

# МЕТОДЫ И ПРОБЛЕМЫ ВИБРОДИАГНОСТИКИ АСИНХРОННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Седунин А.М., Афанасьев Д.О., Сидельников Л.Г.

Пермский государственный технический университет,

ООО «ТестСервис», г. Пермь

*В данной статье рассмотрены основные методы вибродиагностики, которые используются при решении задач мониторинга и функциональной диагностики механизмов роторного действия, включая электродвигатели; проведен сравнительный анализ методов и выявлены проблемы вибродиагностики асинхронных двигателей.*

Не смотря на большое количество методов вибродиагностики электродвигателей, вопрос продолжает оставаться актуальным по ряду причин. Среди этих причин отсутствие надежных критериев оценки технического состояния, динамики развития дефектов, отсутствие методов прогнозирования остаточного ресурса. Имеющиеся критерии учитывают только предельные состояния параметров, что не позволяет оценивать дефекты на ранней стадии их развития.

Основными методами вибродиагностики, которые используются при решении задач мониторинга и функциональной диагностики электрических машин, являются: анализ общего уровня вибрации, метод ударных импульсов, частотный анализ и метод спектрального анализа огибающей высокочастотной вибрации. Простейшим из методов вибродиагностики является измерения общего уровня вибрации. В этом случае в широких частотных диапазонах измеряются среднеквадратичные или пиковые значения виброускорения механических колебаний [1].

Для диагностики асинхронных электродвигателей в основном используются спектры виброускорения, так как в них для большинства типов узлов роторных машин оказываются сопоставимыми величины составляющих вибрации на низких, средних и высоких частотах. Это облегчает анализ спектров виброускорений [2]. При измерении общего уровня колебаний максимальный вклад дают несколько основных составляющих или одна доминирующая составляющая, например, составляющая на частоте вращения. Эта составляющая имеет большое значение, однако развивающиеся дефекты могут привести к росту других составляющих, уровень которых может быть значительно ниже уровня доминирующей составляющей [1].

На рис.1, в качестве примера, пунктирной линией показан спектр колебаний, а сплошной линией их общий уровень, измеренный в широкой полосе частот. Измерение общего уровня является грубой оценкой технического состояния машины. Однако практически все системы мониторинга и диагностики основаны на измерении общего уровня вибрации [1]. Информация об общем уровне вибрации используется для сравнения с установленными стандартами пороговыми значениями и для построения трендов. Это позволяет оценивать в первом приближении скорость изменения состояния машины. Таким образом, измерение общего уровня может быть использовано для контроля технического состояния электродвигателя. Для более глубокой детальной диагностики требуются более тонкие методы.



Рис. 1. Общее значение амплитуды или общий уровень колебаний в широкой частотной полосе

Метод ударных импульсов основан на измерении отношения пикового и среднеквадратического значений виброускорения механических колебаний, называемого пикфактором. Принцип действия метода ударных импульсов показан на рис. 2 [1], где представлены временные высокочастотные сигналы вибрации исправного и дефектного подшипника качения.

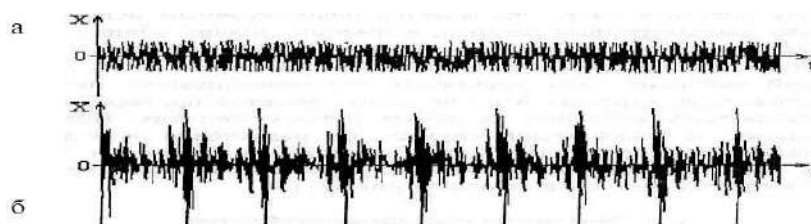


Рис. 2. Высокочастотная вибрация исправного (а) и дефектного (б) подшипников качения

Преимущества метода ударных импульсов определяются отсутствием требований к периодичности следования ударных импульсов. Главным недостатком метода является тот факт, что не все зарождающиеся дефекты приводят к появлению ударных импульсов. Часто дефектный узел обнаруживается незадолго до отказа, когда в нем развивается цепочка связанных дефектов, один или несколько из которых становятся источником ударных импульсов. В этом случае частота следования ударных импульсов может быть настолько большой, что не приведет к росту пикфактора.

К недостаткам относится также отсутствие информации о виде дефекта, поскольку ударные импульсы появляются при различных видах дефектов. Это не позволяет давать долгосрочный прогноз состояния машины, т.к. различные дефекты имеют разные скорости развития. Таким образом, метод ударных импульсов может быть использован только для контроля состояния узла, но не для его диагностирования.

Не менее важным недостатком является сложность применения метода для контроля состояния низкооборотных подшипников. В масляной пленке бездефектных подшипников возможны частые разрывы, которые приводят к образованию ударных импульсов.

Особенностью метода ударных импульсов, усложняющего его применение, является прекращение роста пикфактора при развитых дефектах. Часто происходит уменьшение пикфактора по мере увеличения степени развития дефекта. На рис.3 приведена зависимость величины пикфактора от срока эксплуатации по мере роста величины и числа дефектов в подшипнике [3].

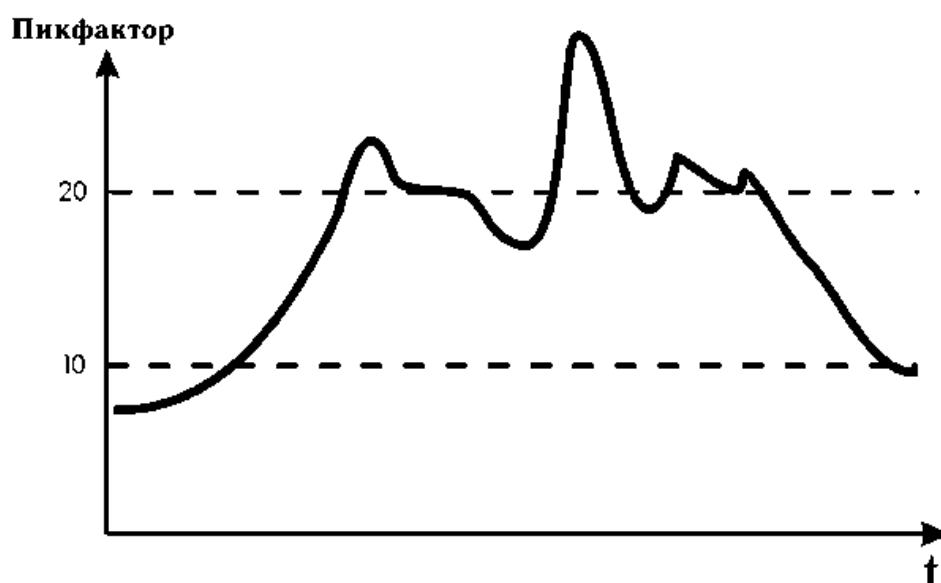


Рис.3. Экспериментальная зависимость величины пикфактора от наработки подшипника с дефектом на поверхности качения.

