

Русов В.А. "Спектральная вибродиагностика" 1996 г.

4.1. Небаланс масс ротора

Небаланс вращающихся масс ротора является одним из самых наиболее распространенных дефектов оборудования, обычно приводящим к резкому увеличению вибраций. В литературе и в практике, наряду с термином "небаланс", применяются и другие наименования этого дефекта, такие, как дисбаланс, дебаланс, разбаланс и т. д. ГОСТом предлагается преимущественное использование термина "дисбаланс". В данном разделе будет использовано простое и понятное слово "небаланс", понятное всем, даже и неспециалистам.

Проблемы корректной диагностики наличия небалансов в работающем оборудовании и оперативное проведение балансировочных работ роторов в собственных подшипниках - важная задача в работе каждой вибродиагностической службы. Достаточно часто вибродиагносты в штатном расписании даже называются «балансировщиками».

Ниже мы рассмотрим самые общие вопросы диагностирования небалансов в наиболее часто встречающихся практических проявлениях. Знание этих "стандартных" проявлений небаланса позволит практическим специалистам, с течением времени, наработать и свои правила распознавания небалансов, характерные для "своего" оборудования.

4.1.1. Общие вопросы

Причины возникновения небаланса в оборудовании могут иметь различную природу, являться следствием многих особенностей конструкции и эксплуатации. В целом, после проведения некоторой систематизации и обобщения, все многообразие причин появления небалансов можно, конечно условно, свести в несколько основных групп.

- Дефект изготовления вращающегося ротора или его элементов на заводе, на ремонтном предприятии, недостаточный выходной контроль предприятия - изготовителя оборудования, удары при перевозке, плохие условия хранения.

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

- Наличие на вращающемся роторе изношенных, сломанных, дефектных, недостающих, недостаточно прочно закрепленных и т. д. деталей и узлов.

- Результат воздействия параметров технологических процессов и особенностей эксплуатации данного оборудования, приводящих к неравномерному нагреву и искривлению роторов.

По своему типу, специфике проявления в общей картине вибрации, по особенностям проведения диагностики, небалансы можно условно подразделить на:

- Статический небаланс.
- Динамический небаланс.

Особенности проявления этих основных 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 масс роторов в оборудовании различных типов можно считать следующие:

а) Временной сигнал вибрации является достаточно простым, с достаточно малым количеством гармоник и шумов в области механических дефектов. В этом вибросигнале преобладает вибрация с периодом, соответствующим оборотной частоте вращения вала - оборотная частота ротора. Исключения составляют сигналы, в которых присутствуют, а иногда и преобладают, характерные частоты другой природы, например, электромагнитной или гидродинамической.

б) Амплитуда всех гармоник “механической природы” в спектре значительно меньше, не менее чем в 2 - 5 раз, амплитуды гармоники оборотной частоты ротора. Если производить сравнение по мощности, то не менее 60 % мощности вибросигнала сосредоточено в одной гармонике.

в) Все вышеперечисленные особенности вибросигнала при небалансе и его спектра имеют место при регистрации вибрации во всех радиальных направлениях измерения вибрации - как в вертикальном, так и в поперечном направлениях.

г) Очень часто 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 - 1,2 и редко выходит за его границы. Исключения составляют подшипниковые опоры с сильно выраженной анизотропией.

Обычно первая гармоника в вертикальном направлении равна, а чаще чуть меньше первой гармоники вибрации в поперечном направлении. Исключения составляют машины со специфическими конструктивными особенностями, такие, например, как турбогенераторы, у которых всегда вертикальная составляющая вибрации больше из-за неравномерной жесткости ротора, возникающей из-за особенности расположения продольных пазов в массивном

неявнополюсном роторе. Отклонения от этого правила возникают так же при увеличенных боковых зазорах в подшипнике, при очень больших различиях в величине податливости подшипниковых стоек в вертикальном и поперечном направлениях.

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

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

ж) Если имеется возможность изменения частоты вращения ротора, то обычно хорошо видно, что, чаще всего, с ростом частоты вращения вибрация от небаланса интенсивно возрастает.

з) При отсутствии других дефектов состояния, при неизменной частоте вращения ротора, в классическом проявлении небаланса, вибрация от него практически не зависит от режима работы агрегата, не связана с его нагрузкой.

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.

Вибрация от небаланса, во многих случаях, является тем самым возбуждающим фактором, который приводит к “проявлению” в состоянии оборудования и в спектре зарегистрированной вибрации признаков различных дефектов. Исчезновение или появление вибрации от небаланса приводит к появлению или исчезновению вибраций, вызываемых рядом других причин.

Поясним на примере. На благополучном фоне хорошо работающего агрегата вдруг резко повышается вибрация. Эксплуатационные службы приглашают специалистов по вибрации. Диагностика по спектрам вибросигналов говорит о целом “букете” дефектов в агрегате. Далее возможны два варианта развития событий.

1. Делается категорическое заключение по состоянию подшипников, центровки и т. д. В диагнозе о небалансе ротора говорить вскользь, как о дефекте, проявляющемся, но в малой степени. Основное мнение весьма

категорично - в агрегате имеется несколько серьезных и развитых дефектов. Агрегат необходимо останавливать и проводить ремонтные работы.

2. При наличии большого практического опыта диагностом делается более глубокий анализ состояния агрегата. Например, первая оборотная гармоника в спектре вибросигнала есть следствие наличия небаланса, а маслянная гармоника обозначает наличие вибрации маслянного клина подшипника скольжения. В совокупности вибрация подшипника скольжения определяется двумя параметрами - увеличенным зазором в подшипнике и небольшим небалансом, возбуждающим эти вибрации. Следовательно эти вибрации агрегата, как от небаланса, так и маслянные, вызываются одной причиной - небалансом масс ротора.

Диагностом принимается решение о проведении балансировки в собственных подшипниках. В результате устранения этого небольшого небаланса исчезает сила, возбуждающая колебания маслянного клина и вибрация обычно резко падает до нормального значения. Дефекты подшипников как были, так и остались, но они в вибрации не проявляются, нет возбуждающей силы.

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

- эксплуатационники имеют в своем распоряжении внешне благополучный агрегат, работающий в допустимом диапазоне уровня вибраций;

- рождается очередная легенда о незаменимом специалисте, умеющем “успокаивать” агрегаты непонятным образом (естественно, если этот специалист достаточно “скромен” и не горит желанием делиться своим опытом диагностики истинных причин снижения вибрации);

- менее опытный диагност, сделавший все правильно, давший полностью верное заключение, внешне “попадает впросак” - состояние агрегата улучшилось без устранения выявленных им дефектов (на самом деле большая часть выявленных им дефектов не исчезла и не была устранена, они просто перестали влиять на работу агрегата, точнее говоря перестали диагностироваться по спектрам вибросигналов).

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

Необходимо всегда хорошо понимать, что практическая задача диагностирования оборудования, состоит не в публичной демонстрации собственной эрудиции, а в проведении практических работ и выдаче рекомендаций по приведению оборудования в рабочее состояние. Иными словами говоря при проведении любой диагностики оборудования по вибропараметрам нужно всегда очень четко понимать “социальный заказ”

эксплуатационных служб, основная задача которых - эксплуатация оборудования при заданных значениях контролируемых вибропараметрах состояния.

Необходимо сделать и замечание общего плана по итоговой эффективности проведенных вибродиагностом на агрегате балансировочных операций. Обычно “идеально отбалансировать” агрегат удается достаточно редко и это определяется квалификацией балансировщика и, образно говоря, удачей. Процесс балансировки оборудования можно считать практически законченным в том случае, когда мощность первой гармоники оборотной частоты ротора будет составлять менее половины от мощности всего вибросигнала.

4.1.2. Статический небаланс

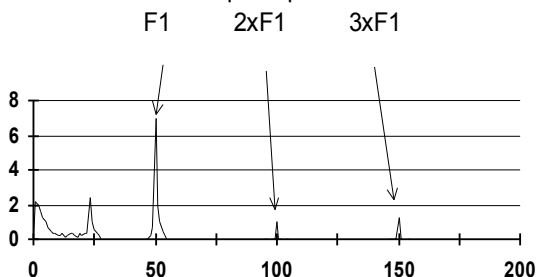
Это самый простой, наиболее распространенный и достаточно легко диагностируемый тип небаланса. При значительном статическом небалансе его можно даже определить в выключенном состоянии оборудования без применения приборов контроля вибрации. Неподвижный ротор с сильным статическим небалансом даже стремится 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.

Однако обычно такой процедуры поиска статического небаланса и дальнейшей компенсации тяжелой точки грузами оказывается недостаточно для балансировки ротора. В неподвижном состоянии статический момент от небаланса чаще всего значительно меньше моментов трения в подшипниках и уплотнениях ротора.

Стандартная практическая ситуация - ротор в отключенном состоянии может останавливаться в любом положении, внешне небаланса нет, а вибрация повышена. Процедуру более точной и окончательной диагностики наличия небаланса и последующей балансировки необходимо всегда производить на рабочей скорости вращения ротора, используя для контроля наличия небаланса виброизмерительные приборы.

Приведенная на рис. 4.1.1. спектральная картина распределения вибрации по гармоникам, соответствующая небалансу, внешне проста и понятна. На спектре явно доминирует пик гармоники оборотной частоты ротора. На спектре также присутствуют и вторая гармоника от оборотной частоты ротора и несколько гармоник в низкочастотной части спектра, но все они по амплитуде много меньше оборотной гармоники.

4.1.1. Спектр вибрации ротора с
небалансом. Вертикальная проекция
виброскорости.



Как уже говорилось выше такая же картина вибраций, как в вертикальном направлении, обычно бывает и в поперечном направлении регистрации вибрации. Причем пики первых гармоник оборотных частот в этих направлениях должны быть примерно равны по величине (обычно).

В осевом направлении картина спектра вибрации может несколько отличаться от спектров вибрации в радиальных направлениях. В первую очередь в этом направлении, чаще всего, имеет место меньший уровень вибрации.

Поясним причины возникновения вибрации в осевом направлении, т. к. в некоторых методических рекомендациях по диагностике присутствует информация, что при небалансе осевая вибрация отсутствует. Так бывает, но достаточно редко. В большинстве практических случаев при наличии небаланса осевая составляющая вибрации всегда есть.

Вибрация, в своем первоначальном толковании, есть проекция траектории прецессии контролируемой точки на направление оси установки вибродатчика. Прецессия подшипника, за счет усилия от небалансе, теоретически должна проходить в плоскости, перпендикулярной оси ротора.

На практике картина прецессии контролируемой точки много 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 в пространственной прецессии подшипника значительной осевой составляющей.

При небалансе масс вращающегося ротора осевая вибрация присутствует практически всегда, но имеет некоторые особенности. По уровню она обычно всегда меньше радиальных составляющих. В спектре осевой вибрации могут

иметь место значительные, наряду с первой гармоникой оборотной частоты, вторая и третья ее гармоники. Особенно сильно эти гармоники проявляются в том случае, когда небаланс приводит к перемещениям или колебаниям подшипников внутри опор.

Пользу при диагностике небалансов приносит регистрация фазы вибросигналов. Для контроля фаз нескольких сигналов при регистрации их синхронизируют при помощи метки, устанавливаемой на валу агрегата. У синхронных машин с частотой вращения 3000 об/мин можно в качестве синхронизирующей метки можно брать какой - либо параметр синусоиды питающей сети.

При помощи фазы синхронизированных спектров колебаний подшипников, особенно по величине начальной фазы первой гармоники оборотной частоты вращения вала ротора, при статическом небалансе, можно сделать следующие замечания:

- Фаза первой гармоники должна быть достаточно устойчивой и не меняться с течением времени.

- Фаза колебания первой гармоники в вертикальном направлении должна отличаться от фазы первой гармоники в поперечном направлении примерно на 90 или 270 градусов. Выбор того или иного значения угла сдвига зависит от того, в какую сторону сдвинута точка установки поперечного датчика от точки установки вертикального - против направления вращения ротора или же по направлению вращения.

- Фазы первых гармоник одинаковых проекций вибрации на двух разных подшипниках одного ротора должны мало отличаться друг от друга. При чисто статическом небалансе сдвига фаз вообще не должно быть. При наложении на статический небаланс динамического сдвиг фаз 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 растет и при 180 градусах имеющийся небаланс имеет чисто динамическую первопричину.

Дополнительно по статическому небалансу можно отметить, что если в процессе исследований имеется возможность проведения замеров вибрации при различных частотах вращения ротора, то амплитуда первой гармоники в спектре вибрации, обусловленная статическим небалансом, будет изменяться с изменением скорости и будет расти примерно пропорционально квадрату частоты вращения ротора.

Чисто статический небаланс масс ротора может быть, обычно, 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.

4.1.3. Динамический небаланс

Причина возникновения термина “динамический небаланс” достаточно проста. Рассмотрим ротор, статический небаланс которого равен нулю. В отключенном состоянии (имеется в виду состояние, когда приводной двигатель отключен от питающей сети) ротор идеально уравновешен и может останавливаться в любом положении.

Можно быть уверенным с вероятностью 90 %, что при приведении этого ротора во вращение вибрации на его подшипниках, свойственные картине небаланса, будут значительными, если не сказать большими. Рассмотрим причины их возникновения.

При переводе ротора из неподвижного, статического состояния в динамическое, вращающееся, претерпевает изменение совокупность сил, действующих на ротор и распределенных вдоль оси. Наряду со статическими моментами на ротор начнут действовать динамические усилия, также приводящие к состоянию, которое мы привыкли называть термином небаланс. Учитывая условия возникновения такого небаланса его и принято называть динамическим небалансом, т. е. возникающий при вращении.

Динамический небаланс обуславливают динамические силы, связанные с продольной угловой несимметрией распределения масс на вращающемся роторе. Вспомним для сравнения - при статическом небалансе мы имели место только с чисто угловым небалансом, без учета его распределения вдоль продольной оси ротора.

Причину динамического небаланса, говоря очень просто, можно пояснить на примере. Ротор необходимо, естественно мысленно и условно, нужно распилить как бревно, на несколько дисков. Полученные диски могут иметь разные свойства. В возможны три варианта:

- Идеален тот случай, когда все полученные диски не имеют статического небаланса, тогда собранный из дисков ротор тоже не будет иметь небаланса.
- Практический случай, когда отдельные диски имели небалансы и собранный ротор тоже имеет небаланс (вопрос о том, какой он, статический или динамический пока не рассматриваем).
- Идеальный случай, когда отдельные диски, обладающие небалансом, сложились в единое целое так, что собранный ротор, в итоговой сумме, не имеет небаланса.

Эти три простых примера позволяют рассмотреть все основные разновидности небалансов, встречающихся в практике достаточно часто.

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.

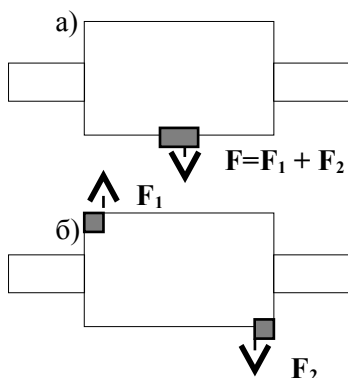


Рис. 4.1.2. Направление сил, действующих на ротор при разном типе небаланса.

а) Статический небаланс.

б) Динамический небаланс.

На рис. 4.1.2. приведены два схематических рисунка, имеющих своей целью подробнее объяснить природу и причины возникновения динамического небаланса.

Позиция а) на рисунке показывает ротор, собранный условно из двух дисков, каждый из которых имеет одинаковый статический небаланс. Сборка выполнена так, что суммарный небаланс равен сумме небалансов дисков.

Позиция б) на рисунке как раз показывает ротор, также собранный из двух дисков с исходным небалансом, но при сборке эти два диска были взаимно ориентированы так, чтобы первичные небалансы дисков оказались действующими навстречу друг другу. В итоге это привело к тому, что в статике, при неподвижном роторе небалансы дисков уравновесили друг друга.

Совершенно иначе картина сил, действующих на подшипник, 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.

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”.

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.

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

Первое. Условно говоря, 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 небаланса воздействуют на ротор и начинают его изгибать. Ротор изменяет свою форму так, что центр масс данной части ротора смещается в сторону уже имеющегося небаланса. В итоге небаланс начинает возрастать еще больше, еще больше увеличивая силу небаланса, еще больше увеличивая изгиб.

Осевая вибрация при динамическом небалансе обычно имеет несколько большую амплитуду, чем это происходит при чисто статическом небалансе.

4.1.4. Небаланс консольного ротора

Является разновидностью проявления двух предыдущих небалансов. Выделен в отдельный вид только потому, что имеет некоторые особенности при диагностировании.

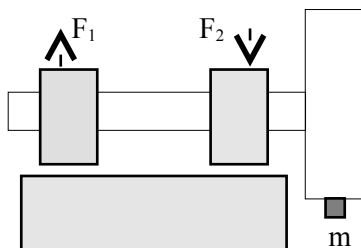


Рис. 4.1.3. Направление сил, действующих на консольный ротор с небалансом.

Для примера на рис. 4.1.3. показан характер проявления сил в консольном роторе при статическом небалансе. При любом типе небаланса, как статическом, так и динамическом, фазы первых гармоник на опорных подшипниках сдвинуты примерно на 180 градусов.

Консольное крепление роторов применяется в оборудовании достаточно часто. Это вентиляторы и различные насосы. Особенно сложно диагностировать такой небаланс в широко распространенных консольных насосах средней и малой мощности, так как там два опорных подшипника расположены очень близко и выделение фазы вибрации на каждом подшипнике трудно.

При небалансе консольного ротора первая гармоника оборотной частоты наводится и явно выражена в осевой и радиальной проекциях вибросигнала. Фаза первой гармоники в осевой вибрации обычно оказывается достаточно стабильной, тогда как фаза первой гармоники в радиальном направлении может оказаться иногда недостаточно стабильной.

Консольный ротор чаще всего имеет статический небаланс, гораздо реже одновременно имеют место оба вида небаланса - статический и динамический небалансы.

Корректировка небаланса в консольном роторе не имеет больших особенностей по сравнению с обычным ротором.

4.1.5. Тепловой и технологический небаланс

Много проблем в диагностике состояния оборудования приносит такой тип небаланса, который имеет место только при определенных условиях, т. е. может появляться, а затем исчезать. Условно говоря, к нему можно применить термин “блуждающий небаланс”. Однако более правильно говорить о нем, как “тепловом или технологическом”, т. к. этот термин дополнительно отражает и основные причины его возникновения и исчезновения.

Каких - либо очень общих рекомендаций по диагностике такой причины повышенной вибрации в оборудовании привести достаточно сложно, да и наверно невозможно. Такой небаланс выявляется в результате достаточно скрупулезных исследований.

Рассмотрим особенности “блуждающего небаланса” на достаточно простых конкретных примерах, которые касаются наиболее распространенных причин, приводящих к возникновению такого небаланса.

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 осевого направления, по которому проходит охлаждающий воздух. Ротор перед сборкой балансировался на балансировочном станке и имел необходимые параметры качества балансировки. После включения механизма в работу примерно 15 - 20 минут вибрации двигателя находятся в норме, но затем начинают медленно расти и примерно через два часа достигают своего максимума. Диагностика дает картину классического небаланса.

На следующий день специалистами вибродиагностической службы начинается проведение балансировочных работ в режиме холостого хода. После завершения балансировочных работ картина изменений вибраций в процессе работы оборудования не претерпевает изменений - все благополучно. При пуске в рабочем режиме все повторяется без изменений в той же последовательности.

В этом простом, практически хрестоматийном, случае все объясняется просто. В связи с нарушением равномерности обдува ротора по внутренним каналам, ротор нагревается неравномерно и через некоторое время, определяемое постоянной времени теплового разогрева ротора, изгибается.

