

Сушко Андрей Евгеньевич /к.т.н. /  
Грибанов Валерий Александрович

## **ПРОБЛЕМЫ ОЦЕНКИ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ РОТОРНОГО ОБОРУДОВАНИЯ ОПАСНЫХ ПРОИЗВОДСТВ ПО ПАРАМЕТРАМ ВИБРАЦИИ В СООТВЕТСТВИИ С ДЕЙСТВУЮЩЕЙ НОРМАТИВНОЙ БАЗОЙ**

*В настоящей статье произведен анализ практического применения существующей нормативной базы для оценки текущего состояния роторного оборудования опасных производственных объектов с использованием методов вибрационной диагностики и на ряде примеров показана необходимость переработки действующих стандартов, направленной на повышение безопасности его эксплуатации.*

**Ключевые слова:** вибродиагностика, виброконтроль, стандартизация, нормативная база, нормирование вибрации, диагностика роторного оборудования, виброконтроль на опасных производствах

Последние годы во всем мире на опасных промышленных производствах самое пристальное внимание уделяется вопросам повышения надежности эксплуатации оборудования и предотвращения возникновения аварийных ситуаций. Подобный интерес объясняется целым рядом объективных причин. Изменяются подходы к эксплуатации оборудования, изменяется и усложняется само оборудование, ужесточаются требования промышленной и экологической безопасности. Большое количество агрегатов, скрытый характер зарождения и развития неисправностей, накопленная усталость оборудования нередко являются причинами аварийных ситуаций, которые сопровождаются значительными экономическими потерями и загрязнением окружающей среды. Ряд аварий и техногенных катастроф различного масштаба последних лет заставляют по-новому переосмысливать требования к достоверности оценки текущего состояния оборудования и определения его остаточного ресурса с учетом последних достижений науки и техники в области технической диагностики [1].

Одним из наиболее ответственных производственных объектов, обеспечивающих непрерывность технологического процесса, является динамическое роторное оборудование – насосы, компрессоры, вентиляторы, дымососы и т.д. Именно от его надежной и безаварийной работы во многом зависит промышленная безопасность всего производства. Развитый дефект даже одного узла роторного агрегата, такой как износ подшипника, замыкание обмоток привода или разрушение уплотнений способен привести не только к аварийному останову и нарушению технологического цикла, но и стать причиной разгерметизации и возгорания. Возможные последствия подобных ситуаций таковы, что на сегодняшний день ни у кого не вызывает сомнений необходимость отслеживания текущего технического состояния всего ответственного роторного оборудования на любом опасном производственном объекте.

Для решения задач по безразборной оценке технического состояния и выявления зарождающихся дефектов различных видов промышленного оборудования традиционно применяются методы неразрушающего контроля. Анализ отечественного и зарубежного опыта оценки технического состояния роторных агрегатов показывает,

что для своевременного выявления возможных отказов и обнаружения дефектов механической, электромагнитной и гидродинамической природы наиболее информативен (до 77 %) контроль оборудования по различным параметрам вибрации [2]. Именно вибрационные методы на протяжении нескольких десятилетий успешно используются на предприятиях различных отраслей промышленности для обеспечения безаварийной работы роторного оборудования.