Как видно, максимальная величина пикфактора имеет весьма короткий промежуток времени. По мере развития дефекта, величина пикфактора падает и метод теряет чувствительность. Поэтому при использовании метода ударных импульсов для контроля состояния подшипников качения измерения необходимо производить достаточно часто. В практической диагностике метод ударных импульсов используется не автономно, а в совокупности с методом спектрального анализа огибающей высокочастотной вибрации [3].

Многие виды дефектов приводят к росту составляющих вибрации на различных полосах частот [1]. Частотный анализ используется для разделения на отдельные составляющие широкополосных сигналов и позволяет оценивать уровни вибрации в более узких полосах частот (рис. 4).

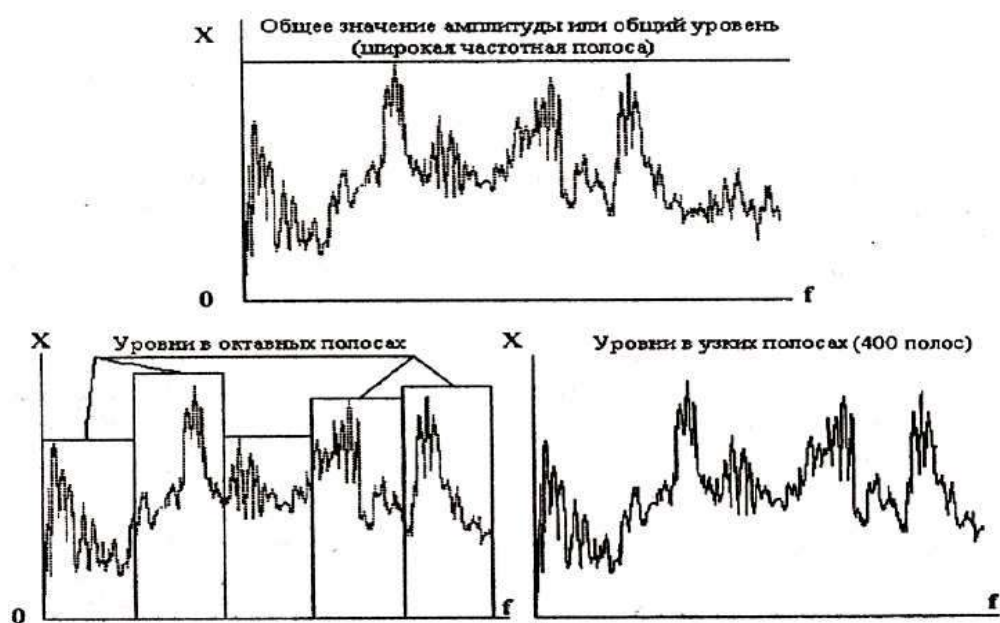


Рис. 4. Спектры вибрации, измеренной с различной разрешающей способностью.

Для диагностики двигателей при выборе частотной области вибрации следует учитывать свойства вибрации разной частоты [4]. Вибрационный мониторинг машин проводится обычно по их низкочастотной вибрации. Более 50% типов сильных дефектов оказывают влияние на низкочастотную вибрацию машин. Диагностика машин по низкочастотной вибрации имеет большое количество недостатков. К основным ее недостаткам относятся следующие:

1. Невозможность обнаружения и определения вида и величины многих видов дефектов, которые могут стать причиной отказов машин. Поэтому

невозможно получить достоверный долгосрочный прогноз состояния машины.

2. Сложность разделения составляющих вибрации. Это определяется слабым затуханием при распространении низкочастотной вибрации. Вибрация к точке измерения приходит от всех узлов механизма, а также от соседних машин. Поэтому при анализе вибрации на низких частотах возникает проблема локализации дефекта и проблема помехоустойчивости.
3. Сложность обнаружения зарождающихся дефектов. Это обусловлено тем, что на низких частотах механизм колеблется как единое целое. Для возбуждения вибрации на какой-либо составляющей нужны относительно большие колебательные силы. Такие силы возникают только при появлении развитых дефектов. Поэтому дефекты в начальной стадии развития практически не проявляются в низкочастотной части спектра вибрации [1].

Для возбуждения среднечастотной вибрации не нужны значительные колебательные силы. Однако, анализируя среднечастотную вибрацию отдельных узлов машины, добиться повышения эффективности вибрационной диагностики не удастся. У большинства машин на средних частотах большое количество высокочастотных резонансов. Поэтому малейшее изменение частоты вращения или механических свойств объекта контроля в десятки раз может изменить уровни контролируемых составляющих вибрации. К аналогичным результатам приводят и изменения нагрузки, температуры, влажности воздуха и т.п. Вследствие этого происходит искажение информации о дефектах. Поэтому приходится вводить многочисленные поправки в результаты измерений вибрации [4].

Установлено, что вся информация о техническом состоянии объекта содержится в кривой огибающей высокочастотный сигнал вибраций [1]. Под спектром огибающей вибрации понимается узкополосный спектр огибающей высокочастотных случайных составляющих вибрации, которые предварительно выделены из сигнала при помощи полосового фильтра. По частотам и амплитудам гармонических составляющих спектра огибающей определяются свойства случайной вибрации, которая приобретает из-за дефектов в узлах трения амплитудную модуляцию. Гармонические составляющие в спектре огибающей вибрации бездефектных узлов отсутствуют. Вследствие дефектов в узлах трения вибрация и силы трения приобретают амплитудную модуляцию. При этом частота модуляции определяет вид, а глубина модуляции – величину дефекта. В спектре

огibaющей они однозначно определяются частотами и амплитудами появившихся гармонических составляющих. Типичный спектр огibaющей случайной вибрации узла трения (подшипника качения) приведен на рис. 5.

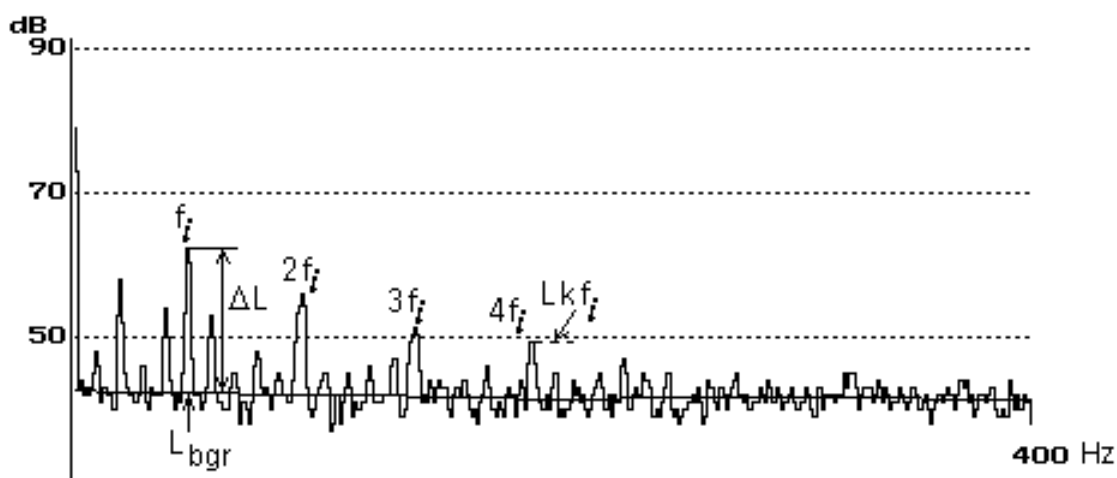


Рис.5.Спектр огibaющей вибрации подшипника с раковинной на наружном кольце.

