricитет статора от эксцентricитетности ротора, где вибрация идет с частотой вращения ротора. Для выявления этого различия необходимо наличие спектроанализатора с хорошим разрешением.

Для разделения эксцентриситетов статора и ротора в синхронной машине между собой, при диагностике следует помнить, что эксцентриситет статора неподвижен в пространстве и различен по амплитуде вибрации в направлениях измерения вибрации. Благодаря такой локализации эксцентриситет статора приводит к возникновению направленной в пространстве вибрации. Это можно выявить при помощи последовательного перемещения вибродатчика по контролируемому подшипнику «вокруг вала». Эксцентриситет же ротора всегда «вращается» вместе с ротором, поэтому он не имеет стационарного максимума при определенном значении угла установки датчика. При эксцентриситете статора такой максимум явно выражен.

Для исключения проявления эксцентриситета в вибрации электрических машин необходимо, чтобы воздушный зазор между статором и ротором должен быть неизменным по окружности. Обязательно должно соблюдаться требование к качеству взаимного монтажа статора и ротора, что различие в величине воздушного зазора вдоль окружности не должно превышать значение в 5% для асинхронных двигателей и генераторов, и не превышать 10% для синхронных двигателей. Значение этого параметра жестко контролируется при помощи специальных щупов при монтаже электрической машины. Такая процедура измерения должна производиться при нескольких взаимных положениях ротора и статора.

3.2.6.5. Эксцентричный ротор.

Это достаточно часто встречающаяся в практике причина повышенной вибрации асинхронных электрических машин. У синхронных электрических машин переменного тока этот дефект менее заметен из-за больших рабочих зазоров.

При наличии эксцентриситета ротора в характере распределения электромагнитного поля в зазоре двигателя возникает ряд особенностей. Плотность электромагнитного поля вдоль окружности зазора изменяется вместе с поворотом ротора. Это приводит, из-за переменного зазора, к неравномерности тягового усилия двигателя. При совпадении оси поля статора с зоной увеличенного зазора тяговое усилие несколько уменьшается, при этом возрастает величина частоты скольжения. При смещении оси поля в зону меньшего зазора тяговое усилие растет, частота скольжения падает. При числе пар полюсов статора, большем единицы, такой процесс повторяется «Р» раз.

Если бы мы имели очень чувствительные приборы для измерения частоты вращения ротора, то мы бы обнаружили следующее. В интервале перемещения ротора от зоны, с увеличенным зазором в сторону зоны, с уменьшенным зазором, ротор бы ускорился в своей частоте вращения на небольшое значение. На интервале перехода ротора обратно, к зоне с увеличенным зазором, ротор бы замедлился на то же значение. Конечно, таких приборов у нас нет, но это видно на спектре с большой разрешающей способностью, где появляются признаки таких изменений скорости.

На спектре вибросигнала, показанном на рисунке 3.2.6.3., вокруг основной частоты вращения ротора, должны появиться симметрично расположенные боковые пики, гармоники, напоминающие зубцы короны. Симметрия пиков относительно основной частоты достаточно хорошо понятна - это следствие «мини ускорений и мини замедлений» частоты вращения ротора вокруг своего среднего значения. Аналогичные зубцы, даже еще большей интенсивности, появляются и вокруг пика электромагнитной силы, на частоте, равной второй гармонике питающей сети.

Необходимо пояснить причины проявления эксцентricности ротора на этой частоте.

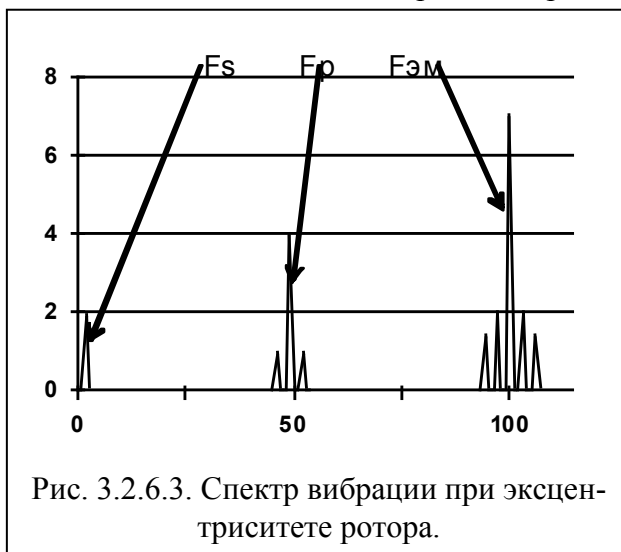


Рис. 3.2.6.3. Спектр вибрации при эксцентриситете ротора.

Вращение эксцентричного ротора модулирует проводимость зазора с удвоенной частотой. При числе пар полюсов, равном единице частота вращения поля равна 50 Гц, удвоенная частота сети, частота электромагнитной вибрации равна 100 Гц. Эксцентricность ротора приводит к модуляции электромагнитной силы. При уменьшении числа пар полюсов частота вращения поля в зазоре уменьшится в Р раз. Переменный зазор ротора за один свой оборот будет модулировать электромагнитную силу 2 x Р раз больше частоты своего вращения, что как раз и соответствует частоте электромагнитной силы.

Эксцентричный ротор генерирует вокруг F_p и вокруг $F_{эм}$ семейства гармоник, представляющих из себя пики, сдвинутые на одинаковый шаг по частоте. Сдвиг между этими гармониками равен произведению частоты скольжения на число полюсов обмотки статора

$$\Delta F = F_s * 2 * P$$

Причина такого шага между зубцами на спектре по частоте достаточно корректно объясняется. Частота скольжения есть разностная частота биений между частотой вращения поля и частотой вращения ротора. В течении одного оборота эксцентricитет ротора влияет «2 x Р» раз на тяговое усилие двигателя, которое связано с частотой скольжения ротора. Сама частота скольжения F_s иногда видна на спектре, на начальном участке, на самой низкой частоте. Она проявляется обычно в диапазоне от 0,3 до 2,0 Гц. Для ее регистрации нужен низкочастотный датчик.

Необходимо помнить, что во временном сигнале эксцентриситет ротора проявляется в виде пульсирующей вибрации, средняя частота которой располагается в диапазоне частот (или вблизи него) между $F_{ЭМ}$ и гармоникой оборотной частоты ротора, по частоте чуть меньшей, чем у электромагнитной силы (порядковый номер этой гармоники ротора равен удвоенному числу пар полюсов статора). Разделить эти гармоники на спектре можно только при высоком частотном разрешении используемого анализатора вибрационных сигналов.

Эксцентricность ротора обычно проявляется и в вертикальной, и в поперечной проекции вибрации. Иногда ее удается обнаружить даже и в осевой проекции. Так бывает при наличии эксцентricности ротора не по всей его длине, а только в районе одного, если смотреть вдоль оси ротора, края пакета электротехнической стали.

Эксцентricность ротора часто носит нестационарный характер, когда в спектре работающего двигателя имеется характерная картина, а практические измерения зазора не подтверждают диагноз. Причина здесь обычно в термических процессах, когда по тем или иным причинам ротор несимметрично нагревается, изгибается и дает картину эксцентricитета.

После останова двигателя, в процессе его разборки для измерения зазора, температуры быстро выравниваются и диагноз не подтверждается. Часто так бывает при обрывах стержней или «частичных задеваниях» ротора об неподвижные элементы, когда ротор так же начинает односторонне нагреваться.

3.2.6.6. Неправильный осевой монтаж двигателя.

Принцип действия всех электрических машин переменного тока примерно одинаков - вращающий момент создается за счет взаимодействия магнитного поля статора с магнитным полем ротора (синхронные машины) или с роторными проводниками с током (асинхронные машины).

Простейший аналог, характеризующий работу синхронной электрической машины переменного тока – притяжение двух постоянных магнитов, из которых один есть вращающееся магнитное поле статора, а второй жестко зафиксирован на роторе. В асинхронной машине переменного тока все выглядит немного иначе – вращающееся магнитное поле статора увлекает за собой проводники с током, которыми являются стержни короткозамкнутой клетки ротора.

В синхронном электродвигателе машине энергия подается одновременно в ротор от источника постоянного тока, и в статор из питающей промышленной сети. В асинхронном электродвигателе внешняя энергия подается только из питающей сети в статор, поэтому для работы двигателя часть энергии должна быть передана (трансформирована) через зазор во вращающийся ротор. Только в этом случае возникает электромагнитное взаимодействие между полями ротора и статора. Наличие передачи энергии через зазор объясняет необходимость максимального уменьшения воздушного зазора в асинхронных машинах, а так же их большую чувствительность этого типа электрических машин к нелинейности величины зазора между ротором и статором.

Сила взаимного притяжения между ротором и статором является векторной величиной и состоит из трех составляющих - радиальной составляющей, касательной, полезной, и осевой. Касательная составляющая электромагнитной силы в зазоре является полезной, т. к. именно она создает вращающий момент. Радиальная составляющая есть сила притяжения ротора к статору и при постоянстве величины воздушного зазора эти силы, диаметрально противоположно, взаимно компенсируются.

Рассмотрим чуть подробнее осевую составляющую сил взаимного притяжения в зазоре электрической машины. Если магнитные сердечники ротора и статора в осевом направлении расположены непосредственно друг против друга, то и суммарная осевая составляющая силы электромагнитного притяжения ротора и статора равна нулю. Иначе будет происходить в том случае, когда произойдет взаимное осевое смещение сердечников ротора и статора.

При этом итоговая осевая сила не будет равна нулю, она будет стремиться вернуть ротор в исходное нейтральное положение. Чем больше будет величина осевого смещения, тем больше будет величина осевого усилия, втягивающего ротор внутрь статора.

Величина допустимого свободного осевого перемещения ротора относительно статора определяется особенностями монтажа опорных подшипников ротора. Она максимальна при использовании подшипников скольжения, и минимальна при использовании подшипников качения, особенно радиально – упорного типа.

Если осевая подвижность ротора достаточна для перемещения его в нейтральное положение, то проблем с увеличением вибраций не будет. Если же возникнет препятствие к такому осевому перемещению, то на нем возникнет значительная осевая вибрация. Частота этой вибрации, как это показано на рисунке 3.2.8.4., обычно равняется частоте электромагнитных сил. Иногда гармоники вибрации возникают и частоте вращения ротора, это зависит от состояния поверхностей в месте препятствии к осевому смещению. Наиболее часто такая проблема возникает у асинхронных электродвигателей с подшипниками качения, осевая подвижность которых почти нулевая.

Осевая вибрация в электродвигателях, оборудованных подшипниками качения, обычно возникает при следующих основных причинах:

- При осевом смещении магнитных пакетов статора и ротора, обусловленном особенностями их взаимного первичного монтажа.

- При неполной посадке подшипников на вал, или в подшипниковых щитах, после проведения ремонтных работ.

- При смещении подшипниковых щитов, или посадочных мест подшипников после выполнения ремонтных и восстановительных работ.

Вне зависимости от причины возникновения повышенных осевых усилий на опорные подшипники качения, это довольно опасный дефект. Большинство подшипников качения не предназначены для компенсации осевых усилий, и поэтому в такой ситуации достаточно быстро выходят из строя.

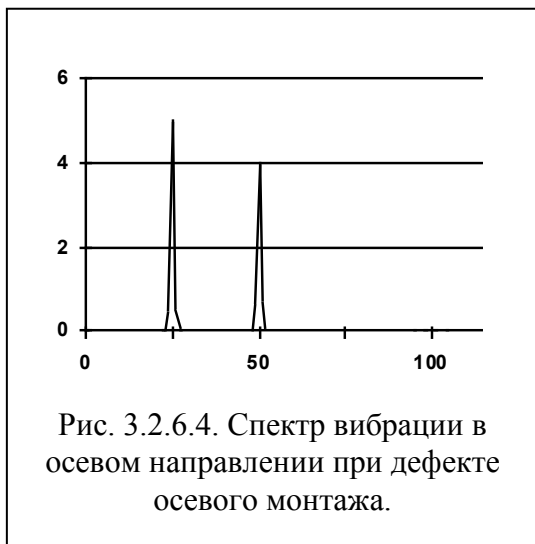


Рис. 3.2.6.4. Спектр вибрации в осевом направлении при дефекте осевого монтажа.

У подшипников скольжения обычно существует большой конструктивный «осевой разбег», поэтому осевые вибрации в них возникают гораздо реже. Кроме того, подшипники скольжения обычно используются в крупных синхронных электрических машинах, в которых вопрос компенсации осевых усилий, по причине наличия больших воздушных зазоров, стоит менее остро.

Тем не менее, и в таких условиях осевая подвижность подшипников скольжения может оказаться недостаточной для компенсации дефектов монтажа. В таком случае возникает осевая вибрация, обычно выражающаяся в возникновении трения галтели вала о торцевую поверхность подшипникового вкладыша.

Для устранения осевой вибрации в насосных агрегатах необходимо корректно и комплексно выставлять при монтаже все три так называемых в практике «осевых разбега», расположенных в насосе, в муфте и в электродвигателе.

Достаточно часто вал электродвигателя «утягивается в осевые вибрации» валом насоса при дефектах системы осевой разгрузки рабочего колеса насоса. Парадокс диагностики - дефект в насосе, а вибрация в двигателе.

На практике бывают случаи, когда для борьбы с осевыми вибрациями ротор в подшипниках скольжения, перед пуском, принудительно смещают в осевом направлении, например, при помощи лома, и после этого двигатель некоторое время хорошо работает. С те-

чением времени, в процессе работы, ротор смещается обратно, и осевые вибрации агрегата снова возрастают до прежнего значения.

3.2.6.7. Обрыв стержней ротора.

Наиболее распространенным конструктивным исполнением обмотки ротора асинхронного двигателя является короткозамкнутый ротор с «беличьей клеткой». У такого ротора в пазах, без изоляции, забиваются медные или латунные стержни, или же пазы полностью залиты сплавом алюминия. Концы стержней, по торцам ротора, объединяются замыкающими кольцами из такого же материала.

В процессе работы, а особенно при пуске асинхронного электродвигателя, по стержням беличьей клетки протекает большой ток, и они сильно нагреваются. Частой причиной выхода из строя двигателя является нарушение контакта стержней с замыкающими кольцами, называемые в практике «отгоранием стержней». Появление такого дефекта в отдельных стержнях приводит к увеличению нагрузки на оставшиеся стержни, дополнительному перегреву их, и также к последующему «отгоранию», и т. д. Весь этот лавинообразный процесс разрушения обмотки ротора сопровождается потерей мощности электродвигателя, к его постепенному перегреву и выходу из строя.

Выявление начальных признаков повреждений стержней клетки ротора является очень актуальной задачей и позволяет повысить надежность работы асинхронных двигателей с короткозамкнутой клеткой на роторе.

Рассмотрим особенности физических процессов и вибрационных признаков этого в роторе, имеющем характерные признаки начальной стадии данного дефекта. Будем считать, что повредился один стержень короткозамкнутой клетки.

Необходимо сразу же сказать, что спектр вибрации асинхронного электродвигателя с отгоревшим стержнем во многом похож на спектр вибрации двигателя, имеющего эксцентричный ротор. На первый взгляд между этими дефектами мало общего, но при ближайшем рассмотрении можно выявить причины возникновения сходства вибрационных сигналов, зарегистрированных на опорных подшипниках.

Как и при эксцентричном роторе, отгоревший стержень приводит к модулированию величины тягового усилия двигателя. В момент прохождения зоны отгоревшего стержня мимо электромагнитного полюса (скорее наоборот, т. к. поле асинхронного электродвигателя обгоняет ротор) тяговое усилие импульсно уменьшится, ротор чуть-чуть замедлится. В это время под полюс поля подойдет зона бездефектного стержня, в нем за счет возросшего скольжения будет несколько больший ток, тяговое усилие также импульсно возрастет, и ротор чуть-чуть ускорится.



Эти импульсные мини ускорения и мини замедления ротора на спектре будут характеризоваться возникновением боковых зубцов вокруг основной гармоники частоты вращения ротора. Такой спектр для двигателя с частотой вращения ротора 2920 об/мин показан на рис 3.2.6.5. Понятно, что зубец (гармоника) с чуть меньшей частотой будет соответствовать моменту времени с замедлением, а зубец (гармоника) с чуть большей частотой будет принадлежать участку времени с ускорением ротора.

Сразу же напрашивается аналогия, что если поврежденных стержней в роторе будет не один, а два, то боковых гармоник будет

по две с каждой стороны оборотной частоты, если будет три дефектных стержня – три пары боковых гармоник, и так далее. Это так, и не так. Примерно в половине практических случаев такой эффект соответствия количества дефектных стержней и боковых гармоник будет соблюдаться, а в половине случаев такого количественного соответствия не будет.

Корректное описание такой особенности картины спектрального отображения «дефектных» стержней на спектре вибрационных сигналов является очень сложным, и мы его здесь опустим. Мы ограничимся простой констатацией факта, что если боковых гармоник на спектре более двух (пар), то на роторе находится больше двух отгоревших стержней, или, говоря точнее, стержней с дефектами контакта. Если боковых гармоник всего две, то количество стержней с дефектами точно не определено.

Разделить две причины повышенной вибрации, о которых мы начали рассуждение, это эксцентриситет ротора и отгоревшие стержни беличьей клетки, возможно, но только при наличии у диагноста «хорошего анализатора спектров вибрационных сигналов». В данном случае речь идет о хорошем спектральном разрешении прибора, он должен рассчитывать спектры с разрешением не хуже 3200 частотных линий. В этом случае дефекты можно разделить, учитывая особенности различия их спектрах вибрационных сигналов.

Это следующие различия:

- Характерная «корона» из зубцовых гармоник вокруг пика электромагнитной частоты $F_{эм}$ проявляется на спектре различно - при эксцентриситете ротора она имеется во всех режимах работы диагностируемой электрической машины. При наличии в роторе дефекта типа «дефектный стержень», корона на спектре появляется только при значительной нагрузке электрической машины, на холостом ходу она отсутствует.

- При эксцентриситете ротора «корона» практически симметрична по величинам зубцовых гармоник относительно центрального пика, а при дефектах стержней пик на меньшей частоте всегда меньше «зеркального» пика на большей частоте. Этот факт достаточно хорошо соотнобразуется с картиной физических процессов. Уменьшение скорости происходит при нормальном скольжении и нормальном токе в последнем (перед дефектным) «хорошем» стержне клетки. Ускорение же ротора происходит при увеличенном скольжении, большем токе в первом «хорошем» стержне и, как результат, с большим ускорением.