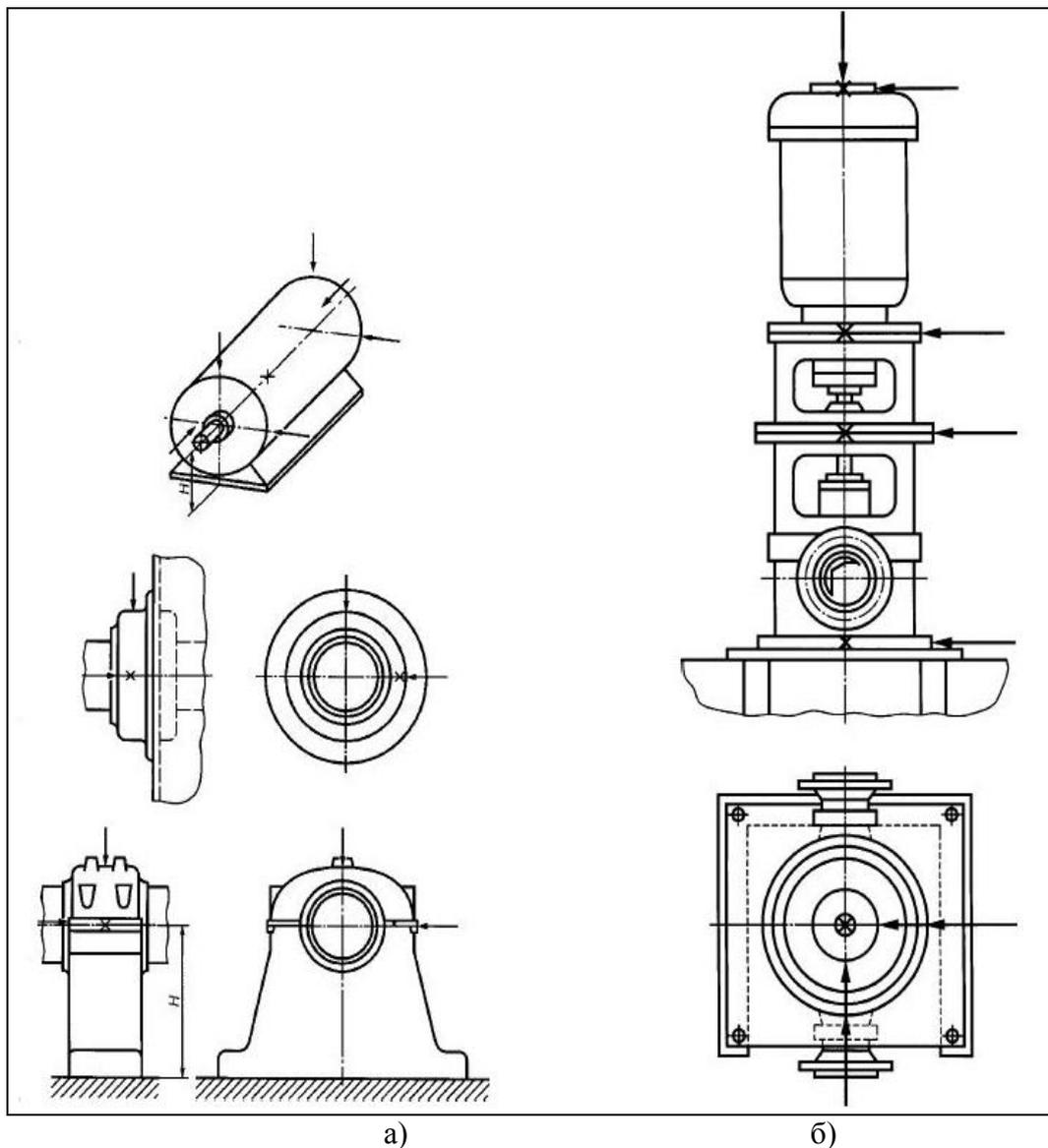
С момента появления первых простейших виброизмерительных устройств – виброметров, позволяющих количественно оценивать степень виброактивности роторных агрегатов, диагностами и методистами была проведена колоссальная работа, направленная на унификацию процедуры виброконтроля. За эти годы был утвержден ряд нормативных документов, прописывающих требования, предъявляемые к техническим характеристикам используемых средств измерений, а также регламентирующих места и способы установки первичных преобразователей (датчиков вибрации) на объекте контроля. На основании накопленного статистического материала были рассчитаны допустимые уровни вибрации для роторных агрегатов в зависимости от их частоты вращения (работы Ратбоуна и материалы IRD-Mechanalysis) [2]. Все эти мероприятия позволили уже на начальных этапах решить широкий круг задач, связанных со стандартизацией проведения измерений и интерпретации получаемых результатов.

За годы применения средств вибрационной диагностики, по мере накопления практического опыта и наработки статистического материала нормативная база подвергалась целому ряду редакций (VDI 2056, ISO 2372 и др.). Была введена классификация роторного оборудования (ISO 3945 [3]), пересмотрены пороговые значения для оценки уровня виброактивности агрегатов различных групп и требования к используемым средствам измерений. Производимые редакции носили в основном эволюционный характер и основывались на результатах обработки накапливаемых статистических данных по различным группам роторного оборудования, в том числе с использованием более современной виброизмерительной аппаратуры. Итоги всех этих изменений нашли отражение в действующих на сегодняшний день нормативных документах [4, 5, 6].

В настоящее время в качестве базового стандарта, регламентирующего порядок проведения вибрационных измерений, перечень контролируемых параметров, пороговые значения для зон технического состояния роторного оборудования различных групп используется ГОСТ ИСО 10816-3-99 [4]. Преимущественно на базе этого документа и его более ранних редакций был создан ряд отраслевых стандартов, применяемых для отдельных видов оборудования [6, 7]. Основные положения ГОСТ ИСО 10816-3-99 распространяются на все промышленные машины номинальной мощностью более 15 кВт и номинальной скоростью от 120 до 15000 мин<sup>-1</sup>, включая электродвигатели и генераторы, насосы (за исключением поршневых), центробежные компрессоры, вентиляторы, воздуходувки и т.д., то есть на подавляющее большинство видов роторного оборудования, эксплуатирующегося на опасных промышленных производствах.