При отсутствии дефектов спектр огibaющей имеет только фоновые (случайные) составляющие с близкими по величине уровнями, так как сигнал вибрации в выбранной полосе является стационарным случайным процессом. Дефект поверхности трения приводит к модуляции вибрации определенной частотой  $f_i$ . В спектре появляется ряд гармонических составляющих на частотах  $kf_i$ . При этом  $k$  может иметь как одно значение, например  $k=1$ , так и группу  $k=1,2,3,\dots$ . Вид дефекта определяется частотой модуляции  $f_i$  и числом  $k$  обнаруженных гармонических составляющих. Величина дефекта определяется разностью уровней  $\Delta L$  максимальной из гармоник и фона [5].

К достоинствам спектрального анализа кривой огibaющей вибрации электродвигателей относятся:

- *возможность локализации дефекта.* Она определяется свойством высокочастотной вибрации быстро затухать при распространении, что позволяет оценивать техническое состояние именно того узла, вблизи которого установлен датчик вибрации. По этой же причине спектр огibaющей высокочастотной вибрации не «затемнен» составляющими от других узлов контролируемой машины или оборудования, что повышает достоверность диагноза.
- *высокая чувствительность.* В отличие от спектрального анализа низкочастотной и среднечастотной вибрации, где достоверно обнаружить можно только развитые дефекты, наличие даже зарождающихся дефектов

приводит к появлению модуляции высокочастотной вибрации контролируемого узла, а значит и к появлению гармонических составляющих в спектре огибающей этой вибрации.

- *достоверность определения вида и величины каждого из дефектов.* Высокая достоверность определяется использованием не абсолютных значений составляющих вибрации, как при спектральном анализе, а относительных значений – парциальных глубин модуляции. При изменении уровня вибрации, например, из-за изменения коэффициента усиления или изменения чувствительности датчика, глубина модуляции, обусловленная появлением дефекта, остается неизменной.
- *постановки диагноза и прогноза по однократным измерениям вибрации.* Она определяется использованием относительных измерений, т.е. измерений глубин модуляции высокочастотной вибрации, и отсутствием гармонических составляющих в спектре огибающей бездефектного узла. Знание предельных глубин модуляции всех возможных сильных дефектов и скоростей развития каждого вида дефекта позволяет не только определять вид и степень развития любого дефекта, но и прогнозировать время безаварийной работы контролируемого узла без предварительного построения эталонов [1].

В основе диагностики асинхронных двигателей лежат методы обнаружения составляющих вибрации электромагнитного и электродинамического происхождения, рассмотренные ранее. Для обнаружения дефектов, которые сопровождаются появлением переменных электродинамических сил и пульсирующих моментов, анализируется вибрация корпуса в радиальном и тангенциальном (по касательной к корпусу) направлениях. Для обнаружения дефектов, которые сопровождаются изменением радиальных электромагнитных сил, исследуется радиальная вибрация корпуса (рис. 6) [4].

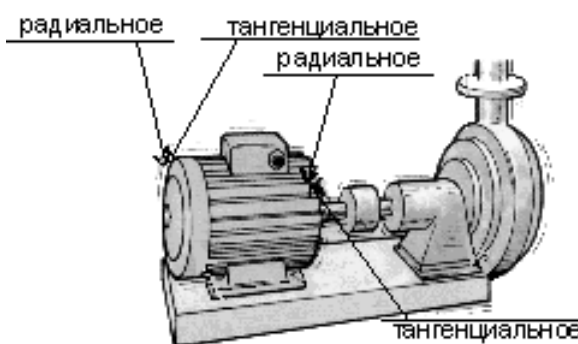


Рис.6. Пример выбора точек контроля вибрации

*Особенности диагностики электромагнитных систем асинхронных двигателей.*  
Для обнаружения дефектов в электромагнитных системах асинхронных двигателей

используют один главный признак - появление пульсирующих моментов, которые действуют на ротор и статор. У бездефектных машин пульсирующие моменты отсутствуют. Частоты возникающих пульсирующих моментов определяются видом дефекта. Величина дефекта определяется амплитудой пульсирующего момента и измеряется по параметрам узкополосного спектра вибрации. Спектры огибающей вибрации для диагностики электромагнитной системы не используются [5].

Многие дефекты ротора в асинхронных двигателях приводят к модуляции вибрации и легко обнаруживаются по однократным измерениям вибрации. Это - дефекты беличьей клетки и динамический эксцентриситет воздушного зазора в асинхронных двигателях. Для контроля состояния беличьей клетки в асинхронном двигателе по пульсирующим моментам измеряют спектр низкочастотной вибрации с высоким разрешением по частоте (рис.7).