Для диагностики такой причины следует проследить изменение вибраций в процессе пуска и разогрева. Если контролируется фаза вибрации, то можно указать область локального теплового перегрева ротора.

4.1.6. Технологический небаланс

Покажем его влияние на примере с вентилятором котла, производительность которого регулируется при помощи приоткрытия или призакрытия специальных заслонок - шиберов. Такие вентиляторы достаточно широко применяются для обслуживания котлов.

Угол установки одной из лопастей отличался от углов установки всех других лопастей - это был дефект изготовления. 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. Таким образом неверный угол установки лопасти, приводящий к радиальному давлению на ротор, был скомпенсирован добавочным грузом. Вентилятор был запущен в работу.

При эксплуатации в рабочем режиме, при частично открытых заслонках, стал регистрироваться тревожный уровень вибрации. Представитель вибродиагностической службы диагностировал небаланс и были начаты работы по балансировке. Вентилятор вывели из эксплуатации, открыли доступ к рабочему колесу. Картина небаланса исчезла, что вполне понятно. В таком режиме, и при такой производительности колесо балансировалось 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. В дальнейшем проблем с этим вентилятором не было.

4.1.7. Небаланс с гистерезисом

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

Когда небаланс появился, возбудитель стали медленно останавливать уменьшая частоту вращения ротора, и при частоте примерно 0,6 от номинальной небаланс исчез. Частоту вращения стали сразу повышать, и небаланс снова

возник на частоте 0,97 от номинальной. Повторные разгоны и торможения 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 - обмотка изгибалась и происходило смещение. Гистерезис был обусловлен силами трения при перемещении обмотки в пазу. Обмотку закрепили в одном положении и проблема исчезла.

Данный случай небаланса не является часто встречающимся и приведен здесь для иллюстрации многообразия форм проявления и сложностей диагностики небалансов в практике.

4.2. Расцентровка

Взаимное положение центров валов двух соседних роторов, измеренное в месте их соединения при разобранной соединительной муфте, в практике принято характеризовать термином “центровка”. Если оси двух валов 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 и используется термин “расцентровка двух валов”. В общем случае качество центровки нескольких механизмов определяется правильностью монтажа линии вала агрегата, контролируемой по центрам опорных подшипников вала.

В практике качество центровки валов, не соединенных муфтой полностью определяется взаимным геометрическим, пространственным положением опорных вкладышей подшипников скольжения или же параметрами монтажа подшипников качения в подшипниковых стойках или щитах.

Различают два основных вида расцентровки:

- параллельную (или радиальную);
- угловую (или торцевую).

Параллельная расцентровка валов - это параллельное взаимное смещение осей соседних центрируемых роторов друг относительно друга. Если произошло смещение одного из опорных подшипников на небольшое расстояние, что бывает в практике чаще всего, то в итоге это будет не параллельная расцентровка, а комбинированная - параллельная + угловая. Обычно, в таких случаях, максимальным в общую вибрацию будет являться вклад от параллельной расцентровки. Дело в том, что возникший при смещении одного подшипника угол излома по своей величине не превышает одного углового градуса, что обычно не очень существенно, а сдвиг валов в точке центровки может равняться миллиметру и более, что может существенно сказаться на режиме работы агрегата. Естественно, что определяющим фактором, влияющим на повышение вибраций, будет параллельная расцентровка, хотя при этом будет присутствовать и угловая.

Угловая расцентровка - это излом оси в месте сочленения валов на некоторый угол при хорошем совмещении центров валов в районе их торцев. При описании угловой расцентровки часто используют термин “раскрытие муфты”. В основе такого названия угловой расцентровки лежит способ контроля наличия такого типа расцентровки при помощи измерения зазоров между валами в нескольких точках по окружности.

Встречающиеся в практике случаи расцентровки валов практически всегда являются сложными, комбинированными, включающими в себя одновременно основные элементы обоих типов расцентровки. По итогам проводимой диагностики по спектрам вибросигналов выявляется наиболее сильно проявляющая себя расцентровка, по которой и дается диагноз и рекомендации к устранению.

Причин появления расцентровок в работающем оборудовании достаточно много. Это и процессы износа, влияние технологических параметров, изменение свойств фундамента, искривление подводных трубопроводов под воздействием изменения температуры на улице, изменение режима работы и т. д.

4.2.1. Особенности диагностики расцентровки

Практика работы сотрудников нашей фирмы по диагностике в оборудовании различных причин повышенной вибрации различными методами, достаточно обширная по объему, дала для диагностики расцентровок несколько неожиданный практический результат.

Парадокс заключался в том, что применение спектральных методов диагностики для выявления расцентровок, при большой общей трудоемкости выполняемых работ, не дает нужной практической эффективности. Более лучшие результаты, с точки зрения трудоемкости и достоверности, были получены нами при диагностике расцентровок с использованием более простых методов пространственного анализа интегральных параметров вибросигнала, таких, как СКЗ (среднее квадратичное значение) виброскорости.

Попробуем кратко пояснить это наше, на первый взгляд парадоксальное, явление. Известно, что основными диагностическими особенностями наличия расцентровки в спектре вибросигнала является наличие трех гармоник оборотной частоты - первой, второй и, довольно часто, третьей. Однако такой же набор гармоник появляется в спектре вибросигнала при наличии целого ряда других причин повышенной вибрации оборудования - это ослабление крепления к фундаменту, дефект посадки подшипника, изгиб вала и т. д. Принять “однозначное диагностическое решение” по спектру вибросигнала, что причиной повышенной вибрации данного агрегата является только расцентровка, является достаточно сложной задачей.

Не рассматривая вопрос о трудоемкости проведения диагностических работ по выявлению расцентровок по общему уровню вибросигналов и по спектрам вибросигналов, можно сравнить их по сложности обучения персонала каждому из методов. На основе нашего опыта обучения сотрудников можно

сделать вывод - если для обучения методике диагностики расцентровок по СКЗ виброскорости было достаточно и одного дня, то достаточно уверенной диагностике этой же причины, но при помощи спектров вибросигналов, удавалось обучить только через несколько месяцев.

Тем не менее, поскольку целью и предметом данной методической разработки является рассмотрение возможностей применения спектральных методов для диагностики состояния оборудования ниже будем рассматривать их применение на практике. Другие вибродиагностические методы, применимые в практической диагностике наличия расцентровок в оборудовании, не являются предметом настоящего рассмотрения и, очевидно, должны быть рассмотрены в других разработках.

Для начала приведем самые общие рекомендации, которых необходимо придерживаться при выполнении спектральной вибрационной диагностики расцентровок в оборудовании.

Это:

- В первую очередь 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 на двух подшипниках с двух сторон муфты, на каждом в трех проекциях. С целью повышения достоверности получаемых диагнозов желательно даже сделать это на четырех подшипниках двух сцентрованных механизмов.

- Важным фактором для диагностики расцентровки является знание начальной фазы колебаний, особенно для первой и второй гармоник. Если имеется возможность регистрации синхронизированных, а тем более синхронных, вибросигналов - это необходимо сделать обязательно. Можно смело утверждать, что знание начальной фазы повышает достоверность диагностики расцентровки очень сильно, может даже в два раза.

- Регистрировать спектроанализатором необходимо не спектр вибросигнала, а временной сигнал, желательно виброскорости. Сама форма временного вибросигнала много говорит опытному вибродиагносту о характере происходящих в оборудовании процессов. Мало того, что мы понимаем, как вторая, четная гармоника приводит к несимметрии вибросигнала относительно оси времени, главное, что на временном сигнале можно очень хорошо увидеть соударения в муфте. Характер этих соударений, их интенсивность, во многом определяется типом соединительной муфты и видом расцентровки.

- Нужно достаточно хорошо и подробно представлять конструкцию и принцип работы 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 первых и массовых обследований на предприятиях, которые раньше не занимались проблемами вибродиагностики, количество работающих агрегатов с неудовлетворительной центровкой доходило до 50 - 70 % от общего числа агрегатов.

Один из самых первых признаков расцентровки валов - 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.

Для определения направления плоскости смещения валов, по которой произошло возникновение расцентровки, можно воспользоваться очень простым правилом - необходимо построить распределение вибраций в осевом направлении, в зависимости от угла установки датчика на подшипнике. Датчик переставляется вокруг подшипника, каждый раз точка замера переносится на 30 - 45 градусов по направлению или против направления вращения ротора.

В итоге можно будет построить круговой график, своеобразную “розу вибраций”, которую мы называем так по аналогии с “розой ветров” в науках о климате. При наличии расцентровки на в такой “розе вибраций” чаще всего будут два явно выраженных пика, диаметрально противоположных. Если аналогичная картина будет на другом подшипнике, расположенном через муфту - вероятность параллельной расцентровки будет очень велика.

Кроме того происходит характерное изменение спектрального состава вибросигналов - резко увеличивается амплитуда 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.

Осевая составляющая при расцентровке всегда несет в себе характерные особенности - практически всегда есть вторая и третья гармоники, хотя амплитуда вибрации в осевом направлении может возрасти не очень значительно.

Эти заключения носят общий характер, но в ряде случаев в практике диагностики могут иметь место значительные отличия, основные из которых мы рассмотрим ниже.

4.2.2. Влияние типа муфты на вибрации при расцентровке

Картина вибраций на двух контролируемых подшипниках, возникающая при расцентровке валов двух соединяемых механизмов (по подшипникам), зависит от многих параметров, но в наибольшей степени зависит от типа и конструкции соединительной муфты, ее технического состояния.

Все многообразие применяемых на практике соединительных муфт, исходя из основных конструктивных особенностей, имеется в виду их влияния на характер вибрации при расцентровке, можно свести в три основные группы:

- жесткие муфты;
- гибкие муфты;
- подвижные муфты с гистерезисом.

Жесткая муфта.

Это муфта, при помощи которой два разных вала объединяются практически в единое целое.

После сборки жестких муфт оси роторов обязательно будут всегда принудительно совпадать. Расцентровка, т. е. некорректный монтаж “линии вала по подшипникам”, при этом отсутствует. Она сказывается только в изменении величины и направления усилий, действующих на подшипники, деформирует “розу вибраций” в направлении некорректности в монтаже подшипников.

При параллельной вертикальной расцентровке происходит разгрузка опор, расположенных ниже, противоположные же опоры, через муфту, при этом нагружаются. При угловой вертикальной расцентровке происходит перераспределение усилий на ближние и дальние подшипники, если считать от полумуфты. Если расцентровки имеют горизонтальную ориентацию - то возникают соответствующие горизонтальные реакции.

Расцентровка при жестких муфтах и подшипниках скольжения не создает сама по себе возмущающих сил, не сказывается в спектре вибрации. Ее влияние на вибрацию определяется изменением жесткости смазочного слоя опорных подшипников вдоль зазора за счет изменения опорных реакций.

Результатом этого достаточно простого заключения являются большие последствия - диагностировать расцентровку валов, соединенных жесткой муфтой, при помощи методов спектральной вибродиагностики достаточно трудно. Если при монтаже муфты ремонтным службам удалось полностью исключить дефект монтажа типа “колено”, то отдиагностировать по спектрам вибросигналов параллельную расцентровку в жесткой муфте очень сложно.

Если “колено” в муфте, хоть в малой степени, присутствует, то диагностика возможна, но 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.

При отсутствии дефекта монтажа муфты типа “колено” диагностику расцентровки в жесткой муфте можно все - таки выполнить, но при этом ее следует производить другими, более “специфическими” методами вибродиагностики, например, при помощи применения для диагностики синхронных или синхронизированных вибросигналов, регистрация которых является более сложной, и требует более сложных приборов.

Гибкая муфта.

Примером такой муфты служит линзовая муфта, в которой валы соединяются при помощи элемента специальной формы, напоминающего по форме один элемент барометрической коробки.

В спектре вибрации на подшипниках вблизи такой муфты с расцентровкой характерные спектральные признаки расцентровки видны почти в классическом проявлении, хотя и в несколько ослабленном, можно сказать сглаженном виде.

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.

Подвижная муфта с гистерезисом.

В этот класс можно отнести те муфты, которые в пределах небольших взаимных смещений полумуфт (центруемых валов) ведут себя как свободное соединение, а при больших смещениях - как жесткие или гибкие муфты. Оси роторов таких муфт после сборки могут оставаться взаимно смещенными и вибрация при этом не будет большой, по крайней мере при смещениях валов на небольшую величину, не превышающую зону свободных перемещений, люфтов.

К этому классу можно отнести зубчатые муфты, разнообразные пальцевые и кулачковые, пружинные и т. д.

При расцентровках в оборудовании, которые по своей величине не выходят из диапазона допустимых смещений, муфты с гистерезисом, т. е. с небольшой подвижностью, компенсируют смещение валов и вибрация существенно не возрастает. В этом состоит коренное отличие методов вибрационной диагностики расцентровок от методов непосредственного контроля смещения валов, например, при помощи лазерных центровщиков. В вибросигнале явные признаки расцентровки появляются только тогда, когда по своей величине расцентровка превысит смещение, допустимое для конструкции данной муфты.

При использовании одновременно двух методов контроля качества центровки, например, по вибрации и при помощи лазерного центровщика, могут

возникнуть сложности, связанные с трактовкой противоречивых заключений. Например, лазерный центровщик 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 центровщик покажет истинное смещение валов в неработающем агрегате, а вибрационные методы позволят сделать заключение, что такая расцентровка не сказывается на работе агрегата.

Заключения двух методов становятся одинаковыми в том случае, когда смещение валов в зоне соединения превысит допустимые компенсационные возможности муфты.

Рассмотрим предпосылки возникновения в вибрации расцентрованной муфты с гистерезисом характерных гармоник, по которым проводится диагностирование расцентровки по спектрам вибросигналов. На картину “чистой расцентровки”, наблюдаемой при наличии жесткой муфты, будут накладываться динамические удары в моменты “переключения внутреннего зазора в муфте”, когда полумуфты будут перемещаться во взаимно противоположные направления в диапазоне допустимого гистерезиса.

Такой характер ударов полумуфт друг о друга приводит к появлению во временном вибросигнале колебаний, симметричных относительно оси времени, т. е. появлению в спектре нечетных гармоник, наибольшее значение из которых, наряду с возросшей первой гармоникой, будет иметь третья гармоника. Пятую и седьмую можно наблюдать, но по своей величине они малы. Эти гармоники добавляются к первой гармонике оборотной частоты, имеющей место практически всегда, и ко второй, которая всегда свойственна расцентровке.

Четные гармоники оборотной частоты возникает обычно в моменты ударов, а поскольку при расцентровке на один оборот приходится обычно два удара, то преобладающей, из четных гармоник, является вторая гармоника. Появление второй гармоники в сигнале достаточно хорошо объясняется при помощи анализа “розы вибраций”, имеющей при расцентровке два диаметрально противоположных максимума. Такая картина распределения вибраций может быть получена только при наложении вибраций двух гармоник, первой и второй, когда вторая гармоника модулирует первую. В итоге на суммарной вибрации появляются два пика.

В спектре вибрации расцентровки валов механизмов, соединенных при помощи муфты с гистерезисом часто происходит наложение гармоник от двух различных причин повышенной вибрации - расцентровки и “механического ослабления”. Под механическим ослаблением здесь следует понимать наличие свободных зазоров в муфте, через пространство которых происходят постоянные соударения полумуфт. Первопричиной соударений является расцентровка.

По качественным и количественным соотношениям в проявлении ослабления в расцентрованной муфте можно достаточно корректно судить о ее техническом состоянии, оценивать состояние зубцовых пар зубчатой муфты, определять наличие сломанных элементов в пружинной муфте и т. д. Удары полумуфт друг о друга, вызванные расцентровкой, являются тем самым “молоточком”, который возбуждает диагностические колебания.

Для каждого конкретного типа соединительной муфты, с нелинейностью типа люфт, можно разработать целый ряд простых диагностических правил, позволяющих достаточно подробно контролировать ее техническое состояние.

4.2.3. Угловая расцентровка

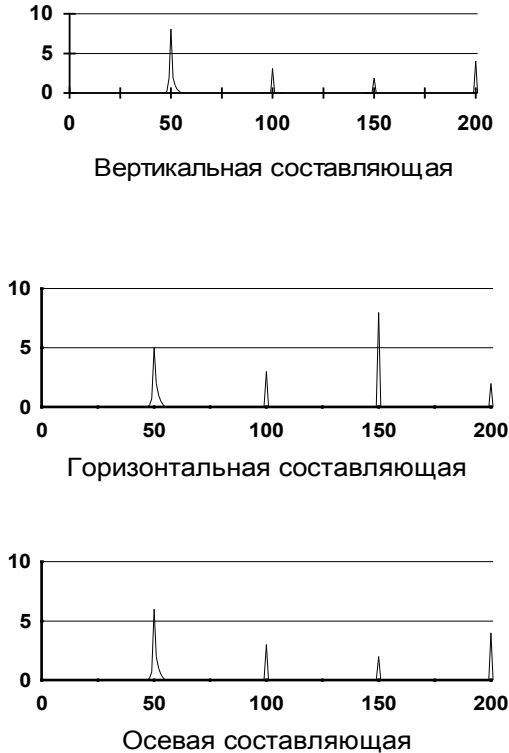
Рассмотрим проявление в спектре вибросигнала угловой расцентровки валов двух механизмов на практическом примере. Это многоступенчатый насос мощностью 1600 кВт для закачки воды в нефтяной пласт. Частота вращения насоса составляет 3000 об/мин. Спектры вибросигналов, зафиксированных при этом на подшипнике скольжения электродвигателя, расположенном рядом с муфтой, в трех направлениях, показаны на рис. 4.2.1.

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.

4.2.1. Спектр вибрации агрегата с угловой расцентровкой.



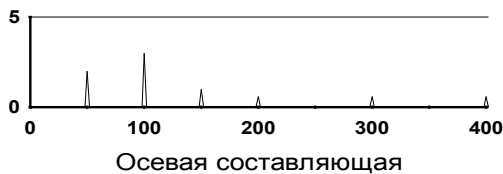
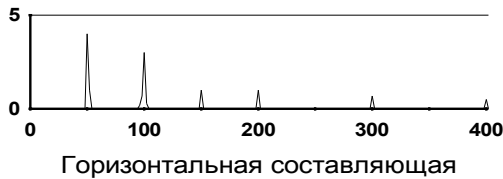
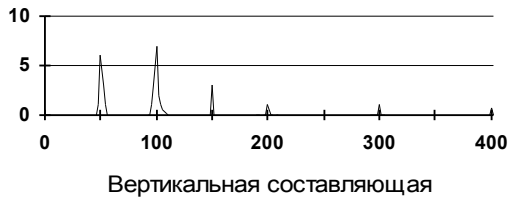
При угловой расцентровке фаза осевой составляющей вибрации изменяется на 180 градусов с двух сторон полумуфты. Фаза гармоник в радиальном направлении может быть не полностью устойчивой. Это хорошо согласуется с картиной физических процессов в агрегате при угловой расцентровке, когда основой являются 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 4.2.1. во время проведения плановых ремонтных работ, было выявлено, что она имела в своем составе так же и частичную параллельную компоненту.

4.2.4. Параллельная расцентровка

Параллельный тип расцентровки часто имеет аналогичные вибрационные симптомы с угловой расцентровкой, но при ней максимально высокой является радиальная вибрация. Фаза радиальной вибрации меняет свое значение на 180 градусов при переходе через муфту.

4.2.2. Спектр вибрации агрегата с параллельной расцентровкой.



Соотношение первой и второй гармоник оборотной частоты в радиальном направлении при параллельной расцентровке всегда примерно одинаковое - вторая гармоника превышает первую гармонику по амплитуде и по мощности. Это соотношение является относительным.

Абсолютное значение первой и второй гармоник определяется, в основном, двумя параметрами - величиной имеющейся расцентровки и типом и конструкцией муфты. О влиянии типа муфты на характер расцентровки сказано было выше.