Данный стандарт устанавливает требования к средствам измерений – наличие линейной характеристики в полосе частот от 10 до 1000 Гц (или от 2 до 1000 Гц для машин с частотой вращения менее 600 мин<sup>-1</sup>), месторасположению измерительных точек (рис. 1), а также утверждает классификацию машин в зависимости от их вида, мощности (Группа 1, 2, 3 и 4) и жесткости опорной системы (жесткие или податливые опоры). Оценка вибрационного состояния роторного оборудования, подпадающего под действие данного нормативного документа, производится по двум критериям – абсолютному и относительному. В первом случае, максимальная вибрация агрегата – наибольшее значение общего уровня виброскорости (мм/сек) со среднеквадратичным (СКЗ) представлением единиц в стандартной полосе частот от 10 до 1000 Гц -

сравнивается с пороговыми значениями для различных зон технического состояния, установленными для данной группы оборудования с учетом жесткости опорной системы (таблицы 1 и 2). По результатам оценки абсолютного критерия контролируемый агрегат относится к одной из четырех зон вибрационного состояния: зона А – новые машины, зона В – машины, пригодные для эксплуатации без ограничений, зона С – машины, непригодные для длительной эксплуатации, зона D – машины с риском возникновения серьезных повреждений. Относительный критерий регламентирует допустимые изменения (как увеличения, так и уменьшения) уровня вибрации агрегата по каждой из контролируемых точек. Как правило, относительный критерий устанавливается в пределах 25%. Окончательное решение о возможности дальнейшей эксплуатации оборудования принимается на основании комплексного анализа двух данных критериев.



**Рис. 1.** Рекомендуемые точки измерения (а – для горизонтально расположенной машины, б – для вертикально расположенной машины)

**Таблица 1.** Границы зон вибрационного состояния для машин группы 1. Машины номинальной мощностью более 300 кВт, но не более 50 МВт; электрические машины с высотой оси вращения вала выше 315 мм.

Класс опоры	Граница зон	СКЗ перемещ. мкм	СКЗ скорости, мм/сек
Жесткие	A/B	29	2,3
	B/C	57	4,5
	C/D	90	7,1
Поддат-ливые	A/B	45	3,5
	B/C	90	7,1
	C/D	140	11,0

**Таблица 2.** Границы зон вибрационного состояния для машин группы 2. Машины номинальной мощностью от 15 до 300 кВт; электрические машины с высотой оси вращения вала от 160 до 315 мм.

Класс опоры	Граница зон	СКЗ перемещ. мкм	СКЗ скорости, мм/сек
Жесткие	A/B	22	1,4
	B/C	45	2,8
	C/D	71	4,5
Поддат-ливые	A/B	37	2,3
	B/C	71	4,5
	C/D	113	7,1

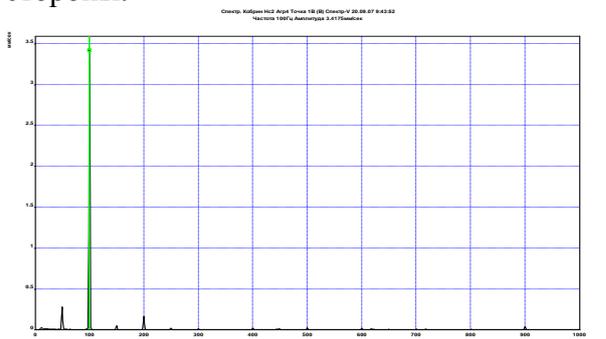
По аналогичными принципам производится оценка технического состояния роторного оборудования и в соответствии с другими нормативными документами [5, 6, 7]. В зависимости от типа агрегата могут изменяться пороговые уровни для различных зон технического состояния, но порядок процедуры проведения виброконтроля остается без изменений: измерение общего уровня виброскорости (мм/сек, СКЗ) в стандартной полосе частот, поиск максимального значения по всем измерительным точкам, сравнение этого значения с пороговыми уровнями для данной группы оборудования и выдача заключения о текущем техническом состоянии.

На протяжении десятилетий подобный подход оправдывался целым рядом факторов. С одной стороны, нормирование по общему уровню вибрации позволяло использовать для контроля текущего состояния оборудования простейшую недорогую виброизмерительную аппаратуру – переносные виброметры. С другой стороны, применение подобных устройств требовало от оператора лишь минимальных навыков практической работы, а основная задача сводилась к правильной установке датчика и сравнению показаний прибора с двумя-тремя числовыми значениями – порогами зон технического состояния. На первых этапах практического распространения методологии вибрационных измерений эти факторы являлись существенным преимуществом, так как позволяли без существенных затрат на приобретение измерительной аппаратуры и обучение специалистов получать сведения о состоянии эксплуатируемого оборудования. Тот факт, что эти сведения в ряде случаев были недостоверными, а углубленная оценка состояния отдельных узлов требовала применения более совершенной измерительной аппаратуры, оставался без внимания по причине высокой стоимости и низкой помехозащищенности подобных устройств.