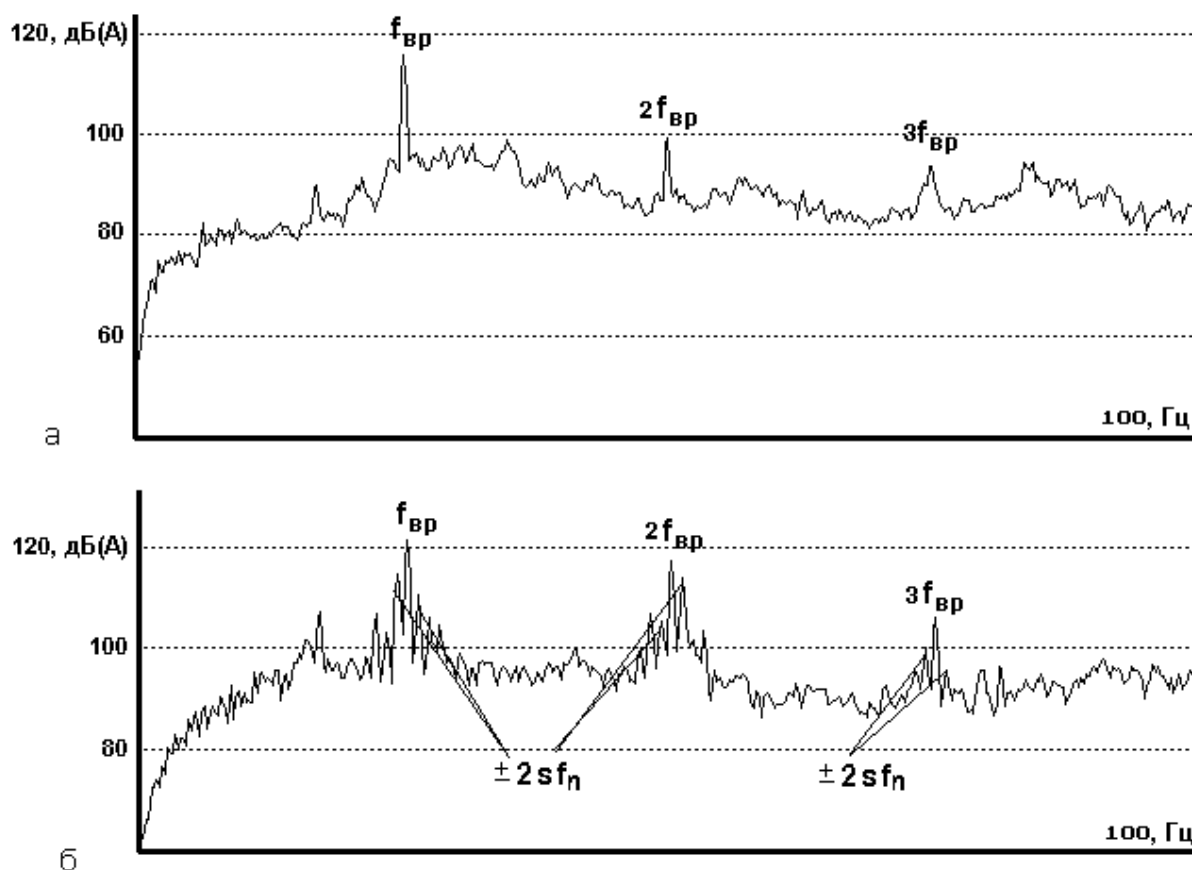


Рис.7 Спектры вибрации асинхронного двигателя без дефектов а) и с обрывом стержня беличьей клетки б)

Диагностическим признаком такого дефекта является появление пульсирующих моментов с двойной частотой скольжения  $2sf_n$ . Следствием этого является появление в спектре вибрации на частотах  $kf_{вр}$  боковых составляющих, отличающихся на  $2k_1sf_n$ .



Диагностическим признаком динамического эксцентриситета воздушного зазора в асинхронных двигателях является наличие вращающегося вместе с ротором несимметричного магнитного поля и, как следствие, появление амплитудной модуляции зубцовых гармоник вибрации частотами  $k_1 f_{вр}$ , т.е. появление боковых составляющих у зубцовых гармоник вибрации машины с частотами  $k f_z \pm k_1 f_{вр}$ .

Диагностическим признаком статического эксцентриситета воздушного зазора в асинхронных двигателях является рост составляющих вибрации на частотах, отличающихся от зубцовых на частоты  $\pm k_1 2f_n$ , а также рост радиальной составляющей вибрации на двойной частоте питающей сети. Основной акцент делается на рост составляющих с частотами  $k f_z \pm k_1 2f_n$ , так как рост вибрации на частоте  $2f_n$  обычно оказывается меньше, и, кроме того, может быть вызван и другими причинами.

Пример спектра радиальной вибрации асинхронного двигателя без дефектов и со статическим эксцентриситетом зазора приведен на рис.8.

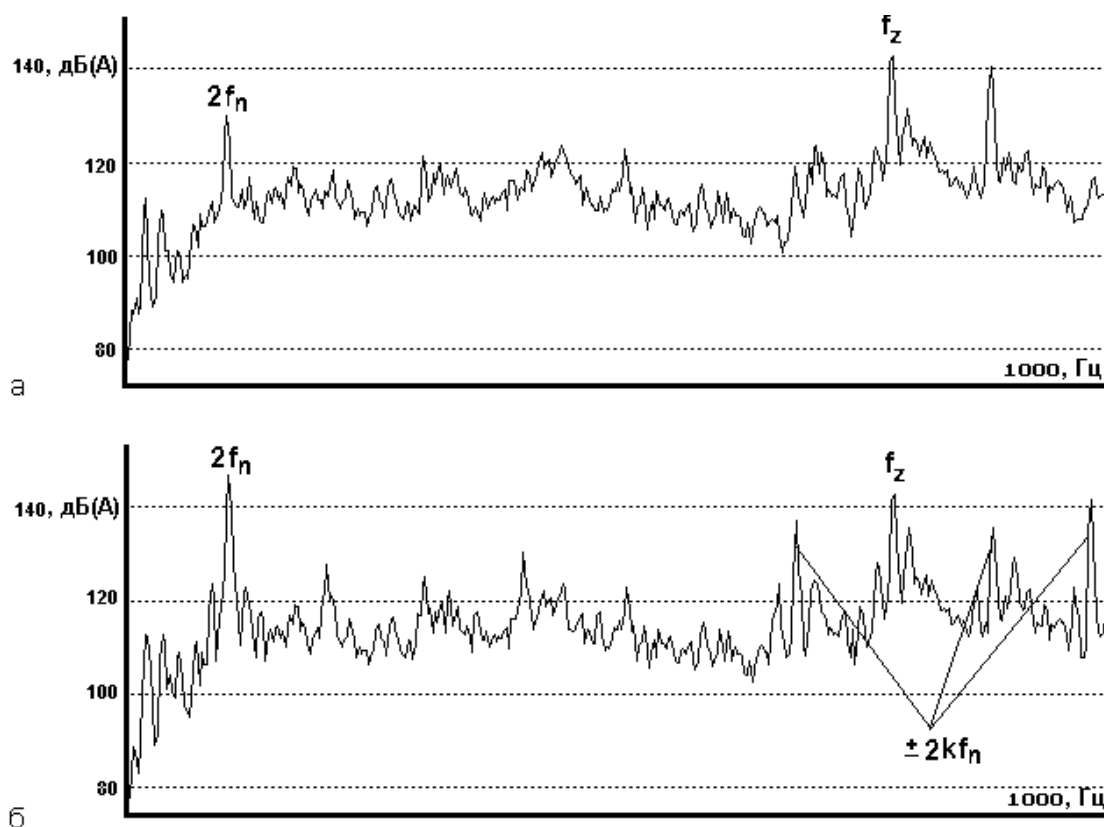


Рис.8. Спектры радиальной вибрации асинхронного двигателя без дефектов и со статическим эксцентриситетом зазора.

Некоторые дефекты обмоток статора приводят к появлению пульсирующих моментов в машине. Они обнаруживаются по соотношению тангенциальной и радиальной вибрации на низких частотах ( $2f_n$ ) в асинхронных двигателях. На более высоких частотах

различия между радиальной и тангенциальной вибрацией уменьшаются, и тогда дефекты обнаруживаются по росту соответствующих составляющих вибрации.

Аналогичным образом обнаруживаются и изменения вибрационного состояния асинхронных двигателей при несимметрии питающего напряжения или искажении его формы. Разделить несимметрию питания и дефекты обмоток статора достаточно сложно. Необходимо сравнивать показатели нескольких машин, и если у всех есть пульсирующие с частотой  $2f_n$  моменты, то причина – сеть [4]. Диагностические признаки основных дефектов асинхронных двигателей и нарушений нормальных условий их питания сведены в таблицу 1.