- За счет колебательного «успокоения» пульсации частоты вращения ротора, после прохождения стержня с дефектом, что может возникать при определенных параметрах нагрузки на валу электродвигателя, на спектре вибрационного сигнала может возникнуть несколько гармоник частоты вращения ротора, и обычно все они окружены «коронами». Такая же картина может возникать при наличии механических или электромагнитных ослаблений в электрической машине. Параметр «электромагнитное ослабление» раскрывать мы не будем из-за его специфичности, оставив его для исследования специалистам по электрическим машинам.

В качестве численного ограничения степени проявления этого дефекта можно считать, что «короны» у исправного двигателя быть не должно. Если она появилась, и наибольший пик «короны» превысил 10 % от центрального пика - вероятность существования отгоревших стержней в обмотке ротора очень большая. Для контроля количественного значения признаков этого дефекта лучше использовать спектры с логарифмической шкалой по амплитуде. Если на нем пики «короны» будут меньше основного пика менее, чем на 20 dB, то предполагаемый дефект имеет место.

В заключение, подчеркивая особенности диагностики данной причине повышенной вибрации, необходимо еще раз указать, что такая диагностика возможно только с применением анализаторов спектров с высокой разрешающей способностью. Это нужно для разделения на спектре частот вращения поля, ротора и боковых гармоник. Центральный пик «короны» должен соответствовать частоте вращения ротора, а не быть равным частоте вращения поля в зазоре.

3.2.6.8. Дефекты зубцово - пазовой структуры.

Такая неисправность не очень часто встречается в практике, но, тем не менее, ее можно достаточно просто описать и успешно диагностировать.

Условно эту неисправность можно представить в виде ротора, у которого отсутствует один ферромагнитный зуб. Это приводит к тому, что мимо пазов статора перемещается «магнитный непериодический» элемент, наводящий в обмотке статора импульсы, число которых за один оборот будет численно равно числу пазов на статоре. На спектре вибрационного сигнала это будет представлено пиком на частоте, равной произведению частоты вращения ротора на число пазов статора.

Не вдаваясь в тонкости физического описания, следует также сказать, что дефектный



зуб будет модулировать и электромагнитную силу статора. Это будет происходить потому, что дважды за свой один оборот вращающееся поле «будет натываться» на дефект магнитной проводимости воздушного зазора двигателя, на «отсутствующий» зуб ротора. На спектре вблизи пика зубцовой частоты появятся два зеркально расположенных пика, сдвинутых относительно своего «главного пика» на частоту электромагнитной силы $F_{эм}$, как уже неоднократно говорилось равную удвоенной частоте питающей сети.

Наиболее сложным для диагностики будет спектр вибрации при нали-

чии магнитных дефектов на роторе и статоре одновременно, причем дефектов множественных. На спектре будут присутствовать зубцовые частоты ротора и статора, а также будут частоты их биения, зашумленные множественными «зеркальными» пиками.

«Положительным» при этом будет то, что при таком дефекте обычно сильно падает тяговое усилие, возрастает потребляемый ток и двигатель очень быстро выходит из строя, обычно раньше, чем персоналу удастся записать спектры и выявить множественный магнитный дефект методами вибрационной диагностики.

3.2.7. Проблемы гидравлики и аэродинамики.

Проблемы диагностики особенностей протекания гидравлических и аэродинамических процессов в специализированном вращающемся оборудовании также являются предметом пристального внимания и приложения знаний для практических специалистов по вибрационной диагностике состояния и поиска дефектов. Это вполне объяснимо, если учесть, что в обширной гамме эксплуатируемых в производстве вращающихся агрегатов различного назначения значительную долю составляют насосы для перекачки различных жидкостей, вентиляторы, дымососы, компрессоры для перекачки и сжатия газов. Многообразие типов и конструкций такого оборудования не поддается учету.

Все проблемы, приводящие к возникновению специфических вибраций в таком оборудовании, исходя из основных причин их возникновения и локализации, можно разделить на две основные группы.

- Проблемы, связанные с особенностями движения жидкостей и газов в проточных частях перекачивающего оборудования. Такие проблемы могут также возникать как во всасывающем аппарате, так и в выходной зоне насосов, вентиляторов и компрессоров.

- Проблемы, обусловленные особенностями конструкции перекачивающего оборудования. Они обусловлены конструктивным исполнением рабочих колес нагнетателей и встроенных направляющих аппаратов.

Основная информация по диагностике таких дефектов, основанная на анализе вибрационных сигналов, зарегистрированных на опорных подшипниках насосов и вентиляторов, приведена в данном разделе методического руководства.

3.2.7.1. Лопаточная вибрация

Данный тип специфической вибрации возникает из-за особенностей механической конструкции насосов и вентиляторов. Несмотря на кажущуюся непрерывность потока перекачиваемой жидкости или газа, практически всегда имеет место некоторая дискретность, обусловленная элементарными объемами внутренних камер насосов и вентиляторов. Наиболее часто величина такого элементарного объема определяется возможностями одной лопатки рабочего колеса. По этой причине такая вибрация и называется лопаточной.

Лопаточная вибрация, регистрируемая на опорных подшипниках насоса или вентилятора, есть итог взаимодействия лопаток вращающегося ротора с неподвижным направляющим аппаратом. После «выгрузки» лопаткой рабочего колеса элементарного объема рабочей жидкости или газа, возникает определенный динамический импульс в конструкции насоса или вентилятора.

Можно несколько иначе определить причину возникновения лопаточной вибрации во вращающемся оборудовании - это вибрация, наводимая в насосах, вентиляторах и компрессорах в процессе прохождения рабочих лопаток колеса насоса мимо какого - либо препятствия в проточной части или элемента конструкции. Чаще всего таким элементом конструкции является лопатка неподвижного направляющего аппарата, или же конструктивная граница самого «выкидного» канала насоса.

Эти два объяснения причин возникновения лопаточной вибрации в насосах и вентиляторах не противоречат друг другу, хотя внешне значительно различаются. По этой причине читатель может выбрать ту, которая ему больше нравится, и в большей степени соответствует его пониманию причин возникновения лопаточной вибрации.

Лопаточная, или иногда ее еще называют лопастная, частота $F_{л}$ является синхронной гармоникой оборотной частоты вращения ротора (рабочего колеса), и определяется конструктивными параметрами оборудования. Численно частота лопаточной гармоники рассчитывается как произведение количества лопаток на рабочем колесе насоса или вентилятора на оборотную частоту вращения ротора.

Гармоники лопаточной частоты в спектре вибросигнала всегда нормально присутствуют во всех работающих насосах, вентиляторах, компрессорах и т. д. Причина понятна - это заложено в принцип действия перекачивающих механизмов.

При небольшой собственной амплитуде гармоники вибрации с лопаточной частотой, их наличие является конструктивным свойством оборудования, и не служат однозначным признаком наличия проблем в насосе или в вентиляторе. Особого внимания они начинают

заслуживать при определенных дефектах состояния и эксплуатации, когда амплитуда гармоники лопаточной частоты начинает возрастать.

В этом случае специалисту по вибрационной диагностике необходимо принимать решение по двум очень важным вопросам - является ли выявленное увеличение амплитуды лопаточной гармоники признаком возникновения в оборудовании дефекта,

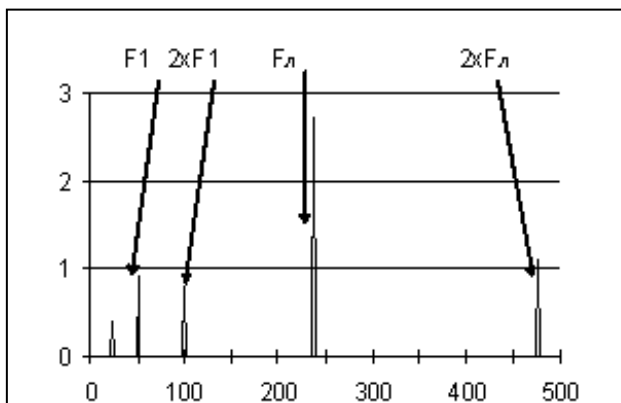


Рис. 3.2.7.1. Спектр вибрации насоса с 6 лопатками при повышенных лопаточных вибрациях.

и можно ли такое оборудование эксплуатировать дальше или уже необходимо принимать экстренные меры по выводу оборудования из эксплуатации.

На рисунке 3.2.7.1., для примера, показан спектр от вибросигнала с подшипника насоса в вертикальном направлении, в котором амплитуда гармоники лопаточной частоты, и ее «окружение», указывают на наличие в насосе достаточно серьезного дефекта в его проточной части.

Наибольшее значение для процесса диагностики наличия дефекта, и определения уровня его развития, на приведенном на рисунке спектре вибросигнала имеют:

- Существенное увеличение амплитуды лопаточной гармоники относительно амплитуды оборотной гармоники частоты вращения насоса. Следует еще раз заметить, что конкретных количественных рекомендаций по этому вопросу нет. Основной причиной этого служит большое удаление вибродатчика, установленного на опорном подшипнике, от рабочей зоны насоса, где и возникают лопаточные вибрации.

- Появление в спектре вибрационного сигнала, наряду с первой гармоникой лопаточной частоты, второй гармоники лопаточной частоты, и, может быть, и третьей гармоники. Такая картина чем-то напоминает признаки механического ослабления, при котором количество гармоник может быть большим. Именно это и происходит при проблемах в проточной части, и хотя бы немного увеличенном зазоре в опорных подшипниках. Также имеет место достаточно много гармоник, но чаще всего зарегистрировать их мы не можем, т. к. велико затухание высокочастотных гармоник внутри проточной части насоса.

- При наиболее сложных и развитых дефектах лопаточного аппарата имеет место возникновение боковых гармоник вокруг гармоники лопаточной частоты, сдвинутых на шаг по частоте, равный оборотной частоте ротора.

Большая амплитуда лопаточной вибрации и особенно появление ее боковых гармоник может возникнуть в насосах в том случае, когда в насосе или в проточной части имеются какие-либо конструктивные и эксплуатационные несимметрии. Простейшим примером такой несимметрии является случай, когда интервал по окружности рабочего колеса между лопатками рабочего колеса при его изготовлении оказывается выполненным не одинаковым. При вращении такого рабочего колеса насоса на спектре вблизи гармоники лопаточной частоты возникают боковые гармоники. Аналогично меняется картина вибрационных процессов в проточной части насоса при «выкрашивании» части лопатки, или ее рабочей поверхности по тем, или иным причинам.

Причина возникновения боковых гармоник вблизи основной частоты лопаточной гармоники, и производных от нее гармоник, достаточно проста, и уже обсуждалась выше, но для других типов вращающегося оборудования. При прохождении дефектной зоны рабочего колеса мимо «характерного элемента» в проточной части насоса, частота вращения ротора насоса будет иметь в своем составе небольшой скачок. Сначала ротор может немного «замедлиться», а затем он должен обязательно немного «ускориться» для восстановления первоначальной скорости вращения.

В зависимости от типа дефекта в рабочем колесе динамическая картина процессов может быть и обратной. Возможен вариант, когда ротор насоса сначала «ускорится», а затем «замедлится». Эти небольшие изменения скорости приведут к появлению в спектре вибросигнала одной или нескольких пар боковых гармоник, которые будут располагаться слева и справа от лопаточной частоты.

Шаг смещения боковых гармоник от основной лопаточной частоты идеально изготовленного ротора численно равен оборотной частоте вращения ротора. При неодинаковом шаге лопаток по окружности, или наличии иной несимметрии, например неодинаковом окружном шаге входных перегородок на входе в «улитку», шаг боковых гармоник слева и справа от лопаточной частоты может немного различаться, и определяться типом и величиной имеющейся в роторе несимметрии. На рисунке 3.2.7.1 хорошо виден такой неравномерный шаг. Не-

симметрия рабочего колеса насоса на приведенном спектре значительна, т. к. у лопаточной частоты уже появилась даже вторая боковая гармоника.

Вопрос о величине аварийного уровня лопаточной вибрации необходимо решать для каждого типа насоса отдельно, т. к. в каждой конструкции затухание вибросигнала на пути от колеса до точки установки вибродатчика различается. Этот уровень зависит так же от типа перекачиваемой жидкости и даже (и очень сильно!) от режима работы насоса. Более правильно, с методической точки зрения, сравнивать амплитуду лопаточных гармоник не с оборотной гармоникой частоты вращения ротора, а с амплитудами боковых гармоник лопаточной частоты. Еще более точно сравнивать эту амплитуду с амплитудой, которая было измерена ранее, и на полностью исправном насосе.

Для первого сравнения можно опираться на соотношение - если боковые гармоники превышают, по амплитуде, 10 % от величины лопаточной гармоники, то в данном агрегате высока вероятность наличия того или иного дефекта в проточной части. Специалист по диагностике должен серьезно подойти к исследованию гидравлических (аэродинамических) проблем в данном агрегате.

Высокая амплитуда лопаточной частоты и боковые гармоники могут быть сгенерированы в насосе или компрессоре при значительном износе рабочего колеса и проточной части, при значительном ослаблении сварных и клепаных конструкций. Такая же картина в спектре вибросигнала может возникнуть в насосе и при трещине в лопатке, при неодинаковом угле атаки лопаток. Еще типичной причиной появления большой лопаточной частоты может быть резкий изгиб выходной трубы, препятствующий нормальному течению жидкости, т. е. высокое гидравлическое сопротивление напорного трубопровода.

Достаточно часто гармоника лопаточной частоты может увеличиться и в том случае, когда ротор насоса или вентилятора расположен внутри проточной части эксцентрично. Спектральная картина всех описанных дефектов примерно одинакова и соответствует картине, приведенной на рис. 3.2.7.1.

Целый класс проблем гидравлики составляют резонансы в проточной части, приводящие иногда к очень большим вибрациям в насосах. Эти вопросы, а также вибрации насосов, работающих в «анормальных» режимах, за пределами расчетных характеристик, в данном методическом руководстве не рассматриваются из-за его краткости и ограниченного объема.

3.2.7.2. Турбулентность потока

В зависимости от типа течения потока в трубопроводах и в проточной части насосов обычно различают спокойное, ламинарное течение, и завихренное, турбулентное. Турбулентное течение является основным в насосах и вентиляторах, и возникает как результат вращения рабочего колеса. Большое влияние на возникновение турбулентности оказывают трубопроводы, в которых турбулентность возникает в изгибах трубопроводов, наводятся в местах стыков, уплотнений, задвижек.

Турбулентность течения жидкости или газа приводит к появлению специфических гармоник в спектре вибрации, которые могут быть зарегистрированы на опорных подшипниках контролируемого насоса или вентилятора. Практическим, «жизненным» примером возникновения таких вибраций, служит «завывание» ветра в трубах (по аэродинамическим причинам), или всем известные вибрации и удары в водопроводных трубах в жилых домах, возникающие при не полностью открытых кранах, когда образуется значительный перепад давлений (гидравлические причины возникновения вибраций). Эти все характерные, достаточно часто встречающиеся в быту шумы и вибрации, имеют достаточно низкие частоты.

Аналогичные процессы вибрации происходят и в промышленных вентиляторах и насосах. Турбулентное течение часто происходит в трубах со значительными перепадами дав-

ления или скорости прохождения воздуха через вентилятор или рабочее соединение трубопроводов или коробов. Это и является основной причиной турбулентности потоков.

На спектре вибрации насоса с сильной турбулентностью потока в проточной части, всегда имеется сравнительно низкочастотная зона, в которой сосредоточены все эти вибрации, вызванные наличием гидравлических завихрений. Частотное «расположение» этой зоны турбулентности в спектре вибросигнала несколько различно в каждом агрегате, и зависит от его конструкции, и присоединенных трубопроводов.

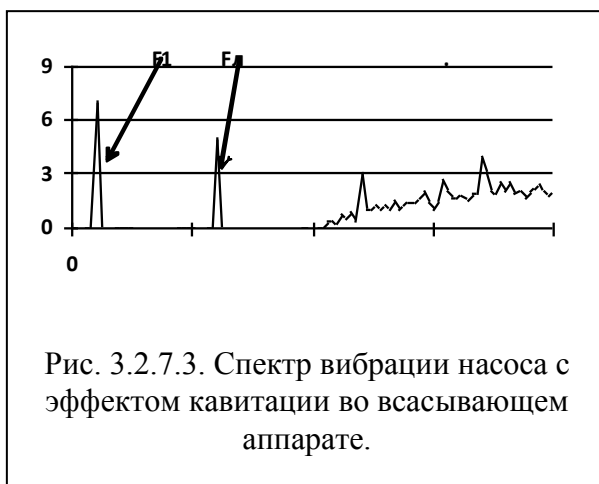


выходной задвижки.

3.2.7.3. Кавитация.

Дефект особенностей протекания рабочей жидкости через насос, называемый кавитацией, достаточно часто встречается в практике. Картина возникновения процесса кавитации в насосах достаточно проста. Это эффект «схлопывания» газовых пузырьков в жидкости в проточной части насоса, в основном на лопатках рабочего колеса. Эти газовые пузырьки возникают в зоне разрежения на входе насоса и «исчезают» в рабочей зоне при «сжатии» потока жидкости рабочим колесом.

Кавитация является вредным явлением, т. к. при схлопывании пузырьков происходит разрушение внешней поверхности лопаток рабочего колеса, пусть оно даже изготовлено из сверхпрочного материала. Исчезновение каждого пузырька газа по своему воздействию может быть приравнено к микровзрыву на поверхности рабочего колеса. Итоги действия кавитации хорошо видны при разборке насосов в процессе ремонтов.



В большинстве практических случаев эти вибрации обычно располагается в диапазоне от одного герца до примерно 40 Гц. Реальная картина формы, мощности и т. д. отдельных вихрей постоянно меняется. В результате сам процесс турбулентности является нестационарным и несинхронным, поэтому явных пиков гармоник в этой частотной зоне нет, а есть общее поднятие с «блуждающими пиками».

Все эти рассуждения иллюстрируются рисунком 3.2.7.2., на котором приведен пример спектра вибрации насосного агрегата с сильной турбулентностью потока в выходном трубопроводе, возникшей из-за не полностью открытой

Кавитация является вредным явлением, т. к. при схлопывании пузырьков происходит разрушение внешней поверхности лопаток рабочего колеса, пусть оно даже изготовлено из сверхпрочного материала. Исчезновение каждого пузырька газа по своему воздействию может быть приравнено к микровзрыву на поверхности рабочего колеса. Итоги действия кавитации хорошо видны при разборке насосов в процессе ремонтов.

Процесс возникновения пузырьков является достаточно сложным и зависит от многих параметров потока жидкости. Не вдаваясь в физические и математические подробности, скажем, что наиболее часто кавитация в насосах возникает при недостаточном давлении на всасывающей стороне, при своеобразном «голодании» насоса и при большой концентрации растворенных газов в жидкости.