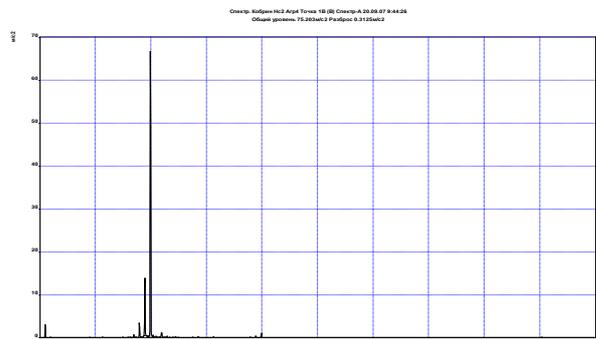
Ситуация изменилась с массовым появлением недорогих виброанализаторов, созданных на современной элементной базе, которые отличались небольшими габаритами, высокой надежностью, точностью, помехозащищенностью и, главное, превосходными техническими характеристиками (прежде всего широким частотным и динамическим диапазонами) и функциональными возможностями (спектральный анализ, анализ орбит, возможность измерения ряда специальных функций, таких как пик-фактор, эксцесс и т.д.). Как показала практика, квалифицированное использование подобных приборов существенно повышает достоверность оценки технического состояния роторного оборудования и сводит к минимуму возможности пропуска зарождающихся дефектов или выдачи ложного диагностического заключения. Рассмотрим несколько примеров, показывающих преимущества расширенного анализа при оценке технического состояния роторного оборудования с использованием виброанализаторов по сравнению с традиционным контролем общего уровня виброскорости в стандартной полосе частот, регламентированным существующей нормативной базой.

## Пример 1. Расширенный частотный диапазон

Ряд основных нормативных документов [4, 6, 7] предписывает осуществлять контроль общего уровня вибрации в стандартной полосе частот – от 10 до 1000 Гц, для низкооборотных агрегатов нижняя граница частотного диапазона может быть уменьшена до 2 Гц. Однако, в большинстве случаев одна или несколько частот неисправностей (частот, рост вибрации на которых, свидетельствует о наличии или развитии того или иного дефекта) находятся вне контролируемого частотного диапазона. Таким образом, даже существенное увеличение амплитуд составляющих на этих частотах не приводит к изменению общего уровня вибрации в стандартной полосе частот, контролируемого в соответствии с требованиями нормативных документов. К неисправностям, проявляющимся на частотах вне рассматриваемого частотного диапазона, относится ряд дефектов электромагнитной природы (эксцентриситет воздушного зазора, повреждение обмоток статора и ротора), дефекты зубчатых передач (дефект зубозацепления), аэро- и гидродинамические дефекты (для рабочего колеса с большим количеством лопастей), дефекты тихоходных и высокоскоростных подшипников качения, дефекты ременной передачи и т.д. Действительно, пазовая частота статора и ротора, частота зубозацепления, лопастные частоты для многоступенчатых агрегатов, рассчитываются как произведение частоты вращения (в большинстве случаев 50 Гц) на количество пазов статора или ротора, число зубьев ведущей шестерни, число лопастей и составляют, как правило, несколько килогерц. На рис. 2 и 3 представлены спектры виброскорости (от 10 до 1000 Гц) и виброускорения (от 100 до 10000 Гц), полученные в вертикальном направлении на подшипнике асинхронного электродвигателя 5А3МВ-4000 центробежного насоса с полевой стороны.



**Рис. 2.** Спектр виброскорости (мм/сек, СКЗ) в стандартной полосе частот

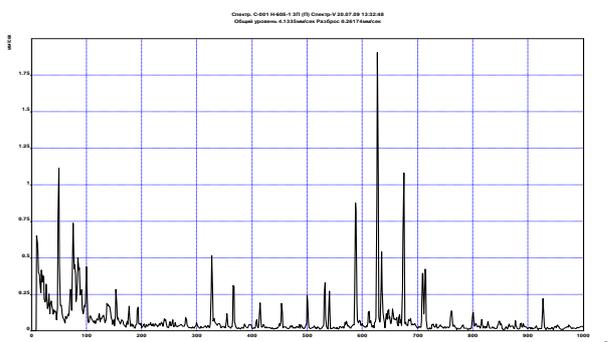


**Рис. 3.** Спектр виброускорения (м/с<sup>2</sup>, Пик) в стандартной полосе частот

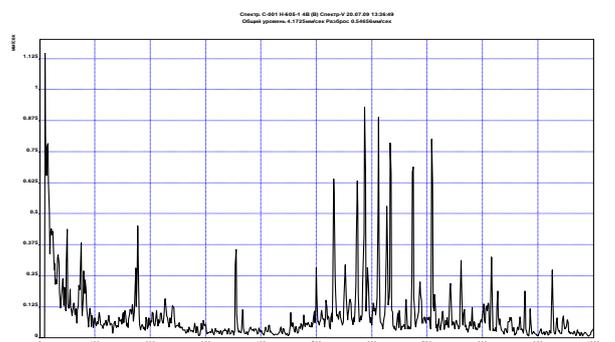
Общий уровень виброскорости в стандартной полосе частот в данной точке составляет 3,47 мм/сек, что по ГОСТ ИСО 10816-3-99 [4] соответствует зоне В (машины, пригодные для эксплуатации без ограничений). Однако на спектре виброускорения вблизи 2 кГц присутствует составляющая с амплитудой 66,70 м/с<sup>2</sup>, вызванная дефектом электромагнитной природы, а также наблюдается модуляционный ряд. Общий уровень вибрации в стандартной полосе частот от 100 Гц до 10 кГц, рассчитанный по этому спектру (рис. 3), составляет 75,20 м/с<sup>2</sup>, что более чем в 10 раз превышает аналогичные показатели по другим электродвигателям данного типа. Подобный уровень вибрации является аварийным, а дальнейшая эксплуатация электродвигателя может привести к аварии. Вместе с тем нет никаких формальных оснований для вывода данного агрегата в ремонт, так его вибрационные характеристики (значения общего уровня) удовлетворяют требованиям нормативных документов.