Таблица 1

Частоты составляющих вибрации как диагностических признаков дефектов асинхронных двигателей и напряжения питания

Название дефекта	Рост НЧ вибрации	Рост ВЧ вибрации	Примечание
Дефекты обмоток статора	$2f_1 (R, T)$	$kf_{Zrt} \pm 2f_1$	-
Дефекты обмоток ротора (беличьей клетки)	$kf_{rt} \pm 2k_1Sf_1 (R, T)$	$kf_{Zrt} \pm 2k_1Sf_1Z_{rt}$	-
Статический эксцентриситет зазора	$2f_1 (R, T)$	$kf_{Zrt} \pm 2f_1$	-
Статический эксцентриситет с насыщением зубцов	$2f_1 (R, T)$ $2(k+1)f_1 (R, T)$	$kf_{Zrt} \pm 2f_1,$ $k_1 \geq 2$	-
Динамический эксцентриситет зазора	$f_{rt} (R)$ $2f_{rt} (T)$ $2f_1 \pm f_{rt} (R)$	$kf_{Zrt} \pm k_1f_{rt}$ $kf_{Zst}$	-
Динамический эксцентриситет с насыщением зубцов	$kf_{rt} \pm 2k_1f_1S/p (R, T)$ $2f_1 \pm k_1f_{rt} (R)$ $2kf_1 \pm k_1f_{rt}$	$kf_{Zrt} \pm k_1f_{rt}$ $kf_{Zst} \pm k_1f_{rt}$ $k_1 \geq 3$	-

	(T)		
Несимметрия напряжения питания	$2f_1 (T)$	-	У всех АД одной сети
Нелинейные искажения напряжения	$6k_f_1 (R, T)$	$kf_{Zrt} \pm 4k_1f_1$	У всех АД одной сети

Примечание:  $f_1$  – частота питающего напряжения, Гц;  $f_{rt}$  – частота вращения ротора, Гц;  $f_{Zrt} = f_{rt} Z_{rt}$  или  $f_{Zrt} = f_{rt} Z_{rt} \pm 2f_1$  – зубцовые частоты ротора, Гц;  $f_{Zst} = f_{rt} Z_{st}$  – зубцовая частота статора, Гц;  $Z_{rt}$  – число зубцов ротора;  $Z_{st}$  – число зубцов статора;  $R, T$  – радиальное и тангенциальное направления возбуждения вибрации;  $НЧ$  – низкочастотная вибрация;  $ВЧ$  – высокочастотная вибрация;  $S$  – скольжение ротора;  $k, k_1$  – целые числа [6].

Особенности диагностики подшипников качения. На рис. 5 приведены измеренные вибрации подшипников качения электродвигателей и соответствующие им спектры огибающих этих сигналов.

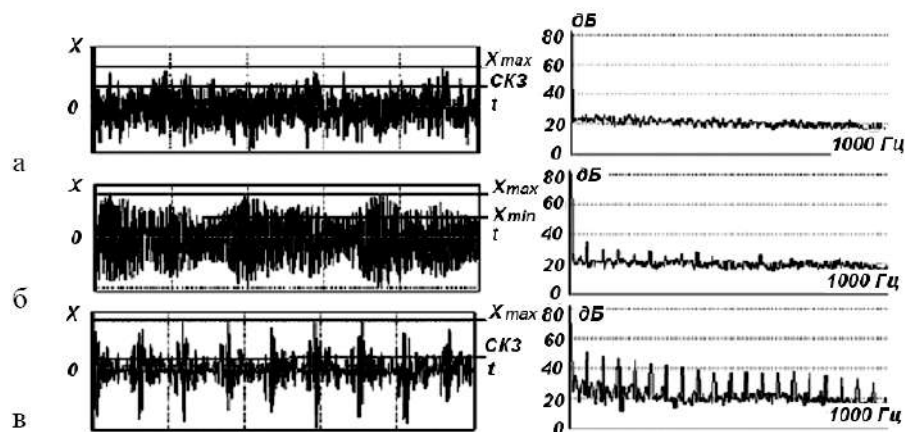


Рис. 9. Временные сигналы высокочастотной вибрации подшипника качения и спектры ее огибающей: а) исправный подшипник; б) подшипник с износом поверхности трения; в) подшипник с раковиной на поверхности трения

Как видно из рисунка, в спектре огибающей случайной вибрации бездефектного подшипника отсутствуют гармонические составляющие. В спектре огибающей вибрации подшипника с износом видна одна сильная гармоническая составляющая, которая указывает на плавное и периодическое изменение мощности сигнала вибрации. В подшипнике с ударными импульсами мощность высокочастотной вибрации изменяется

скачками и в спектре ее огибающей присутствует уже ряд кратных по частоте гармонических составляющих.

*Особенности диагностики подшипников скольжения.* Подшипники скольжения диагностируются практически всегда по совместным измерениям спектра низкочастотной вибрации и спектра огибающей высокочастотной вибрации. Дефекты подшипников скольжения обнаруживаются по трем основным признакам.

1. По флуктуациям толщины и места расположения масляного клина, которые модулируют случайную вибрацию низкочастотным случайным процессом. В результате в спектре огибающей появляется подъем на низких частотах (рис. 10).

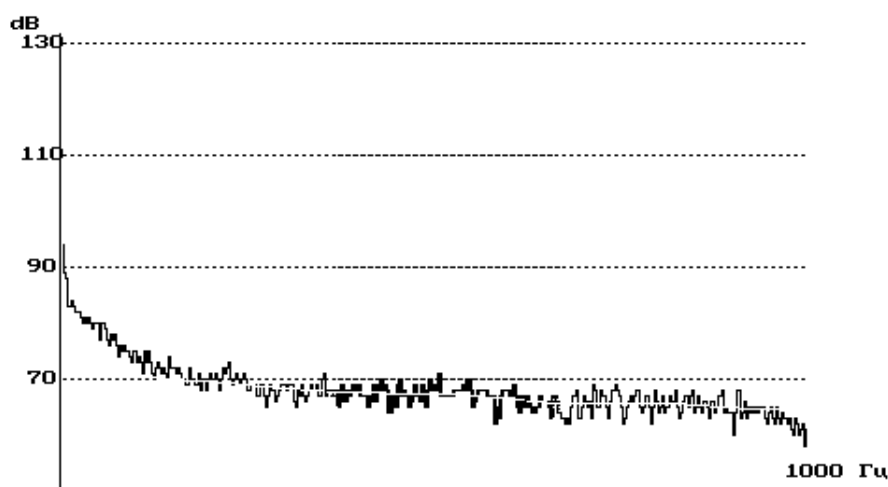


Рис.10. Спектр огибающей высокочастотной вибрации подшипника скольжения с износом (обнаружение по нестабильности масляного клина)

2. По появлению автоколебаний вала в подшипниках, что является источником вибрации на субгармониках частоты вращения. Это  $1/2$  или  $1/3$  частоты вращения (рис. 11).