Осевая составляющая вибрации при параллельной расцентровке обычно возрастает очень незначительно, за исключением случая расцентровки на изношенной муфте. При такой муфте в осевой составляющей обычно бывает максимальной вторая гармоника вибросигнала, третья же бывает максимальной редко, только при специфических износах соединительных муфт.

На рис 4.2.2. приведены спектры вибрации, характерные для параллельной расцентровки.

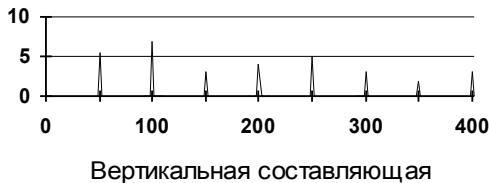
4.2.5. Расцентровка на изношенной муфте

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

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

Пример спектра вибрации в вертикальном направлении при наличии вертикальной же параллельной расцентровке показан на рисунке 4.2.3.

4.2.3. Спектр вибрации агрегата с расцентровкой и износом муфты.



На рисунке хорошо видны первые две гармоники оборотной частоты, свойственные сдвиговой расцентровке, 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. Текущее техническое состояние зубчатых пар не соответствует данному состоянию агрегата и его центровке. 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.

Выхода для практики в этом случае два - или заменить муфту (ее элементы), или добиться идеальной центровки, исключая сдвиговые усилия в муфте.

4.2.6. Режимная (технологическая) расцентровка

В этом пункте хочется еще раз указать на существование специфических расцентровок, по степени своего проявления зависящих, кроме всего прочего, от режимов работы оборудования. По своему виду они могут быть параллельными или угловыми. Специфичность их заключается в том, что они носят “блуждающий” характер. При определенных условиях работы оборудования такие расцентровки диагностируются по спектрам вибросигналов, а при других условиях нет.

Основными причинами, приводящими к появлению таких “блуждающих” расцентровок, можно назвать:

- неодинаковые тепловые изменения линейных параметров подшипниковых опор, приводящие к различным взаимным смещениям центров подшипников в пространстве;
- различная степень “технологической стабилизации” или, наоборот, “технологической нестабильности” при изменении нагрузки на агрегат, приводящая к изменению проявления расцентровок в различных режимах работы;
- тепловые деформации присоединенных к агрегату конструкций, например, тепловые деформации трубной обвязки насосов;

- тепловые линейные расширения агрегатов под воздействием разогрева в процессе пуска или при изменении режимов работы;
- искривления фундаментов в процессе работы, при изменении температуры окружающей среды, смены времен года и т. д., приводящие к искривлению идеальной линии вала.

Наиболее важным вопросом, который приходится решать при диагностике таких расцентровок, является выявление причин, приводящих к появлению тепловых (режимных) расцентровок. Если такую причину удастся дифференцировать, то вероятность устранения расцентровки достаточно высока.

4.2.7. Расцентровка + “колено” + подшипник скольжения

Здесь хочется привести практический пример, хотя и встречающийся в практике достаточно редко, но показывающий всю сложность проявления расцентровки в спектральной вибрационной картине, на которую значительно влияет конструкция агрегата и его текущее техническое состояние.

В турбоагрегате между цилиндром низкого давления (ЦНД) и турбогенератором фиксировалась очень интересная картина вибраций. По спектру вибросигналов с двух сторон муфты диагностировались небаланс и сдвиговая расцентровка. Вопрос о необходимости проведения центровки механизмов был спорным, т. к. ее проявление было нестандартным. На стороне ЦНД диагностировалась чисто поперечная параллельная расцентровка, а на стороне генератора - чисто вертикальная и тоже сдвиговая.

На стороне ЦНД в вертикальной проекции была только первая гармоника, аналогично в поперечном направлении на генераторе. Вообще первая гармоника с двух сторон муфты была максимальной. Небаланс имел более ярко выраженную картину. Попытка балансировки однако кончилась малым снижением вибрации.

После проведения ревизии муфты и центровочных работ вибрация снизилась до нормы.

В турбоагрегате между ЦНД и генератором расположена обычно гибкая линзовая муфта. При монтаже муфты в ней диагностировалось “колено”. Под воздействием теплового вертикального расширения, неодинакового роста стоек подшипников при различной температуре, в муфте возникла вертикальная параллельная расцентровка.

Кроме того при монтаже, может и по тепловым причинам, имела место небольшая сдвиговая поперечная расцентровка. В конечном итоге получилась сдвиговая расцентровка по диагонали.

Все это приводило к тому, что сдвинутые за счет “колена в муфте” валы вращались так, что когда вал генератора был ниже вала ЦНД, подшипник ЦНД разгружался, толщина масляного клина увеличивалась. При дальнейшем повороте вала следовал удар по подшипнику ЦНД в поперечном направлении. В следующей фазе поворота вала наносился удар по подшипнику генератора, причем всегда в направлении сверху вниз. Это было выявлено только при синхронной регистрации сразу шести вибросигналов с двух сторон полумуфты.

Во многом такая сложная картина вибраций, затруднившая диагностику на первом этапе, выполнявшуюся с применением одноканального спектроанализатора, возникла из-за наличия в агрегате подшипников скольжения. В таких подшипниках масляный клин имеет нелинейную несущую способность, в результате чего, при определенных условиях, что видно по вышеописанному примеру, происходит перераспределение нагрузок между подшипниками даже в течении одного оборота вала.

Данный пример убедительно показывает, что применение 16 канального синхронного спектроанализатора существенно расширяет возможности спектральной диагностики, особенно в сложных случаях.

4.3. Механические ослабления

Это обобщенное название целого ряда специфических дефектов оборудования, имеющих в практических случаях совершенно различную первопричину, 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. Происхождение ослаблений довольно часто характеризуют вторым термином, применяемым для обозначения дефектов такого происхождения, это слово “люфт”, очень понятное всем сотрудникам механических служб.

Все эти различные причины сведены воедино и имеют здесь общее название “механические ослабления” по той простой причине, что в спектрах вибросигналов они дают качественно примерно одинаковые картины.

При всех этих, внешне достаточно разных, дефектах вибрационные процессы возбуждаются за счет соударений различных элементов конструкции, сопровождающих процесс работы оборудования, обусловленных увеличенными зазорами или люфтами в конструкции. Чаще всего вибрации при механических ослаблениях вызываются соударениями вращающихся деталей между собой или соударениями подвижных элементов ротора с неподвижными элементами конструкции, например, с обоймами подшипников.

Возможны соударения только неподвижных элементов между собой, но такие соударения чаще всего являются уже вторичными, вызванными, например, небалансами вращающихся масс. Тем не менее такие процессы тесно связаны с вращением валов. Во всех случаях соударений преобладающими в спектре вибросигналов являются синхронные компоненты (гармоники).

4.3.1. Общие вопросы диагностики ослаблений

Происхождение механических ослаблений в оборудовании весьма различно, связано с большим количеством различных параметров конструкции, монтажа и эксплуатации, но в целом все их можно разделить на две большие группы:

- Механические ослабления, являющиеся дефектом изготовления, сборки и эксплуатации. К ослаблениям этой группы следует относить всевозможные

чрезмерно свободные посадки деталей вращающихся роторов, сопряженные с наличием нелинейностей типа “люфт”, имеющих место также и в подшипниках, муфтах, самой конструкции.

- Механические ослабления, являющиеся результатом естественного износа конструкции, особенностей эксплуатации, следствием разрушения элементов конструкции. В эту же группу следует относить всевозможные трещины и дефекты в конструкции и фундаменте, увеличения зазоров, возникшие в процессе эксплуатации оборудования.

Деление на эти две группы достаточно условное, т. к. основа для проведения диагностики, т. е. спектр вибросигнала, примерно одинакова в качественном и количественном отношении и в первом и во втором случаях. Просто таким делением хотелось еще раз подчеркнуть, что реальные причины возникновения механических ослаблений значительно различаются.

Временной вибросигнал при ослаблениях содержит в себе значительную нестационарную, непериодическую компоненту, которая приводит к тому, что от оборота к обороту форма временного сигнала может сильно меняться. По форме временного сигнала вести диагностику механического ослабления достаточно сложно, т. к. он нестационарен, непостоянен. 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 нестационарности соударений и формы временного сигнала легко объяснима, нужно только попытаться энергично помешать чайной ложкой в стакане - это ведь тоже упрощенная до предела модель ослабления. Проводя этот эксперимент Вы убедитесь, что удары ложкой о стенки стакана каждый раз будут происходить в разных, всегда случайных точках. Ударов много, места ударов различны, интервал времени между ударами может сильно различаться. Соответствующий вид будет иметь и временной вибросигнал - очень сильна будет нестационарная компонента вибросигнала. Хотелось бы предложить Вам запомнить издаваемый при таком помешивании звук - в практике диагностики ослаблений с ним можно встретится достаточно часто.

Пространственная ориентация направления механических ослаблений часто приводит к тому, что характер и интенсивность вибрации по различным направлениям, 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 незаменима.

Ослабление может быть ориентировано в вертикальном направлении, поперечном и даже в осевом. Все определяется особенностями конструкции и ее техническим состоянием. Например, в насосах чаще всего возникает и

диагностируется осевое ослабление, вызванное гидравлическими особенностями работы систем осевой разгрузки рабочих колес насоса.

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 достигать до 10 и даже более. “Пропусков” в гармоническом ряду этих “целых” гармоник 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.

При примерно равной или монотонно убывающей амплитуде гармоник, по мере роста порядкового номера, одна из них чаще всего выделяется. Она имеет, при примерно средней амплитуде, явно сравнительно увеличенную мощность, выражающуюся в значительном уширении гармонического пика вниз, или даже поднятия общего уровня вибрации на спектре вблизи этой гармоники. Иногда такое поднятие на спектре захватывает два или даже три гармонических пика.

Причины возникновения такой спектральной картины 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”.

Только вблизи одной гармоники, являющейся основной в процессах соударений (это очень важно !), происходит поднятие спектра или просто уширение гармоники. Это уширение обозначает сосредоточение мощности ударов в одной частотной полосе и вызывается наличием несинхронных компонент в исходном вибросигнале вблизи данной синхронной гармоники.

Несинхронные компоненты имеют частоту, близкую к частоте основной гармоники 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 свои гармоники. Для примера, при дефекте посадки на вал колеса насоса с шестью лопатками наиболее сильными в спектре будут шестая и двенадцатая гармоники оборотной частоты ротора.

Появление всех остальных гармоник на спектре вибросигнала чаще всего есть результат различных “биений” и т. д. основной частоты соударений с частотой вращения ротора, это есть итог модуляции вибрации особенностями конструкции, величинами зазоров и т. д. Очень часто это считают просто результатом применения математического преобразования Фурье, т. е. способа

описания вибросигнала или примененного “обуживающего” окна фильтрации на входе спектроанализатора.

В любом случае при диагностике механических ослаблений основное внимание нужно уделять именно этой основной гармонике процесса, имеющей максимальную мощность. Необходимо постараться выявить особенности и первопричины возникновения основной гармоник. Очень важно найти связь ее частоты и амплитуды с особенностями конструкции или эксплуатации данного агрегата, в котором возникло механическое ослабление.

Как уже говорилось выше это может быть гармоника, связанная с числом пальцев в соединительной муфте, с числом сегментов в подшипнике скольжения, это может быть лопаточная частота насоса, следствие расцентровки и т. д.

Механическое ослабление чаще всего носит направленный характер, поэтому в различной степени проявляется при проведении виброизмерений в различных направлениях. “Набор гармоник” в вибросигналах, измеренных в разных направлениях различен. Спектральная картина, свойственная механическому ослаблению, наиболее сильна в том направлении, в котором суммарная мощность “целых” гармоник с номером от третьего и до, примерно, пятнадцатого 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 желательно 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 “ослабления” во многом похожа на процесс “мешания” чайной ложечкой в пустом стакане без воды, а может и с водой, та или иная аналогия определяется особенностями конструкции агрегата.

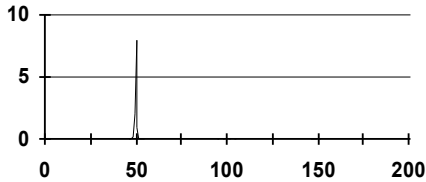
4.3.2. Общее ослабление фундамента

В некоторых работах по вибродиагностике этот дефект фундамента часто называют нарушением целостности фундамента. Физическая суть этого дефекта достаточно проста - это общее механическое ослабление внутренней структуры фундамента, или ослабление только подножия фундамента, или ослабление

внутренних связей в фундаменте, или же наличие в массиве фундамента трещин различной природы и направления.

Под ослаблением здесь понимается общее ухудшение качества фундамента, приводящее к снижению возможности фундамента выполнять свое основное назначение - сглаживать вибрации оборудования, демпфировать их.

4.3.1. Спектр вибрации агрегата с ослаблением фундамента.



Чаще всего дефект выявляется персоналом по факту значительного увеличения общего уровня вибрации агрегата и, что особенно заметно, увеличением вибрации отдельных элементов фундамента.

Часто такой дефект фундамента существует достаточно долго “невывявленным”, и только возникновение в агрегате дефекта другого происхождения, появление которого повышает уровень вибраций агрегата, позволяет выявить повышенные вибрации фундамента и диагностировать “механическое ослабление” фундамента.

Причина этого повышения вибраций, при появлении, например, небаланса, сосредоточена как в небалансе, так и внутри самого фундамента, это его внутренний дефект, его внутреннее ослабление, не позволяющее распространяться вибрациям по всему массиву равномерно. Фундамент не может полностью поглощать энергию вибраций от агрегата.

Поиск ослабления в фундаменте может быть произведен вибродиагностом по принципу измерения “контурной вибрации” на агрегате и на фундаменте. При этом датчик перемещается в том или ином направлении и выполняется замер вибрации через примерно одинаковые промежутки на конструкции или в ее узловых и характерных точках.

Анализ фазы контурной вибрации может позволить достаточно просто обнаружить точку ослабления или место прохождения трещины по месту скачка общего уровня вибрации или по моменту изменения фазы его гармоники скачком на 180° , которое всегда происходит в таких “пограничных” точках.

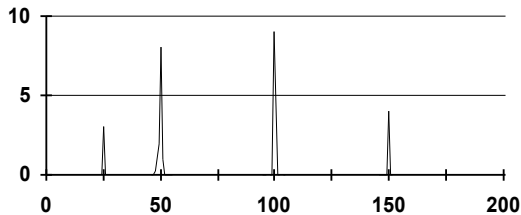
Спектр вибрации при таком виде механического ослабления фундамента достаточно прост, обычно в нем присутствует только одна и очень большая

первая гармоника вибросигнала, наведенная от небаланса вращающегося ротора, всегда имеющего место в практике.

В отличие от дефекта типа “чистый небаланс” данный дефект максимален в своем проявлении обычно в одном из направлений измерения вибрации. Это очень легко выясняется при помощи построения “розы вибраций”, например по СКЗ виброскорости. Если в “розе вибраций” есть четкий пик в одном направлении - значит механическое ослабление более вероятно, чем “чистый небаланс”.

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. 4.3.2. приведен такой спектр.

4.3.2. Спектр вибрации агрегата с ослаблением крепления к фундаменту и расцентровкой.



Очень характерным параметром для диагностики общего ослабления фундамента является расчет отношения общего уровня вибрации, замеренного непосредственно на контролируемом 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.

Порядок проведения такой оценки общего состояния фундамента прост. Замеряется общий уровень (СКЗ виброскорости) вибрации на подшипнике в трех направлениях. Далее аналогично замеряется общий уровень вибрации в точках под подшипниками, в местах крепления стоек, прямо на массиве фундамента.

Последовательно рассчитываются три отношения уровня вибрации на подшипнике к вибрации на фундаменте (для вертикальной, поперечной и осевой проекций). Эти значения не должны очень сильно различаться и численно должны быть равны примерно двум. Если такое соотношение вибраций

примерно соблюдается под всеми подшипниками и во всех направлениях измерения вибросигналов - значит проблем с качеством данного фундамента нет.

Если же соотношение равняется примерно 1,4 - 1,7 или еще менее, то это означает, что данный фундамент уже не может в полной мере демпфировать вибрации установленного на нем агрегата из - за своего, в целом, неудовлетворительного состояния.

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 оценки состояния - ослаблено крепление агрегата к фундаменту. Возможен и второй вариант ответа на поставленный вопрос о техническом состоянии - фундамент находится в великолепном состоянии. Этот вариант идеален и в него хочется верить, но к сожалению в практике этот вариант случается чрезвычайно редко, чаще всего верной оказывается версия об ослаблении крепления агрегата.

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 не будем.

4.3.3. Ослабление крепления 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.

На практике механическое ослабление крепления обычно вызывается потерей различных центрующих прокладок, ослаблением крепежных болтов, отрывом крепежных анкеров, трещинами в сварных соединениях рам, стоек подшипников. При раздельном креплении статоров и роторов электрических машин механическое ослабление крепления возможно и как для подшипников, так и непосредственно для статоров.

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. Причина такой

картины вибрационного проявления дефекта в следующем. Очевидно раньше общее техническое состояние самого агрегата было достаточно хорошим и не было большой необходимости сглаживать фундаментом небольшие 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.

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. На спектре вибрации агрегата с таким дефектом будет и 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 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” агрегата на фундаменте.

Как уже говорилось несколько 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, значит имеют место проблемы крепления агрегата к фундаменту. Это легко объяснимо с физической точки зрения - агрегат вибрирует, а фундамент нет, и происходит это из-за ослабления взаимных связей между ними.

4.3.4. Ослабление посадки элементов на валу

Это самый известный и широко распространенный в практике тип механического ослабления в оборудовании. Он возникает по различным причинам, но заключается в одном, в ослаблении посадки различных элементов конструкции ротора на валу или же при появлении эффекта нестационарного обкатывания ротора в посадочных отверстиях с увеличенным зазором.

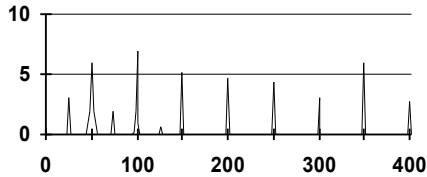
Этот дефект достаточно часто возникает из-за чрезмерного увеличения зазоров в подшипниках скольжения, или из-за увеличенных зазоров в элементах подшипников качения. Такая локализация механического ослабления становится заметной в вибрации при наличии дополнительных дефектов, типа небаланса, вызывающих радиальные нагрузки на подшипники.

Механическое ослабление может возникать в синхронных машинах с возбудителем, смонтированном на свободном конце ротора. Причиной механического ослабления является слабое крепление магнитной системы возбудителя на валу.

Очень часто механическое ослабление может возникать при неплотной посадке соединительных полумуфт на валах, возникающей при износах и нарушениях технологии монтажа.

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 и нескольких гармоник с кратностью 0,5, т. е. дробных гармоник.

4.3.3. Спектр вибрации агрегата с ослаблением посадки элементов на валу.



На рис. 4.3.3. приведен пример такого спектра для ротора насоса с частотой вращения 3000 об/мин с механическим ослаблением, появившемся из-за увеличенного зазора в подшипнике скольжения.

Общее число целых гармоник на таком спектре может достигать до 15 - 20, причем в таком спектре между гармониками могут быть два - три пропуска целых по номеру гармоники.

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 и субгармоник с кратностью $1/2$, т. е. с частотами 25, 75 и 125 Гц. Следуя классической терминологии спектральной диагностики это есть одна субгармоника и две гармоники с дробным номером. Достаточно часто на спектрах при таком дефекте могут быть обнаружены несколько дробных гармоник или субгармоник с частотной кратностью к оборотной частоте вращения вала, равной значению $1/3$.