## Пример 2. Использование дополнительных замеров для обнаружения неисправностей

В большинстве случаев величина общего уровня вибрации характеризует лишь совокупную виброактивность всех основных узлов контролируемого агрегата – степень «отбалансированности» роторов, качество центровки, состояние опорной системы и т.д. Многие дефекты, в том числе и развитые, не всегда приводят к заметному росту общего уровня вибрации, даже в тех случаях, когда их частоты неисправностей попадают в контролируемый диапазон. Примерами таких дефектов для центробежных насосов являются перекос и задевания бандажа, разрушение уплотнений, дефекты подшипников качения и др. Для предотвращения аварийных выходов из строя и своевременного обнаружения этих и других видов неисправностей наряду с контролем общего уровня необходим анализ целого ряда дополнительных замеров. На рис. 4 и 5 представлены спектры виброскорости центробежного консольного насоса типа НК-65/35-240, измеренные на подшипнике с рабочей стороны в поперечном направлении и на подшипнике с полевой стороны в вертикальном направлении соответственно.



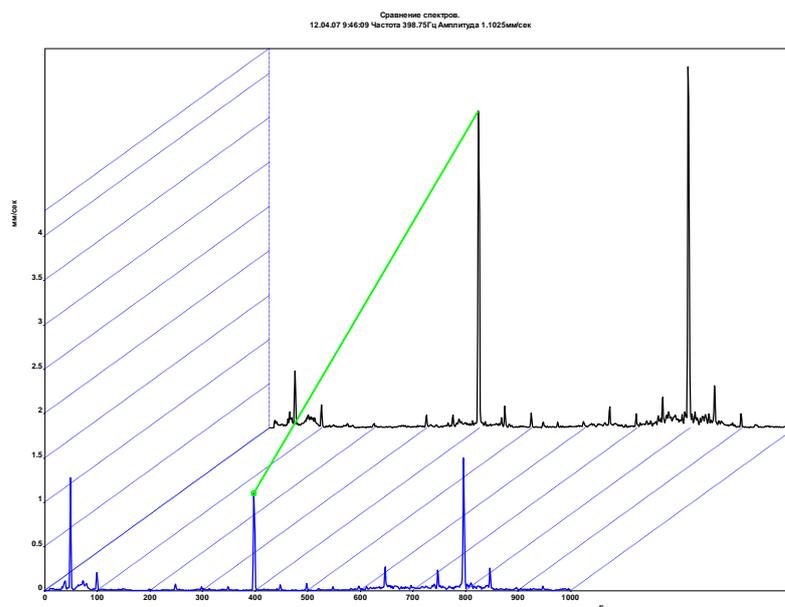
**Рис. 4.** Спектр виброскорости (мм/сек, СКЗ), точка 3, поперечное направление



**Рис. 5.** Спектр виброскорости (мм/сек, СКЗ), точка 4, вертикальное направление

Согласно отраслевым стандартам, для насосов данного типа границами зон В/С и С/Д являются уровни 6,3 мм/сек и 8,7 мм/сек соответственно. Общий уровень вибрации подшипников насоса по всем направлениям не превышал 4,5 мм/сек, что соответствует зоне В (машины, пригодные для эксплуатации без ограничений). Анализ амплитудно-частотного состава вибрации указал на наличие разрушений торцевых уплотнений. Проведенное ремонтное вскрытие насоса подтвердило предварительное заключение. Таким образом, анализ спектрального состава вибрации позволил своевременно выявить и устранить серьезный дефект, способный привести к разгерметизации и возгоранию данного насоса, установленного в бензиновой насосной.