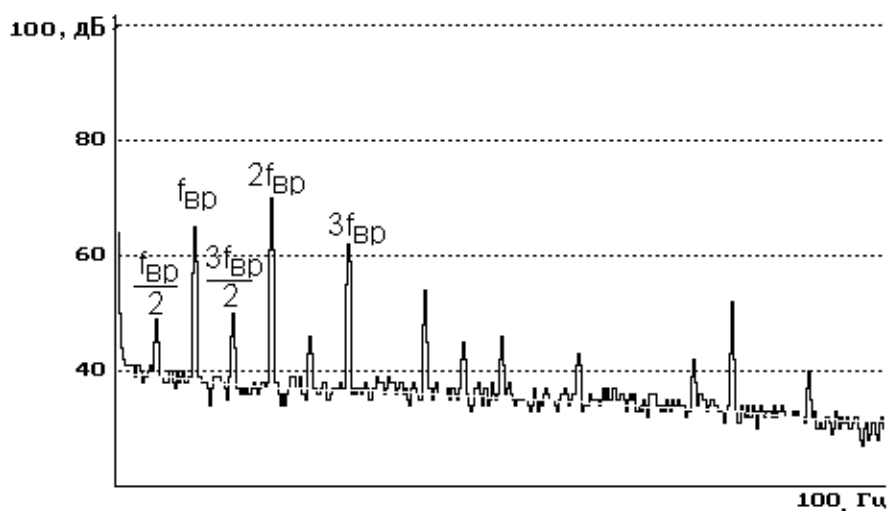


Рис.11. Спектр огибающей вибрации подшипника скольжения с автоколебаниями вала

3. По появлению ударов (сухих и гидродинамических). В этом случае в спектре огибающей высокочастотной вибрации подшипника появляется ряд слабо затухающих составляющих, кратных частоте вращения вала.



Рис.13. Спектр огибающей вибрации подшипника скольжения без дефектов (а), и при наличии в нем ударов (б).

*Особенности диагностики шестерен и зацеплений.* Диагностика шестерен и зацеплений производится по спектрам огибающей высокочастотной вибрации и по спектрам низкочастотной и среднечастотной вибрации. Высокочастотная вибрация измеряется на подшипниках шестерен. По спектрам низкочастотной и среднечастотной вибрации анализируются свойства зубцовой вибрации. Основным диагностическим признаком дефектов - появление динамических нагрузок на подшипники. Многие специалисты используют другой диагностический признак дефектов – появление ударов в зацеплении. Однако при дефектах зубьев часто нагрузка в зацеплении не растет, а падает. В этих случаях метод обнаружения ударов в зацеплении не работает.

В спектре огибающей вибрации подшипника редуктора (рис.14) при дефектах шестерни, например, при неоднородном износе зубьев, появляются гармонические составляющие на частотах, кратных частоте вращения, а также зубцовые гармоники с боковыми составляющими, отличающимися на частоту вращения.

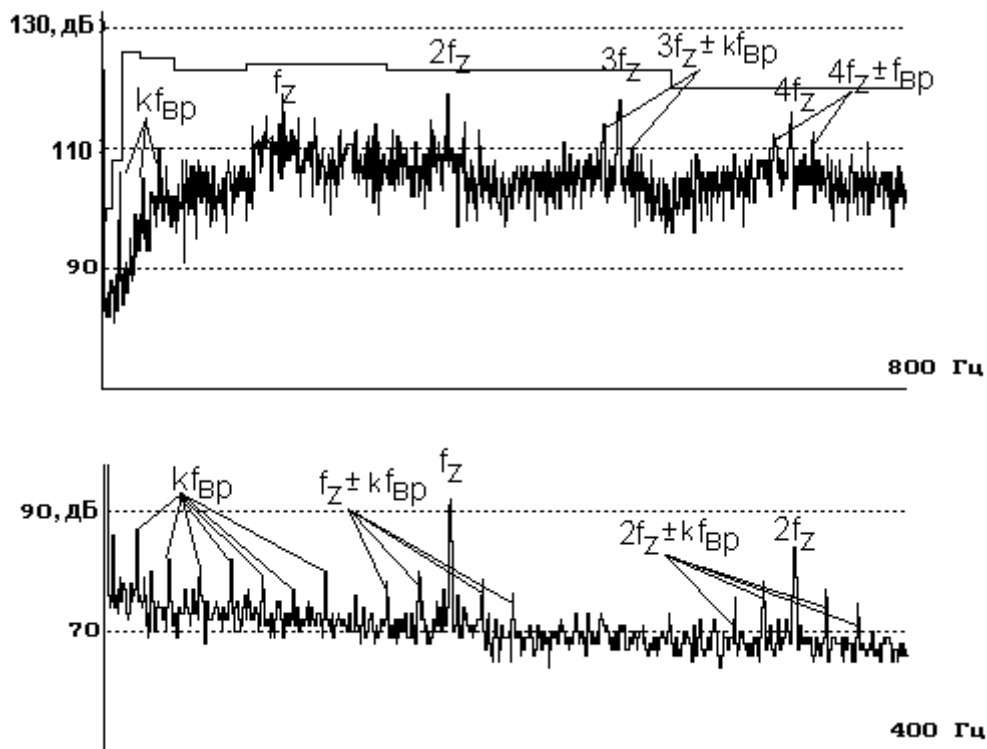


Рис.14. Спектры вибрации подшипника редуктора и ее огибающей при износе зуба.

*Особенности диагностики роторов и муфт.* Особенность диагностики роторов связана с необходимостью создавать эталон составляющих спектра вибрации машины на частотах, кратных частоте вращения ротора. Наличие эталона дает возможность обнаруживать три основных дефекта ротора и вала. К ним относятся:

1. неуравновешенность ротора;
2. несимметрия жесткости вала, например, из-за наличия трещин;
3. бой вала, возникающий из-за искривления линии вала или дефектов муфт.

Неуравновешенность ротора обнаруживается по преимущественному росту вибрации машин на частоте вращения ротора. Несимметрия жесткости - по преимущественному росту вибрации на второй гармонике. Бой вала - по росту вибрации на нескольких кратных частоте вращения гармониках, с кратностью до пяти-семи. Признаком дефектов муфт является скачкообразное изменение положения оси вращения. Это вызывает ударные нагрузки на подшипник. Поэтому бой вала обнаруживается также по спектру огибающей вибрации подшипников.

*Особенности диагностики рабочих колес.* К узлам, требующим детальной диагностики относятся рабочие колеса насосов, турбин, компрессоров и вентиляторов. Их диагностика связана с анализом пульсации давления в жидкости (газе) или возбуждаемой ими вибрации корпуса машины.

Основным методом анализа высокочастотной вибрации является анализ спектра огибающей. Поэтому данный метод используется при диагностике рабочих колес. В результате такого анализа обнаруживается бой рабочего колеса, дефекты отдельных лопастей (лопаток), повышенная турбулентность. Для этого необходимо измерять спектр огибающей вибрации корпуса в непосредственной близости от лопастей (лопаток) диагностируемого рабочего колеса. Эти задачи просто решаются в насосах и компрессорах, но в турбинах их решать гораздо сложнее, так как корпус турбины обычно имеет теплоизоляционный кожух, который крайне сложно снимать. Поэтому места для установки датчика следует готовить во время крупного ремонта со снятием кожуха.

Достоверность диагноза рабочего колеса резко увеличивается, если кроме спектра огибающей рабочего колеса измерять и спектр низкочастотной вибрации корпуса машины или подшипникового узла. В этом случае по данным анализа лопастных (лопаточных) составляющих вибрации и вибрации на частотах, кратных частоте вращения, можно значительно точнее определять величину дефекта.