Кавитация достаточно хорошо слышна ухом при прослушивании при помощи деревянной сухой палочки. Когда в насосе происходит процесс кавитации, то это часто звучит так, как будто гравий с песком проходит через проточную часть насоса.

При схлопывании большого количества пузырьков разного размера и в разных местах проточной части насоса, мы имеем итоговую вибрацию в виде суммы импульсов, имеющих различную частоту и амплитуду. В результате на спектре вибрационного сигнала мы имеем своеобразное поднятие, захватывающее достаточно широкую полосу частот. Обычно это происходит в высокочастотной части спектра регистрируемого сигнала. Поскольку на процесс движения пузырьков большое влияние оказывают рабочие лопасти колеса, то довольно часто вибрация от кавитации «окружает» высокие гармоники от лопаточной частоты насоса.

Кавитация в насосе может привести к тяжелым последствиям, если не будет вовремя устранена. Особенно опасна кавитация в зоне и непосредственно на лопастях. В целях уменьшения кавитации необходимо разнообразными мерами повышать давление на входе в насос.

3.2.8. Проблемы винтовых компрессоров.

Газовые компрессоры, в которых перекачка рабочего газа осуществляется за счет двух взаимно встречно вращающихся винтов, достаточно часто бывают предметом исследований, проводимых специалистами по вибрационной диагностике. Компрессоры такого типа все чаще используются в различных отраслях промышленности для сжатия и перекачки газов, поэтому рассмотрим основные особенности диагностики в них дефектов, на основе использования анализа вибрационных параметров.

Конструктивно винтовой компрессор устроен достаточно просто. Он состоит из двух достаточно длинных винтов, типа многозаходных шнеков, расположенных параллельно и вращающихся в разные стороны. Кинематическая связь между винтами осуществляется за счет двух шестерен, расположенных с одной стороны винтов.

Число заходов винтов различается на единицу. Например, компрессор, у которого один винт имеет 5 заходов, второй имеет 6. Зубцовые числа компрессоров обычно определяются соотношениями - $5/6$, $6/7$, $7/8$ и т. д., где цифры отражают количество заходов первичного и вторичного винтов. Рабочее тело компрессора (перекачиваемый газ) перемещается в полостях, возникающих между зубцами винтов, которые, по мере вращения винтов, смещаются в направлении продольной оси компрессора.

Кроме обычных вибрационных проблем вращающегося оборудования, на которых сейчас мы не будем останавливаться, в винтовых компрессорах существуют и специфические дефекты, обусловленные особенностями их конструкции. Основное внимание в данном разделе уделим диагностике именно этих проблем.

Возможными специфическими проблемами повышения уровня вибрации винтовых компрессоров, измеренной на опорных подшипниках, могут явиться следующие дефекты оборудования:

- Некачественный осевой монтаж и фиксация положения рабочих винтов.
- Увеличение рабочих зазоров между рабочими винтами, обычно возникающее по причине общего износа винтов или опорных подшипников.
- Увеличение зазоров в радиальных и упорных подшипниках скольжения, в которых вращаются рабочие винты.
- Износ шестерен зубчатой пары, соединяющей между собой рабочие винты.

Все эти причины достаточно сильно связаны между собой, например, появление увеличенного зазора в опорных подшипниках автоматически приводит к изменению зазоров между винтами и т. д.

Рассмотрим, как дефекты технического состояния винтовых компрессоров могут быть выявлены средствами вибрационной диагностики. Основное внимание, как мы уже отмечали, уделим специфическим проблемам, свойственным только данному типу оборудования. Для рассмотрения применения вибрационных методов для диагностики дефектов оборудования, свойственных всем вращающимся агрегатам, таких, как небаланс, расцентровка, со-

стояние зубчатой пары и т. д. рекомендуем обратиться к соответствующим разделам данного руководства.

3.2.8.1. Контроль состояния рабочих поверхностей винтов.

Проблема обеспечения постоянства рабочих зазоров между винтами, следовательно, и идеальности рабочей поверхности винтов, во многом определяет эффективность работы всех винтовых компрессоров. Эта проблема имеет несколько аспектов, основным из которых, базовым, конечно является качество изготовления рабочих винтов. Вторичным является то, что в процессе эксплуатации компрессоров происходит изменение состояния внешней поверхности винтов, износ, изменение формы, появление раковин, сколов и т. д.

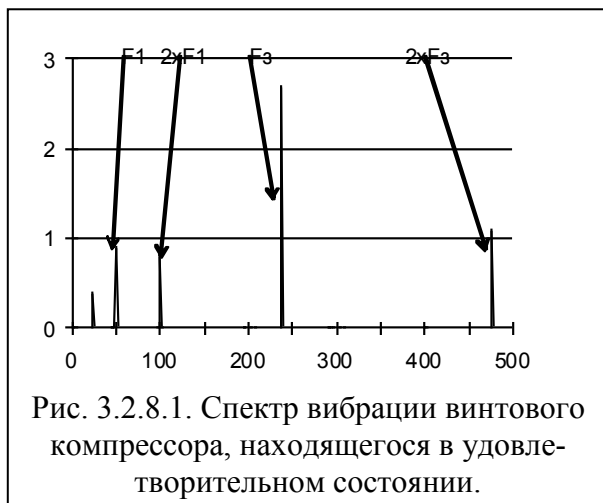


Рис. 3.2.8.1. Спектр вибрации винтового компрессора, находящегося в удовлетворительном состоянии.

Рассмотрим, как все эти отклонения рабочей поверхности винтов могут проявляться на спектрах вибрационных сигналов. Для этого обратимся к рисунку 3.2.8.1., на котором, для примера, показан спектр сигнала, зарегистрированный на одном из подшипников винтового компрессора. Будем считать, что данный компрессор находится в хорошем состоянии, не имеет серьезных дефектов.

Наибольшее внимание на этом спектре следует уделить гармонике частоты зубозацепления винтов. Эта частота равняется произведению числа заходов любого винта на частоту его вращения. Еще раз напоминаем, что коли-

чество заходов на каждом винте компрессора разное, следовательно, частоты вращения винтов также различаются. Для компрессора с зубцовыми числами 5/6, и частоте вращения приводного асинхронного электродвигателя и первого винта, равной 48 Гц, спектр вибрационного сигнала которого показан на рисунке 3.2.8.1., частота первой гармоники зубозацепления рабочих винтов равна 238 Гц.

Гармоника зубозацепления рабочих винтов компрессора, как и для классической зубчатой пары редуктора или мультипликатора, теоретически, должна всегда присутствовать в спектре вибрации винтового компрессора. Она всегда должна сопровождать нормальную работу винтового компрессора под нагрузкой. Амплитуда этой гармоники связана с нагрузкой компрессора и его техническим состоянием. Почти всегда у гармоники частоты зубозацепления винтового компрессора есть вторая, третья и даже четвертая гармоники. Если амплитуда всех этих гармоник мала, то наличие этих гармоник не является признаком имеющихся дефектов.

На приведенном спектре вибрационного сигнала имеются еще три информативных гармоники - их можно достаточно условно дифференцировать как небольшая масляная гармоника, первая обратная гармоника и вторая гармоника обратной частоты входного вала компрессора. Условно потому, что для регистрации и анализа данного спектра использовался анализатор спектров с разрешением всего в 200 линий. По этой причине на полученном



Рис. 3.2.8.2. Спектр вибрации винтового компрессора с износом или дефектами рабочей поверхности винтов.

спектре нет возможности точно дифференцировать «происхождение» гармоник с частотой 50 и 100 Гц. Не ясно, являются ли они гармониками электромагнитной природы возникновения, или это гармоники обратной частоты ротора асинхронного двигателя.

Следует всегда хорошо помнить, что при первом измерении вибрации на «незнако-

мом» винтовом компрессоре величину амплитуды гармоники зубозацепления можно использовать только как опорную точку для дальнейших исследований. По величине этой амплитуды нельзя корректно оценить пороги состояния, т. к. неизвестна степень затухания вибрации от зубчатой пары внутри компрессора. Это связано с большим разбросом величины внутреннего затухания вибрационных сигналов внутри винтового компрессора.

Качество внешних рабочих поверхностей винтов компрессора, оценивать степень их износа и разрушения, лучше всего выполнять по величине амплитуд боковых гармоник, возникающих вблизи частоты зубозацепления винтов компрессора. В качестве диагностического параметра лучше всего использовать соотношение амплитуд боковых гармоник к амплитуде основной гармоники зубозацепления винтовой пары. Пример спектра вибрации винтового компрессора с такими боковыми гармониками, зарегистрированный на опорных подшипниках, показан на рис. 3.2.8.2.

Возникновение боковых гармоник в спектре вибрационного сигнала объясняется достаточно просто. Наличие локального дефекта на одном из винтов приводит к модуляции частоты зубозацепления этим дефектом. Поскольку дефект повторяется в каждом обороте винта, возникающие боковые гармоники сдвинуты от частоты зубозацепления на оборотную частоту вращения винта с дефектом рабочей поверхности.

Вне зависимости от вида первопричины, приведшей к появлению дефектов или даже просто отклонений внешней поверхности винтов от идеальной, на спектре вибрационного сигнала это сопровождается ростом амплитуды боковых гармоник. Это первый диагностический признак данного дефекта. Чем выше относительная амплитуда боковых гармоник, тем в большей степени произошел износ или даже разрушение рабочих поверхностей винтового компрессора.

Большое значение для диагностики места возникновения дефекта на рабочей поверхности винтов имеет величина сдвига по частоте боковых гармоник относительно частоты зубозацепления. Этот сдвиг всегда численно равен оборотной частоте того вала компрессора, на котором в наибольшей мере представлен дефект, в данном случае износ рабочей поверхности винта.

Мы уже отмечали, что валы винтового компрессора вращаются с различной оборотной частотой. Медленнее вращается тот вал, на котором винт имеет большее количество заходов. Вал с меньшим числом заходов винта вращается быстрее. Различие частот вращения валов определяется соотношением количества заходов винтов - $5/6$, $6/7$, $7/8$. Также очень важно знать, какой вал компрессора соединен с приводным двигателем, редуктором и т. д., то есть какой вал является первичным.

Данное рассуждение является очень важным для проведения корректной диагностики по вибрационным параметрам, и будет постоянно использоваться ниже для выявления вала винтового компрессора, на котором будет располагаться диагностируемый дефект. Знание этой особенности работы винтового компрессора оказывает существенную помощь практическим диагностам в локализации места возникновения дефекта.

В плане количественного сравнения амплитуды боковых гармоник можно сказать, что если при номинальной нагрузке компрессора боковые гармоники превысили значение в 20 % от амплитуды частоты зубозацепления, то это является тревожным признаком. Степень опасности дефекта может быть выявлена только в процессе наблюдения, когда будет выявлена тенденция к ухудшению состояния компрессора, в данном случае будет иметь место существенный рост амплитуды боковых гармоник.

3.2.8.2. Увеличенные зазоры в подшипниках

Основные спектральные признаки наличия и диагностирования увеличенных зазоров в подшипниках скольжения описаны выше, в специальном разделе данного методического

руководства. Здесь же мы рассмотрим только специфические признаки проявления этого дефекта в подшипниках скольжения, свойственные только винтовым компрессорам.



Рис. 3.2.8.3. Спектр вибрации винтового компрессора с увеличенным зазором в подшипниках скольжения.

На рисунке 3.2.8.3., для примера, показан спектр вибрационного сигнала с опорного подшипника винтового компрессора, в котором увеличены зазоры в подшипниках. Измерение проводилось в направлении, перпендикулярном плоскости, проходящей через осевые линии винтов.

Характерной особенностью такого спектра является наличие в нем нескольких гармоник от зубцовой частоты, имеющих значительную амплитуду. Если в большинстве других механизмов при увеличении зазоров в подшипнике скольжения имеет место большое количество целых гармоник оборотной частоты

ротора, то здесь дело обстоит несколько иначе. В спектре возникает достаточно много целых гармоник зубцовой (винтовой) частоты, а гармоники оборотной частоты первичного вала компрессора (вала приводного электродвигателя), обычно присутствующие при наличии увеличенного зазора в подшипнике, в спектре вибрационного сигнала могут полностью отсутствовать.

Амплитуда первых трех - пяти гармоник зубцовой частоты винтового компрессора, с ростом номера гармоники, обычно изменяется мало. При дальнейшем увеличении номера гармоники их амплитуды начинают достаточно быстро уменьшаться. При больших зазорах в подшипнике амплитуды первых гармоник частоты зубозацепления с ростом номера гармоники могут даже возрастать, но в дальнейшем они все равно начинают убывать, вероятнее всего по причине более сильного затухания более высокочастотных гармоник внутри винтового компрессора, на пути от зоны дефекта до места установки датчика вибрации.

Обычно в спектре вибрационного сигнала, при наличии такого дефекта, все гармоники зубцовой частоты окружены боковыми гармониками. Соотношение амплитуд гармоник зубозацепления и боковых гармоник примерно сохраняется во всем спектре. Количественно амплитуда боковых гармоник говорит об общем техническом состоянии рабочих поверхностей винтов, а частотный шаг сдвига их от гармоники зубозацепления показывает оборотную частоту того вала, к которому относится дефект подшипника. Это мы уже поясняли выше.

В заключении по данному вопросу хочется еще раз напомнить, что винтовой компрессор очень чувствителен к величине зазоров в подшипнике скольжения. Любое увеличение зазора в подшипниках, даже небольшое, всегда приводит к появлению сразу нескольких гармоник от частоты зубозацепления. Гармоники оборотной частоты вращения вала, свойственные увеличенным зазорам в подшипниках в других механизмах, появляются в спектре вибрационного сигнала с опорных подшипников винтового компрессора много позже, уже при сравнительно больших значениях рабочих зазоров.

3.2.8.3. Осевые вибрации винтовых компрессоров

В процессе работы винтового компрессора сжимаемый газ «порциями», объем которых равен замкнутым элементарным объемам между заходами винтов, перемещается в осевом направлении вдоль винтов. В результате возникает перепад давления с двух сторон вала, со стороны входа, и со стороны выхода рабочего газа, и на валы воздействуют статические осевые усилия, модулированные количеством порций рабочего газа, выходящим в единицу времени.

Для компенсации статических осевых усилий, действующих на рабочие винты, достаточно эффективно применяют осевые упорные подшипники различной конструкции. Скомпенсировать же динамические осевые усилия, возникающие из-за наличия периодических «разрывов газового потока» на выходе из рабочей зоны винтового компрессора, практически невозможно, поэтому этот динамический процесс всегда имеет место на спектре вибрации, зарегистрированном в осевом направлении. Анализ этих знакопеременных усилий дает достаточно много полезной информации для оценки технического состояния рабочей зоны винтового компрессора.

В спектре вибрационного сигнала, зарегистрированной на опорных подшипниках винтового компрессора в осевом направлении, может быть обнаружена специфическая особенность, присущая только винтовым компрессорам. Этот эффект кратко можно назвать «появлением вторичных боковых гармоник вблизи боковых гармоник частоты зубозацепления» рабочих винтов. Этот эффект может быть обнаружен во всех проекциях измерения вибрации, но именно в осевой проекции вибрации он наиболее заметен.

При этом нужно сразу заметить, что такая спектральная картина может быть реально зарегистрирована и быть доступной для анализа только при использовании анализаторов спектров вибрационных сигналов высокого качества, с количеством линий в спектре не менее 1600, а еще лучше 3200. Т. е. это не должен быть прибор регистрации и анализа вибрационных сигналов начального уровня.

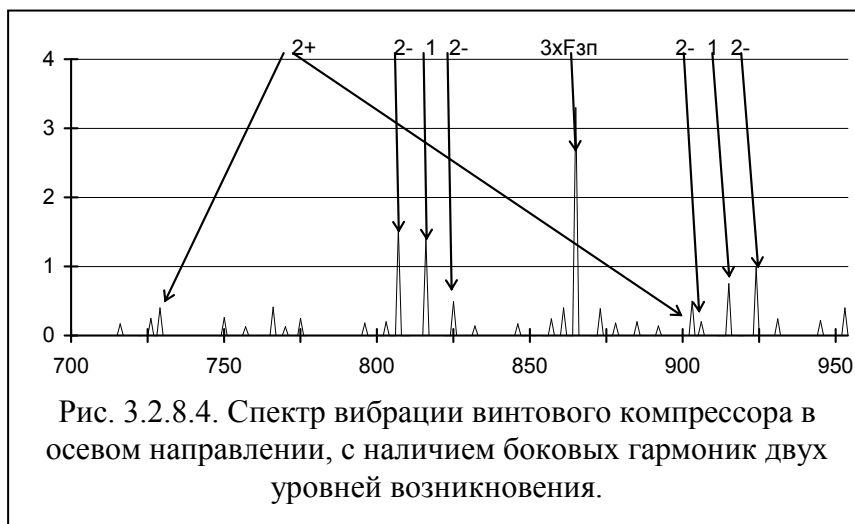


Рис. 3.2.8.4. Спектр вибрации винтового компрессора в осевом направлении, с наличием боковых гармоник двух уровней возникновения.

Пример участка спектра вибрационного сигнала, зарегистрированного на реальном винтовом компрессоре в осевом направлении, приведен на рис. 3.2.8.4. Данный участок спектра, для наглядности объяснений, «взят» в районе третьей гармоники частоты зубозацепления рабочих винтов, где для контролируемого винтового компрессора описываемый эффект модуляции боковых гармоник оказался наиболее выраженным.

заялся наиболее выраженным.

Оборотная частота вращения ротора асинхронного электродвигателя, и входного вала винтового компрессора, составляет примерно 2883 оборотов в минуту или, тоже примерно, 47 Гц. Первая гармоника частоты зубозацепления рабочих винтов на спектре равна 282 Гц, что соответствует 6 заходам на винте, связанном через муфту с приводным двигателем. Боковые гармоники сдвинуты от гармоники зубозацепления тоже на 47 Гц, что соответствует оборотной частоте вращения электродвигателя и первого винтового вала компрессора.

В выбранном и показанном на рисунке участке спектра, в диапазоне частот 700 - 950 Гц, располагается третья гармоника частоты зубозацепления 846 Гц и две боковые гармоники 799 и 893 Гц. Боковые гармоники частоты зубозацепления рабочих винтов обозначены на спектре цифрой «1». Таких гармоник на приведенном участке спектра две, что полностью соответствует всем вышеописанным особенностям работы винтовых компрессоров.