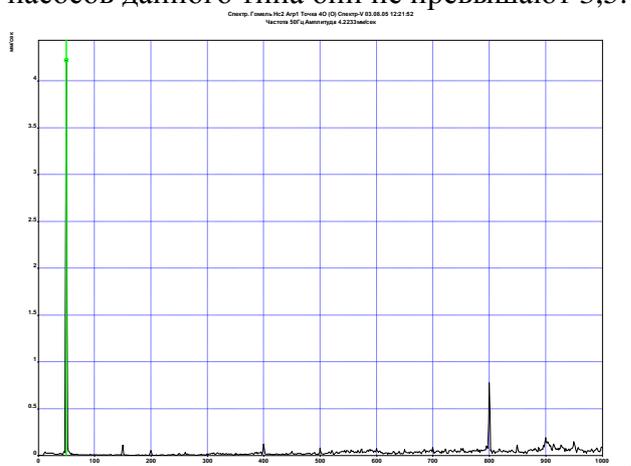
На практике случаются и обратные ситуации, когда общий уровень вибрации превышает допустимые значения зоны С или D, но дефекты в агрегате отсутствуют. Наиболее часто подобная ситуация встречается на насосном или компрессорном оборудовании, эксплуатирующемся на нерасчетных режимах - при кавитации или помпаже. В этих случаях происходит рост случайной высокочастотной вибрации и амплитуд гармоник на лопастных частотах. На рис. 6 показаны спектры виброскорости, полученные в одной и той же измерительной точке на магистральном насосе во время работы на нерасчетном режиме (в условиях избыточного давления на «всасе» и «выкиде») – ближний спектр и при нормальной эксплуатации – дальний спектр. Общий уровень вибрации в первом случае составил 6,4 мм/сек (Предупреждение), а во втором – 2,54 мм/сек (Норма). Данный пример показывает, что спектральный анализ, в отличие от контроля по общему уровню, позволяет разобраться в причинах возникновения вибрации и подобрать технологические режимы, необходимые для снижения виброактивности, не прибегая к останову агрегата, предписанному требованиям действующих нормативных документов.



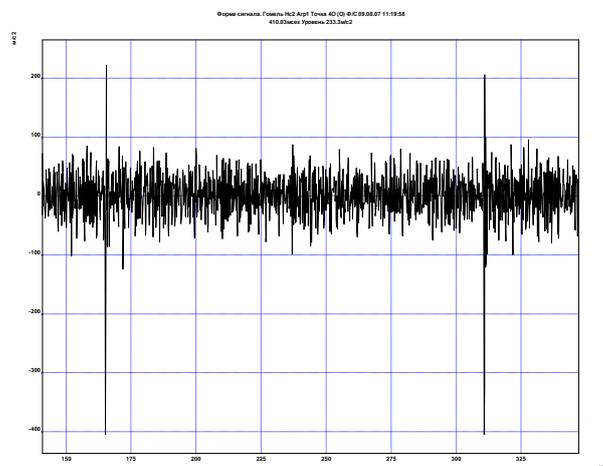
**Рис. 6.** Спектры виброскорости насоса на нерасчетном (дальний график) и номинальном (ближний график) режимах эксплуатации

Однако, в некоторых случаях, даже методы спектральной вибродиагностики, использующие алгоритмы быстрого преобразования Фурье (БПФ), не способны выявить существующих неисправностей. В определении БПФ сказано, что любой сигнал может быть разложен в сумму гармонических синусоидальных сигналов. К сожалению, это не выполняется для непериодических сигналов, ударов и «белого шума» [8]. Для выявления возможных неисправностей, проявляющихся в виде нестационарной вибрации или ударов, необходимо контролировать ряд дополнительных параметров, таких как форма сигнала, пик-фактор и эксцесс. На рис. 7 и 8 представлены спектр виброскорости одного из подшипников подпорного насоса и временной сигнал, полученный в этой же точке.

На временном сигнале (рис. 8) наблюдаются ярко выраженные периодические удары амплитудой до 400 м/с<sup>2</sup> с частотой следования 150 мсек (6,7 Гц), свидетельствующие о нарушении качества смазки и износе подшипникового узла, однако, на спектре (рис. 7) какая-либо диагностическая информация, характеризующая отклонения в работе подшипника отсутствует. Значения пик-фактора и эксцесса в данной точке составляют 7,2 и 27,3 соответственно, в то время как для бездефектных насосов данного типа они не превышают 3,5.