Диагностическим признаком дефектов лопастей являются рост низкочастотной вибрации на гармониках  $kf_{вр}$ , дополненный ростом гармоник с теми же частотами в спектре огибающей. Уровни этих гармоник могут превышать уровни лопастных гармоник. Основным отличием признаков дефектов лопастей от боя рабочего колеса считается преимущественный рост гармоник  $kf_{вр}$  в спектре огибающей вибрации корпуса. Если машина имеет несколько рабочих колес, преимущественный рост гармоник  $kf_{вр}$  в спектре огибающей вибрации корпуса возле дефектного колеса, а не всех колес, насаженных на один вал. На рис.15 приведены спектры вибрации корпуса двух многоступенчатых компрессоров, в одном из которых имеет место бой рабочего колеса, а во втором - дефекты лопастей одного из рабочих колес. В обоих спектрах обнаруживаются признаки боя и дефектов лопастей: появление боковых составляющих вибрации у лопастных гармоник (составляющие с частотами  $kf_{л} \pm kf_{вр}$ ). Но при бое вала с рабочими колесами боковые составляющие обнаруживаются сразу у двух лопастных составляющих. При дефектах лопастей – только у одной.

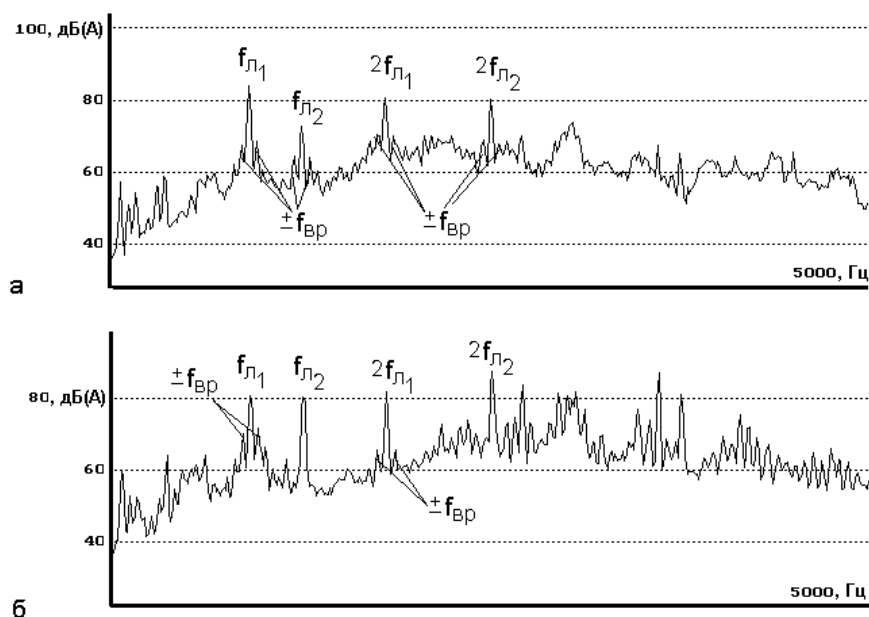


Рис.15. Спектры вибрации многоступенчатого компрессора с боем рабочего колеса (а) и дефектом лопасти (б).

Если бой имеет только одно из рабочих колес, задача идентификации вида дефекта усложняется. В этом случае необходимо принимать решение по данным измерения спектра огибающей высокочастотной вибрации. На рис.16 приведены спектры огибающей вибрации тех же ступеней двух компрессоров, спектры вибрации которых приведены на рис.15. В спектрах огибающей вибрации при дефектах лопастей число составляющих с частотами  $kf_{вр}$  и их уровень значительно выше, чем при бое рабочего колеса [4].

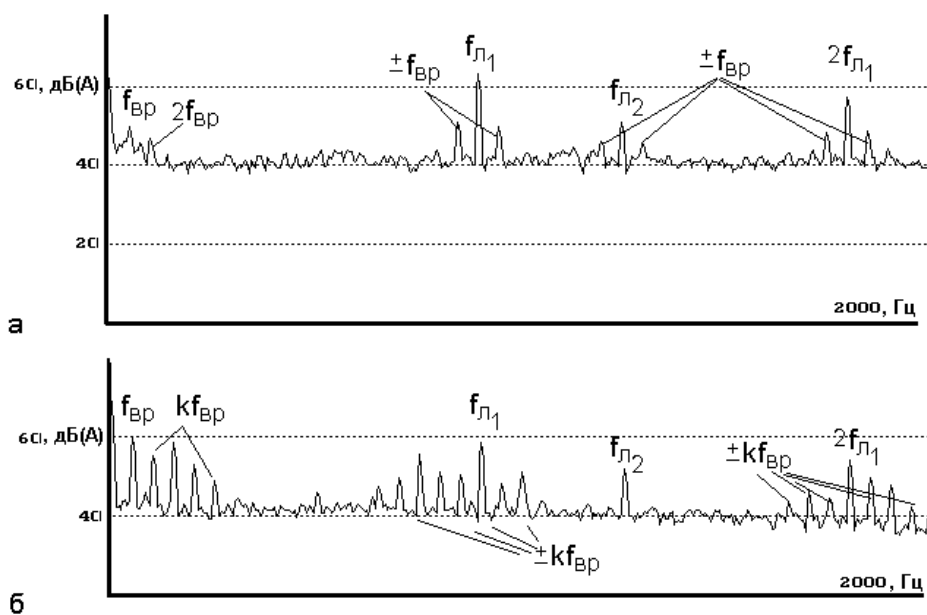


Рис.16. Спектры огибающей вибрации многоступенчатого компрессора с боем рабочего колеса (а) и дефектом лопасти (б).



Обнаруживаемые в асинхронных двигателях дефекты по глубине развития делятся на три основных группы – зарождающиеся, развитые и аварийноопасные. Все рассмотренные методы вибрационной диагностики избирательны и наиболее эффективно обнаруживают лишь дефекты одной группы. Например, методы обнаружения зарождающихся дефектов резко снижают чувствительность по мере развития этих дефектов. Поэтому в стационарных системах мониторинга и диагностики обычно используются методы обнаружения и прогнозирования развития сильных дефектов. Существуют системы обнаружения отдельных видов зарождающихся дефектов преимущественно по высокочастотной и ультразвуковой вибрации, которые не отслеживают их дальнейшего развития и не дают возможности перехода на ремонт машин по фактическому состоянию, так как часто пропускают аварийноопасные дефекты [7].

К наиболее информативным процессам, протекающим в машине, относят вибрацию машины и ее тепловое излучение, а также ток, потребляемый электродвигателем, используемым в качестве электропривода, и состав смазки. К настоящему времени не определены наиболее информативные процессы, позволяющие с высокой достоверностью определять и прогнозировать состояние электрической изоляции в электрических машинах [8].