Временные сигналы и спектры таких дефектов обычно характеризуется нестабильной фазой колебаний, которая может широко варьироваться от одного измерения к другому, особенно при изменении направления вращения вала, если такой эксперимент возможно провести при проведении обследования.

Форма временного сигнала при таком типе механического ослабления существенно нестационарна и нестабильна. Она имеет в своем составе много различных, неявно выраженных пиков от внутренних динамических ударов, следующих хаотично, без очевидной связи между собой.

Временной сигнал мало пригоден для диагностики данного дефекта оборудования.

4.3.5. Ослабление в агрегатах с вертикальной осью

В оборудовании, в котором рабочий вал расположен горизонтально, справедливы вышеописанные диагностические правила, что чаще всего механическое ослабление проявляется в вибрации и может быть отдиагностировано только тогда, когда в агрегате есть неуравновешенные динамические силы. Эти силы могут быть вызваны другими дефектами, например небалансом, расцентровкой и т. д. Если возмущающей силы в агрегате нет, то ослабление может и не проявляться в спектре вибрации и тогда спектральными методами его нельзя отдиагностировать.

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 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, передающим вращающее усилие от двигателя к насосу, к вертикальным перемешивателям химических процессов.

Общая картина физических процессов и ее спектральное “отражение” соответствуют описанным в пункте 4.3.4. и нет смысла описывать ее повторно.

Главное в другом, опасность ухудшения технического состояния агрегата от механического ослабления ротора в подшипниках и поддерживающих кольцах в данном случае более высока. Нужно очень серьезно относиться к ней.

Положительным аспектом является то, что этот дефект проявляется в спектре на ранней стадии и его легко обнаружить проводя своевременные обследования.

4.4. Задевания

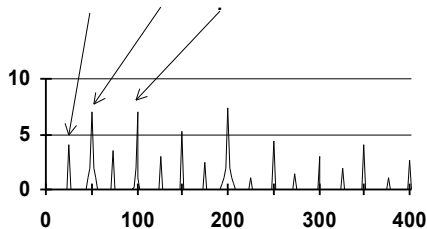
Задевания и “затираания” элементов оборудования друг о друга различной первопричины, имеют место в процессе работы оборудования достаточно часто и по своему происхождению могут быть разделены на две группы:

- нормальные конструктивные задевания и затираения в различного типа уплотнениях, используемых в насосах, компрессорах и тяго - дутьевом оборудовании;

- итог, или даже последняя стадия, проявления в агрегате других дефектов состояния конструкции, например, износ опорных элементов, уменьшение или увеличение технологических зазоров и уплотнений, искривление конструкций.

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

4.4.1. Спектр вибрации
агрегата с задеванием ротора
об уплотнение.
 $0,5 \times F1$ $F1$ $2 \times F1$



Во втором случае появление в спектре признаков задевания или затираения является признаком наличия дефекта на любом этапе его развития. Классическим примером дефектов этой группы является задевание ротора о неподвижную часть конструкции после возникновения механического ослабления в подшипнике, приведшего к значительному увеличению зазора в нем и просадке ротора на величину, большую, чем величина зазора между ротором и статором.

Механическое ослабление при этом становится настолько сильным, что приводит не к нормальному вращению ротора в подшипнике, а к его

обкатыванию по внутренней поверхности подшипника. При этом ротор начинает уже задевать об корпуса уплотнений и иные неподвижные конструктивные элементы агрегата.

Задеванием в практике называют обычно процесс прямого контактирования вращающихся частей ротора с неподвижными элементами конструкции агрегата или фундамента. Контактное взаимодействие, по своей физической сути (в некоторых источниках применяются термины трение или затирание), может иметь локальный характер, но только на начальных стадиях. На последних стадиях своего развития задевание обычно происходит непрерывно в течении всего оборота.

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

Оставшуюся часть мощности вибросигнала, 20 - 40 %, несут в себе несинхронные компоненты. Эти компоненты, гармоники, наводятся в вибросигнале двумя причинами.

Во - первых влияет нестационарность процесса задевания, обусловленная некоторым разбросом параметров соударений от оборота к обороту.

Во - вторых сказываются резонансные процессы в конструкции или в ее отдельных элементах. При этом сам процесс задевания является “молоточком, возбуждающим колебания”, и на спектре вибросигнала возникает поднятие, похожее на “зазубренный холм”. Центр этого поднятия соответствует частоте собственного резонанса всей конструкции или ее части, близко расположенной к зоне задевания.

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

Спецификой спектральной картины резонансных колебаний при задеваниях и затираниях является то, что обычно все несинхронные компоненты спектра сосредотачиваются вблизи синхронных. На общем спектре вибросигнала это выражается не в общем поднятии уровня спектра, как это только что было описано выше, а в “уширении” основания некоторых синхронных гармоник, частоты которых близки к частотам собственных резонансов элементов

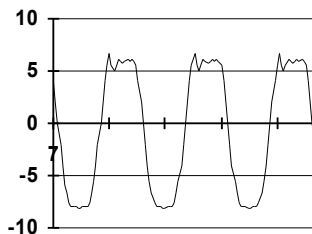
конструкции. Количество таких “уширенных” гармоник в спектре обычно не превышает двух, а чаще всего бывает одна.

Часто затиранием 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 затирании 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 максимальная 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 нелюбви именно в наличии большого количества высокочастотных компонент.

Спектр вибрации при задевании напоминает чем - то спектр 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.

4.4.2. Временной сигнал вибрации ротора с задеванием.



Очень характерным диагностическим показателем наличия в оборудовании задеваний, особенно проявляющихся достаточно сильно, является форма исходного временного сигнала. На рис. 4.4.2. приведен пример такого

характерного временного сигнала вибрации при наличии локального одностороннего задевания ротора о неподвижный конструктивный элемент.

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.

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” могут возникать и по другим причинам. Конструкция может “звенеть” на резонансной частоте и по любой другой причине, при других ударных и динамических воздействиях. Поэтому к диагностике по таким горбам нужно относиться с большой осторожностью, причина их появления в спектре не всегда однозначна.

4.5. Проблемы 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 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 состояние подшипников скольжения нуждается в постоянном контроле со стороны обслуживающего и диагностического персонала.

Вибродиагностические методы контроля и оценки технического состояния подшипников скольжения являются в настоящее время широко распространенным способом, позволяющем контролировать состояние подшипников в процессе работы, не прибегая к разборке агрегатов.

4.5.1. Общие вопросы диагностики подшипников

Физические процессы, протекающие в подшипниках скольжения, достаточно сложны и зависят от соотношения многих внешних и внутренних факторов.

В основном, все возникающие в процессе эксплуатации проблемы состояния подшипников скольжения могут быть объединены в три группы. Это проблемы состояния рабочих поверхностей подшипника, проблемы величины зазора между галтелью вала и антифрикционным вкладышем и проблемы несущей способности слоя смазочного масла.

Прежде, чем начать обсуждать вопросы диагностики состояния подшипников скольжения, необходимо сказать несколько слов об особенностях динамических процессов в них, существенно влияющих на особенности вибродиагностических процессов. Без знания этих особенностей невозможно составление корректных диагностических правил по таким подшипникам.

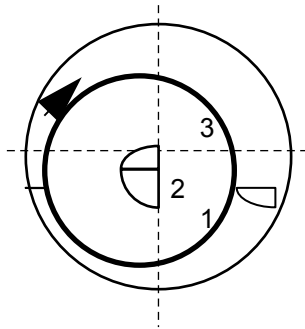
Несущая способность маслянного клина подшипника скольжения, его основной эксплуатационный параметр состояния, является сложной нелинейной функцией от величины зазора между валом и антифрикционным вкладышем.

Чем тоньше слой масла, тем выше несущая способность подшипника. С другой стороны снижение слоя масла снижает устойчивость подшипника к динамическим нагрузкам, выше становится вероятность механического заедания вала об вкладыш.

Рабочий слой масла в подшипнике качения называют часто масляным клином потому, что в радиальном разрезе он очень похож на клин, изогнутый вокруг вала. Толщина клина (масла) является наибольшей в месте входа рабочей поверхности вращающегося вала в несущую зону подшипника и минимальна на выходе из нее. Чем больше нагрузка на подшипник, тем тоньше становится слой масла, несущего радиальную нагрузку.

Роторы агрегатов, опирающиеся на подшипники скольжения, при определенных условиях могут потерять устойчивость и перейти в режим автоколебаний в радиальном направлении. Наиболее часто это происходит при значительном уменьшении нагрузки вала ротора на подшипник, что может являться следствием многих причин.

Попробуем немного пояснить причину возникновения этих автоколебаний, естественно стараясь, по возможности, не вдаваться при этом далеко в сложные формулы и описания.



На схематическом рисунке показано поперечное сечение подшипника скольжения, для наглядности в котором показаны очень большие зазоры. Ротор, показанный на рисунке окружностью, выделенной более толстой линией, вращается в зазоре в направлении по часовой стрелке.

При изменении нагрузки на подшипник положение центра вала будет смещаться относительно центра подшипника, будет изменяться рабочий зазор в подшипнике. При изменении нагрузки на подшипники от нуля до предельно допустимой центр ротора опишет линию нагрузки подшипника. На рисунке цифрами 1, 2 и 3 показаны характерные точки траектории перемещения центра вращения ротора при изменении нагрузки на подшипник.

Точка 3 на рисунке соответствует полному отсутствию нагрузки на подшипник. Положение точки 1 соответствует такой максимальной нагрузке,

когда резервы несущей способности подшипника исчерпаны полностью и начались задевания ротора о вкладыш.

Очень важным для понимания физики процессов в подшипнике является перегиб траектории в точке 2. Кривая траектории перемещения центра вала этой точкой перегиба 2 делится на два различных по свойствам участка, на которых может располагаться рабочая точка подшипника.

Участок от точки 1 до точки 2 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 на “N” процентов.

На участке от точки 2 до точки 3 картина динамических процессов во многом иная. Вследствие отрицательной кривизны траектории движения центра ротора здесь существует специфический эффект, который можно назвать “перерегулированием” в реакции подшипника на внешние возбуждения. 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 “улетит” по траектории дальше, чем нужно. Далее на ротор, “улетевший” за точку равновесия, снова будет действовать чрезмерный импульс от маслянного слоя подшипника, направленный в сторону точки установившегося режима, но и это усилие снова будет чрезмерным. В итоге ротор снова “улетит” за точку равновесия в начальную позицию, а вероятнее всего и даже еще дальше. Результатом этого явления “сильного перерегулирования” станет бесконечное автоколебание ротора на маслянном клине относительно точки равновесия.

Картина этого автоколебания, возникающая обычно при малой нагрузке на подшипник, очень своеобразна и чем - то напоминает попытку выспаться на “не полностью накачанном резиновом матрасе” человеку с небольшой массой. Происходит “переваливание” человека с одной части матраса на другую. В форме маслянного клина появляются, если смотреть в разрезе, своеобразные “волны”, перемещающиеся со входа на выход. В конечном итоге такие колебания наводят специфическую, достаточно низкочастотную вибрацию как в вертикальном, так и в поперечном (радиальных) направлениях.

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 маслянных 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 маслянных 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 маслянной 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 маслянной 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 маслянного клина говорит об увеличении зазоров в подшипнике.

Эти логические рассуждения о влиянии состояния подшипника на изменение частоты маслянной вибрации справедливы достаточно часто, но не всегда. Они приведены здесь для примера и, мы надеемся на это, 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 в этом вопросе практический навык вибродиагностики.

У гибких роторов спектральная картина и частота автоколебания может быть несколько иной, если рядом будет находиться первая критическая частота ротора, что часто бывает у турбогенераторов. В этом случае пик на частоте резонанса будет больше, чем на сепараторной частоте, что не нуждается в особых объяснениях.

Для разделения этих двух пиков, маслянного и резонансного, впрочем как и вообще для диагностики подшипников скольжения, необходим спектроанализатор с хорошим спектральным разрешением. При использовании анализаторов с малым числом линий в спектре, меньше, чем 400 - 800, диагностика маслянных вибраций напоминает что - то не совсем серьезное и корректное. Наверное, при большом практическом опыте, можно и угадать, но серьезно диагностировать нельзя.

Для уменьшения вероятности возникновения автоколебаний маслянного 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 маслянной гармоник, 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 маслянный 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.

4.5.2. Проблема большого зазора

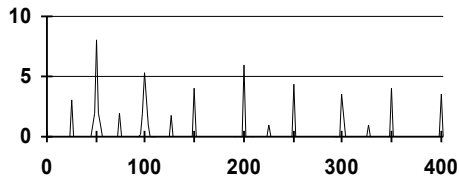
При монтаже подшипника скольжения всегда тщательно контролируются зазоры со всех сторон ротора, т. к. все они, а не только нижняя часть вкладыша, в той или иной мере участвуют в работе. Даже зазор в верхней части подшипника очень важен для стабилизации положения ротора в зазоре подшипника.

В процессе работы из - за износа зазоры постепенно возрастают и наступает такой момент, когда это начинает сказываться на состоянии агрегата и 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 окружности подшипника. Это может быть возбуждающая сила и другого проявления. 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 10 или даже 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 горизонтальными. В диагностике этого хорошо помогает круговой замер вибрации и построение “розы вибраций”.

При увеличенных боковых зазорах может резко возрасти только поперечная составляющая вибрации, что так же легко объяснимо - сдвинуть ротор “вбок” легче, чем приподнять его.

4.5.1. Спектр вибрации агрегата с увеличенным зазором в подшипнике скольжения.



Характерный спектр такого дефекта показан на рис. 4.5.1. По внешнему виду 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 много меньшей амплитуде, дробных гармоник с кратностью 1/2 от оборотной частоты вращения вала. Глядя на этот спектр и говоря очень кратко, следует признать, что этот дефект достаточно трудно спутать с другим дефектом.

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 зазорам в подшипниках скольжения. Большое число практических вибродиагностов все еще работают с виброперемещением, по которому диагностировать увеличение зазоров в подшипнике скольжения сложнее, чем по спектру виброскорости. Предпочтение в диагностике дефектов подшипников скольжения нужно отдавать виброскорости.

4.5.3. Вибрации маслянного клина

Рассмотрим наиболее общие и часто встречающиеся в практике особенности диагностирования вибраций маслянного клина в подшипниках скольжения.

Как уже было сказано выше очень характерно 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 маслянного 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 маслянного клина, обычно при пониженном значении нагрузки;
- в агрегате, как минимум, присутствует еще одна возмущающая вибрации сила, возникшая не как результат проблем подшипника, но способная возбудить колебания ротора в подшипнике;
- произошло значительное изменение рабочих параметров масла по сравнению с расчетными, таких, как вязкость, температура, давление, наличие посторонних примесей.

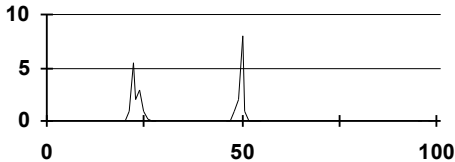
Повторим так же диагностические особенности возникновения субгармоники с частотой маслянной вибрации, перечисленные выше в первом разделе.

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

- У гибких роторов частота автоколебания может быть несколько иной, если рядом будет находиться первая критическая частота ротора, что часто бывает у турбогенераторов. В этом случае пик на частоте резонанса будет больше, чем на сепараторной частоте, что не нуждается в особых объяснениях.

4.5.2. Спектр вибрации подшипника скольжения с маслянной субгармоникой.



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

В заключение хочется повторить еще раз, что, чем выше практический опыт вибродиагноста, тем больше у него шансов на успех при диагностике состояния подшипников скольжения.

4.5.4. Неправильная установка подшипника

Под этим термином понимается неправильная установка баббитовых вкладышей, их перекося или излишняя подвижность внутри подшипниковой стойки.

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

При перекося вкладыша в подшипнике обычно вибрация на поверхности подшипника различна вдоль его осевого направления. Когда передняя, условно говоря, часть вкладыша перемещается, опять условно говоря, вверх, задняя часть

может перемещаться с меньшей скоростью, оставаться на месте и даже перемещаться в обратном направлении, т. е. вниз. Основной причиной этого является, наряду с перекосом вкладыша, всегда имеющий место, обычно небольшой, изгиб шейки вала в районе подшипника. Эти два дефекта в совокупности и приводят к сложному характеру прецессии во времени различных точек подшипника.

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

Сравнение вибраций в вертикальном и поперечном направлениях, особенно построение “розы вибраций” в этой плоскости позволяет достаточно корректно выявить ось перекоса 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 по двум особенностям.

Первая. В “розе вибраций”, построенной в плоскости, перпендикулярной оси агрегата, при изгибе вала нет четко выраженного максимума. При перекоме вкладыша он всегда есть.

Второй способ немного посложнее и требует для диагностики синхронно зарегистрированных или синхронизированных вибросигналов. 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 наверное нужно говорить о перекоме вкладыша подшипника скольжения.

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

Последней стадией большой подвижности является спектральная картина ослабленной посадки элементов с большим количеством целых и дробных гармоник в спектре. 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 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 выявить тренд развития неисправности начиная с начальных стадий.

4.5.5. Эллипсность шейки вала

В процессе работы шейка вала, являющаяся частью подшипника скольжения, может неравномерно изнашиваться и ее поперечное сечение круга может стать эллиптической. 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 доходить 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.

4.6. Проблемы подшипников качения

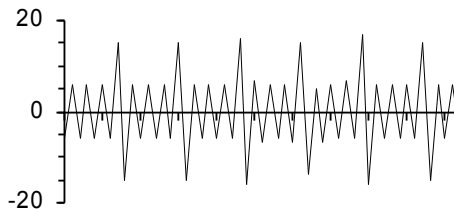
Разнообразные подшипники качения - шариковые и роликовые, радиальные и радиально - упорные, однорядные и двухрядные и т. д. широко применяются в оборудовании различного назначения, поэтому вопросы оценки технического состояния и диагностики их дефектов занимают важное место в работе вибродиагностических служб.

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.

4.6.1. Стадии развития дефектов подшипников качения

Временной вибросигнал в размерности виброскорости, зарегистрированный на подшипнике качения с достаточно развитым дефектом состояния, для примера, приведен на рисунке 4.6.1. На этом рисунке хорошо видны две наиболее характерные составляющие вибрации - “фоновая”, имеющая практически постоянный уровень, и “импульсная”, представляющая из себя выделяющиеся по амплитуде импульсы, повторяющиеся примерно через равные интервалы.

4.6.1. Временной сигнал
вибрации подшипника с
дефектом.



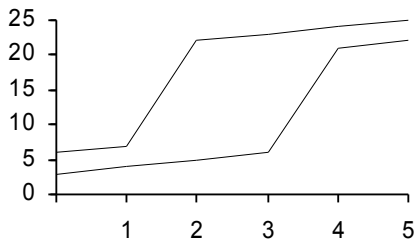
Фоновое, или среднее значение уровня вибросигнала, регистрируемого с вибродатчика на подшипнике качения, характеризуется каким - то усредненным значением, например среднеквадратичным значением виброскорости. Это значение вибрации достаточно просто может быть замерено при помощи обычных виброметров.

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

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

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

4.6.2. Этапы развития дефектов подшипника.



В самом общем случае состояние подшипника, качения, развитие его дефектов, за весь период его службы можно разделить на пять этапов. Эти этапы схематически показаны на рис. 4.6.2. На этом рисунке по вертикали отложен уровень вибрации в мм/сек, а по горизонтальной оси отложены этапы развития дефектов. Состояние подшипника определяется двумя ломанными линиями. Нижняя соответствует уровню фона вибрации на каждом этапе развития дефектов, верхняя - уровню пиков вибрации.

До начала первого этапа, на рисунке это до отметки “1”, общее техническое состояние подшипника будем считать идеальным. На этом, “нулевым” этапе развития дефектов пики вибрации превышают уровень фона незначительно, а сам “фон” вибрации (в данном случае СКЗ виброскорости) значительно меньше нормируемого значения.