**Рис. 7.** Спектр виброскорости насоса (износ радиально-упорного подшипника)

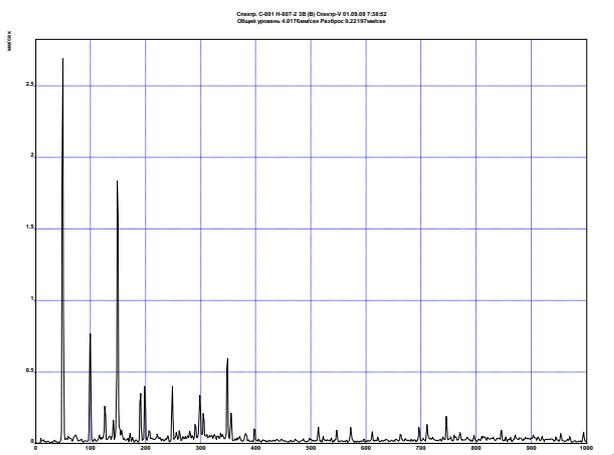


**Рис. 8.** Временной сигнал виброускорения (износ радиально-упорного подшипника)

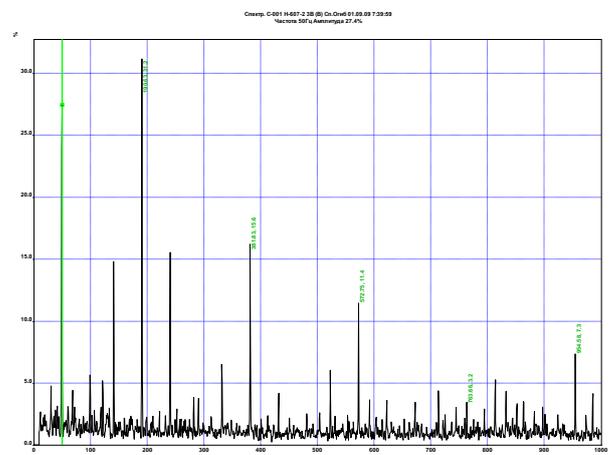
Приведенные примеры доказывают необходимость организации комплексного контроля различных вибрационных параметров (спектров виброскорости, виброускорения, формы сигнала, пик-фактора, эксцесса и т.д.) для достоверной оценки текущего состояния роторного оборудования, наряду с традиционным измерением общего уровня. Отсутствие подобного контроля может привести как к пропуску развитого дефекта, так и выдаче ложного заключения, что чревато целым рядом негативных последствий экономического и техногенного характера.

### Пример 3. Выявление зарождающихся дефектов

Другой важной практической задачей является обнаружение неисправностей узлов роторного оборудования на ранних стадиях их зарождения и развития. Контроль общего уровня вибрации, выполняемый в рамках периодического вибромониторинга, не позволяет выявлять зарождающиеся дефекты по причине их низкой виброактивности, по сравнению с общей виброактивностью всего механизма. Между тем, скорость развития среднего или сильного дефекта большинства узлов роторных агрегатов, выявляемых по общему уровню, такова, что специалист, проводящий виброконтроль даже с периодичностью один раз в несколько недель, попросту не успевает зафиксировать возникшую неисправность, а следовательно, и предотвратить аварийный выход агрегата из строя. В ряде работ [1, 2, 9] показано, что для успешного выявления и локализации зарождающихся дефектов может быть использована спектральная характеристика модулированного высокочастотного сигнала – спектр огибающей. На рис. 9 и 10 представлены спектр виброскорости и спектр огибающей, измеренные на одном из подшипников центробежного консольного насоса.



**Рис. 9.** Спектр виброскорости  
(дефект подшипникового узла)



**Рис. 10.** Спектр огибающей  
(дефект подшипникового узла)

На спектре виброскорости отсутствуют какие-либо признаки проявления неисправности, а общий уровень вибрации составляет 4,02 мм/сек (зона В), в то время как на спектре огибающей наблюдается выраженный гармонический ряд одной из подшипниковых частот с максимальной глубиной модуляции свыше 30%, что свидетельствует о наличии зарождающегося дефекта подшипника качения. Практический опыт показывает, что для подавляющего большинства узлов роторного оборудования развитие дефектов на ранних стадиях происходит достаточно медленно, то есть при анализе спектров огибающей даже в рамках мониторинга с периодичностью один раз в несколько недель, с высокой степенью вероятности обеспечивается своевременное выявление и устранение неисправностей. Таким

образом, контроль и анализ спектров огибающей (поиск гармонических рядов и оценка глубины модуляции) также является важным элементом программы виброизмерений, позволяющим заблаговременно выявлять зарождающиеся дефекты, предотвращая возможные аварийные ситуации.

Приведенные примеры наглядно доказывают, что оценка технического состояния оборудования по общему уровню виброскорости в стандартной полосе частот не гарантирует отсутствия неисправностей. Даже если состояние роторного агрегата относится в соответствии с положениями действующей нормативной базы к зоне А или В (эксплуатация допустима без ограничений), возможно наличие ряда развивающихся или уже развитых дефектов отдельных узлов. Подобные пропуски дефектов не могут быть допущены на оборудовании опасных промышленных производств, так как способны привести к возникновению аварии с непредсказуемыми последствиями. Для предотвращения аварийных ситуаций, проведения углубленной оценки технического состояния роторного оборудования, выявления неисправностей отдельных его узлов и косвенной оценки остаточного ресурса, наряду с измерениями общего уровня, должны использоваться методы спектрального анализа в широкополосном частотном диапазоне. Кроме того, дополнительно необходимо контролировать форму сигнала, спектр огибающей, пик-фактор, эксцесс и ряд других замеров. Окончательный перечень контролируемых параметров и их настроек должен выбираться индивидуально для каждой группы роторных агрегатов с учетом кинематической схемы и конструктивных особенностей оборудования, частоты вращения, а также возможного перечня неисправностей и характерных частот их проявления.