Наибольший интерес для нас на этом спектре представляют вторичные боковые гармоники. Мы называем их так потому, что эти боковые гармоники возникают вокруг боковых гармоник частоты зубозацепления рабочих винтов, которые в данном случае будем называть

боковыми гармониками первого уровня. На рисунке все боковые гармоники второго уровня обозначены цифрами «2».

Эти боковые гармоники второго уровня на приведенном спектре сдвинуты относительно боковых гармоник первого уровня на частоту в 9 Гц, как в положительном, так и в отрицательном направлении. Величина возникновения такого частотного сдвига боковых гармоник второго уровня, относительно гармоник первого уровня, требует некоторого пояснения, хотя и достаточно проста. Выше мы уже подчеркивали, что ротор вращается с частотой 2883 оборота в минуту, или 47 Гц, что соответствует отставанию ротора от поля статора на 3 Гц. Иными словами можно сказать, что асинхронный электродвигатель винтового компрессора работает со скольжением в 6%, что соответствует тем же самым 3 Гц.

Таким образом, мы определили частоту отставания ротора относительно поля статора, соответствующую первым оборотным гармоникам. Вполне понятно, что в зоне, где определяющей является третья гармоника частоты зубозацепления рабочих винтов, сдвиг между всеми соответствующими гармониками увеличится в три раза, и составит 9 Гц. Этот же сдвиг будет и между боковыми гармониками первого и второго уровней, возникающих вокруг гармоники зубозацепления.

На участке спектра вибрационного сигнала, приведенном на рисунке, боковые гармоники второго уровня, более удаленные от третьей гармоники частоты зубозацепления, по своей амплитуде превышают гармоники первого уровня. Внутренние боковые гармоники второго уровня, более близкие к гармонике частоты зубозацепления, по амплитуде меньше боковых гармоник первого уровня. Однако такая картина соотношения амплитуд боковых гармоник между собой, причем как разных уровней, так и «внутри отдельных уровней», бывает не всегда.

На рисунке произвольно выбран участок спектра вибрационного сигнала, зарегистрированного в осевом направлении, с таким соотношением амплитуд боковых гармоник двух уровней. На других участках спектра, например, даже у этого же винтового компрессора, но вблизи первой гармоники частоты зубозацепления, гармоники первого уровня превышают гармоники второго уровня вдвое, а среди гармоник второго уровня максимальными являются «внутренние» гармоники.

Причина появления боковых гармоник второго уровня достаточно специфична для винтовых компрессоров. В основном она объясняется наличием «длинных» винтов, в которых дефекты могут располагаться на разных участках, распределенных вдоль оси винта. Именно эти «продольные» дефекты, при прохождении через них объемов газа, приводят к модуляции (особенно в осевом направлении) боковых гармоник первого уровня боковыми гармониками второго уровня, сдвинутыми на разностную частоту биения валов. Эта частота связана с величиной скольжения ротора приводного асинхронного электродвигателя.

Для лучшего понимания этого можно воспользоваться некоторой дополнительной, но существенно упрощенной моделью, описывающей работу винтового компрессора. Винтовой компрессор можно представить в виде ленточного конвейера, а перекачиваемые элементарные порции газа – в виде элементарных локальных масс, перемещаемых по конвейеру. Сразу же становится понятной первая аналогия – в момент прохождения элементарного груза через зону дефекта (рабочего винта) будет иметь место динамическое воздействие, сила которого пропорциональна степени развития дефекта. Не вызывает сложностей и вторая аналогия – скорость перемещения элементарных масс по конвейеру связана со скольжением приводного электродвигателя, поэтому боковые гармоники (второго уровня) будут сдвинуты (относительно гармоник первого уровня) именно на частоту скольжения.

При желании глубину анализа вибрационных процессов в винтовых компрессорах можно увеличить еще больше, правда следует честно сказать, что объяснить эти особенности достаточно просто вряд ли удастся. Поэтому те, кому большие тонкости работы винтовых

компрессоров не очень интересны, окончание данного раздела могут, без большого ущерба для диагностики стандартных ситуаций, просто пропустить.

Наличие в винтовом компрессоре двух валов, вращающихся с различными оборотными частотами, что обусловлено разным количеством заходов на винтовых валах, обязательно приведет к появлению в спектре вибрационного сигнала частот биений от этих оборотных частот, разностных и суммарных. Эти частоты определяются оборотной частотой входного винта, и соотношением заходов у рабочих винтов компрессора. Для примера, у винтового компрессора с соотношением заходов винтов 5/6, где число заходов 5 соответствует входному валу, разностная частота биений валов составит 0,8 от оборотной частоты входного вала. Суммарная частота биений будет больше оборотной частоты в 2,2 раза.

Это еще не все. С такой же кратностью будут созданы семейства гармоник, в которых базовой будет частота зубозацепления рабочих винтов компрессора, и частоты биений винтов. Еще раз подчеркиваем, что при наличии в компрессоре дефекта типа «увеличенные зазоры в опорных подшипниках», каждая из рассматриваемых частот биения винтов создаст свое семейство гармоник, в котором количество этих гармоник будет не меньше четырех - пяти. Итого можно будет говорить о том, что на спектре вибрационного сигнала общее количество значимых гармоник превысит несколько десятков. Понятно, что анализ такого спектра является далеко не самой простой задачей.

Мы даже не будем сейчас пытаться объяснить, почему вблизи одной гармоники зубозацепления явно присутствуют боковые гармоники второго уровня, а вблизи другой их присутствие только угадывается. Мы надеемся, что те читатели, которым это интересно, сами попробуют разобраться в этом. Попытаются понять, почему вблизи одной гармоники зубозацепления есть и разностные и суммарные боковые гармоники второго уровня, вблизи другой есть только разностные.

Конечно, все эти разнообразные особенности спектров вибросигналов, зарегистрированных в осевом направлении, объясняются, в основном, характером распределения дефектов рабочей поверхности вдоль винтов. У каждой пары винтов свой набор уникальный набор дефектов и свой уникальный спектр, связанный с особенностями изготовления и эксплуатации каждого винтового компрессора.

Говоря обобщенно, справедливы два основных соотношения:

- Какую периодичность имеет распределение дефектов вдоль винта, вблизи такой гармоники зубозацепления и будут максимальны боковые гармоники второго уровня;
- Каким образом будут накладываться (или вычитаться) дефекты двух винтов при работе компрессора, такого типа боковые гармоники второго уровня и будут преобладать (суммарные или разностные).

Боковые гармоники первого уровня определяются распределением дефектов поверхности винтов в угловом направлении, от зубца к зубцу. Можно сказать, что такие гармоники зависят от углового положения дефектов на рабочей поверхности винтов. Вибрации с такими частотами возникают при любых аномалиях процессов зубозацепления и максимальны в проекции вибрации, перпендикулярной плоскости, проходящей через оси винтов.

Боковые гармоники второго уровня определяются распределением дефектов рабочей поверхности вдоль оси винтов. Они возникают, как мы уже отмечали, вокруг боковых гармоник первого уровня и показывают распределение дефектов в продольном направлении. Если дефект (чаще всего это бывает при износе рабочей поверхности) равномерно распределен вдоль оси винта, боковых гармоник второго уровня в спектре не возникает. Если дефект сосредоточен в одной зоне винта (вдоль оси винта), то боковые гармоники второго уровня обязательно появляются в спектре.

Говоря очень образно можно предположить, что боковые гармоники двух уровней есть двумерные координаты зоны дефекта рабочей поверхности винта, причем гармоники первого уровня – это угловая координата, а гармоники второго уровня – продольная координата.

ната дефекта. Задача специалиста по вибрационной диагностике - правильно «прочитать» и использовать эти координаты.

В осевой вибрации винтовых компрессоров могут интенсивно проявляться дефекты торцевых (упорных) подшипников, причем по своему спектральному проявлению этот дефект будет близок к вышеописанной картине. Отличительным признаком будет являться то, что при достаточно сильных дефектах упорных подшипников резко возрастает вибрация на оборотной частоте вала.

В заключение по данному вопросу хочется еще раз повторить, что только в том случае, когда в распоряжении сотрудников службы вибрационной диагностики имеется анализатор спектров с разрешением в 3200 и более линий, они могут заниматься диагностикой винтовых компрессоров. Только тогда сотрудники службы могут браться, и в силах анализировать большую часть специфических вопросов, описанных выше, и связанных с диагностикой различных дефектов винтовых компрессоров. Если же такого прибора нет, то придется ограничиться диагностикой только «стандартных» дефектов, присущих всем типам вращающегося оборудования.

3.3. Диагностика дефектов уровня «агрегат».

3.3.1. Расцентровка валов в агрегате.

Взаимное положение центров валов двух соседних механизмов, в зоне их агрегатного соединения, измеренное при разобранной соединительной муфте, в практике принято характеризовать термином «центровка», или «расцентровка». Это проблема объединения двух, и более механизмов, в единый агрегат. Если оси валов двух механизмов идеально совпадают, т. е. один вал является как бы продолжением другого - говорят о хорошем качестве центровки валов механизмов в агрегате. Если же осевые линии валов не совпадают, то говорят о плохом качестве центровки, при этом используется термин «расцентровка валов в агрегате».

Реально «качество центровки» валов, не соединенных муфтой полностью определяется взаимным пространственным положением геометрических осей опорных вкладышей подшипников скольжения или качения в подшипниковых стойках или щитах отдельных механизмов. Поскольку валы отдельных механизмов в агрегате чаще всего имеют различные диаметры, то мы еще раз подчеркнем, что центровка валов (механизмов) производится не по опорным поверхностям подшипников, а по их геометрическим осям (центрам).

Очевидно, что измерение величины расцентровки валов лучше всего производить в зоне их сочленения, перед установкой соединительной муфты. В самом общем случае, качество центровки нескольких механизмов можно определить и по правильности монтажа линии вала агрегата, контролируемой по центрам опорных подшипников вала, хотя это сделать сложнее, так как расстояние между подшипниками многократно больше, чем между торцами центрируемых валов.

Расцентрованные валы двух механизмов конечно можно, пусть и принудительно, объединить в единый агрегат, используя соединительные муфты, что часто делается на практике. Однако ясно, что при работе так собранного агрегата будут иметь место повышенные вибрации, обусловленные увеличенными статическими, а также и динамическими нагрузками, вызванных изгибными усилиями, действующими на соединенные валы. Эти нагрузки будут воздействовать на опорные подшипники и муфту, и приводить к их повышенному износу.

Причин появления расцентровок в работающем, или во вводимом в работу, оборудовании достаточно много. Это процессы изготовления, монтажа, влияние технологических параметров, изменение свойств фундамента, искривление конструкций и подводных трубопроводов под воздействием изменения температуры, изменение режима работы оборудования, и т. д. Часть этих причин мы рассмотрим ниже, когда будем рассматривать особенности диагностирования данного дефекта в различных типах вращающегося оборудования.

При всем многообразии форм практического проявления расцентровки, можно выделить два основных вида этого дефекта, который согласно нашей классификации дефектов вращающегося оборудования относится к уровню «агрегат»:

- Параллельная, или сдвиговая расцентровка. Это параллельное взаимное смещение осей центрируемых роторов друг относительно друга.

- Угловая расцентровка. Это излом оси агрегата в месте сочленения валов на некоторый угол. При этом в зоне муфты имеет место хорошее совмещение центров валов.

Чаще всего на практике расцентровка валов механизмов носит комплексный характер, в ней присутствуют признаки и параллельного, и углового взаимного смещения валов. В своем большинстве диагностические признаки обоих типов этого дефекта также примерно одинаковы. Мы разделили эти два проявления одного и того же дефекта на два только для того, чтобы лучше объяснить особенности их возникновения и диагностирования.

3.3.1.1. Общие вопросы диагностирования расцентровки.

Приступая к описанию общих методов диагностирования расцентровки валов по спектрам вибросигналов, что соответствует теме главы 3 данной работы, мы должны сделать значимое методическое отступление. Это отступление базируется на реальных практических результатах.

Практика работы сотрудников нашей фирмы по диагностике различных причин повышенной вибрации в оборудовании различными методами, достаточно обширная по объему, охватывающая большое количество реальных измерений, дала для диагностики расцентровок несколько неожиданный практический результат. Он заключался в том, что применение спектральных методов диагностики для выявления дефекта типа «расцентровка», при достаточно большой общей трудоемкости выполняемых работ, не дает нужной практической эффективности.

Лучшие результаты, с точки зрения достоверности диагнозов, были получены при выявлении расцентровок с использованием более простых методов пространственного анализа интегральных параметров вибросигнала, таких, как СКЗ (среднее квадратичное значение) виброскорости, описанных выше, в разделе 2.

Попробуем кратко пояснить это, на первый взгляд парадоксальный результат, заключающийся в том, что более простые методы вибрационной диагностики более эффективны для практической деятельности. Напомним, что все написанное ниже справедливо только при диагностике расцентровки валов механизмов в агрегате.

Известно, что основными диагностическими признаками наличия расцентровки в агрегате, появляющимися в спектре вибросигнала, является наличие трех основных гармоник оборотной частоты - первой, второй и, довольно часто, третьей. Однако такой набор гармоник не является уникальным, он появляется в спектре вибросигнала и при наличии целого ряда других причин повышенной вибрации оборудования. Это и ослабление крепления агрегата к фундаменту, и дефект посадки подшипника, и изгиб вала и т. д.

Принять «однозначное диагностическое решение», базируясь только на основе анализа спектра вибросигнала, что причиной повышенной вибрации данного агрегата является только расцентровка, является достаточно сложной задачей. Обычно диагностические заключения в этом случае являются довольно сложной логической функцией, в которой говорить о наличии расцентровки, как возможного дефекта. Завершается такое заключение обычно дежурной фразой «о необходимости проведения дополнительных исследований, которые и помогут повысить достоверность диагностики».

Кроме более высокой достоверности и меньшей трудоемкости проведения диагностических работ по выявлению расцентровок по общему уровню вибросигналов, можно отметить большую наглядность и «прозрачность» этого метода диагностики. На основе нашего опыта обучения сотрудников служб вибрационной диагностики можно сделать следующий

вывод. Если для обучения методике диагностики расцентровок по СКЗ виброскорости было достаточно и одного дня, то достаточно уверенной диагностики этой же причины, но при помощи спектров вибросигналов, удавалось добиться только через несколько месяцев.

Тем не менее, поскольку целью и предметом данного раздела является рассмотрение возможностей применения спектральных методов, то именно их мы и будем рассматривать.

Для начала приведем самые общие вопросы и рекомендации, которых необходимо придерживаться при выполнении вибрационной диагностики расцентровок в оборудовании по спектрам вибросигналов. Таких рекомендаций достаточно много, но мы уделим основное внимание четырем:

- Во-первых, хотелось бы предостеречь читателей от категорических заявлений по поводу наличия или отсутствия расцентровки в контролируемом агрегате, особенно если Вы сделали только один замер на одном подшипнике и в одном направлении. При появлении предположения о возможности наличия расцентровки в районе данной соединительной муфты необходимо выполнить полный комплекс измерений вибрации, как минимум, на двух подшипниках с двух сторон муфты, на каждом в трех проекциях. Более полное диагностическое заключение может быть получено только в том случае, когда измерения вибрации будут выполнены на всех подшипниках двух агрегата.

- Во-вторых, регистрировать необходимо не спектр вибросигнала, а временной сигнал, желательно виброскорости. Сама форма вибрационного сигнала много говорит опытному диагносту о характере происходящих в оборудовании процессов. Мало того, что мы понимаем, что вторая, четная гармоника, приводит к несимметрии вибросигнала относительно временной точки, главное, что на временном сигнале можно очень хорошо увидеть соударения в муфте. Измерение в размерности виброскорости – это возможность правильно оценить разрушающее энергетическое воздействие возможного дефекта на конструкцию агрегата.

- В-третьих, важным фактором для диагностики расцентровки является знание начальной фазы колебаний, особенно для первой и второй гармоник. Предпочтение, если это только возможно, нужно отдавать регистрации синхронизированных, а лучше синхронных вибросигналов. Можно смело утверждать, что знание начальной фазы вибрации, особенно синхронно по всем подшипникам агрегата, повышает итоговую достоверность диагностики расцентровки очень сильно, может даже в два раза.

- В-четвертых, нужно достаточно хорошо и подробно представлять конструкцию и принцип работы диагностируемого агрегата, а особенно соединительной муфты, понимать процессы, в ней происходящие. Только это дает возможность правильно дифференцировать в общей вибрации ту ее часть, которая является наведенной от расцентровки.

Расцентровка является частой и распространенной причиной повышенной вибрации в оборудовании. Во время проведения нами первичных массовых обследований на предприятиях, которые раньше не занимались проблемами вибрационной диагностики, количество работающих агрегатов с неудовлетворительным качеством центровки доходило до 50 - 70 % от общего числа эксплуатируемых агрегатов.

Один из самых первых признаков возникновения (наличия) расцентровки валов в агрегате - наличие увеличенных радиальных вибраций на подшипниках с двух сторон муфты при достаточно низких вибрациях в других точках. По направлению эти вибрации обычно сосредоточены почти полностью в плоскости расцентровки. По крайней мере, мы имеем не менее чем двукратное различие в уровне вибрации, измеренной в наших двух стандартных направления – «В» и «О».

Для более точного определения направления смещения валов можно воспользоваться очень простым правилом - необходимо построить график распределения амплитуды вибраций в радиальном направлении, в функции угла установки датчика на подшипнике. Датчик переставляется вокруг по подшипнику, каждый раз точка замера переносится на 30 - 45 градусов по направлению или против направления вращения ротора.

В итоге можно будет построить круговой график распределения вибрации, своеобразную «розу радиальных вибраций», которую мы назвали так по аналогии с «розой ветров» в науках о климате. При наличии в агрегате расцентровки, в такой «розе вибраций» чаще всего будут два явно выраженных амплитудных пика, расположенных диаметрально противоположно. Если аналогичная картина будет на подшипнике другого механизма, расположенном «через муфту», то вероятность наличия (диагностирования) расцентровки в контролируемом агрегате будет очень высока.

Если аналогичная картина будет выявлена на всех 4 подшипниках агрегата, состоящего из двух сочлененных механизмов, то вероятность наличия расцентровки будет еще выше. Мы не будем подробно пояснять это явление, надеемся, что читатель сам проведет такой, достаточно простой анализ, и согласится с нами.

Этот диагностический признак – наличие пиков на «розе вибрации» - справедлив как для СКЗ виброскорости, так и для амплитуды первой, и особенно второй гармоники в спектре сигнала вибрации. С точки зрения спектрального анализа это признак больше относится к сфере, в которой рассматриваются взаимные фазы радиальной вибрации в различных направлениях, применительно к разным гармоникам. Мы немного коснемся этого в следующих подразделах, относящихся к анализу различных практических проявлений расцентровки.