Этап 1. Начиная с отметки “1” в подшипнике появляется и начинает развиваться какой - либо дефект, возникают ударные виброимпульсы, растущие по величине. Энергия импульсов затрачивается на “углубление” дефекта, в результате чего происходит еще большее увеличение энергии импульсов. Уровень фона вибрации по своей величине при этом остается неизменным, т. к. дефект носит локальный характер и на общем состоянии подшипника пока не сказывается. Это этап возникновения дефекта в процессе эксплуатации.

Этап 2. Начиная с точки “2” на рисунке 4.6.2. ударные импульсы в подшипнике достигают по своей энергии практически максимального значения. Количественное значение максимума энергии импульсов определяется типом подшипника и условиями его эксплуатации. Выделяющаяся в подшипнике энергия импульсов уже столь велика, что ее достаточно для расширения зоны локализации дефекта. На данной стадии остановить дальнейшее развитие дефекта практически невозможно, началось его саморазвитие. Величина пиков вибрации на временном вибросигнале уже практически не растет, но и уровень фона тоже меняется мало. “Дефект набирает силу, готовится к решающему нападению”.

Этап 3. Это зона перехода подшипника к полной деградации. Начинается с точки “3”. Зона развития дефекта столь велика, что подшипник начинает “терять” свое основное назначение - обеспечивать вращение валов с минимальным трением. Возрастают затраты энергии на вращение ротора и, как результат, увеличивается энергия, выделяющаяся в подшипнике, растет уровень фона. Это уже этап саморазрушения подшипника.

Этап 4. Это последний этап развития дефекта, когда он охватил весь подшипник, вернее говоря все то, что осталось от подшипника. Уровень фона вибрации практически сравнялся с уровнем пиков, вернее говоря вся вибрация состоит из пиков. Работы подшипников в этой зоне следует избегать.

Этап 5. Это этап ожидания аварии, чаще всего с большими последствиями.

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

4.6.2. Частоты подшипниковых дефектов

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

В нагруженном подшипнике можно дифференцировать четыре основные, характерные, применяемые для диагностики частоты - внешней обоймы подшипника, внутренней обоймы, частоты сепаратора и частоты тел качения. Рассмотрим без вывода формулы для расчета этих частот.

Частота перекатывания тел качения по внешней обойме (часто в литературе обозначаемая BPF0):

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

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;

j - угол контакта тела качения с обоймой.

Частота перекатывания тел качения по внутренней обойме (BPF1):

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

Частота сепаратора (FTF):

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

Частота перекатывания тел качения (BSF):

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

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 может изменять свое значение.

В практике удобнее использовать более простые формулы, не включающие в себя этот угол, в результате, естественно, менее точные. Приведем и эти формулы:

Частота перекатывания тел качения по внешней обойме (BPF0):

$$F_n \gg F_1 (N_{тк} / 2 - 1,2)$$

Частота перекатывания тел качения по внутренней обойме (BPF1):

$$F_b \gg F_1 (N_{тк} / 2 + 1,2)$$

Частота сепаратора (FTF):

$$F_c \gg (1 / 2 - 1,2 / N_{тк})$$

Частота перекачивания тел качения (BSF):

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

Формулы для расчета подшипниковых частот удобны и полезны для использования в диагностике, но всегда следует помнить, что пользоваться ими нужно 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.

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

Основные из этих требований следующие:

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

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

Только при выполнении этих условий работы подшипника и установки датчика можно достаточно уверенно и на ранних стадиях диагностировать дефекты подшипника. В противном случае высока вероятность или “пропуска” дефектов или же “ложного определения” дефектов там, где их нет.

Сложным так же является вопрос определения уровня развития зарегистрированного дефекта по амплитудам или иным параметрам гармоник характерных подшипниковых частот. В большой степени он зависит от типа используемой аппаратуры и места установки вибродатчика. Говоря иными словами, уровень дефекта подшипника в каждом механизме свой, уникальный. На величину порога каждого дефекта так же сказывается удаление дефектного элемента от вибродатчика - дефект внутренней обоймы менее заметен, чем дефект внешней обоймы.

Определение истинного уровня недопустимого дефекта каждого подшипника, точнее говоря истинной степени развития каждого дефекта каждого подшипника, значительно увеличивает трудоемкость использования таких методов диагностики.

В заключение по данному вопросу хотелось бы дополнить все выше сказанное следующим:

- 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 дефектов это отличие растет.

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

4.6.3. Методы диагностики дефектов подшипников

Для оценки технического состояния и диагностики дефектов подшипников качения разными фирмами разработано достаточно много различных методов. Естественно, что все эти, различные по своим теоретическим предпосылкам, методы имеют разную трудоемкость, достоверность, требуют различного приборного обеспечения и могут применяться для различных целей.

Попытаемся хотя бы очень обзорно и поверхностно рассмотреть и сравнить основные из этих методов, чаще всего применяемых в практике. Будем, по возможности, оценивать их практическую эффективность. При этом будем систематизировать эти методы исходя только из основных, базовых,

теоретических предпосылок и возможности применения их на различных этапах развития дефектов подшипников.

В самом общем случае оценка технического состояния и поиск дефектов подшипников качения может производиться:

По СКЗ виброскорости. Данный метод позволяет выявлять дефекты подшипников на самых последних стадиях их развития, начиная, примерно, с середины третьего этапа развития дефекта, когда общий уровень вибрации значительно вырастет. Требуется минимальных технических затрат и не требует специального обучения персонала.

По спектру вибросигнала. Данный метод применяется на практике достаточно часто, т. к. позволяет выявлять, наряду с диагностикой подшипников, большое количество других дефектов оборудования. Этот метод позволяет начинать диагностику дефектов подшипников примерно с середины второго этапа развития дефектов, когда энергия резонансных колебаний вырастет настолько, что будет заметна в общей картине частотного распределения всей мощности вибросигнала. Для реализации данного метода необходим хороший спектроанализатор и подготовленный персонал.

По соотношению пик / фон вибросигнала. Этот метод разрабатывался несколькими фирмами и имеет много различных, примерно одинаковых по эффективности, практических модификаций, таких как:

- HFD (High Frequency Detection - метод обнаружения высокочастотного сигнала),
- SPM (Shock Pulse Measurement - метод измерения ударных импульсов),
- SE (Spike Energy - метод измерения энергии импульса),

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 достаточно просты и дешевы.

По спектру огибающей сигнала. Данный метод позволяет выявлять дефекты подшипников на самых ранних стадиях, начиная примерно с первой трети первого этапа.

Теоретически данный метод диагностики дефектов подшипников качения может базироваться и на анализе акустических сигналов, и на анализе вибросигналов:

- SEE (Spectral Energy Emitted - анализ излучаемой спектральной энергии) - использует специальный датчик акустической эмиссии. Далее отфильтрованный сигнал подается на анализатор спектра.
- Диагностика по спектру огибающей вибросигнала. Этот метод, большой вклад в развитие которого внесли российские диагносты, в

настоящее время считается уже классическим методом для анализа вибросигналов с подшипников качения.

Все выше перечисленные методы различаются не только теоретическими предпосылками, положенными в их основу. Они различаются типом используемого оборудования, его стоимостью, необходимой подготовкой персонала и конечно своей эффективностью. Чем на более ранней стадии и более достоверно необходимо обнаруживать дефекты подшипников, тем обычно дороже это стоит.

Самым эффективным методом обнаружения дефектов на ранних стадиях являются методы диагностики по спектрам огибающих. Поэтому наиболее предпочтительным является использование в практике этого метода диагностики дефектов подшипника, т. к. он менее остальных подвержен различным помехам и в результате имеет большую достоверность.

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 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 вибродиагностов достоверностью. Очень большим достоинством этих методов является то, что для своей реализации они не требуют дорогих и специализированных виброметров.

4.6.4. Диагностика по общему уровню вибрации

Данный способ диагностики наличия дефектов в подшипниках, в своей основе, входит в широко распространенную простейшую оценку общего технического состояния оборудования по общему уровню вибросигнала. Производится диагностическим или даже оперативным обслуживающим персоналом без специальной вибродиагностической подготовки. Для проведения

такой диагностики дефектов подшипников качения вполне достаточно использования простейшего вибрметра.

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. В принципе это уже предаварийная диагностика дефектов.

Критерии степени развития дефекта в данном методе полностью ориентированы на соответствующие нормативные уровни вибрации, принятые для данного механизма. Дефектным в этом методе диагностики считается такой подшипник качения, вибрации которого превысили общую норму для агрегата. При таком повышении значения уровня вибрации 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 разрушения подшипника.

Несмотря на позднее обнаружение дефектов и скептическое отношение к нему вибродиагностов со стажем, такой метод диагностики состояния подшипников качения достаточно широко используется в практике и дает неплохие результаты в тех случаях, когда:

- основной задачей проведения диагностического обследования оборудования является только предотвращение аварий, и их последствий, пусть даже это будет известно на достаточно позднем этапе;
- останов оборудования и замена подшипника могут быть выполнены в оставшееся до аварии время без какого - либо ущерба для работы установки и предприятия, без нарушения общего технологического процесса;
- цикличность проведения ремонтных работ на оборудовании такова, что оставшийся срок службы подшипника с диагностированным дефектом 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 то, что для его применения не требуется практически никакого дополнительного обучения обслуживающего персонала и стоимость технического оборудования, необходимого для его внедрения, минимальна.

Если на данном предприятии до настоящего времени не велись какие - либо вибродиагностические работы, то данный метод диагностики обеспечивает наибольшую эффективность при своем внедрении. Применение всех других

методов диагностики подшипников всегда требует больших начальных затрат и дает экономический эффект 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 типа стетоскопа, или виброметра с подключаемыми наушниками, а если ничего этого нет, то можно воспользоваться любой сухой деревянной палочкой достаточных размеров. Если приложить его к дефектному подшипнику, то очень явно можно услышать высокий, негромкий, приятный звон, называемый иногда “бронзовыми колокольчиками”. Один раз его услышав спугать его уже нельзя ни с чем. Достоверность диагностики по нему велика.

4.6.5. Диагностика по спектрам вибросигналов

Чаще всего практические вибродиагносты ожидают наибольшей достоверности и наибольшего эффекта при внедрении диагностики подшипников качения по классическим спектрам вибросигналов, но, к сожалению, чаще всего именно здесь их оптимистическим ожиданиям будет не суждено сбыться. Достоверность большинства практических диагнозов по состоянию подшипников качения, полученных при использовании классических спектров вибросигналов, является неожиданно низкой.

“Неожиданность” такого парадокса запрограммирована заранее и заложена в особенностях спектральной вибродиагностики. Ошибки ранних диагнозов заранее прогнозируемы и заключаются в том, что классический спектр есть, по своему определению, распределение мощности исходного временного вибросигнала в частотной области. Поэтому появление явно выраженных узких пиков на спектре в зоне характерных частот того или иного элемента подшипника качения, имеющих не только большую амплитуду, но и существенную мощность, следует ожидать только в том случае, когда дефект разовьется до такой степени, когда его мощность будет соизмерима с мощностью четко диагностируемых пиков на спектре. Иными словами говоря, дефект должен быть достаточно развитым, тогда его будет видно на спектре.

В соответствии с приведенной в начале главы градацией развития дефектов подшипников качения на этапы можно сказать, что спектральная диагностика может уверенно диагностировать дефекты подшипников качения начиная только с конца первого этапа, а чаще со второго этапа их развития. Причем даже и на втором этапе развития дефектов их диагностика по

классическим спектрам вибросигналов является делом достаточно непростым и имеет ряд специфических особенностей.

Ниже мы попытаемся рассмотреть эти проблемы диагностики дефектов по спектрам более подробно.

Начнем с требований к применяемым спектроанализаторам. Прибор должен обязательно иметь высокое разрешение, не менее, чем 3200 линий в спектре. В противном случае при распределении мощности узкого ударного пика дефекта по достаточно широкой спектральной полосе приведет к резкому занижению уровня характерной гармоники и к невозможности ее использования в диагностике. Прибор обязательно должен иметь возможность регистрировать временные сигналы.

Рассмотрим особенности проявления дефектов подшипников на спектрах вибросигналов. Их несколько.

- Наличие на временном вибросигнале явно выраженных периодических ударных процессов.

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

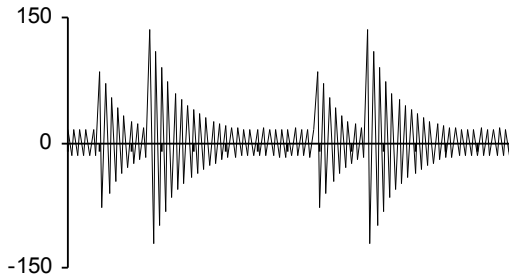
- Наличие в спектре широкополосных энергетических горбов вблизи подшипниковых частот и частот собственных резонансов элементов механической конструкции.

Рассмотрим сначала форму проявления ударных воздействий от дефектов подшипников во временном вибросигнале. Для этого рассмотрим простейший пример временного вибросигнала, зарегистрированного на дефектном подшипнике качения.

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

Частота следования “золотых рыбок” во временном сигнале должна достаточно точно соответствовать частоте, характеризующей дефект того или иного элемента подшипника. Интенсивность “золотых рыбок”, степень их выраженности, превышения над фоном вибрации, зависит от степени развития дефекта. Пример немного “идеального” вибросигнала с двумя “золотыми рыбками” приведен на рисунке 4.6.3.

4.6.3. Временной вибросигнал типа
“золотая рыбка” при развитых
дефектах подшипника.



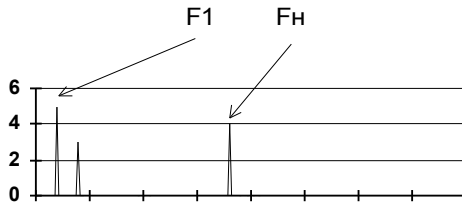
В практических вибросигналах “золотая рыбка” чаще всего является более “лохматой”. У нее имеются различные “плавники” сверху и снизу. Они могут следовать одна за другой, часто даже наслаиваясь друг на друга. Все это зависит от частоты следования ударов от дефектов и от собственных резонансных свойств механической конструкции или ее отдельных элементов.

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

Стадия 1

Первые признаки дефектов на спектре вибросигналов возникают тогда, когда дефект подшипника, возникнув, разовьется до такой стадии, что выделяемая им энергия станет сравнительно заметной в общей энергии вибрации подшипника. Применительно к вышеописанным этапам развития это примерно конец первого этапа - начало второго. По срокам это примерно несколько месяцев с момента начала развития дефекта. Пример спектра первой стадии приведен на рис. 4.6.4.

4.6.4. Спектр вибрации на начальной стадии диагностики дефекта подшипника качения.



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 характерная гармоника уже хорошо видна на спектре и позволяет достаточно точно выявлять дефектный элемент.

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

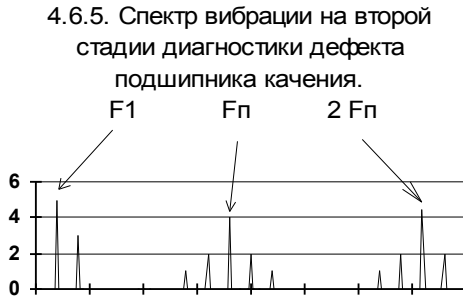
Эта стадия завершается тогда, когда амплитуда характерной гармоники уже не растет, а рядом с ней, очень близко, появляется первая пара боковых гармоник слева и справа. Значит начался этап расширения зоны дефекта в подшипнике.

Стадия 2

На этой стадии значительно увеличивается вклад в общую вибрацию составляющей от дефекта подшипника. 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 на спектре в виде боковых полос вблизи характерной подшипниковой гармоники. По мере роста мощности подшипниковой гармоники с расширением зоны дефекта число боковых полос и их мощность постепенно возрастает.

Дальнейшее развитие дефекта приводит к появлению гармоник от характерной подшипниковой частоты. Обычно появляются гармоники с номером два и три от основной частоты подшипникового дефекта. Рядом с каждой такой

гармоникой слева и справа 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.



Пример спектра вибросигнала подшипника с таким развитием дефекта показан на рисунке 4.6.5. 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 с таким спектром уже очевиден и может простираться почти по всей рабочей поверхности подшипника, он уже стал групповым, захватив несколько элементов подшипника. Подшипник нуждается в замене или к такой процедуре нужно интенсивно готовиться.

Стадия 3

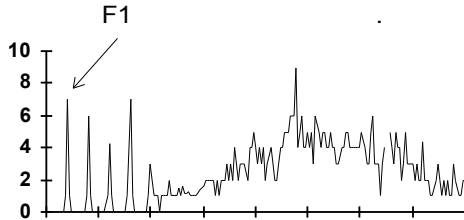
Это последняя стадия развития дефектов подшипника. В конце этой стадии подшипник уже полностью деградировал и перестал исполнять свои прямые функции - обеспечивать вращение валов при минимальных затратах на трение. Затраты на трение велики и вращение ротора затруднено.

Развитие дефекта подшипника на этой стадии, при контроле по спектрам вибросигналов, проходит следующим образом. Износ подшипника достигает такой стадии, когда характерная частота дефекта из-за износа становится нестабильной, 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 частот представляет из себя 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 возвышаться отдельные гармоники, но обычно все они носят случайный характер и уже практически

ничего не отражают. Они просто увеличивают мощность, сосредоточенную в этом частотном диапазоне “энергетического горба”.

4.6.6. Спектр вибрации на третьей стадии диагностики дефекта подшипника качения.



Практически вся мощность вибросигнала сосредоточена не в зоне механических гармоник (1 - 8), а в зоне характерных гармоник, соответствующих имеющим место дефектам подшипника качения. Правда на этом этапе таких дефектов уже много, и это понятно, подшипника уже практически нет. Для иллюстрации этой стадии на рисунке 4.6.6. 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 обратной частоты. Все они по своим параметрам соответствуют вышеназванным механическим причинам. Причины возникновения таких гармоник понятна - в подшипнике велики все зазоры.

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

4.6.6. 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

выполниться такая диагностика, приведена в начале данного раздела на рисунке 4.6.1.

В силу устоявшейся в нашей фирме практической привычки мы называем эти во многом достаточно разные методы диагностики общим наименованием - “диагностикой по пик - фактору”, хотя разработчики многих фирм придумали разновидности этого метода иные названия. Применяемое нами название метода “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 тоже может считаться по разному.

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 вибродиагносту определять дефекты подшипника на достаточно ранних стадиях их развития, что является несомненным достоинством применения такого подхода к диагностике.

Каждая из известных нам фирм - разработчиков вибродиагностических 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 виброзамеров 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 вибродиагностической 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.

4.6.7. Диагностика подшипников по спектрам огибающей

Метод диагностики состояния оборудования при помощи спектров огибающей вибросигнала получил максимальное прикладное развитие благодаря его применению именно для ранней диагностики подшипников качения. Основы метода диагностики дефектов подшипника качения по спектру огибающей и особенности его практического применения достаточно подробно описаны выше, в главе 1, и поэтому не будем здесь все это повторять.

Приведем здесь справочно, в виде таблицы, 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 в оборудовании. Сначала идут дефекты, связанные с монтажом подшипников, с которыми приходится встречаться уже на этапе ввода оборудования в эксплуатацию. Далее идут дефекты смазки, т. е. эксплуатации подшипников. За ними следуют проблемы, связанные с износом подшипников. Замыкают таблицу явно выраженные и уже достаточно сильно развитые дефекты элементов подшипников типа “скол” и “раковина”.