Диагностика, основанная на анализе только вибрации, может использоваться лишь в тех случаях, когда позволяет обнаружить абсолютное (более 90%) число потенциально опасных видов дефектов на ранней стадии развития и дать прогноз безаварийной работы машины на срок, достаточный для подготовки к текущему ремонту. Такая возможность в настоящее время может быть реализована не для всех типов машин и не для всех отраслей промышленности. Наибольшие успехи вибрационной диагностики связаны с прогнозом состояния низкооборотного нагруженного оборудования. В таком оборудовании вибрация не оказывает решающего влияния на его надежность. Специальные меры по снижению вибрации применяются крайне редко. В этой ситуации параметры вибрации наиболее полно отражают состояние узлов оборудования

Сложнее всего вопросы вибрационной диагностики решаются для машин возвратно-поступательного действия и высокооборотных газотурбинных двигателей. В первом случае полезный сигнал вибрации во много раз перекрыт вибрацией от ударных импульсов, которые возникают при смене направления движения инерционных элементов. Во втором - шумом потока, который создает сильную вибрационную помеху в тех точках контроля, которые доступны для периодического измерения вибрации [8].

Следует выделить одну перспективную технологию получения диагностической информации - технологию статистического распознавания состояний (образов). Она

разрабатывается уже несколько десятилетий и на первых этапах не получила особого практического применения из-за требуемых от аппаратуры вычислительных возможностей. В настоящее время интенсивно развиваются самообучающиеся информационные технологии для решения задач распознавания состояний, описываемых множеством параметров, получившие название “нейронные сети”. Это позволяет надеяться, что в ближайшие годы можно будет решать задачи идентификации динамических процессов со значительными случайными компонентами. Подобная технология из-за своей сложности сможет на первых этапах использоваться только в стационарных системах мониторинга, снижая вероятность принятия ошибочных решений о появлении дефектов, прежде всего при смене режима работы объектов диагностирования [9].

Методы контроля и диагностирования машин и оборудования по любым видам диагностических сигналов основываются на сравнении величины сигнала или его составляющих с пороговыми значениями. Системы контроля и диагностики на базе этих методов обеспечивают выделение информативных составляющих из измеряемого сигнала и регистрацию моментов превышения ими пороговых значений. Любое превышение порогов регистрируется как дефект, вид которого определяется по совокупности составляющих, превышающих заданные для каждой из них пороги. Современные системы мониторинга позволяют уже не только контролировать величины параметров, сравнивая их с пороговыми значениями, и выявлять тенденции их изменения во времени, но и прогнозировать время, когда они достигнут пороговых значений [9].

В настоящее время в стадии разработки находятся системы автоматического диагностирования зубчатых передач, в частности, редукторов, по однократным измерениям вибрации. Имеются предпосылки для создания подобных систем диагностики рабочих колес насосов и турбин. Все они базируются на информационной технологии гибкой и дополняются информационной спектральной технологией.

Методы глубокого диагностирования по однократным измерениям вибрации пока не позволяют решить задачи диагностирования и долгосрочного прогнозирования всех видов узлов, а, следовательно, и машин в целом. Исключение составляют самые аварийноопасные узлы, прежде всего подшипники качения, для которых разработаны и эффективно используются системы оценки их состояния, построенные на методах глубокого диагностирования и прогнозирования по однократным измерениям вибрации [9].

Сложность задач вибрационной диагностики состоит, во-первых, в выборе контролируемых параметров, отвечающих за текущее и прогнозируемое состояние

оборудования и его отдельных узлов, а во-вторых – в определении зон допустимых изменений этих параметров при разном состоянии оборудования. Для оборудования введены допуски на вибрацию, контроль которой входит в регламент технического обслуживания. Сложности такой контроль не представляет и выполняется либо периодически, либо постоянно, с помощью стационарных систем вибрационного контроля. Допуски на вибрацию вращающегося оборудования не зависят от частоты его вращения. В то же время его вибрация даже при отсутствии дефектов растет в простейшем случае квадратично с ростом частоты вращения. Поэтому связать пороги допустимой вибрации высокооборотного оборудования с его техническим состоянием практически невозможно. Вибрация может превысить их и при бездефектном состоянии оборудования или не выйти из допуска в предаварийном состоянии. Для того чтобы связать вибрационное и техническое состояние оборудования, необходимы более сложные, чем для вибрационного контроля технические средства, специалисты и накопленные статистические данные (для определения порогов дефектов). В частности, приходится особое внимание уделять таким свойствам вибрации, а точнее колебательных сил, как их модуляция во времени. Можно обойтись и без специалистов, и без накопления статистических данных, а использовать адаптированные к определенным видам оборудования автоматизированные системы вибрационной диагностики. Тогда у производителей систем диагностики должны быть базы данных по диагностике идентичного оборудования или технические решения, позволяющие автоматически устанавливать и корректировать пороги дефектов по мере накопления собственной базы данных заказчиком. Похожая ситуация имеет место и при контроле тока электродвигателя и температуры отдельных узлов оборудования.

Из сказанного следует, что задачу оптимизации контролируемых параметров лучше проводить в соответствии с рекомендациями разработчиков международных стандартов ISO, но с учетом специфического состояния эксплуатируемого российскими предприятиями оборудования и качества подготовки обслуживающего оборудования персонала [10].

## Список литературы

1. Неразрушающий контроль технического состояния горных машин и оборудования: учеб. пособие / Н.А. Баркова, Ю.С. Дорошев. – Владивосток: Изд-во ДВГТУ, 2009. – 157с.
2. Мониторинг и диагностика роторных машин по вибрации: учеб. пособие / А.В. Барков, Н.А. Баркова, А.Ю. Азовцев. – СПб.: Изд. центр СПбГМТУ, 2000. - 159с.
3. Оптимизация методов диагностики подшипников качения по высокочастотной вибрации: "Методы и средства оценки состояния энергетического оборудования". Выпуск 15. / Н.А. Баркова. - Ассоциация ВАСТ, 2002.
4. Интеллектуальные системы мониторинга и диагностики машин по вибрации / А.В. Барков, Н.А. Баркова. – Ассоциация ВАСТ, 1999.
5. Система мониторинга и диагностики вращающегося оборудования по вибрации с пакетом программ DREAM for WINDOWS: инструкция по эксплуатации. – Ассоциация ВАСТ, 1997.
6. Вибрационная диагностика электрических машин в установившихся режимах работы: методические указания / А.В. Барков, Н.А. Баркова, А.А. Борисов. – Северо-Западный учебный центр, г. Санкт-Петербург, 2006.
7. Современное состояние технических средств анализа вибрации / А.В. Барков, Н.А. Баркова, П.П. Якобсон. – Ассоциация ВАСТ, 2003.
8. Вибродиагностические системы ассоциации ВАСТ. Основа для перевода вращающегося оборудования на обслуживание и ремонт по фактическому состоянию / А.В. Барков. – Ассоциация ВАСТ, 2004.
9. Современное состояние виброакустической диагностики машин / Н.А. Баркова. – Ассоциация ВАСТ, 2002.
10. Задачи внедрения технологий контроля состояния и диагностики работающих машин / А.В. Барков, Н.А. Баркова. – Ассоциация ВАСТ, 2009.