С точки зрения спектрального анализа вибрационных сигналов имеет место характерное изменение спектрального состава сигналов. В основном наблюдается резкое увеличение амплитуды второй гармоники оборотной частоты, а иногда и третьей гармоники. Возрастание второй гармоники в спектре вибросигнала объясняется достаточно просто - процессы от некачественной центровки валов, вследствие неправильного монтажа подшипников, повторяются дважды за один оборот вала, т. е. с двойной частотой.

Спектр осевой составляющей вибрации при расцентровке также всегда несет в себе характерные особенности - практически всегда есть вторая и третья гармоники, хотя амплитуда вибрации в осевом направлении может возрасти не так очень значительно, как в радиальном направлении.

Эти заключения носят общий характер, и в ряде практических случаев могут иметь значительные отличия, основные из которых мы рассмотрим ниже.

3.3.1.2. Угловая расцентровка.

Причин возникновения угловой расцентровки линии вала агрегата достаточно много, но чаще всего это связано с особенностями монтажа агрегата. Линию вала при монтаже могут «сломать» как в горизонтальной плоскости, так и в вертикальной.

В вертикальном направлении появление угловой расцентровки чаще всего вызывается неправильным выбором толщины прокладок под подшипниками со стороны муфты, и под «полевыми» подшипниками, расположенными «снаружи» агрегата. Причин возникновения таких ошибок достаточно много, и мы не будем их касаться. Скажем только одно, чем выше квалификация монтажной бригады, тем меньше шансов неправильно смонтировать линию вала агрегата.

В горизонтальной плоскости расцентровка «по раскрытию муфты» также обычно возникает за счет ошибок монтажа. Правильно выставить линию вала длинного агрегата достаточно сложно, особенно в случае, когда отдельные механизмы в агрегате имеют различные габаритные размеры и монтажную высоту.

В отличие от рассмотренного выше небаланса масс ротора, который может возникать по целому ряду причин, как «рукотворных, так и технологических, угловая расцентровка валов в агрегате, практически всегда, является «рукотворным дефектом», вносимым персоналом монтажной бригады. Трудно даже представить ситуацию, когда этот дефект самопроизвольно возникает в процессе работы, разве только при каких-либо тепловых, достаточно экзотичных, воздействиях на агрегат.

Для иллюстрации основных признаков угловой расцентровки, проявляющихся в спектре сигналов вибрации, рассмотрим небольшой практический пример. В качестве такого примера возьмем многоступенчатый насос мощностью 1600 кВт для закачки воды в нефтяной пласт, приводимый во вращение синхронным электродвигателем с напряжением питания обмотки статора 6 кВ. Частота вращения ротора насоса равна 3000 оборотов в минуту.

Спектры вибросигналов, зафиксированные на подшипнике электродвигателя, расположенном рядом с муфтой, показаны на рис. 3.2.2.1. Здесь, как и везде в тексте данной работы,

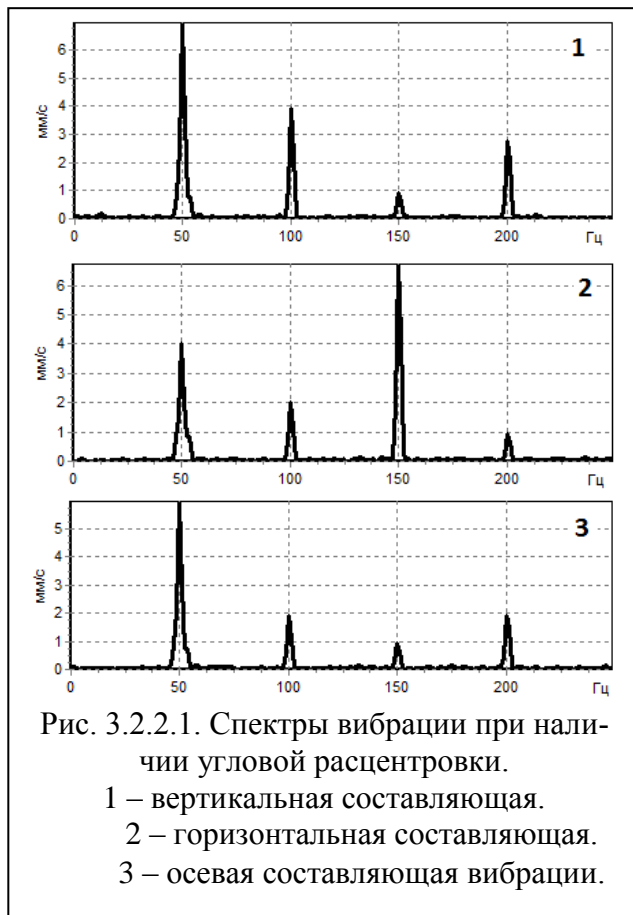


Рис. 3.2.2.1. Спектры вибрации при наличии угловой расцентровки.

- 1 – вертикальная составляющая.
- 2 – горизонтальная составляющая.
- 3 – осевая составляющая вибрации.

приведены «характерные вибрационные сигналы и спектры». Они отличаются от получаемых на практике некоторой «рафинированностью», т. е. в них отсутствуют второстепенные признаки других дефектов, и вредные помехи. Исключение составляют случаи, когда мы специально обращаем внимание читателя на такие составляющие, только тогда мы включаем их в наши графики и логические рассуждения.

Как минимум, в одном из радиальных направлений измерения вибрации преобладающей является вторая гармоника в спектре. Достаточно часто это проявляется в обоих радиальных направлениях, вертикальном и поперечном.

Угловая расцентровка обычно характеризуется достаточно высоким общим уровнем осевой вибрации. Особенностью угловой расцентровки является то, что максимум мощности осевой вибрации сосредоточен, чаще всего, или на первой или на второй гармониках частоты вращения ротора.

Бывают случаи максимума и на третьей гармонике, это все зависит от типа муфты и геометрического положения роторов в

пространстве. В приведенном примере максимум мощности осевой вибрации сосредоточен на первой гармонике.

Третья гармоника вибросигнала может иметь максимум при наличии наклона оси ротора относительно горизонтали, когда ротор «скатывается» под своим собственным весом по направлению к муфте. Это достаточно сложный процесс, в который вмешиваются усилия осевого центрирования валов в отдельных механизмах. В нашем примере это могли бы быть усилия электромагнитной осевой стабилизации ротора относительно статора, для электродвигателя, и усилия от узла осевой разгрузки рабочего колеса в насосе. Все эти три осевых усилия в сумме могут давать очень сложную вибрационную картину.

При угловой расцентровке фаза осевой составляющей вибрации чаще всего изменяется на 180 градусов с двух сторон полумуфты. На практике, но достаточно редко, встречаются случаи, когда фазы вибрации на двух подшипниках могут совпадать.

Фаза гармоник в радиальном направлении может быть не полностью устойчивой. Это хорошо согласуется с картиной физических процессов в агрегате при угловой расцентровке, когда основой являются осевые удары полумуфт друг о друга, а радиальные усилия и вибрации являются уже вторичными, по сравнению с осевыми усилиями.

При устранении этой расцентровки насоса для закачки воды в пласт, спектры вибросигналов которого приведены на рисунке, во время проведения плановых ремонтных работ, было выявлено, что она имела в своем составе так же и небольшую параллельную (сдвиговую) компоненту.

3.3.1.3. Параллельная расцентровка.

Классические случаи возникновения параллельной расцентровки на практике выглядят, например, следующим образом.

- При проведении монтажных работ подшипники одного механизма сдвинули по горизонтали в ту, или иную сторону на одинаковое расстояние.

- Или при монтаже агрегата, на последнем этапе работ, «полевые» подшипники механизмов сдвинули в разные стороны.

- Центровку валов неподвижных механизмов выполнили хорошо, но не учли, что на одном механизме были подшипники качения, а на другом подшипники скольжения. При работе вал «всплыл» на масляном клине подшипников скольжения (параллельно) вверх.

Таких, на первый взгляд курьезных случаев, на практике случается очень много.

Параллельный тип расцентровки часто имеет аналогичные вибрационные симптомы с угловой расцентровкой, но при нем максимально высокой является радиальная вибрация,

вертикальная и (или) поперечная.

На рис 3.2.2.2., для примера, приведены спектры трех вибрационных сигналов, зарегистрированных на одном подшипнике, характерные для параллельной расцентровки валов в агрегате.

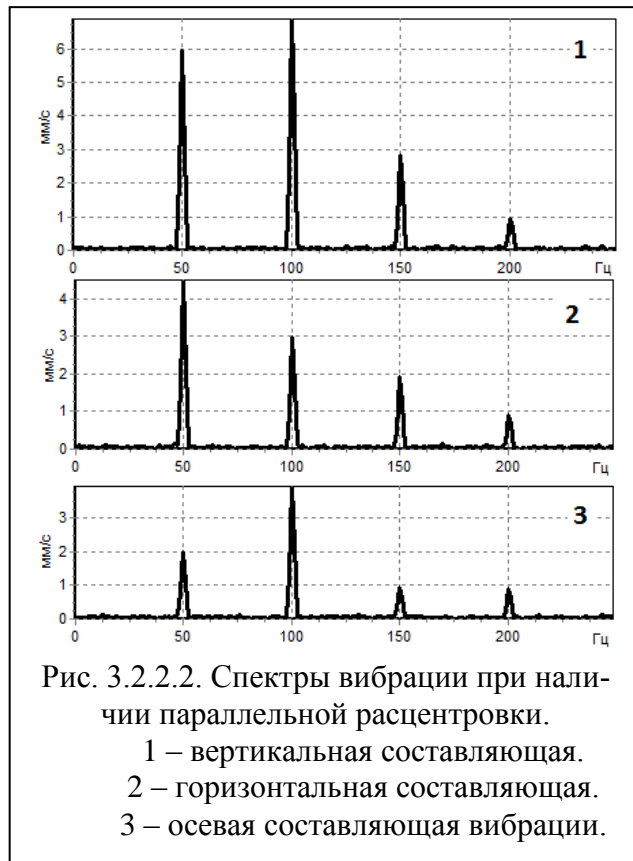
На рисунке хорошо видно, что соотношение первой и второй гармоник оборотной частоты в радиальном направлении, при параллельной расцентровке, всегда примерно одинаковое - вторая гармоника превышает первую гармонику по амплитуде. Превышение может быть весьма существенным, в несколько раз.

Абсолютное значение амплитуд первой и второй гармоник определяется, в основном, двумя параметрами - величиной имеющейся расцентровки и типом и конструкцией муфты. О влиянии типа муфты на характер расцентровки достаточно подробно будет сказано ниже, в следующем разделе.

Осевая составляющая вибрации при параллельной расцентровке обычно возрастает незначительно, за исключением случая

расцентровки на изношенной муфте. При такой муфте в осевой составляющей обычно бывает максимальной вторая гармоника вибросигнала, третья же бывает редко, только при специфических износах соединительных муфт.

При параллельной расцентровке в спектре могут быть увеличенными гармоники с частотой, равной «характерным параметрам муфты». Это может быть число пазов в муфте, число характерных зубцов, количество соединительных болтов, и т. д. Объясняется это тем, что именно через эти элементы передаются динамические усилия, обязательно возникающие при расцентровке.



Фаза радиальной составляющей вибрации на подшипниках двух механизмов, со стороны муфты, различается ровно на 180 градусов. Если признаки параллельной расцентровки валов механизмов имеют место и на «полевых» (внешних) подшипниках механизмов, то и там фаза отличается на 180 градусов, относительно «внутреннего» подшипника данного механизма. В этом случае, если последовательно переходить от подшипника к подшипнику вдоль всего агрегата, то каждый раз фаза вибрации будет изменяться на 180 градусов. Мы не будем подробно описывать причину возникновения этой особенности параллельной расцентровки, предоставив право сделать это нашему читателю. В этом нет ничего сложного.

3.3.1.4. Влияние типа соединительной муфты на проявление расцентровки.

Всем знаком термин, используемый в политике – «серый кардинал». Этот та личность, которая, говоря реально, определяет поведение королей и других правителей. Так вот в любом дефекте с наименованием «расцентровка» есть свой «серый кардинал», который практически полностью определяет особенности проявления и диагностики этого дефекта. Имя этому «серому кардиналу» – соединительная муфта. В зависимости от типа муфты, соединяющей валы двух механизмов в единый агрегат, значительно изменяется общая и спектральная вибрационная картина проявления расцентровки.

Повторим это же высказывание, но несколько иначе. Картина вибраций на подшипниках контролируемого агрегата, возникающая при расцентровке валов двух механизмов, зависит от многих параметров, но в наибольшей степени зависит от типа и конструкции соединительной муфты и от ее технического состояния.

Все многообразие применяемых на практике соединительных муфт, исходя из основных конструктивных особенностей, можно свести в три основные группы:

- Жесткие муфты.
- Гибкие муфты.
- Подвижные муфты с гистерезисом.

Рассмотрим особенности влияния каждого из этих типов муфт на вибрационную картину, сопровождающую расцентровку валов двух механизмов. Причем эти особенности, чаще всего, будут справедливы как при угловой, так и при параллельной расцентровке.

Соединение валов механизмов при помощи жесткой муфты.

Жесткой называется такая муфта, при помощи которой валы двух механизмов могут быть объединены практически в единое целое. Жесткие муфты используются в крупных агрегатах, т. к. способны передавать через себя большие усилия.

После монтажа жесткой муфты оси валов двух механизмов агрегата, в точке их соединения, обязательно будут совпадать. При наличии расцентровки, а именно такой случай и интересует нас, такое совпадение тоже будет создано, но принудительно. Возникнет некоторое противоречие – расцентровка по осям подшипников существует, но в точке соединения валов в агрегат их оси будут совпадать. Вполне очевидно, что это может быть реализовано только за счет принудительного прогиба валов механизмов, которые выгнуться по идеальной кривой линии, проложенной по осям четырех подшипников агрегата. Также очевидно, что форма этой линии зависит от особенностей конструкции роторов, их диаметров, жесткости и т. д., но мы этого вопроса касаться не будем, это предмет отдельного разговора.

Приведенная картина соответствует ситуации выведенного из работы агрегата, моменту проведения монтажа и объединения отдельных механизмов в единый агрегат. Нас же больше всего интересует вопрос, а что же произойдет, если такой агрегат будет введен в работу, каким образом будет проявляться реально существующая расцентровка в вибрационных сигналах?

Вопрос диагностирования расцентровки в агрегате с жесткой муфтой, если в качестве источника информации используются вибрационные сигналы, является достаточно сложной задачей. Он распадается на два практических случая, различающихся типом имеющейся в

агрегате расцентровки. Причем все особенности вибрации опорных подшипников будут зависеть не только от правильности монтажа линии агрегата по осям подшипников, но и от правильности монтажа жесткой муфты, от ее технического состояния.

- Первый практический случай. Мы имеем агрегат с расцентровкой по осям подшипников, и используемая жесткая муфта не имеет дефектов, а также правильно смонтирована. Этому случаю соответствует парадоксальное заключение - в таких условиях мы вряд ли сможем диагностировать в агрегате расцентровку, используя для этого спектры вибросигналов.

Попробуем пояснить это подробнее. Расцентровка валов в агрегате, при использовании исправных жестких муфт, и подшипников скольжения, сама по себе не создает периодических возмущающих сил, действующих на подшипники. Имеется только статическое нагружение подшипников в плоскости расцентровки, но оно не сказывается в спектре вибрационного сигнала, т. к. в нем «видны» только периодически действующие силы и вибрации.

Результатом этого достаточно простого заключения и являются большие последствия - диагностировать расцентровку валов, соединенных жесткой муфтой, при помощи методов спектральной вибрационной диагностики достаточно трудно.

В этом есть одно исключение. Все вышесказанное справедливо в том случае, если ротора механизмов имеют одинаковую радиальную симметрию, и жесткость. В исключение попадают ротора турбогенераторов, имеющую различную жесткость в направлении оси магнитных полюсов, и в перпендикулярном направлении. Причина наличия такой неодинаковой жесткости неявнополюсного ротора обусловлена неравномерным распределением по поверхности ротора пазов, в которых располагается обмотка возбуждения.

Именно неодинаковая жесткость ротора будет модулировать статическую нагрузку на подшипники, обусловленную расцентровкой «в жесткой муфте». В результате в спектре вибрации появиться максимальная вторая гармоника – основной признак расцентровки. Амплитуда этой гармоники будет пропорциональна функции двух параметров – величины расцентровки и величины отличия жесткости ротора в направлении оси полюсов и в перпендикулярном направлении.

При отсутствии дефекта монтажа муфты, и при наличии двух симметричных роторов, диагностику расцентровки в жесткой муфте можно все - таки выполнить, но при этом эту процедуру следует производить другими, более «специфическими» методами диагностики. Такая расцентровка может быть диагностирована на основании анализа распределения СКЗ виброскорости по подшипникам по всем трем направлениям, причем и это будет сделать достаточно непросто.

- Второй практический случай. Мы также имеем агрегат с расцентровкой, но в этом случае жесткая муфта или имеет дефекты, или неправильно, т. е. с перекосом, смонтирована. Должен иметь место дефект монтажа или состояния муфты, который на практике характеризуют термином «колено». В этом случае мы достаточно легко сможем диагностировать расцентровку по спектрам вибрационных сигналов.

Если «колено» в муфте, хоть в малой степени, присутствует, то диагностика расцентровки возможна, но при этом будет диагностироваться не расцентровка, а интегральный специфический параметр, который можно условно определить как «произведение расцентровки на колено». Это происходит потому, что сам дефект типа «колено» является той лакмусовой бумагой, которая приводит к появлению в спектрах вибросигналов характерной картины и позволяет выявлять расцентровку. Чем «сильнее будет колено», тем более сильной будет казаться расцентровка.

В этом случае, для общности понимания термина «успокоение агрегата», можно вернуться к разделу о диагностике небаланса, где мы рассматривали похожий практический случай. В том случае описывался практический пример, когда процедура устранения небаланса

ланса механизма «устранила» дефект фундамента агрегата, и еще ряд других опасных дефектов. Здесь мы имеем аналогичную диагностическую картину, когда устранение «колена» в муфте приведет к «условному» устранению расцентровки по осям опорных подшипников агрегата. Произойдет классическое «успокоение агрегата», выражающееся в снижении вибрации опорных подшипников. При этом сам дефект типа «расцентровка» останется, но явно проявляться в вибрационных сигналах он не будет.