№	Наименование дефекта подшипника	Исполз. тип сигнала	Основная частота дефекта	Наличие в сигнале гармоник	Порог сильного дефекта
Проблемы монтажа подшипников качения					
1	Перекас наружного кольца при посадке	Спектр + огибающ	2 x F _н	k=1,2	16 %
2	Неоднородный радиальный натяг	Спектр + огибающ	k x F1	k=1,2	13 %
3	Проскальзывание в посадочном месте	Огибающая	k x F1	k=1,2,3	9 %
4	Ослабление крепления подшипника	Спектр	k x F1	k=0.5,1,2,3	13 %
5	Задевания подшипнике и уплотнениях	Спектр	k x F1	k=0.5,1,1.5, 2,2.5,3	13 %
Проблемы смазки					
6	Проблемы смазки	Фон вибрации	-	-	20 dB
Проблемы износа подшипников качения					
7	Увеличенные зазоры в подшипнике	Спектр	k x F1	k=1,2,3,4,5,6. ..	13 %
8	Износ поверхности наружного кольца	Огибающая	F _н	-	16 %
9	Износ поверхности тел качения	Огибающая	F _с или F1-F _с	k=1,2,3	15 %
10	Износ поверхности внутреннего кольца	Огибающая	kxF1	k=1,2,..6	13 %
11	Дефект группы поверхностей трения	Огибающая	F _н + F _в F _н +F1	k=1,2,...	16 %
Дефекты подшипников качения					
12	Раковины (сколы) на наружном кольце	Огибающая	k x F _н	k=1,2,3	16 %
13	Раковины (сколы) на внутреннем кольце	Огибающая	k x F _в	k=1,2,3	15 %
14	Раковины (сколы) на телах качения	Огибающая	k x F _{тк}	k=1,2,3	15 %
Внешние проблемы					
15	Обкатывание наружного кольца	Спектр+ огибающ.	F1		16 %

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

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

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

4.6.7. Спектр огибающей вибросигнала подшипника качения с раковинной на наружном кольце.

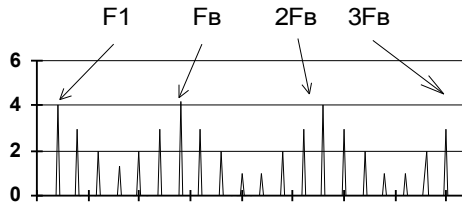


На рисунке 4.6.7. приведен спектр огибающей вибросигнала с подшипника качения, имеющего значительную раковину на наружном кольце. На этом спектре имеется достаточно много гармоник, более десяти, с частотой, кратной частоте наружного кольца подшипника.

Других, значительных, гармоник на данном спектре нет, поэтому диагностика дефекта не вызывает значительных трудностей, все достаточно просто.

На следующем спектре огибающей, на рис. 4.6.8., 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 объясняется выше с физической точки зрения.

4.6.8. Спектр огибающей подшипника с раковинной на внутреннем кольце.



Можно привести еще одно объяснение, с другой точки зрения. Дефект на внутреннем кольце не постоянно находится в нагруженной зоне подшипника. 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. 4.6.8. 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 смоделированы после небольших рассуждений. Вся сложность диагностики по спектру огибающей заключается в получении этих спектров, а дальше все уже достаточно просто.

4.6.8. Определение остаточного ресурса подшипника - внедрение обслуживания подшипников по техническому состоянию

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 “звенит” 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 вибродатчика. 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 диагностики по спектру огибающей вибросигнала уровень порога задается в % модуляции характерной гармоникой вибросигнала. Один из вариантов расчета % модуляции приведен в соответствующем разделе главы 1.

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 решаемых в системах 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 вибродиагностики.

Первоначально состояние подшипника “контролируется” при помощи достаточно стабильной модели нормального износа, когда в нем отсутствуют внутренние дефекты. Так продолжается до момента диагностики в подшипнике какого - либо дефекта. Здесь приходится отказываться от нормальной модели и переходить к моделям (ко всем сразу !) 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 интервал 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 предствимыми те математические затраты, необходимые для корректного прогнозирования параметров эксплуатации подшипника качения. А таких подшипников на предприятии в работе может одновременно находиться 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.

Баз данных по подшипникам создано специалистами различных фирм достаточно много. В этом плане меньше повезло экспертным системам. Их немного и все они похожи на систему, разработанную фирмой "VAST", город Санкт-Петербург.

Нашей фирмой разработана достаточно уникальная система "Ариадна", проводящая диагностику подшипников качения и по спектрам и по спектрам

огибающей. Она работает практически с любым спектроанализатором и не имеет аналогов по степени автоматизации основных функций. Система описана в главе 3.

4.7. Дефекты редукторов и мультипликаторов

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

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

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.

4.7.1. 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 вибродиагностических методов, при применении их для анализа состояния редукторов, является то, что диагностика производится “безразборно”, в рабочих режимах. Все остальные методы, за исключением анализа по составу примесей в масле, требует разборки оборудования.

Причины вибрации зубчатых пар.

При проведении регистрации вибросигналов, генерируемых зубчатыми парами необходимо учитывать основные характерные особенности их работы, такие как:

- Вибросигналы от зубчатых пар содержит в себе как синхронные компоненты (гармоника), 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 ФЗП 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 спектроанализатором максимально высоких частот.

- Гармоники, свойственные зубозацеплению, 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 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.

- 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 зубозацепления. Такая особенность работы зубчатой пары для выявления тенденций изменения состояния требует, по возможности, проведения измерений при одинаковой, желательно большой, нагрузке. Если нагрузка будет маленькой - дефекты могут не проявиться. Если измерения, различающиеся по времени проведения, будут выполнены при разных нагрузках редуктора - то все эти замеры окажутся непригодными для сравнения друг с другом, для поиска произошедших в редукторе изменений.

- Вибрации от зубозацепления являются нестационарным в том плане, что имеет в своем составе несколько фаз “обкатывания”, точнее говоря “проскальзывания” зуба по зубу, различающихся у различных типов зубчатых зацеплений. Каждая из этих фаз возбуждает колебания различной частоты, близкие к частоте зубозацепления. Каждый из зубьев, в силу своих специфических отличий от других зубьев, генерирует свои частоты. На это все накладывается то, что пары “взаимно обкатываемых” зубьев постоянно меняются, т. к. 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 происхождение 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.

- Очень часто такое же общее поднятие спектра от “белого шума” происходит не только на частоте зубозацепления, но и на частоте собственных резонансов элементов зубчатой пары или редуктора. Это возникает по следующей причине. Микроудары в зубозацеплении 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, она будет очень сильно затухать в конструкции и ее иногда невозможно даже зарегистрировать. Регистрация высокочастотной частоты зубозацепления затруднена, с одной стороны проблемами измерения при помощи вибродатчиков, и, с другой стороны, интенсивным затуханием высокочастотных колебаний внутри мультипликатора, особенно на зазорах подшипников.

Диагностические признаки дефектов.

При появлении дефектов зубозацепления происходит не только рост амплитуды гармоники зубозацепления, но и вблизи частоты зубозацепления, выше и ниже ее по частоте, появляются боковые гармоники.

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. Иными словами 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, повторив аналогичные рассуждения, получим, что сдвиг боковых гармоник должен быть равен оборотной частоте выходного вала.

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

Происходит процесс, когда синхронные компоненты не растут, а вся дополнительная мощность от дефекта 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.

Требования к местам установки вибродатчиков.

Места для установки вибродатчиков (пьезоакселерометров) следует выбирать так, чтобы вибродатчик 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 шупов нежелательно, необходимо, как минимум, использование для установки датчиков на редукторе сильных, редкоземельных, постоянных магнитов.

Вибродатчик необходимо устанавливать в или 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 вибродиагност для оценки состояния и поиска причин повышенной вибрации зубчатых пар в редукторах и мультипликаторах достаточно сложен и включает в себя практически весь арсенал спектральных методов анализа вибросигналов.

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

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

- Спектр вибросигнала является наиболее простым и распространенным практическим диагностическим аппаратом, позволяющим определять все основные дефекты зубозацепления. Применение диагностики по спектрам вибросигналов требует обязательного знания внутренних конструктивных особенностей редукторов.

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

- Спектр огибающей вибросигнала позволяет выявлять многие дефекты в редукторах. Диагностика по спектру огибающей 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 дает высокую эффективность 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 вибродиагностики 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.

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” вибросигнал, который генерируется процессом зубозацепления, а только та его часть, которая смогла передаться по сложным путям внутри редуктора до вибродатчика. Параметры этого пути в каждом редукторе или мультипликаторе различны.

Пути передачи вибросигналов от зоны зубозацепления к вибродатчику имеют большой разброс как по своей длительности, так и по степени затухания вибросигнала в каждом типе редуктора и сильно зависят от места установки вибродатчика. Кроме того разным типам формы зубчатых пар соответствуют

свои, соответствующие бездефектному состоянию, уровни вибрации. В итоге в разных редукторах, даже близких по мощности, всегда различны виброуровни оценки состояния зубчатой пары, такие как “тревожный”, “аварийный”.

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

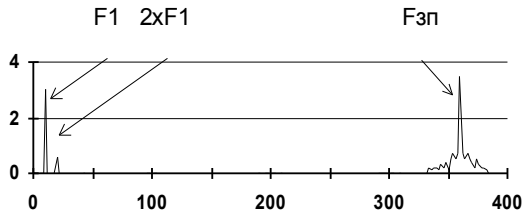
В практике “массовой” эксплуатации редукторов и мультипликаторов следует ориентироваться, в основном, на нормы по СКЗ виброскорости. Это будет уровень, рассчитанный на контроль “общемеханических” проблем оборудования, таких как небаланс, расцентровка, износ подшипников и т. д. Создание универсальных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

Дефекты зубозацепления проявляются в СКЗ виброскорости на своей финальной, конечной, обычно уже необратимой фазе развития. Поэтому при помощи использования этих норм хотя обычно 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 или по технологическим причинам.

“Нормальный” спектр зубчатой пары.

Спектр вибросигнала от зубчатой пары редуктора, которая находится в достаточно хорошем состоянии имеет примерно такой вид, который показан на рис. 4.7.1.

4.7.1. Спектр вибрации зубчатой пары, находящейся в нормальном состоянии.



Основными гармониками на таком спектре обычно являются первая, оборотная F_1 и, может быть, вторая $2 \times F_1$ гармоника оборотной частоты контролируемого вала, вызываемые обычными механическими проблемами, такими как небаланс, расцентровка и т. д. от вала, на подшипнике которого

производится измерение вибрации. На этом же спектре может также находиться и первая гармоника оборотной частоты второго вала зубчатой пары. Она связана с частотой вращения вала через коэффициент передачи зубчатой пары. На спектре может быть выявлена и вторая гармоника от оборотной частоты второго вала. (на рис. 4.7.1. гармоники от второй оборотной частоты не показаны, а есть только первая и вторая гармоника от оборотной частоты первого вала).

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 пики, на пути которых к вибродатчику будет минимальное затухание.

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

Соотношение пика гармоники зубозацепления и первой оборотной гармоники зависит от многих причин, особенно от типа используемого представления вибросигнала - виброскорость или виброперемещение. 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 при зубозацеплении.

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.

4.7.2. Спектральные особенности дефектов редукторов

Амплитуда гармоники на частоте зубозацепления FЗП обычно очень чувствительна к нагрузке. Вибродиагноста не должна пугать высокая амплитуда

этой гармонике, особенно по итогам проведения самого первого замера вибрации на данном редукторе.

Высота пика частоты ФЗП на спектре зависит от достаточно многих параметров, основными из которых можно считать:

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

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

Основное внимание при измерении вибрации и диагностике состояния зубчатой пары должно быть уделено не самому пику ФЗП, 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 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 гармонике зубозацепления боковых гармоник от основной частоты зубозацепления, расположенных слева и справа, по частоте, от пика ФЗП;
- относительной величине амплитуды этих боковых гармоник частоты зубозацепления по отношению к амплитуде пика основной частоты зубозацепления;
- величине частотного шага чередования боковых гармоник частоты зубозацепления, на сколько они сдвинуты относительно друг друга и относительно основной гармонике;
- наличие в спектре характерного горба (горбов) “белого шума” вблизи частоты зубозацепления, его усредненному уровню относительно самой гармонике частоты зубозацепления, относительному уровню мощности, сосредоточенному в каждом горбе;
- наличие в спектре пиков и “белого шума” во всех других частотных диапазонах спектра вибрации, расположенных в зонах, на первый взгляд не связанных с частотой зубозацепления.

Поясним еще раз причины возникновения пиков и горбов “белого шума” от зубозацепления в разных зонах спектра, пропорционально не связанных с частотой зубозацепления.

При достаточно серьезных, а иногда даже и слабых, ударах в зубчатой паре на зубчатые колеса и на конструкцию редуктора воздействует ударный

импульс силы. Этот импульс возбуждает в конструкции механические колебания, которые, в общем случае, затухают по экспоненциальному закону. Частота, с которой будут колебаться элементы конструкции, т. е. частота “внутреннего заполнения” таких экспоненциальных ударов, определяется собственным механическим резонансом колеблющегося элемента зубчатой пары. Обычно эта частота не является строго фиксированной, а представляет из себя совокупность близко расположенных частот, соотношение амплитуд которых достаточно случайно.

Образно говоря конструкция является резонансным контуром, в котором вибрации возбуждаются динамическими ударами, обусловленными процессом передачи вращающего момента через зубчатые пары. Если 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 гармоники 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 зубчатой пары, удобно использовать для оценки состояния и диагностики дефектов редукторов. В практике встречается много случаев, когда по ряду специфических особенностей, не удастся зарегистрировать саму частоту зубозацепления, а приходится пользоваться гармониками в резонансных зонах.

Обычно это относится к скоростным мультипликаторам, в которых частота зубозацепления высока и вибросигнал сильно затухает в конструкции. Достаточно удобно, а иногда и единственно возможно, таким подходом к диагностике пользоваться диагностики и очень тихоходных редукторов, где тоже часто бывают проблемы с регистрацией частоты зубозацепления, правда уже обусловленные большой длительностью необходимой временной выборки.

Рассмотрев общие особенности проявления дефектов в редукторах и мультипликаторах приступим к рассмотрению частных дефектов, отдавая предпочтение наиболее часто встречающимся в практике.

4.7.3. Износ зубчатой пары

Наиболее известным диагностическим и, наверное, самым первым показателем появления общего износа зубчатых пар является появление в спектре вибросигнала сначала одной пары, а затем и целого ряда мелких

боковых гармоник, интервалы между которыми в значительной степени заполняются уровнем “белого шума”. Как уже говорилось выше эти боковые гармоники обычно расположены симметрично основной гармонике зубозацепления.

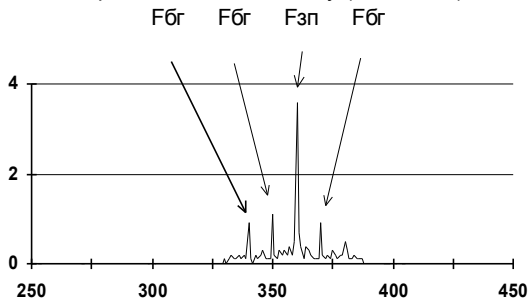
По мере того, как процессы износа в зубчатой паре будут все более прогрессировать, все более явно выраженными будут становиться пики боковых гармоник частоты зубозацепления. При дальнейшем износе будет расти амплитуда “белого шума”, которая, при дальнейшем развитии дефектов, может сравниться по амплитуде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

Процесс роста амплитуды боковых гармоник и “белого шума” практически пропорционален степени развития дефекта, но и, что 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. Общее число боковых гармоник, в зависимости от формы проявления дефекта, может достигать 4 - 6, и даже более, причем по мере удаления от центрального пика гармоники зубозацепления их амплитуда будет примерно монотонно убывать.

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

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

4.7.2. Спектр вибрации зубчатой пары с дефектом на входном валу ($dF=10$ Гц).

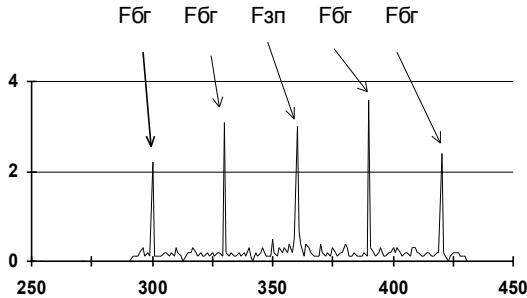


Первый спектр показан на рис. 4.7.2. и соответствует начальной фазе появления и развития наиболее распространенного дефекта зубозацепления - износа зубчатого колеса входного вала.

Этот дефект проявляется на спектре вибросигнала в виде появления трех боковых гармоник ФБГ (не парных !), сдвинутых от основной частоты зубозацепления ФЗП (360 Гц) на интервал, равный оборотной частоте вращения входного вала.

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

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



На спектре рис. 4.7.3. показан аналогичный дефект, но расположенный уже на выходном, более быстроходном валу. Как видно из спектральной картины этот дефект является значительно более сильно развитым.

На рисунке хорошо видно, что при сохранении общей картины проявления дефекта изменился частотный шаг между боковыми гармониками и частотой зубозацепления. Теперь он равен не 10 Гц, как на рис. 4.7.2., а составляет уже 30 Гц.

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 спектр еще более “зашумляется” частотами биений двух семейств гармоник, входного и выходного валов.

При одновременном наличии на спектре вибрации боковых гармоник сразу от двух валов, сравнительно, наиболее дефектным следует признавать тот вал, боковые гармоники которого больше по своей амплитуде и мощности. При

использовании кепстрального анализа этому соответствует большая амплитуда рагмоники с периодом времени, “квефренцией”, соответствующей времени одного оборота наиболее дефектного вала.

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

Приведенные 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.

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”, 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 боковых гармоник и “белого шума” с величиной основной гармоники зубозацепления зависит от нагрузки редуктора в еще меньшей степени.

4.7.4. Экцентриситет шестерни

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

Похожую спектральную картину распределения гармоник в спектре может дать и значительное увеличение зазоров в опорных подшипниках зубчатого вала, когда за счет усилий зубозацепления или иных причин происходит значительное смещение и вибрация вала относительно идеальной, расчетной оси вращения. Т.

е. в конечном итоге и этот дефект можно, условно конечно, принять за эксцентриситет шестерни.

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

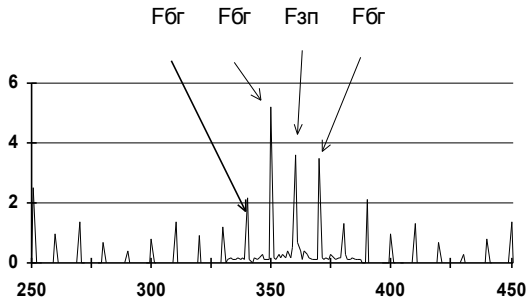
Часто на спектре создается впечатление, что вершины амплитуд боковых гармоник “модулированы” каким - то колебанием другой частоты, причина которой неизвестна. Вершины боковых гармоник образуют что - то вроде колебаний поверхности моря. Общее число боковых гармоник в спектре может достигать нескольких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

Причина такого возникновения такого спектра вибросигнала достаточно проста и понятна - один дефект накладывается на другой, возникают гармоники “взаимных биений” дефектов, модуляция, что и приводит к усложнению спектра.

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

Для примера на рисунке 4.7.4. показан спектр вибрации, зарегистрированный на выше описанной условной зубчатой паре. В этой зубчатой паре имеется дефект подшипника скольжения - у него за счет износа увеличен зазор.

4.7.4. Спектр вибрации зубчатой пары с дефектом подшипника скольжения.



В этой спектральной картине вибрации зубчатой пары можно при желании найти практически любой возможный дефект и, наверное, весьма убедительно доказать, что он есть.