В целом все рассуждения о диагностике расцентровки валов, соединенных жесткой муфтой, можно заключить следующим. Диагностировать такую расцентровку сложно, но крайне важно. Это обусловлено тем, что при помощи жестких муфт объединяются механизмы в наиболее ответственных и дорогих агрегатах.

Гибкая муфта.

Примером такой муфты служит линзовая муфта, в которой валы механизмов соединяются при помощи элемента специальной формы, напоминающего по форме один элемент барометрической коробки. В небольших агрегатах гибкая муфта может иметь очень упрощенную конструкцию, например, она может быть собрана при помощи нескольких согнутых гибких пластин.

В спектре вибрации, зарегистрированной на подшипниках вблизи такой муфты с расцентровкой, характерные спектральные признаки расцентровки видны почти в классическом проявлении. В радиальном направлении, в направлении основной плоскости расцентровки происходит общее увеличение вибрации, особенно второй гармоники оборотной частоты. В осевом направлении сильно вырастают вторая и третья гармоники.

Реакцию гибкой муфты на степень расцентровки валов (по осям опорных подшипников) можно характеризовать термином «нелинейная связь величины вибрационных признаков от величины расцентровки».

При начальном появлении расцентровки практически все признаки компенсируются самой муфтой, которая не зря называется гибкой. По мере роста величины расцентровки валов она будет все в меньшей степени компенсироваться гибкостью муфты, и вибрация опорных подшипников будет возрастать.

Начиная с некоторого значения, будет наблюдаться практически прямая связь между величиной расцентровки и уровнем вибрации, вызванным этой расцентровкой. Это значение определяется величиной допустимой расцентровки, которую, исходя из конструктивных особенностей, может «сгладить» гибкая муфта.

С точки зрения процедуры диагностики расцентровки валов, соединенных гибкой муфтой, можно сказать следующее. Наиболее уверенно можно диагностировать этот дефект в том случае, когда величина расцентровки равна или превышает возможности гибкой муфты. При меньших значениях смещения валов механизмов (опорных подшипников) диагностические признаки в спектре вибросигнала будут «смазанными», т. е. непропорционально малыми.

Подвижная муфта с гистерезисом.

В этот класс можно отнести те муфты, которые в пределах небольших взаимных смещений полумуфт могут вести себя как подвижное соединение валов, а при больших смещениях они ведут себя как жесткие или гибкие муфты. К ним можно отнести зубчатые муфты, разнообразные пальцевые и кулачковые, пружинные и т. д.

Величина допустимого взаимного смещения валов механизмов, при котором не возникает увеличения вибраций, нагрузок на опорные подшипники, определяется конструкцией муфты. Именно это значение допустимого смещения и может рассматриваться как величина гистерезиса муфты.

При наличии в агрегате расцентровки, но когда не происходит выход из диапазона допустимых смещений полумуфт относительно друг друга, выявить эту расцентровку сред-

ствами вибрационной диагностики достаточно сложно. Самым интересным в этом случае является то, что даже если ее и удастся выявить, то устранять нет необходимости. Состояние центровки агрегата является в этом случае конструктивно допустимым, на которое и рассчитана используемая муфта.

Расцентровка такого уровня будет диагностироваться по вибрационным сигналам, например, при использовании зубчатой муфты, но только при наличии внутренних дефектов в самой муфте. Наиболее часто встречающимся дефектом муфт с гистерезисом является питтинг - выкрашивание металла с соприкасающихся поверхностей полумуфт.

На начальных этапах развития питтинга в районе первой и второй оборотных гармоник появляются специфические «горбы», поднятия на спектре. Появление этих поднятий на спектре объясняется проблемами передачи вращающего момента от двигателя к исполнительному механизму через зону дефектного зуба. Максимальная нагрузка на этот дефектный зуб ложится дважды за один оборот вала. По мере развития зоны дефекта увеличивается зашумленность спектра вибросигнала. Последняя фаза питтинга – сваривание полумуфт за счет перегрева, «переводит» зубчатую муфту из категории гибких, в категорию жестких муфт, со всеми вытекающими отсюда диагностическими подробностями.

В заключение отметим, что если величина расцентровки выходит за значения, на которые рассчитана подвижная муфта, то имеет место значительное увеличение мощности вибрационных сигналов. В спектре появляются классические вторая и третья гармоники, спектр вибросигнала зашумлен вблизи оборотных гармоник, но это наблюдается только при больших расцентровках.

В этом состоит коренное отличие методов вибрационной диагностики расцентровок от методов непосредственного контроля смещения валов, например, при помощи лазерных приборов центровки. В вибросигнале явные признаки расцентровки появляются только тогда, когда расцентровка по своей величине превысит смещение, допустимое для конструкции данной муфты.

При использовании одновременно двух методов контроля качества центровки, например, по вибрации и при помощи лазерного прибора центровки, могут возникнуть сложности, связанные с трактовкой противоречивых заключений. Например, лазерный прибор может показать наличие расцентровки, но при этом по вибрации она не будет диагностироваться. Такое противоречие может иметь место в муфте с гистерезисом, когда смещение валов есть, но величина этого смещения валов меньше значения, допустимого для данной муфты.

Лазерный прибор покажет истинное смещение валов в неработающем агрегате, а вибрационные методы позволят сделать заключение, что такая расцентровка не сказывается на работе агрегата. Заключение двух методов становятся одинаковыми в том случае, когда смещение валов в зоне соединения превысит допустимые компенсационные возможности используемой соединительной муфты.

Расцентровка на изношенной муфте.

Как уже говорилось выше, наличие в агрегате признаков расцентровки позволяет диагностировать, делать «видимым» техническое состояние соединительных муфт с гистерезисом. Опять возвращаясь к методике «успокоения» агрегатов, можно сказать, что если расцентровки нет, то большинство дефектов в соединительных муфтах не мешает нормальной работе оборудования. Иными словами, опытный диагност может устранить дефект соединительной муфты, устранив расцентровку.

По этой причине мы выделили отдельно случай, когда соединительная муфта имеет дефекты, а в агрегате присутствует расцентровка. В этом случае мы можем средствами вибрационной диагностики выявлять и дифференцировать оба этих опасных дефекта вращающегося оборудования.

Динамические усилия, возникающие при расцентровке валов, воздействуют на опорные подшипники, повышая уровень вибрации. Это позволяет оценивать изношенность муфт-

ты и целостность конструктивных элементов. Картина проявления дефектов зависит от типа муфты, она различна в зубчатых муфтах, пальцевых, пружинных и т. д.

Рассмотрим проявление расцентровки на примере зубчатой соединительной муфты, у которой, по тем или иным причинам, произошел значительный износ зубчатых пар, увеличились зазоры в зубчатых соедине-

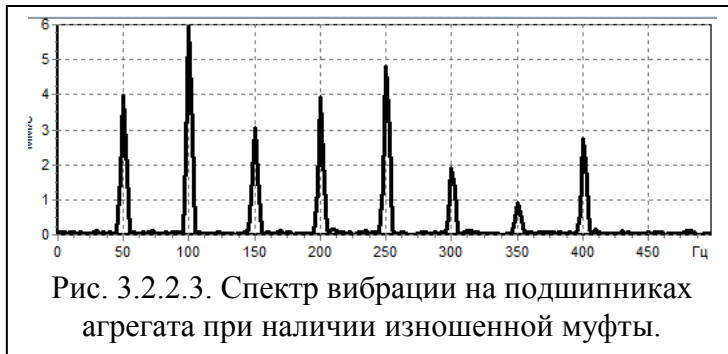


Рис. 3.2.2.3. Спектр вибрации на подшипниках агрегата при наличии изношенной муфты.

нились зазоры в зубчатых соединениях.

Пример спектра вибрации в вертикальном направлении, при наличии параллельной расцентровки, показан на рисунке 3.2.2.3. На рисунке хорошо видны первые две гармоники оборотной частоты, свойственные сдвиговой расцентровке, и несколько меньшая по величине третья гармоника.

Далее, до восьмой гармоники, и даже дальше, до двенадцатой, чего на спектре не видно, следуют гармоники, свойственные механическому ослаблению. По амплитуде эти гармоники в примерно два раза меньше гармоник от расцентровки.

Такая спектральная картина говорит о достаточно сильном развитии серьезного и опасного дефекта - износе зубчатого зацепления в муфте. Если бы на спектре гармоники от ослабления почти сравнялись бы с гармониками от расцентровки, то можно было говорить о почти полной деградации зубчатых пар в муфте.

Стратегий для обеспечения дальнейшей безаварийной эксплуатации данного агрегата может быть две. Необходимо или отремонтировать, или заменить муфту, или же добиться идеальной центровки валов механизмов в агрегате, исключая появление радиальных усилий в муфте.

3.3.1.5. Технологическая расцентровка валов.

В этом пункте хочется еще раз указать на существование целого класса специфических видов расцентровки, носящими «блуждающий» характер. При определенных условиях работы оборудования такие расцентровки диагностируются по спектрам вибросигналов, а при других условиях - нет. В одних случаях они на самом деле возникают и исчезают, а в других случаях они просто мастерски «маскируются». Тем не менее, такие расцентровки, как минимум, необходимо уметь диагностировать и выявлять, а еще лучше устранять.

Причин появления таких расцентровок достаточно много, мы только укажем основные из них. Это может быть:

- Неодинаковые тепловые изменения линейных параметров подшипниковых опор, приводящие к различным взаимным смещениям центров подшипников в пространстве. Разные подшипниковые стойки могут иметь разную температуру, в силу различных причин, что скажется на их линейных размерах. Самым сложным здесь является то, что температура отдельных подшипниковых стоек является сложной функцией большого числа внешних и внутренних параметров диагностируемого агрегата.

- Неравномерные тепловые линейные расширения (продольные) больших агрегатов под воздействием разогрева в процессе пуска или при изменении режимов работы. При таких линейных расширениях могут происходить различные заедания и перекосы, которые и вызовут расцентровки, имеющие «блуждающий» характер.

- Различная степень «технологической стабилизации» или, наоборот, «технологической нестабильности» роторов, возникающей при изменении режимов работы контролируемого агрегата. Это может возникнуть, например, при наличии дефектов в направляющем аппарате насосов и турбин, которые могут привести к возникновению «стационарного» изгиба

ротора в одном (в неподвижных координатах) направлении. Такой изгиб вала будет давать стандартную вибрационную картину расцентровки. Хотя, если в этом случае мы попытаемся определить классические признаки расцентровки, как изгиб линии вала агрегата по осям опорных подшипников, то никакой расцентровки не будет.

- Различные тепловые деформации присоединенных к агрегату конструкций, например, тепловые деформации трубной обвязки насосов. С такими случаями приходилось встречаться автору, когда уровень вибрации имел классический суточный тренд, связанный с температурой окружающей среды. Так происходило потому, что трубопроводы к диагностируемому насосу проходили по улице. Аналогичным может быть влияние от искривления фундаментов, при изменении температуры окружающей среды, смены времен года и т. д., также приводящие к искривлению идеальной линии вала.

Наиболее важным вопросом, который приходится решать при диагностике таких «блуждающих» расцентровок, является выявление основных причин, приводящих к появлению тепловых (технологических) расцентровок. Если такую причину, пусть даже в результате длительных исследований, удастся выявить, то вероятность устранения такого дефекта достаточно высока.

Наш краткий обзор случаев нестандартного проявления расцентровки не претендует на абсолютную полноту. Нам кажется, что каждый специалист по вибрационной диагностике, имеющий достаточный практический опыт, может и сам привести немало интересных и поучительных случаев, связанных с диагностикой и устранением таких «блуждающих» расцентровок. Такие случаи всегда очень хорошо помнятся, ведь не зря говорят, что самыми любимыми являются дети, с которыми было много забот.

3.3.2. Дефекты соединительных муфт в агрегатах.

Объединение нескольких отдельных механизмов в единый технологический агрегат всегда осуществляется при помощи соединительных муфт различной конструкции. Качество монтажа соединительных муфт, а также их техническое состояние, изменяющееся в процессе эксплуатации, во многом определяет общее техническое состояние агрегата.

Основное назначение соединительных муфт – передача энергии от источника (турбины, ДВС или электродвигателя) к потребителю этой энергии, к приводному механизму (генератору, насосу, вентилятору, или другому механизму). По этой причине дефекты, возникающие в соединительных муфтах, в значительной степени сказываются на общем вибрационном состоянии агрегата, так как через них проходит вся преобразуемая технологическим агрегатом энергия.

В данном разделе мы рассмотрим дефекты основных типов соединительных муфт, обращая наибольшее внимание на возможности диагностирования этих дефектов по спектрам вибрационных сигналов. Для разных типов муфт по вибрационным параметрам могут быть диагностированы различные дефекты, это связано с особенностями конструктивного исполнения муфт. Поэтому рассмотрение возможных практических проблем для каждого типа муфт мы будем вести отдельно, с учетом их конструктивных особенностей.

3.3.2.1. Дефекты жестких муфт.

В крупных стационарных агрегатах, например в турбоагрегатах электростанций, достаточно широко распространены жесткие муфты различной конструкции. Общим для таких муфт является то, что с их помощью соединяемые валы механизмов очень четко и жестко фиксируются относительно друг друга. В идеале, при помощи жесткой муфты два ротора могут быть объединены практически в единое целое.

Здесь мы дополнительно не акцентируем внимание на том, что жесткие муфты могут передавать через себя очень большой вращающий момент, в направлении от механизма - источника энергии, к механизму – потребителю (преобразователю). Это является основной отличительной особенностью жестких муфт, это очевидно.

Благодаря применению жестких муфт удается решить целый ряд сложных технологических задач. Например, в мощных агрегатах удается уменьшить или даже вообще исключить из конструкции некоторые сложные узлы и дополнительные подшипники осевой фиксации и разгрузки роторов. Это достигается соединением при помощи жесткой муфтой двух механизмов с противоположным направлением действия осевых усилий.

Процесс монтажа жестких муфт должен проводиться с минимальными технологическими допусками и требует обеспечения на предприятии высокой культуры производства. По ряду причин различной природы возникновения, которые упоминать здесь нет смысла, в процессе монтажа жесткой муфты в агрегате возможно возникновение нескольких типов наиболее часто встречающихся дефектов. Диагностика этих дефектов может быть достаточно эффективно выполнена при помощи анализа вибрационных сигналов, поэтому они рассматриваются в данном разделе.

Наиболее распространенными дефектами монтажа, и эксплуатации жестких муфт являются три:

1. «Коленчатость» соединения в жесткой муфте, или, как кратко говорят на практике дефект типа «колени». Заключается в том, что при монтаже, или уже в процессе эксплуатации агрегата, по тем или иным технологическим причинам центры соединяемых валов не точно совпадают друг с другом. Они жестко соединены друг с другом, но их оси не совпадают. В результате сочлененные валы агрегата, при таком дефекте, представляют собой не единый вал, как это должно быть, а вал с дефектом типа «колени» (аналог одного звена коленчатого вала) в месте соединения. Практическим итогом создания, или возникновения этого дефекта в жесткой муфте, становится возрастание вибрации оборудования.

2. Угловой излом вала в жесткой муфте, приводящий к излому линии вала агрегата. В практике этот дефект называется достаточно часто и другими терминами, такими, как «маятник» или «раскрытие муфты». Термин «маятник» возник, вероятнее всего потому, что при вращении вала с таким дефектом центр противоположного от муфты конца вала совершает круговое вращение. Может дефект называется так, исходя из способа диагностики этого дефекта, применяемого на практике. При этом способе проверки правильности монтажа муфты свободный конец ротора подвешивается на тросе и освобождается от подшипника. Далее ротор начинают медленно проворачивать.

Маятник диагностируется по поперечным перемещениям ротора в районе отсутствующего подшипника, где осуществлен тросовый подвес вала. Недостатком этого метода диагностики является его большая трудоемкость и ряд технологических ограничений на его применение. Термин «раскрытие муфты» возник также из практической деятельности монтажных бригад. Он соответствует диагностированию данного дефекта по неодинаковому схождению торцов полумуфт (валов механизмов) вдоль окружности, точно измеренному микрометром, или другим измерительным прибором, в нескольких точках при проведении монтажа муфты.

3. Дефекты посадки полумуфт на соединяемые валы, выражающиеся в отклонениях от требований идеального монтажа. При неправильной посадке полумуфт в узле сочленения валов возникают или параллельные сдвиги (колени), или угловые изломы в муфте (маятник). В любом случае этот дефект всегда трансформируется или к дефекту первого вида - к колени, или к дефекту типа маятник, или же к их совместному проявлению, что бывает на практике чаще всего. Это основные специфические дефекты жесткой муфты.

При всех вышеописанных дефектах жестких муфт картина физических процессов в агрегате при вращении двух валов, соединенных жесткой муфтой, имеющей дефекты монтажа, примерно одинаковая и имеет две основные особенности:

С одной стороны, в агрегате возникает картина небаланса масс вращающегося ротора за счет смещения осей центров масс. В наибольшей мере вибрационная картина дефектной

муфты похожа, по своим спектральным проявлениям в вибрационном сигнале, на классический небаланс, если в муфте присутствует дефект типа «маятник».

С другой стороны, на эту вибрационную картину классического небаланса «наслаиваются сверху» вибрационные особенности достаточно специфического процесса, который можно, условно говоря, назвать «вращающейся расцентровкой». На это максимальное влияние оказывает дефект жесткой муфты типа «колено».

От стандартной расцентровки, «неподвижной» в пространстве, которая как мы уже не раз говорили, определяется по осям опорных подшипников, «вращающаяся расцентровка» отличается применяемой системой координат. Неподвижная расцентровка диагностируется в неподвижной системе координат, связанной со статором, или фундаментом агрегата. «Вращающаяся расцентровка» имеет место и диагностируется только в том случае, когда мы переходим во вращающуюся систему координат, связанную с вращающимся ротором агрегата, т. е. с самой жесткой муфтой.

Несмотря на такие достаточно большие физические отличия, вибрационная картина при дефекте типа «колено» очень похожа на сдвиговую расцентровку, имеющую ось расцентровки в направлении, немного отличающемся от вертикального (физическая тонкость для любителей анализа, почему не точно по вертикали?).

В некоторых источниках есть ссылки на то, что при дефекте жесткой муфты типа «колено» мы имеем вибрационную картину, напоминающую процесс вращения ротора, имеющего неодинаковую жесткость по двум осям. Таким является ротор синхронного турбогенератора, у которого пазы для укладки обмотки возбуждения неравномерно распределены по окружности. Да, это так, в этих двух случаях спектры вибрационных сигналов имеют много общих особенностей.

Объяснение здесь достаточно простое. При дефекте типа «колено» центры валов, в районе шеек опорных подшипников, сдвинуты от общей оси вала на расстояние, равное половине величины «колена». По этой причине, за счет постоянного перераспределения нагрузки на подшипники, расположенные с двух сторон жесткой муфты, будет иметь место увеличенная вертикальная вибрация. В спектре этой вибрации будут преобладать первая и вторая гармоники оборотной частоты. Такая картина распределения гармоник в спектре будет как при использовании ротора с переменной жесткостью, так и при дефекте жесткой муфты типа «колено».

Очень важным, как мы уже упоминали, является то, что оси поверхностей опорных шеек роторов при наличии дефектов в жестких муфтах, как при дефекте типа «колено, так и при дефекте типа «маятник», оказываются смещенными относительно идеальной оси вращения роторов. При этом контактные зоны шеек валов совершают круговые движения внутри вкладышей подшипников (скольжения).

Увеличенную первую гармонику, возникшую из-за дефекта муфты, принимают за признак наличия небаланса, что достаточно правильно. Естественно, что в этом случае обычно начинают процесс балансировки, стараясь убрать повышенную вибрацию при помощи балансировки. Установка балансировочных грузов может снизить уровень вибрации, но картина скольжения шейки вала по внутренней окружности подшипника скольжения (из-за дефекта муфты) сохранится, и снизить вибрацию до приемлемого уровня не удастся. Если даже вибрацию и удастся снизить до приемлемого значения, то оказывается возможным только для одного режима работы оборудования.

В этом случае уровень вибрации оказывается зависимым от технологической нагрузки агрегата. Обычно такой случай специалисты по балансировке относят к категории технологических небалансов, что правильно по форме, но неправильно по содержанию, балансировкой такой дефект не устраняется.

Короткое замечание о требованиях к аппаратуре вибрационного контроля, которую необходимо использовать для диагностики дефектов жесткой муфты. Для корректной диаг-

ностики дефектов жесткой муфты «колено» и «маятник» по сигналам вибрации, обязательно использование многоканальных приборов синхронной, или синхронизированной регистрации сигналов. При этом желательно синхронно зарегистрировать не менее четырех - восьми вибрационных сигналов. Измерения вибрации необходимо выполнять на всех четырех опорных подшипниках агрегата, для чего и необходимо минимум четыре синхронных измерительных канала. Измерения обязательно производятся на подшипниках с двух сторон жесткой муфты, плюс на подшипниках «с других сторон» от муфты, «через механизм» от муфты. Если измерения проводить одновременно в вертикальном и поперечном направлении, что весьма полезно для диагностики, то в этом случае необходима восьмиканальная аппаратура.

Диагностика дефектов муфты на колено и маятник ведется, в основном, по фазам первой гармоники оборотной частоты ротора. Это выполняется во всех контролируемых опорных точках агрегата одновременно. Первое требование к полученным сигналам - фазы первых гармоник должны быть стабильными. В противном случае, источник повышенной вибрации нужно искать в каком - либо другом месте агрегата.

Диагностические признаки дефекта типа «колено».

На опорных подшипниках с двух сторон муфты фазы первых гармоник вибросигнала должны различаться на 180° , с учетом допустимой погрешности определения фазы до 30 градусов. Это условие должно выполняться как в вертикальном направлении измерения вибрации, так и в поперечном. Особенно важно, чтобы это условие обязательно выполнялось в вертикальном направлении.

Фазы первых гармоник в вибросигналах с подшипников, расположенных через механизм от муфты, менее информативны и не всегда необходимые условия по ним выполняются. Скорее всего, такое условие следует считать дополнительным диагностическим признаком наличия дефекта. Оно звучит следующим образом, фазы первых гармоник в вибросигналах с двух сторон сочлененных муфтой механизмов, на подшипниках, расположенных через механизм от муфты, должны тоже различаться на 180° .

При поддержке двух роторов при помощи трех опорных подшипников, что бывает в модернизированных турбоагрегатах при удалении в турбине одного цилиндра, «коленчатость» в муфте равнозначна наличию небаланса ротора. Это возникает из-за отсутствия второй опоры одного ротора вблизи жесткой муфты. Дефект муфты типа «колено» в таком модернизированном агрегате по диагностическим признаком очень похож на небаланс. Особенностью является то, что он достаточно просто устраняется установкой балансировочных грузов.

Диагностические признаки дефекта типа «маятник».

Для диагностики маятника обязательно необходимо проводить синхронное сравнение начальных фаз вибрационных сигналов сразу по всем четырем подшипникам. На опорных подшипниках с двух сторон муфты фазы первых гармоник должны быть одинаковыми. Это справедливо как для вертикальной составляющей, так и для поперечной составляющих вибросигнала.

Фазы первых гармоник на двух подшипниках, которые расположены через механизмы от муфты, или как еще говорят «на полевых подшипниках», должны быть тоже равны между собой.

Фазы первых гармоник на опорных подшипниках с двух сторон каждого из сочлененных механизмов должны различаться между собой примерно на 180° .

Если говорить проще, то это правило можно сформулировать следующим образом. По фазам первых гармоник на четырех подшипниках агрегата должно соблюдаться следующее условие. Если принять за базу для сравнения фазу первого «полевого» подшипника агрегата, и считать ее начальной, то далее, по порядку следования подшипников, фаза первой гармоники меняется следующим образом: $+180$ градусов, $+0$ градусов, $+180$ градусов.

В практике часто один из «полевых» подшипников соединяемых механизмов, иногда и оба, расположены внутри агрегата, т. к. в контролируемом агрегате может больше двух механизмов. Эти дополнительные механизмы «сглаживают» картину дефекта муфты типа «маятник» на подшипнике, расположенном между механизмами. В итоге бывает, что фаза оборотной гармоника первого или четвертого подшипников соединяемых муфтой механизмов могут выпасть из общей логики.

Если имеет место комплексный дефект монтажа жесткой муфты, типа «маятник + колено», то сдвиг фаз вибрационных сигналов на «рядом расположенных подшипниках» агрегата не будет кратен величине 180 градусов, а может занимать некоторое промежуточное положение, что достаточно часто бывает на практике. Величина фазового сдвига вибрационных сигналов будет зависеть от «весовых вкладов» разных типов дефектов.

Степень дефекта жесткой муфты обычно оценивают по повышению общего уровня вибрации. Если агрегат имеет вибрации повышенного уровня и причиной тому является муфта, то обычно решение о проведении ремонта зависит от соотношения норм на вибрацию для данного агрегата и текущего уровня вибрации.

Часто, с целью снижения повышенной вибраций агрегата с признаками небаланса, но на самом деле имеющего дефект монтажа жесткой муфты, диагностическим персоналом проводится процедура динамической балансировки агрегата в собственных подшипниках. Точнее говоря, делается попытка «успокоить» агрегат, уменьшив вибрации установкой балансировочных грузов. Эффективность такой попытки, при дефектах жесткой муфты, обычно не очень велика.

3.3.2.2. Дефекты полужестких муфт.

Под полужесткими соединительными муфтами будем понимать здесь достаточно узкий класс муфт с волновыми (линзовыми) компенсаторами, очень напоминающие по внешнему виду один или несколько гибких сегментов от барометрической коробки. Муфты такого типа по своим свойствам являются промежуточными, между жесткими и «подвижными» типами муфт.

Наличие в полужестких муфтах упругих элементов создает определенную гибкость (но не подвижность!) в месте соединения валов и тем самым позволяет несколько уменьшить влияние дефектов сопряжения валов. Тем не менее, поскольку эти муфты, также как и жесткие, предназначены для передачи больших усилий от одного механизма к другому, то в силу их технологических особенностей диагностики дефектов в таких муфтах не сильно отличается от диагностики дефектов в жестких муфтах.

При рассмотрении процессов в таких муфтах не следует сильно преувеличивать компенсирующие способности линзовых элементов, так как и они, с целью передачи вращающего момента, обладают достаточно высокой жесткостью. Тем не менее, такие компенсаторы позволяют заметно снизить влияние излома оси, дефект типа «маятник», на вибрационное состояние агрегата. Дефект типа «маятник» для полужестких муфт не является критическим, и в вибрационных сигналах он сильно не проявляется. В этом заключается самое большое отличие полужесткой муфты, от жесткой муфты.

Гораздо хуже гибким элементом линзовой муфты компенсируется эффект типа «колена». Если муфта имеет только одну «волну» компенсатора, то общее влияние «колена» на вибрационное состояние опорных подшипников агрегата снижается не очень существенно. В результате в полужесткой муфте следует обычным образом, как и жесткой муфте, следует диагностировать дефект муфты типа «колена», используя для этого спектры вибрационных сигналов. Методика диагностирования этого дефекта не отличается от аналогичной процедуры в жесткой муфте, описывать ее снова здесь нет необходимости.

3.3.2.3. Дефекты торсионных и пружинных муфт.

В данном разделе кратко рассматриваются особенности диагностики дефектов по вибрационным параметрам агрегатов, оснащенных торсионными и пружинными муфтами, которые, в самом общем плане, могут быть отнесены к полужестким муфтам.

Для соединения роторов различной массы иногда используют торсионные муфты. Примером использования торсионной муфты является подсоединение к турбогенератору электромашинного возбудителя - машины постоянного тока небольшой мощности.

В торсионной муфте основным соединительным элементом является длинный стержень, работающий на скручивание. Одним концом он соединен с генератором, далее проходит через отверстие в вале возбудителя и соединяется с валом возбудителя на противоположной стороне возбудителя.

Такой тип муфты, по своим свойствам, похож на полужесткую муфту и диагностируется аналогично. Необходимо только помнить, что понятие «подшипники рядом с муфтой» имеет здесь несколько иной смысл. По генератору все обычно, а вот подшипник возбудителя, расположенный «рядом с муфтой» на самом деле находится с другой стороны возбудителя.

Кроме того, у торсионной муфты бывает свой специфический дефект, приводящий к резкому возрастанию осевой вибрации. Возникает он при одновременном появлении двух обстоятельств.

Первое. Фланец торсиона, закрепляемый на валу генератора, должен быть смонтирован не перпендикулярно, а с небольшим перекосом к плоскости монтажа. Или же торсион должен быть изогнут до монтажа. Самое главное состоит в том, что торсион должен вращаться в изогнутом состоянии, должен иметь место дефект типа «маятник».

Второе. Наружный подшипник возбудителя, к которому крепится торсион, должен быть смещен с идеальной линии монтажа вала генератора в вертикальном или поперечном направлениях.

Совокупность двух таких дефектов при монтаже возбудителей турбоагрегатов бывает достаточно часто. Качеству монтажа возбудителя часто не придается очень большого внимания. В результате, в процессе своего вращения, торсион будет периодически, с оборотной частотой ротора, менять кривизну своего изгиба, и в итоге будет изменяться его длина. Изменение будет вроде бы не очень значительным, но это на первый взгляд. За счет разницы масс роторов генератора и возбудителя все осевые перемещения будут приходиться на ротор возбудителя и вибрация на нем в осевом направлении может даже значительно превысить нормативное значение. Частота этой вибрации обычно равна частоте первой гармоники, хотя и бывают исключения.

Для устранения такого дефекта необходимо проверить правильность монтажа линии вала агрегата или правильно смонтировать торсионный вал.

Диагностика дефектов пружинных муфт.

Это одна из разновидностей соединительных муфт, в которой валы объединяются при помощи отдельных плоских пружинных пластин. Иногда используются фигурная пружинная лента. Эта лента попеременно проходит через пазы полумуфт. Наряду со стандартными дефектами в такой муфте бывает специфический дефект, вызванный поломкой или заклиниванием пружинных элементов.

На спектре вибросигнала, в диапазоне частот примерно от 5 - 10 гармоники оборотной частоты и до зубцовой частоты муфты (оборотная частота, умноженная на число зубцов), могут появиться один или несколько пиков, разделенных между собой по частоте на шаг, численно равный оборотной частоте ротора. Это основной признак дефекта.

Данный дефект проявляется не на зубцовой частоте муфты, равной произведению оборотной частоты на количество пружинных элементов, а обычно на более маленькой частоте. Очевидно, что это происходит потому, что нескольких зубцов, вследствие дефекта, на-

чинают работать как единое целое. Может быть, причина этого и в другом. Как бы то ни было, дефект по такому признаку диагностируется достаточно уверенно.

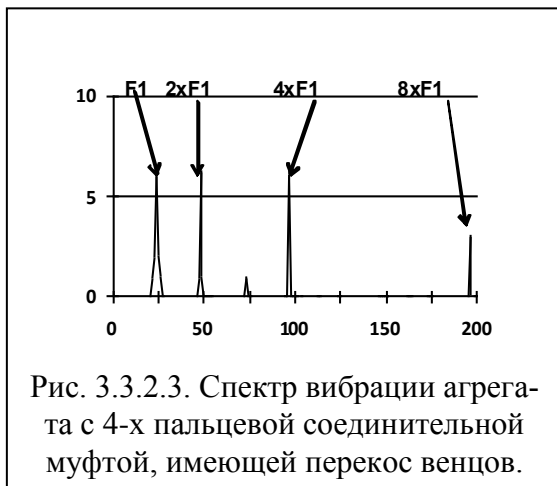
3.3.2.4. Дефекты пальцевых и зубчатых муфт.

Такие муфты широко применяются в практике для соединения валов в агрегатах малой и средней мощности. К этому классу следует относить различные типы пальцевых и зубчатых муфт, допускающих свободные малые смещения (расцентровки) валов соединяемых механизмов.

В некоторых источниках такие типы муфт называют подвижными. В других работах встречается название «муфты с гистерезисом». Мы не будем вступать в дискуссию о названии таких муфт, при всем внешнем многообразии названий все они несут в себе примерно одинаковый смысл. Каждое такое название чаще всего акцентирует внимание на конструктивных особенностях таких муфт или особенностях их монтажа. Типов таких муфт существует очень большое разнообразие.

Очень важно понимать, что в диапазоне этих малых, конструктивно допустимых взаимных смещений валов механизмов относительно друг друга, влияние расцентровок любого типа на вибрационное состояние контролируемого агрегата ослаблено, или даже отсутствует совсем. Специфическая конструкция муфт позволяет снизить требования к точности монтажа агрегатов благодаря компенсации небольших расцентровок или сглаживанию степени их проявления. Благодаря этому значительно снижается трудоемкость монтажных работ, а также допускается возможность работы оборудования при наличии некоторых дефектов монтажа и эксплуатации.

При большой разнице принципов и основ работы таких муфт им свойственны примерно одинаковые дефекты и одинаковая картина проявления этих дефектов в спектрах вибрации. При использовании подвижных муфт общее повышение вибрации вызывается несколькими основными дефектами:



1. Расцентровкой венцов полумуфт. Это обычная расцентровка двух валов механизмов агрегата по осям подшипников. В спектре вибросигнала это проявляется как сдвиговая расцентровка, диагностируемая стандартно. Отличие заключается в том, что в спектре появляется дополнительная гармоника, частота которой равна произведению оборотной частоты ротора на число зубцов или пальцев в муфте. Довольно часто, при значительных расцентровках венцов полумуфт, эта гармоника на спектре генерирует свои гармоники, кратные двум, трем. Такая картина, для примера, имеет место на спектре вибрации насоса на рис. 3.3.2.3., приводимого во вращение

асинхронным двигателем с частотой вращения 1440 об/мин.

2. Износ элементов муфты, в итоге нарушающий правильную форму рабочих поверхностей. Приводит к проблемам контактных поверхностей и на спектре дает картину износа зубчатой пары. Частота зубцовой гармоники равна произведению оборотной частоты ротора на число зубцов или пальцев. Особых отличий такой спектр обычно не имеет. Иногда на спектре появляются несколько рядом расположенных гармоник на частотах, на первый взгляд не относящейся к какому-либо характерному параметру агрегата. Например, в спектре могут появиться три гармоники, 15, 16 и 17 от оборотной частоты, хотя на муфте всего более 30 зубцов. Если эти гармоники есть с двух сторон муфты, то можно уверенно утверждать, что они «пришли» от дефектов муфты, таких, как износ или дефект зубцов (в зубчатой

муфте). Объяснить возникновение таких гармоник сложно, но при желании можно. Они вызываются проблемами работы зубчатой пары в муфте.

3. Заклинивание или даже “сваривание” подвижных элементов муфты в некотором промежуточном рабочем положении. Мы уже достаточно подробно рассматривали этот случай при описании диагностики расцентровки в разделе о влиянии муфт с гистерезисом на проявление и диагностику расцентровки. Там даже приведено объяснение такого специфического эффекта, как «питтинг». В таком случае зубчатая муфта начинает работать как жесткая, и все дефекты диагностируются по пункту 3.3.2.2.

3.3.3. Вибрационная диагностика состояния фундаментов.

Проблемы диагностики технического состояния фундаментов, на которых монтируется вращающееся оборудование, обычно также приходится решать специалистам служб вибрационной диагностики. Причина этого заключается не в том, что этим специалистам очень хочется решать такие вопросы, а в том, что состояние фундаментов во многом определяет вибрационное состояние самого вращающегося оборудования.

Классическую задачу о том, какой элемент агрегата виновен в повышенной вибрации, сами механизмы, или же неподвижный фундамент, в первую очередь приходится решать диагностам. Именно на них направлены «полные вопросы» взгляды сотрудников службы эксплуатации и ремонта – в чем причина повышенной вибрации агрегата?

Попытка отослать сотрудников, интересующихся техническим состоянием фундамента, к стандартным методам диагностики, принятым в области строительства, кончаются ничем. Используемые в этой сфере техники методы диагностики, в лучшем случае, можно назвать очень трудоемкими. В худшем случае их можно назвать «экзотическими», но в любом случае малопригодными для реальной диагностики состояния фундаментов вращающихся агрегатов.

В данном разделе мы попробовали систематизировать практический опыт, наработанный в течение длительного времени. Акцент сделан на наши собственные наработки, тогда как более известные методы, также прекрасно работающие в ряде практических случаев, например, метод регистрации контурной вибрации, лишь только упомянуты.

3.3.3.1. Общее ослабление фундаментов вращающегося оборудования.

В некоторых работах по вибрационной диагностике этот дефект фундамента часто называют нарушением целостности фундамента. Физическая суть дефекта от этого не меняется, она достаточно проста. Это:

- Общее механическое ослабление внутренней структуры и связей в фундаменте.
- Наличие в массиве фундамента трещин различной природы.
- Ослабление связей фундамента с установленным на нем оборудованием.

Форма проявления дефекта любого из этих дефектов фундамента в вибрационных сигналах, регистрируемых на опорных подшипниках агрегата, и в получаемых при этом спектрах, от этого практически не меняется.