На самом деле здесь имеет место только один дефект подшипника входного вала - шестеренный эксцентриситет. Спектр вибрации за счет

увеличенной подвижности входного вала, относительно идеальной оси вращения, за счет частых и непериодических ударов, приобретает столь замысловатую картину, что диагностика превращается в “искусство”. Нужен практический опыт диагноста, чтобы правильно идентифицировать дефект и нужна осторожность в диагнозах.

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

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

Если вибродиагност делает заключение о необходимости остановки мультипликатора по техническому состоянию, он будет прав. Здесь основным вопросом является возможность дальнейшей эксплуатации, а не скрупулезность поставленного диагноза, которая и невозможна из - за неоднозначности спектральной картины.

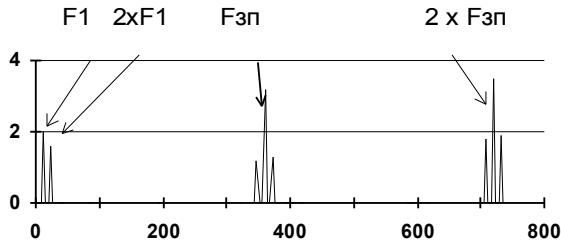
4.7.5. Расцентровка передачи

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

Практически также, как при расцентровке возрастают вторая, а иногда и третья гармоники оборотной частоты вращения вала, на спектре вибросигнала зубчатой пары появляется вторая, а иногда и третья, гармоники частоты зубозацепления - $2xF_{ЗП}$ и $2xF_{ЗП}$.

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

4.7.5. Спектр вибрации зубчатой пары,
расцентрованной с приводным
двигателем.



На рисунке 4.7.5. показан спектр вибрации зубчатой передачи с расцентровкой по присоединенным к редуктору механизмам. На спектре хорошо видны первая и вторая гармоники частоты зубозацепления, окруженные боковыми гармониками частоты входного вала.

На приведенном на рисунке 4.7.5. 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.

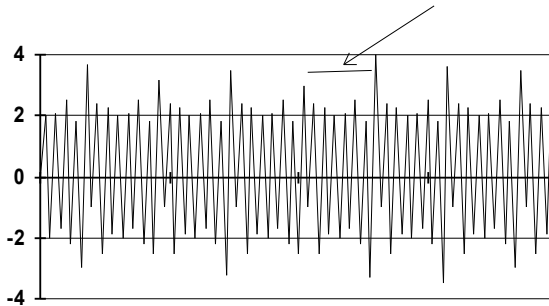
Данный дефект носит описан здесь потому, что он носит, в основном, методический характер, т. к. демонстрирует, что не только обратная частота ротора модулирует боковые полосы вблизи частоты зубозацепления. “Механические гармоники” также могут модулировать частоту зубозацепления.

4.7.6. 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. По спектру видно, что состояние редуктора неудовлетворительное, но саму причину дифференцировать достаточно сложно.

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

4.7.6. Временной сигнал вибрации
зубчатой пары с развитым дефектом
одного зуба входного вала. $\Delta T=0.1$ сек



Помощь в диагностике такого дефекта может оказать форма временного вибросигнала. В редукторе с подозрением на такой дефект необходимо зарегистрировать и просмотреть форму временного сигнала вибрации зубчатой пары. Если действительно будет иметь место такой дефект, то временной сигнал, в размерности виброскорости, будет иметь примерно такой вид, как это показано на рис. 4.7.6.

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 зубьев входного вала. Это как, минимум, трещина или скол на рабочей поверхности зуба. Редуктор нуждается в останове и разборке для проверки его технического состояния.

При рассмотрении только спектра вибросигнала поставить такой диагноз более сложно.

4.8. Электромагнитные дефекты

Анализируя сигналы с вибродатчиков, установленных на подшипниках электрических машин можно выявить достаточно много специфических причин повышенной вибрации, возникающих только в электродвигателях и генераторах различного типа. Эти причины могут являться как прямым результатом наличия различных внутренних электромагнитных дефектов электрических машин, так и быть просто связанными со специфическими особенностями проявления электромагнитных процессов в обмотках и сердечниках, отражать особенности нормальной работы электродвигателей и генераторов в агрегатах.

Вибродиагностические методы контроля состояния двигателей и генераторов обычно являются первым этапом в оценке состояния, т. к. позволяют анализировать состояние оборудования непосредственно во время его работы. После выявления при помощи контроля вибропараметров в электрических машинах основных характерных признаков существования того или иного дефекта необходимо применять другие, специализированные и, естественно, более точные методы диагностики.

Обычные, широко распространенные причины повышенной вибрации электрических машин “не электромагнитного характера”, такие как небаланс, проблемы подшипников и т. д. в данном разделе не рассматриваются. По вопросам их диагностики в двигателях и генераторах следует обращаться к другим разделам данного руководства.

4.8.1. Общие вопросы описания физических процессов

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 связан с вибродиагностикой электротехнического оборудования, необходимо обязательно ознакомиться со специальной литературой, описывающей основные особенности его работы.

Здесь же, на первом этапе, для простоты объяснения причин возникновения вибрации в электрических машинах, а также чтобы не загромождать объяснения в дальнейшем, кратко вспомним некоторые основные определения и понятия из минимального, по объему, курса электрических

машин. Знание этих понятий совершенно необходимо для проведения корректного диагностирования дефектов электрических машин.

Необходимо вспомнить следующее:

а) Неподвижная часть электрической машины обычно называется статором, подвижная - ротором. 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;

- асинхронные машины переменного тока, в которых ротор вращается несколько медленнее, на несколько процентов, чем частота вращения электромагнитного поля в зазоре;

- машины постоянного тока.

В данном разделе методического руководства будут рассмотрены основные способы диагностики состояния и поиска дефектов состояния машин переменного тока, синхронных и асинхронных, как наиболее распространенных в промышленности.

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 разделе, где будут описаны дефекты короткозамкнутых роторов.

б) Очень важно уже на самом первом этапе диагностики представлять диапазон численных значений частоты вращения ротора и электромагнитного поля в зазоре, знать оборотную частоту вращения поля статора и оборотную частоту вращения ротора электрической машины переменного тока.

- Максимальная частота вращения ротора электрической машины, в обычных условиях [об / мин], численно равна произведению частоты питающей сети, измеряемой в [1 / сек = Гц], умноженной на переводной коэффициент, равный 60 (количество секунд в минуте). При 50 Гц питающей сети максимальная частота вращения двигателей и генераторов равна 3000 об / мин. При частоте сети в 60 Гц, что является общепринятым в Америке и в Японии, максимальная частота вращения ротора машины переменного тока составит 3600 об / мин. Справедлива формула:

$$N_0 = 60 \times F_1 / P$$

- Реально 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 - P". 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. Это очень важно учитывать при диагностике состояния “мало знакомых” электрических машин по спектрам вибросигналов.

с) В асинхронных машинах частота вращения ротора всегда меньше частоты вращения электромагнитного поля в зазоре на меньшую 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 большое значение.

Стандартный ряд рабочих частот вращения роторов асинхронных двигателей, связанных с частотой вращения электромагнитного поля в зазоре, можно представить в виде (с точностью $\pm 1\%$) - 2900 об/мин, 1450 об/мин, 970 об/мин и т. д.

д) Следует обязательно сказать, что широко используемое диагностическое правило о преобладающем влиянии второй гармоники питающей сети в электромагнитных процессах двигателей и генераторов является не совсем корректным с точки зрения теории.

Причина этого кроется в природе электромагнитных процессов. Поскольку часть вибрации в электрических машинах возбуждается силами электромагнитного взаимодействия между элементами машины, будь то силы магнитного тяжения между элементами сердечника или “амперовы силы” между элементами обмотки с током, более корректно будет использование другого диагностического правила.

Более правильно будет говорить, что основная, или, говоря терминами, принятыми в спектральной вибродиагностике, оборотная частота электромагнитных сил и вибраций равна удвоенной частоте питающей сети. Это математически вытекает из того, что магнитные процессы пропорциональны квадрату “синусоиды” питающей сети, а это и есть колебание с удвоенной частотой от исходного.

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 максимальна гармоника с частотой 100 Гц.

е) На статоре и на роторе обмотка укладывается в пазах. При вращении ротора в зазоре возникает периодическое чередование ферромагнитных зубцов и пазов на статоре и роторе. При разработке электрических машин принимаются все меры, чтобы исключить влияние зубцово - пазовой структуры на работу машины - на статоре и роторе 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 в практике имеют место случаи, когда “пазовые” частоты явно выражены на спектре.

Объединим все вышесказанное.

Вибрации в двигателях и генераторах переменного тока, в общем случае, могут вызываться, в основном, пятью силами электромагнитной природы, имеющими свои собственные частоты:

- Первая сила связана с частотой питающей сети F_1 , имеет пик на частоте 50 герц.

- Вторая сила ФЭМ генерирует колебания с частотой проявления электромагнитных процессов в меди и стали электрической машины, имеет пик на частоте 100 герц, проявляется в вибрации сердечника и обмоток всех машин переменного тока.

- Третья связана с частотой вращения электромагнитного поля в зазоре электрической машины и есть частное от деления частоты питающей сети на число пар полюсов статора

$$F_0 = (F_1 / P)$$

В синхронных машинах это частота вращения ротора.

- Четвертая F_P связана с частотой вращения ротора и в асинхронных машинах всегда на несколько процентов меньше частоты вращения электромагнитного поля. У синхронных машин эти две силы возбуждают колебания с одной и той же частотой, что прямо вытекает из принципа действия синхронной машины.

- Пятая F_P вызывается наличием зубцово - пазовой структуры в зазоре электрической машины. Вибрация может быть пропорциональна произведению частоты вращения на число пазов статора, ротора или их частоте биений. Косвенным проявлением влияния пазов является несимметрия ротора неявнополюсного турбогенератора, когда в одной части ротора есть пазы, а в другой нет. В результате прогиб ротора различен при повороте его на 90 градусов. Это всегда приводит, при частоте вращения ротора с частотой 50 Гц, к увеличенным вибрациям в вертикальном направлении с частотой в 100 Гц.

Основной признак того, что диагностируемый дефект имеет электромагнитную причину - мгновенное исчезновение его признаков в спектре вибрации 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 проводятся на холостом ходу, то очень часто удастся выявить только малую часть всех имеющихся в оборудовании электромагнитных проблем.

Для успешной диагностики различных электромагнитных проблем в электрических двигателях и генераторах необходим спектроанализатор с очень высокой разрешающей способностью, с числом спектральных линий, не меньшем, чем 3200.

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 %.

4.8.2. Сводка электромагнитных проблем

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:

- F1 - частота питающей сети, в России равна 50 Гц;
- FЭМ - частота электромагнитных сил в электрических машинах, равна удвоенной частоте сети, в России 100 Гц;
- N0 - частота вращения поля в зазоре электрической машины, численно равна частному от деления 3000 на число пар полюсов "P", которое может принимать целые значения от единицы и более (об/мин);
- F0 - частота электромагнитного поля в зазоре (Гц);
- NP - собственная частота вращения ротора электрической машины, для синхронных машин она совпадает с частотой вращения поля, для асинхронных всегда меньше на величину скольжения;
- 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

$$s = (N0 - NP) / N0$$

- F_P - частота вращения ротора, у синхронных машин численно равна частоте вращения поля в зазоре, а асинхронных всегда меньше частоты вращения поля на величину произведения частоты вращения поля на скольжение ротора

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

- $F_{П}$ - 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 определить по вибропараметрам:

- Ослабление прессовки пакета стали, обрыв или замыкание в обмотке. Проявляются на частоте действия электромагнитных сил $F_{ЭМ}$, равной двойной частоте питающей сети. Особое внимание 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.
- Эксцентриситет, эллипсность, внутренней расточки статора относительно оси вращения ротора. Возникает обычно как дефект монтажа подшипниковых стоек, дефект состояния подшипниковых щитов или при деформации статора. В вибрации проявляется на частоте вращения поля в зазоре и на частоте электромагнитных сил 100 Гц. Иногда сопровождается появлением боковых гармоник. Обычно сопровождается неравенством вертикальной и поперечной составляющих соответствующих гармоник. Пространственный максимум гармоник соответствует направлению эксцентриситета, смещения оси статора. Наиболее просто 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 будут препятствовать условия монтажа подшипников, то в неправильно установленном

подшипнике, сдвинутом в осевом направлении, возникнут осевые нагрузки и вибрации. Подшипники достаточно быстро нагреются и выйдут из строя. Иногда ротор двигателя “утягивается” в осевом направлении валом механизма, что возможно при неправильном осевом монтаже всего механизма и в случае малой подвижности 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 вблизи частоты вращения вала ротора и всегда сопровождается появлением боковых полос, сдвинутых относительно гармоники частоты вращения ротора на интервал, равный произведению частоты скольжения на число полюсов двигателя.
- 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.

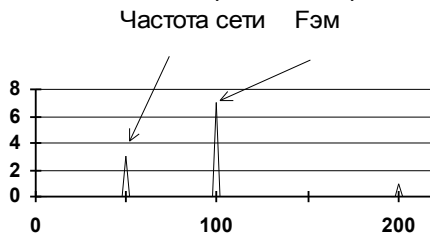
4.8.3. Проблемы стали и меди статора

При всех проблемах статора синхронной или асинхронной электрической машины, имеющих первопричину электромагнитной природы, возникающих в активной стали или в обмотке, в спектре вибросигнала возникает специфическая картина. В основном это вибрация с высокой амплитудой гармоники на частоте электромагнитных процессов ФЭМ. Как уже неоднократно говорилось выше, ее частота равна второй гармонике частоты питающей сети, т. е. равная 100 Гц.

Это достаточно хорошо объясняется с точки зрения физики происходящих процессов. Силы взаимного тяжения, действующие между “распрессованными” листами электротехнического железа или элементами крепления пакета стали,

имеют максимум амплитуды дважды за один период изменения питающей сети - во время минимума и максимума магнитного потока. 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 также пропорционально синусоиде, но изменяющейся уже с удвоенной частотой, относительно исходной частоты питающей сети.

4.8.1. Спектр вибрации при наличии дефектов статора.



На спектре вибросигнала, приведенном на рисунке 4.8.1., 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 частоты ФЭМ, третья (300), а также ряд дробных гармоник, которые в такой ситуации по своей частоте численно соответствуют синхронным, целым нечетным гармоникам частоты питающей сети.

Гармоники вибрации от электромагнитных процессов в статоре синхронной машины, по своей физической природе, являются синхронными относительно частоты вращения ротора. В асинхронном двигателе эти же гармоники являются несинхронными, т. к. частота вращения ротора и частота питающей сети не кратны между собой, а различаются между собой пропорционально частоте скольжения.

Ослабление прессовки активного железа статора обуславливается, в основном, двумя 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 полезной виброинформации, тем более корректно можно будет проводить диагностирование и, достаточно часто, удастся даже локализовать место проявления дефекта.

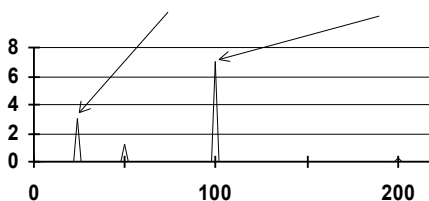
Аналогично обстоит дело и с особенностями проявления в спектрах вибросигналов различных дефектов обмоток статора, но поиск их и локализация происходят гораздо сложнее.

Самое главное, что нужно помнить, что различить вид диагностируемого в статоре дефекта, имеет - ли он “электрическую природу”, или же он обусловлен чисто “магнитными проблемами”, методами спектральной вибродиагностики достаточно сложно. Единственный, достаточно корректный признак наличия замкнутого витка в статоре - наличие боковой гармоники вблизи частоты 100 Гц. В большинстве практических случаев необходимо применение более специализированных методов диагностики состояния электрических машин.

4.8.4. Проблемы эксцентриситетности статора

Эксцентриситет статора возникает чаще всего как дефект изготовления “шихтованного” пакета стали статора, 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 же как итог тепловых и иных деформаций в агрегате и фундаменте.

4.8.2. Спектр вибрации при наличии эксцентриситета статора. Частота ротора Гэм



Для примера на рисунке 4.8.2. приведен спектр вибросигнала, зарегистрированного на подшипнике асинхронного двигателя, имеющего номинальную частоте 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 северный и южный полюса поля, вращающегося в зазоре. 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 гармоник на частоте вращения электромагнитного поля в зазоре. Это позволяет в асинхронных двигателях хорошо дифференцировать эксцентricность статора от эксцентricности 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 различных проекциях измерения. 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. При монтаже он должен тщательно контролироваться.

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.

4.8.5. Неправильный осевой монтаж двигателя

Принцип действия всех электрических машин переменного тока примерно одинаков - вращающий момент создается за счет взаимодействия магнитного поля статора с:

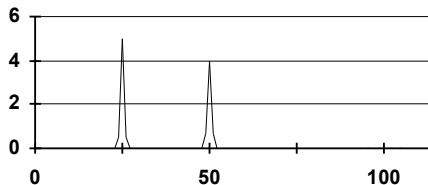
- магнитным полем ротора (синхронные машины);
- роторными проводниками с током (асинхронные машины).

В синхронной машине энергия подается одновременно: в ротор от источника постоянного тока, в статор от питающей сети. В асинхронной машине энергия подается только от сети в статор, поэтому для работы машины часть энергии должна быть передана через зазор в ротор, и только тогда возникает электромагнитное взаимодействие. Наличие передачи энергии через зазор объясняет наличие меньшего зазора в асинхронных машинах, а так же их большую чувствительность 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. Радиальная составляющая есть сила притяжения ротора к статору и при постоянстве воздушного зазора эти силы диаметрально противоположно взаимно уничтожаются. Касательная составляющая является полезной, т. к. именно она создает вращающий момент.

Рассмотрим чуть подробнее осевую составляющую. Если ферромагнитные сердечники ротора и статора расположены непосредственно друг под другом, то и суммарная осевая составляющая силы электромагнитного тяжения равна нулю. Иначе будет происходить при осевом смещении сердечников ротора и статора. При этом итоговая осевая сила не равна нулю и будет стремиться вернуть ротор в исходное нейтральное положение.

4.8.3. Спектр вибрации в осевом направлении при дефекте осевого монтажа.



Если осевая подвижность ротора достаточна для перемещения в нейтральное положение, то проблем с вибрацией не будет. Если же возникнет препятствие к такому осевому перемещению, то на нем возникнет значительная осевая вибрация. Частота этой вибрации, см. рис 4.8.3., может быть равна как частоте сети, так и частоте вращения ротора и зависит от типа трения в препятствии к осевому смещению.

Часто такая проблема возникает у двигателей с подшипниками качения, осевая подвижность которых почти нулевая. Осевая вибрация возникает при осевом смещении пакета статора, при неполной посадке подшипников на вал, при смещении подшипниковых щитов и т. д. Большинство подшипников не предназначены для компенсации осевых усилий и быстро выходят из строя.

У подшипников скольжения существует значительный “осевой разбег”, но и его может оказаться недостаточно для компенсации дефектов монтажа, и возникает трение галтели вала о торцевую поверхность вкладыша. Достаточно часто вал электродвигателя “утягивается” валом насоса при дефектах системы осевой разгрузки рабочего колеса насоса. Парадокс диагностики - дефект в насосе, а вибрация в двигателе.

На практике бывают случаи, когда ротор в подшипниках скольжения перед пуском принудительно смещают в ту или иную сторону в осевом направлении, например при помощи лома, и двигатель некоторое время хорошо работает. С течением времени, в процессе работы, ротор смещается обратно и осевые вибрации агрегата снова возрастают.

Для устранения осевой вибрации в насосных агрегатах необходимо корректно и комплексно выставлять при монтаже все три так называемых в практике “осевых разбега” - в насосе, в муфте и в двигателе.