Под общим ослаблением фундамента мы будем понимать общее ухудшение качества фундамента, его свойств, приводящее к снижению возможности фундамента выполнять свое основное назначение - сглаживать вибрации оборудования, демпфировать их. При этом основной внутренней дефект фундамента, приведший к снижению демпфирующих способностей фундамента, мы будем дифференцировать только в наиболее ярко проявляющихся диагностических случаях. Для нас все это многообразие изменения свойств фундамента будет выглядеть очень просто - фундамент может быть хорошим или плохим, иметь какие-то дефекты или же не иметь.

Дефект такого типа достаточно часто встречается в практике вибрационной диагностики вращающегося оборудования. Обычно ослабление фундамента выявляется оперативным персоналом по факту значительного увеличения общего уровня вибрации самого агре-

гата на опорных подшипниках (!). Акцентирование внимания на увеличении вибрации фундамента происходит гораздо реже, так как повышенные вибрации на фундаменте, на первом этапе, диагностируются значительно реже. Оно наблюдается не во всех зонах фундамента и по своему уровню они всегда меньше вибраций, замеренных на опорных подшипниках. Это заключение справедливо для агрегатов практически любого типа.

Достаточно часто все обстоит следующим образом. Дефект фундамента возник уже достаточно давно и существует «в скрытой фазе», не влияет на работу оборудования. Дефект становится явным только в случае возникновения в контролируемом агрегате других дефектов, но иного происхождения, появление которых всегда повышает уровень вибраций агрегата. Чаще всего это бывает небаланс, расцентровка или повышенный износ опорных подшипников.

В этом случае, за счет уже имеющегося в агрегате дефекта фундамента, имеет место, на первый взгляд, «немотивированное» общее увеличение вибрации агрегата. Фраза «немотивированное повышение вибрации» использовано здесь для того, чтобы подчеркнуть, что в обычных условиях, при отсутствии дефектов в фундаменте, небаланс или расцентровка такого уровня не приводит к столь значительному повышению вибрации агрегата, как при наличии дефекта фундамента. Вибрации опорных подшипников агрегата с бездефектным фундаментом будут повышенными, но не столь значительно.

Здесь можно снова вспомнить классификацию дефектов вращающегося оборудования, разделяя их на активные и на пассивные. Дефекты агрегата типа небаланс или расцентровка можно называть активными динамическими дефектами первого типа, они сами повышают вибрацию, независимо от наличия других дефектов в оборудовании.

В соответствии с этой классификацией дефекты фундамента можно назвать пассивными динамическими дефектами второго типа. Эти дефекты повышают



Рис. 3.3.3.2. Спектр вибросигнала на подшипнике при общем ослаблении фундамента.

общий уровень вибрации только в том случае, когда в контролируемом агрегате присутствует активные динамические дефекты первого типа.

Хотим мы этого, или не хотим, но мы снова подошли к использованию, правда несколько иному толкованию диагностического термина «успокоение» агрегата. Мы еще раз

убедились, что ряд дефектов, в том числе и общее ослабление фундамента, диагностируется по вибрационным сигналам, а значит и оказывает влияние на работу оборудования, только при наличии дополнительных возмущающих сил. Нет дополнительных возмущающих сил, наведенных другими дефектами первого типа, значит «нет ослабления фундамента».

«Устранить» такой динамический дефект второго типа можно двумя способами – или решив вопрос радикально во время ремонтных работ, когда есть возможность устранить все имеющиеся дефекты в агрегате и фундаменте, или же просто исключив динамические усилия в работающем агрегате. Никто же не будет оспаривать нашу точку зрения о том, что если бы в контролируемом оборудовании не было бы возмущающих динамических сил, любой природы возникновения, периодического и непериодического действия, если бы наш агрегат был бы идеально смонтирован и сбалансирован, то необходимости в использовании фундамента не было бы вообще.

Всем ведь известен практический критерий идеального динамического состояния любого вращающегося оборудования. В нем пятикопеечная монета должна устойчиво стоять на опорном подшипнике в положении «на ребре». Это является признаком отсутствия в контролируемом агрегате возмущающих сил любой природы возникновения. В этом случае, мы на-

деемся, что и здесь с нами согласятся, фундамент не нужен вообще, «пятак» и без него стоит на подшипнике работающего оборудования. И наоборот, мы надеемся, что всем понятно, что в случае, когда в контролируемом агрегате будут иметь место какие-либо динамические усилия, об устойчивом положении монеты можно забыть. Наш «диагностический пятак» придется в этом случае долго искать на полу.

Вернемся к описанию диагностических особенностей и характерных признаков наличия в контролируемом агрегате общего ослабления фундамента агрегата, т. е. к основному вопросу данного раздела.

Причиной повышения вибраций агрегата «с плохим фундаментом», например, может явиться банальный небаланс масс вращающегося ротора одного из механизмов агрегата. Конечно, первичное усиление вибрации вызывается самим небалансом ротора, но в данном случае его влияние существенно «усилено» плохим состоянием фундамента, наличием в нем дефектов различной природы возникновения. Именно так и обстоит дело на практике, всегда речь идет о кратном усилении вибрации опорных подшипников от небаланса, являющегося первичным дефектом. Чем хуже будет техническое состояние фундамента, тем больше повышется вибрация.

Ухудшение качества фундамента (если этот параметр все-таки удастся более или менее корректно оценить одной цифрой), является не слагаемым в нашей условной формуле расчета итоговой вибрации опорных подшипников от появившегося небаланса. Оно является множителем, повышающим коэффициентом в нашей формуле. Это значение будет однозначно показывать влияние дефектного фундамента на увеличение общей вибрации. Согласно такой теории этот коэффициент ухудшения качества фундамента всегда больше единицы. Единице он будет равен только в случае идеального состояния фундамента контролируемого агрегата.

С точки зрения энергетического аспекта модели «агрегат – фундамент» тоже все просто. При работе агрегата с дефектом в нем, за счет вибрации, выделяется некоторая энергия. Если агрегат хорошо соединен с хорошим фундаментом, то энергия от вибрации будет выделяться в большой суммарной массе «агрегат + фундамент», и при этом амплитуда вибрации будет не очень большой.

Любой дефект фундамента выражается в снижении его способности поглощать энергию вибрации. Например, за счет трещины от фундамента отслоилась половина бетона, «трещина прошла посередине». В этом случае динамическое усилие от вибрации осталось прежним, а масса фундамента уменьшилась вдвое. Естественно предположить, что вибрация агрегата вырастет почти в два раза. На практике же такое увеличение произойдет более чем в два раза. Оставим читателю возможность самому воссоздать недостающие звенья такого нашего рассуждения, подтверждаемого практикой.

Поиск ослабления в фундаменте может быть произведен диагностом, в первую очередь, по принципу измерения «контурной вибрации» на агрегате и на фундаменте. При этом один датчик перемещается в том или ином направлении по общей конструкции, и выполняется замер вибрации через примерно одинаковые промежутки, на конструкции, и особенно в ее узловых и характерных точках.

Наиболее важным признаком наличия трещины в контролируемой зоне фундамента, или иного дефекта, является «скачок фазы» измеряемого вибрационного сигнала относительно фазы опорного вибрационного сигнала. Эта опорная точка выбирается произвольно, но является одной и той же для всех измерений. В этой точке постоянно установлен второй датчик, показания которого регистрируются синхронно с основным измерительным датчиком, перемещаемым по фундаменту.

Анализ фазы контурной вибрации, регистрируемой на перемещаемом датчике, может позволить достаточно просто и точно обнаружить точку ослабления или место прохождения трещины в фундаменте. Это видно как по скачку общего уровня вибрации, так и по моменту

изменения фазы основной гармоники вибросигнала скачком на 180° , которое всегда происходит в таких «пограничных» точках.

Спектр вибрационного сигнала при общем механическом ослаблении фундамента достаточно прост, обычно в нем присутствует только первая гармоника вибросигнала, наведенная от небаланса вращающегося ротора, всегда имеющего место в практике, или иного дефекта. Амплитуда этой гармоники бывает очень значительной. Здесь необходимо обязательно уточнить, что речь пока идет об измерении вибрации опорных подшипников контролируемого агрегата.



Рис. 3.3.3.3. Спектр вибрации агрегата с ослаблением фундамента, и расцентровкой.

Если в агрегате с механическим ослаблением фундамента будет расцентровка, т. е. она будет возбуждать вибрации агрегата, то в спектре вибрации на фундаменте будут присутствовать все характерные признаки расцентровки. Для примера на рис. 3.3.3.3. приведен такой спектр. Нам кажется, что этот спектр не нуждается в каких-либо пояснениях. Все характерные

гармоники расцентровки пропорционально усилены дефектом фундамента.

Очень характерным параметром для диагностики общего состояния фундамента, диагностики дефектов в нем, является расчет отношения общего уровня вибрации, замеренного непосредственно на контролируемом опорном подшипнике к аналогичному параметру вибрации, замеренному непосредственно на фундаменте. Желательно, чтобы замер вибрации на фундаменте производился в непосредственной близости от места крепления к нему контролируемого элемента конструкции оборудования.



Рис. 3.3.3.4. Характерные точки, в которых необходимо измерять вибрацию для оценки состояния крепления агрегата к фундаменту.

На рисунке 3.3.3.4. приведены характерные точки, в которых необходимо замерять вибрацию для того, чтобы оценить качество крепления агрегата (опорных подшипников) к фундаменту, а также определить качественное состояние самого фундамента.

Порядок проведения измерений общего уровня вибрации для оценки состояния фундамента достаточно прост. На первом этапе анализа обычно измеряется СКЗ виброскорости вибрации в вертикальном

направлении во всех трех точках, показанных на рисунке. Среднюю точку, показанную на рисунке на лапе стойки опорного фундамента, можно на первом этапе диагностики пропустить, если не планируется определять качество крепления агрегата к подшипнику.

Далее, по итогам выполненных измерений, рассчитываются три коэффициента, как отношение уровней вибрации в разных точках друг к другу:

- Вибрация на опорном подшипнике к вибрации на лапе стойки подшипника.
- Вибрация на лапе к вибрации на фундаменте.
- Вибрация на опорном подшипнике к вибрации на фундаменте.

Из этих расчетных коэффициентов наиболее важным является третий, определяющийся через отношение СКЗ вибрации на опорном подшипнике, измеренной в вертикальном направлении, и аналогично измеренной на фундаменте агрегата, рядом с лапой подшипниковой стойки. Именно этот коэффициент позволяет определить два основных параметра со-

стояния фундамента в агрегате. Это качество крепления (механизмов) агрегата к фундаменту, и техническое состояние самого фундамента.

Значение этого коэффициента не должно очень сильно различаться, и численно должно быть равно примерно двум. Если такое соотношение вибраций примерно соблюдается под всеми подшипниками, значит очевидных проблем с качеством фундамента, под данным агрегатом, нет.

Если же значение этого коэффициента равняется примерно 1,4 - 1,7 или еще менее, то это означает, что в данном фундаменте есть проблемы. Он уже не может в полной мере демпфировать вибрации установленного на нем агрегата. В основном это происходит при уменьшении эффективной массы фундамента. Причин этому может быть несколько, но чаще всего в таком случае, при более тщательной диагностике, обычно выявляются трещины разной локализации и направления.

Если же соотношение вибраций на агрегате и на фундаменте равно или больше, чем значение 2,5 - 3,0, то возможны два варианта ответа на вопрос о текущем техническом состоянии фундамента. Основной и часто встречающийся в практике вариант существующего дефекта - ослаблено крепление агрегата к фундаменту. Возможен и второй вариант существующего в этом случае дефекта - фундамент находится в отличном состоянии, причем этот диагноз абсолютно искренний. Этот вариант идеален и в него хочется верить, но к сожалению в практике этот вариант случается чрезвычайно редко, чаще всего верной оказывается первая версия об ослаблении крепления агрегата к фундаменту.

Более полное заключение может быть получено в том случае, когда на подшипнике и на фундаменте измерения вибрации производятся в трех стандартных направлениях - вертикальном, поперечном, и осевом. Сделать это на фундаменте это иногда бывает непросто, но всегда возможно. По результатам анализа таких более полных измерений можно сделать более информативное заключение, которое будет указывать, например, не только на наличие трещины в фундаменте, но может определить направление ее развития.

Данная автоматизированная диагностика состояния фундаментов на основании измерения СКЗ виброскорости на подшипниках и на фундаменте, в трех направлениях, реализована в программном обеспечении «Аврора». Достоверность такой диагностики достаточно высока, и практически всегда приемлема для оценки состояния вращающихся агрегатов с фундаментами.

В практике достаточно часто ослабление фундамента приводит к возникновению низкочастотных вибраций с частотой меньше 10 Гц, иногда даже с частотой в доли герц. Обычно они вызываются трещинами в монолитных фундаментах или ослаблениями в сборных фундаментах. Вопрос анализа таких вибраций является отдельным и рассматривать его в данном методическом руководстве мы не будем. Это «штучный» диагностический продукт, «производимый» очень квалифицированным персоналом с использованием специализированной многоканальной измерительной аппаратурой.

3.3.3.2. Ослабление крепления агрегата к фундаменту

Это достаточно часто встречающаяся в практике причина повышенной вибрации оборудования, вызываемая дефектами крепления или же механическими ослаблениями самих элементов крепления агрегата к фундаменту, отрывом анкеров и т. д. Варианты механического ослабления крепления могут быть различными и определяются конструктивными особенностями крепежных деталей.

Частично диагностику такого дефекта мы затронули чуть выше при определении коэффициентов состояния фундамента. Но там, в качестве диагностического параметра мы использовали СКЗ виброскорости. В данном разделе мы рассмотрим возможности диагностики крепления агрегата к фундаменту, основанной на анализе спектров вибросигналов.

На практике механическое ослабление крепления агрегата к фундаменту обычно вызывается потерей различных центрующих прокладок, ослаблением крепежных болтов, отры-

вом крепежных анкеров, трещинами в сварных соединениях рам, стоек подшипников. При отдельном креплении статоров и роторов крупных электрических машин механическое ослабление крепления возможно, как для подшипников, так и непосредственно для самих статоров. Конечно читатель понимает, что это не самый полный перечень возможных причин возникновения этого дефекта.

Очень часто в практике бывает так, что дефект крепления оборудования к фундаменту существует уже давно, но значительно проявляться и оказывать влияние на работу агрегата стал только в последнее время. Причину такой картины вибрационного проявления дефекта мы достаточно подробно рассмотрели выше, разделив все дефекты на два типа, в зависимости от их способности самостоятельно генерировать динамические усилия, повышающие вибрации агрегата.

После появления в агрегате достаточно сильного дефекта, например небаланса или расцентровки, возникшей после проведения некорректного ремонта, общие вибрации резко выросли и при этом стали четко видны недостатки крепления к фундаменту. Возникла проблема состояния фундамента, которую реально можно устранить двумя путями - или проведением процедуры балансировки или центровки агрегата или же при помощи улучшения качества крепления оборудования к фундаменту. Желательно, конечно, сделать и то, и другое сразу, что бы было меньше проблем в будущем.

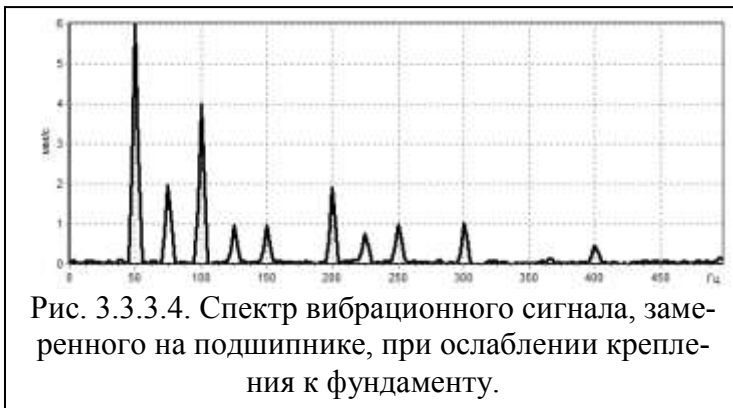


Рис. 3.3.3.4. Спектр вибрационного сигнала, зарегистрированного на подшипнике, при ослаблении крепления к фундаменту.

Спектральная картина вибраций в агрегате с дефектом крепления к фундаменту, зарегистрированная на подшипнике, будет почти полностью напоминать картину, характерную для расцентровки в вертикальной плоскости, даже когда самой расцентровки в агрегате и нет. Это хорошо видно из приведенного рисунка 3.3.3.4.

На спектре вибрации агрегата с таким дефектом будет хотя бы одна характерная гармоника с частотой 0,5 от оборотной частоты ротора, которой нет при чистой расцентровке. По амплитуде она может достигать примерно половины или одной трети от максимального пика на спектре, обычно от первой оборотной гармоники ротора.

Для разделения дефекта крепления к фундаменту с расцентровкой следует так же всегда помнить, что вся характерная вибрация от такого дефекта фундамента сосредоточена только в вертикальном направлении. Кроме того, следует помнить, что при расцентровке такая картина имеет место с двух сторон муфты, а при ослаблении крепления к фундаменту она чаще всего имеет место только в точках, в которых есть ослабление крепления.

Почему спектральная картина похожа на расцентровку - это достаточно просто и понятно. Причиной вибрации являются соударения между конструкцией и фундаментом, очень похожие на соударения в зазоре муфты. Причиной появления гармоники кратностью 0,5 являются процессы, период которых равен двум периодам вращения ротора. Они вызваны, вероятнее всего тем, что ось симметрии кривой временного сигнала несколько не совпадает (по углу наклона) с осью времени и при одном обороте ротора имеет положительный наклон, а в другом - отрицательный.

С точки зрения механики дробная гармоника есть результат неодинакового “прижатия” агрегата к фундаменту, когда при одном направлении перемещения вибрации возбуждающая колебания сила совпадает с весом агрегата, а в другом направлении они действуют встречно.

Совсем просто говоря, можно утверждать, что дробная гармоника с кратностью 0,5 появляется в результате своеобразного эффекта «подпрыгивания одной ноги агрегата» на фундаменте.

Как уже говорилось выше, отношение общего уровня вибросигнала, СКЗ виброскорости, для вертикальной составляющей вибрации на фундаменте, в точках крепления подшипников, к аналогичной проекции вибрации на подшипнике, не должно превышать по своему значению величину, равную 2,5 - 3,0.

Если при проведении измерений это отношение примет значение более трех, то это обозначает, что имеют место проблемы крепления агрегата к фундаменту. Это легко объяснимо с физической точки зрения - агрегат вибрирует, а фундамент нет, и происходит это только по одной причине, между ними нет надежной механической связи, позволяющей фундаменту демпфировать вибрации подшипников агрегата.