4.8.6. Эксцентричный ротор

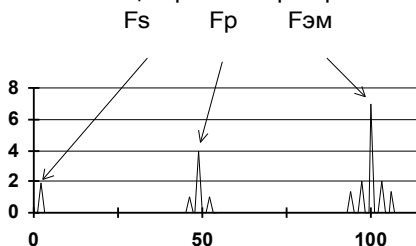
Это достаточно часто встречающаяся в практике причина повышенной вибрации электрических машин.

При наличии эксцентриситета ротора в характере распределения электромагнитного поля в зазоре двигателя возникает ряд особенностей. Плотность электромагнитного поля по окружности зазора изменяется вместе с вращением ротора и 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 есть признаки таких изменений скорости.

4.8.4. Спектр вибрации при эксцентриситете ротора.



На спектре вибросигнала, 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 “минускорений и 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 эксцентриситеты ротора на этой частоте.

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. Эксцентрисичность 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

$$DF = FS \times 2 \times P$$

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 эксцентриситет ротора влияет “2 x P” раз на тяговое усилие двигателя, которое связано с частотой скольжения ротора. Сама частота скольжения FS 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 FЭМ 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 его высоком разрешении.

Эксцентricность ротора обычно проявляется и в вертикальной и поперечной проекциях 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.

4.8.7. Обрыв стержней ротора

Наиболее распространенной конструкцией ротора асинхронного двигателя является короткозамкнутый ротор с “беличьей клеткой”. У такого ротора в пазах, без изоляции, забиваются медные, латунные стержни или пазы залиты сплавом алюминия. Концы стержней объединяются короткозамыкающими кольцами из

такого же материала. В процессе работы по стержням протекает большой ток, они сильно нагреваются, особенно во время пуска. Частой причиной выхода из строя двигателя является отгорание стержней, приводящее к увеличению нагрузки на оставшиеся, перегреву и отгоранию их и т. д. Процесс завершается “лавинообразным” выходом двигателя из строя.

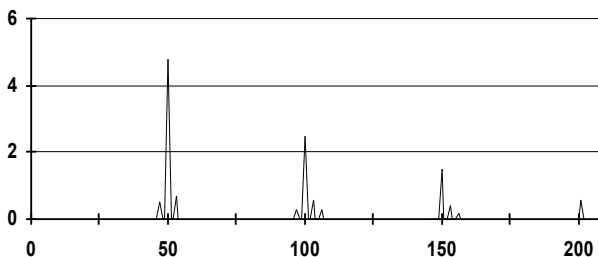
Выявление начальных фаз зарождения процесса “отгорания” стержней беличьей клетки ротора является очень актуальной задачей и позволяет повысить надежность работы асинхронных двигателей с короткозамкнутой клеткой на роторе.

Рассмотрим особенности физических процессов в роторе, имеющем характерные особенности в спектре, свойственные хотя бы начальной стадии данного дефекта - отгорел один стержень.

Необходимо сразу же сказать, что спектр двигателя с отгоревшим стержнем во многом похож на спектр двигателя с эксцентричным ротором. На первый взгляд между этими дефектами мало общего, но при ближайшем рассмотрении можно выявить сходства.

Как и при эксцентричном роторе отгоревший стержень приводит к модулированию тягового усилия двигателя. В момент прохождения зоны отгоревшего стержня мимо полюса тяговое усилие скачком уменьшится, ротор чуть - чуть призамедлится. В это время под полюс подойдет зона бездефектного стержня, в нем за счет возросшего скольжения будет больший ток, тяговое усилие возрастет, ротор чуть ускорится. Эти мини - ускорения и мини - замедления на спектре будут характеризоваться возникновением зубцов вокруг основной гармоники частоты вращения ротора. Такой спектр для двигателя с частотой вращения ротора 2920 об/мин показан на рис 4.8.5.

4.8.5. Спектр вибрации при наличии отгоревших стержней в беличьей клетке ротора.



Разделить эти две причины - эксцентриситет ротора и отгоревшие стержни беличьей клетки возможно, но только при наличии хорошего спектроанализатора. Различие в их проявлениях заключается в следующем:

- Характерная “корона” из зубцов вокруг пика электромагнитной частоты ФЭМ проявляется по разному - при эксцентриситете ротора она имеется во всех режимах, а при отгоревших стержнях появляется только при значительной нагрузке.

- При эксцентриситете ротора “корона” практически симметрична по величинам мини - пиков относительно центрального пика, а при отгоревшем стержне и под нагрузкой пик на меньшей частоте всегда меньше “зеркального” пика на большей частоте. Этот факт достаточно хорошо соотносится с картиной физических процессов. Уменьшение скорости происходит при нормальном скольжении и нормальном токе в последнем “хорошем” стержне клетки. Ускорение происходит при увеличенном скольжении, большем токе в первом “хорошем” стержне и, как результат, с большей интенсивностью.

- За счет колебательного “успокоения” ротора после прохождения дефектного стержня на спектре может возникнуть несколько гармоник частоты вращения ротора, и обычно все они окружены “коронами”.

В качестве численного ограничения степени проявления этого дефекта можно считать, что “короны” у исправного двигателя быть не должно. Если она появилась и под нагрузкой наибольший пик “короны” превысил 10 % от центрального пика - вероятность существования отгоревших стержней очень большая. Для контроля численного значения дефекта лучше использовать спектры с логарифмической шкалой по амплитуде. Если при этом пики “короны” будут меньше основного пика менее, чем на 20 dB, то дефект имеет место.

В заключение, подчеркивая особенности диагностики данной причине повышенной вибрации, необходимо еще раз указать, что такая диагностика возможно только с применением спектроанализаторов 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.

4.8.8. Дефекты зубцово - пазовой структуры

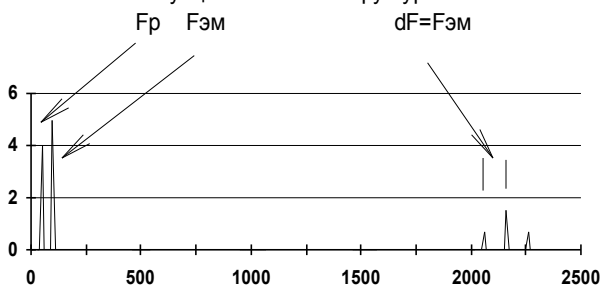
Такая неисправность не очень часто встречается в практике, но тем не менее ее можно описать и диагностировать.

Условно эту неисправность можно представить в виде ротора, у которого отсутствует один ферромагнитный зуб. Это приводит к тому, что мимо пазов статора перемещается магнитно - непериодический элемент, наводящий в

обмотке статора импульсы, число которых за один оборот будет численно равно числу пазов на статоре. На спектре 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 потому, что дважды за свой один оборот вращающееся поле “будет наткаться” 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 ФЭМ, как уже неоднократно говорилось равную удвоенной частоте питающей сети.

4.8.6. Спектр вибрации при наличии дефектов
зубцово - пазовой структуры.



При наличии дефектов в зубцово - пазовой структуре статора может быть зарегистрирована вибрация с частотой, равной произведению числа пазов ротора на частоту вращения ротора, т. к. магнитный дефект статора будет перемещаться относительно ротора. Все остальное, включая возникновение “зеркальных” пиков вокруг пазовой частоты, останется неизменным.

Наиболее сложным для диагностики будет спектр при наличии магнитных дефектов на роторе и статоре одновременно, причем дефектов множественных. На спектре будут зубцовые частоты ротора и статора, будут частоты их биения, будут множественные “зеркальные” пики и т. д.

“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 вибродиагностики.

4.8.9. Заключение

В данной главе были достаточно кратко рассмотрены наиболее часто встречающиеся в практике дефекты электрических машин переменного тока. В литературе встречаются сообщения о возможности диагностики и нескольких других дефектов, тоже электромагнитной природы. Здесь не приведены примеры таких диагнозов и их описание по нескольким причинам:

1. Как правило все эти дополнительно диагностируемые дефекты определяются уже не при помощи вибродатчиков, а при помощи различных токовых пробников, регистрирующих токи в обмотках электрической машины. Получаемые сигналы далее диагностируются спектральными методами, но все равно это уже не спектральная вибродиагностика.

2. Диагнозы по этим дефектам приводятся как частные случаи. Причины особенностей спектральной картины описывается по внешним признакам, без связи с внутренними физическими процессами в электрических машинах. Это тоже явилось препятствием для включения описания этих дефектов в данной главе.

3. Мы считаем, что если наши читатели сумеют достаточно хорошо разобраться с описанными здесь “стандартными” дефектами электрических машин, то у них, вероятно, не возникнет проблем с диагностикой и других причин повышенной вибрации электрических машин, которые не описаны здесь.

4. Успешное применение описанных диагностических правил принесет пользователям не только практическую пользу, но и позволит, в дальнейшем, разрабатывать свои диагностические правила для анализа дефектов состояния электрических машин по вибропараметрам.

5. Диагностика состояния машин постоянного тока хотя и не вошла в этот раздел, также может проводиться с использованием ряда вышеописанных диагностических правил. При этом только нужно сделать коррекцию на несколько иные принципы действия таких двигателей и генераторов.

4.9. Дефекты состояния и монтажа муфт

Объединение нескольких отдельных механизмов в единый агрегат осуществляется при помощи соединительных муфт различной конструкции. Качество монтажа соединительных муфт и их техническое состояние, изменяющееся в процессе эксплуатации, во многом определяет общее техническое состояние агрегата.

Для разных типов муфт по вибропараметрам диагностируются различные дефекты, поэтому рассмотрение возможных проблем будем вести отдельно для разных муфт.

4.9.1. Дефекты жестких муфт

В крупных стационарных агрегатах, например в турбоагрегатах электростанций, достаточно широко распространены жесткие муфты различной конструкции. Общим для таких муфт является то, при что при их помощи соединяемые валы механизмов очень четко и жестко фиксируются относительно друг друга. В идеале, при помощи жесткой муфты, два ротора объединяются в единое целое.

Благодаря применению жестких муфт удается решить целый ряд сложных технологических задач. Например в турбоагрегатах 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 проводится с минимальными допусками и требует высокой культуры производства, и тем не менее довольно часто сопровождается различными дефектами. Наиболее распространенными дефектами монтажа жестких муфт являются следующие:

- Коленчатость соединения в жесткой муфте, или, говоря кратко, “колено”. Заключается в том, что при монтаже или в процессе эксплуатации по тем или иным причинам центры соединяемых валов не точно совпадают друг с другом. В результате сочлененные валы при таком дефекте представляют собой не единый вал, а вал с дефектом в месте соединения. Итогом возникновения дефекта типа “колено” в жесткой муфте становится возрастание вибрации оборудования.

- Угловой излом в жесткой муфте, приводящий к излому вала. В практике этот дефект называется достаточно часто другими терминами, такими, как “маятник” или “раскрытие муфты”. Термин “маятник” возник вероятно потому, что при вращении вала с таким дефектом центр свободного конца вала совершает круговое вращение. Может его называют так ориентируясь на способ диагностики “маятника”, применяемый на практике. При этом способе проверки 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. Недостатком этого метода диагностики является его большая трудоемкость и ряд ограничений на его применение. Термин “раскрытие муфты” возник также из практики и соответствует диагностированию дефекта по неполному схождению полумуфт (валов) вдоль окружности при проведении монтажа муфты.

- Различные дефекты посадки полумуфт на соединяемые валы, выражающиеся в отклонениях от условий идеального монтажа. При неправильной посадке полумуфт в узле сочленения валов возникают или параллельные сдвиги (колено), или угловые изломы в муфте (маятник). Несмотря на индивидуальную природу возникновения этих дефектов в агрегатах, в данном случае из - за неправильной посадки полумуфт, в конечном итоге все они приводятся или к дефекту первого вида - к колену, или к дефекту типа маятник, или же к их совместному проявлению. Это основные специфические дефекты жесткой муфты.

При всех вышеописанных дефектах жестких муфт картина физических процессов примерно одинаковая и имеет две основные особенности:

- С одной стороны, в агрегате возникает картина небаланса масс вращающегося ротора за счет смещения осей центров масс.

- С другой стороны, на эту картину вибраций классического небаланса “наслаиваются сверху” вибрационные особенности достаточно специфического процесса, условно говоря, “вращающейся расцентровки”.

От стандартной расцентровки, “неподвижной” в пространстве, расцентровка “вращающаяся” отличается только, условно рассуждая, примененной системой координат. Обычная неподвижная расцентровка диагностируется в неподвижной системе координат, связанной с статором или фундаментом. “Вращающаяся расцентровка” диагностируется во вращающейся, подвижной, системе координат, связанной с вращающимся ротором агрегата. Если при диагностике учитывается такое изменение в подходе поиску расцентровки, то далее можно считать все проявления обоих расцентровок одинаковыми.

Очень важным является то, что оси поверхностей шеек роторов при наличии дефектов в жестких муфтах оказываются смещенными относительно

идеальной оси вращения роторов. При этом контактные зоны шеек валов совершают круговые движения внутри вкладышей подшипников (скольжения). Сопровождающую такой процесс картину небаланса первоначально стараются убрать при помощи балансировки. Установка балансировочных грузов может снизить уровень вибрации, но картина “обскальзывания” (по аналогии с обкатыванием) шейки вала по внутренней окружности подшипника скольжения сохранится и снизить вибрацию до приемлемого уровня обычно не удается. Если даже вибрация снизится, то ее уровень будет зависимым от нагрузки агрегата.

Для корректной диагностики дефектов жесткой муфты “колено” и “маятник” по вибросигналам обязательно необходимо наличие синхронных или синхронизированных вибросигналов. При этом необходимо зарегистрировать не менее восьми вибросигналов - по два на каждом из четырех подшипников в вертикальном и поперечном направлениях. Подшипники берутся с двух сторон жесткой муфты плюс подшипники с других сторон сочлененных муфтой механизмов.

Диагностика дефектов муфты на колено и маятник ведется, в основном, по фазам первой гармоники оборотной частоты ротора во всех контролируемых точках одновременно. Первое требование к полученным сигналам - фазы первых гармоник должны быть стабильными. В противном случае источник вибрации нужно искать в каком-либо другом месте агрегата.

Колено. На подшипниках с двух сторон муфты фазы первых гармоник должны различаться на 180° (с учетом допустимой погрешности определения фазы до 30 градусов). Это условие должно выполняться и в вертикальном и в поперечном направлениях измерения вибрации. Особенно обязательно в вертикальном направлении.

Фаза первых гармоник в вибросигналах с подшипников, расположенных через механизм от муфты, менее информативна и не всегда условия по ней выполняются. Это скорее всего следует считать дополнительным диагностическим признаком. Фаза первой гармоники с двух сторон сочлененных механизмов, с подшипников, расположенных через механизм от муфты, должна тоже различаться на 180° .

При “опирании” двух роторов на три подшипника, что довольно часто бывает в модернизированных турбоагрегатах, коленчатость в муфте равнозначна небалансу ротора, не имеющего второй опоры вблизи муфты. Этот дефект модернизированного агрегата диагностируется так же и достаточно просто устраняется как небаланс.

Маятник. Для диагностики маятника необходимо проводить сравнение начальных фаз сразу по всем четырем подшипникам. На подшипниках с двух сторон муфты фазы первых гармоник должны быть одинаковыми. Это справедливо и для вертикальной и для поперечной проекций. Фаза первых гармоник на двух подшипниках, которые расположены через механизмы от

муфты, должны быть тоже равны между собой. Фазы первых гармоник на подшипниках с двух сторон каждого из сочлененных механизмов должны различаться между собой примерно на 180° .

Если говорить проще, то по фазам первой гармоники на четырех подшипниках должно соблюдаться условие: если принять за базу для сравнения фазу первого подшипника, считать ее начальной, то фаза второго подшипника отличается от первого на 180° , фаза третьего равна фазе второго, фаза четвертого отличается от третьего на 180° и равна фазе первого подшипника.

В практике часто один из “крайних” подшипников соединяемых механизмов (иногда и два) расположен внутри агрегата, т. к. в агрегате больше двух механизмов. Эти дополнительные механизмы “сглаживают” картину дефекта муфты на подшипнике, расположенном между механизмами. В итоге бывает, что фаза оборотной гармоники первого или четвертого подшипников соединяемых муфтой механизмов могут выпасть из общей логики.

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, большей частью с профилактической целью, персоналом проводится процедура балансировки агрегата в собственных подшипниках. Точнее говоря, делается попытка “успокоить” агрегат, уменьшив вибрации установкой балансировочных грузов. Эффективность такой попытки обычно не очень велика.

4.9.2. Дефекты полужестких муфт

Под полужесткими муфтами будем понимать здесь муфты 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 них упругих элементов создает определенную гибкость в месте соединения валов и тем позволяет несколько уменьшить влияние дефектов сопряжения валов.

При рассмотрении процессов в таких муфтах не следует сильно преувеличивать компенсирующие способности волновых компенсаторов, так как и они, с целью передачи вращающего момента, обладают достаточно высокой жесткостью. Компенсаторы позволяют заметно снизить влияние излома оси (маятника), гораздо хуже компенсируется эффект коленчатости.

Если муфта имеет только одну "волну" компенсатора, то общее влияние коленчатости на вибрацию агрегата снижается не очень существенно.

Таким образом в полужесткой муфте следует обычным образом диагностировать при помощи спектров вибрации дефект муфты типа колена. Методика диагностирования не отличается от аналогичной процедуры в жесткой муфте, описывать ее снова здесь нет необходимости.

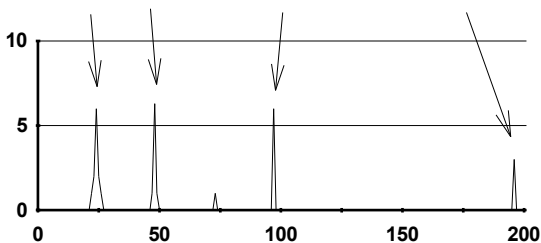
4.9.3. Дефекты пальцевых и зубчатых муфт

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. Специфическая конструкция муфт позволяет снизить требования к точности монтажа агрегатов благодаря компенсации небольших расцентровок или сглаживанию степени их проявления. В некоторых теоретических работах такие типы муфт даже называют подвижными.

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:

- Несоосностью рабочих венцов полумуфт. В спектре вибросигнала это проявляется как обычная 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. 4.9.1., приводимого во вращение асинхронным двигателем с частотой вращения 1440 об/мин.

4.9.1. Спектр вибрации агрегата с
4-х пальцевой соединительной
муфтой, имеющей перекос венцов.
F1 2xF1 4xF1 8xF1



- 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 гармоник 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, три гармоники - 15, 16, 17 от оборотной, хотя на муфте 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).

- Заклинивание или даже “сваривание” подвижных элементов муфты в некотором промежуточном рабочем положении. В таком случае муфта начинает работать как жесткая и все дефекты диагностируются по пункту 4.9.2.

4.9.4. Дефекты торсионных муфт

Для соединения роторов различной массы иногда используют торсионные муфты. Примером использования торсионной муфты является подсоединение к турбогенератору 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 следующим образом, 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 уделяется 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.

4.9.5. Дефекты пружинных муфт

Это одна из разновидностей муфт, в которой полумуфты объединяются или при помощи отдельных плоских пружинных пластин или при помощи фигурной пружинной ленты, попеременно проходящей 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 меньшей. Очевидно это происходит потому, что нескольких зубцов, вследствие дефекта, начинают работать как единое целое. Может причина этого и в другом. Как бы то ни было, дефект по такому признаку диагностируется достаточно уверенно.

Краткая информация о фирме:

ПВФ «ВИБРО-ЦЕНТР» (г. Пермь)

Разработка и поставка приборов и программного обеспечения по вибродиагностике для различных отраслей промышленности.

614600, Пермь ул. Кирова, 70 оф.402

Тел/Факс (342) 212-84-74

Адрес в интернете: www.vibrocenter.ru

E-mail: vibrocenter@vibrocenter.ru