Для унификации оценки технического состояния роторного оборудования по результатам расширенных вибрационных измерений для каждой группы однотипных агрегатов должны быть пересмотрены требования к применяемым средствам измерений (расширен частотный и динамический диапазоны и регламентированы функциональные возможности), описаны места установки датчиков, типы контролируемых параметров и их настройки (частотный диапазон, минимальная длина выборки, спектральное разрешение, количество и тип усреднений и т.д.). Кроме того, с учетом расширенного перечня замеров должны быть определены пороговые значения для различных зон технического состояния как одномерных (общий уровень высокочастотного ускорения, пик-фактор, эксцесс и др.), так и многомерных (спектры виброскорости, огибающей, кепстры) признаков. В первом случае могут быть использованы статистические подходы к нормированию вибрации [9], например, уровень предупреждения  $X_{II}$  (граница зон В/С) и уровень аварии  $X_A$  (граница зон С/Д) могут рассчитываться по формулам (1) и (2):

$$X_{II} = \bar{x} + 2 \cdot \sigma \quad (1)$$

$$X_A = \bar{x} + 3 \cdot \sigma \quad (2)$$

где математическое ожидание  $\bar{x}$  и среднеквадратичное отклонение  $\sigma$  выборки  $\{x_n\}$ , накопленных в процессе  $N$  измерений признаков, могут быть рассчитаны по формулам (3) и (4) соответственно:

$$\bar{x} = \frac{1}{N} \sum_{n=1}^N x_n \quad (3)$$

$$\sigma = \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{n=1}^N (x_n - \bar{x})^2} \quad (4)$$

Во втором случае, для нормирования многомерных признаков в комбинации со статистическими подходами могут быть использованы либо спектральные маски с разбиением на полосы (октавные, 1/3-октавные или произвольные) – рис. 11, либо признаки меры сходства между векторами – исходным  $\mathbf{q}^*$  (эталонным вектором, характеризующим исправный агрегат) и текущим  $\mathbf{q}$ , рассчитываемые по одной из представленных ниже формул:

евклидово расстояние между точками:

$$d(q, q^*) = \sqrt{\sum_{i=1}^j (q_i - q_i^*)^2} \quad (5)$$

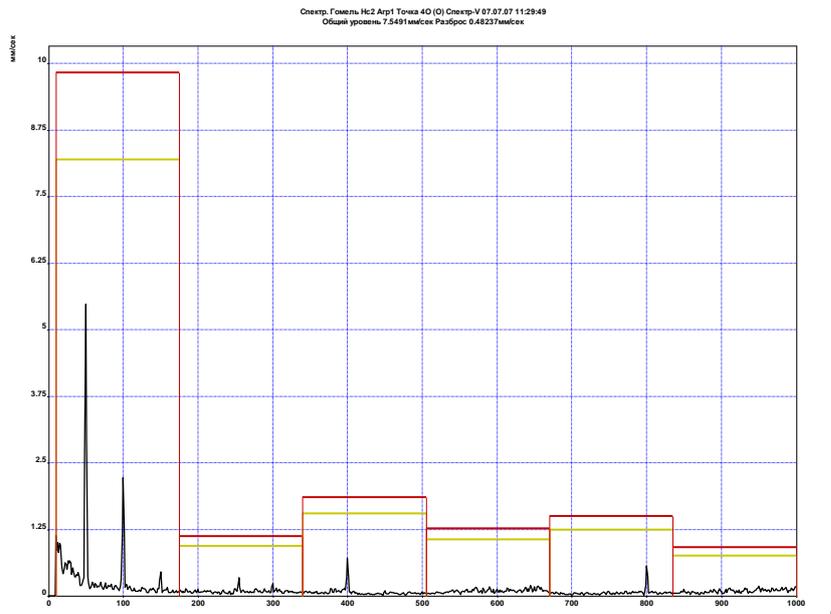
квадрат расстояния:

$$d^2(q, q^*) = \sum_{i=1}^j (q_i - q_i^*)^2 \quad (6)$$

угловое расстояние:

$$\cos \alpha = \frac{\sum_{i=1}^j q_i \cdot q_i^*}{\sqrt{\sum_{i=1}^j (q_i)^2 \cdot \sum_{i=1}^j (q_i^*)^2}} \quad (7)$$

где  $q_i$  и  $q_i^*$  - общие уровни вибрации в  $i$ -й полосе анализируемого и эталонного векторов.



**Рис. 11.** Пример спектральной маски для полосового анализа

Предлагаемый подход не только существенно увеличит надежность эксплуатации роторного оборудования за счет повышения достоверности оценки текущего состояния, но в сочетании с элементами поузловой диагностики на основе расчета характерных частот неисправностей позволит более точно оценивать остаточный ресурс и планировать сроки, виды и объемы необходимых ремонтных воздействий.

В последние годы наметились некоторые положительные изменения в области необходимого совершенствования нормативной базы. Так, в приложении С одного из стандартов по вентиляционному оборудованию [7] приведена таблица (Таблица С.1 Условные вероятности частот, направлений и мест проявления дефекта) с перечнем

возможных видов неисправностей, определяемых по спектральному составу вибрации. Другой стандарт по центробежным насосам и компрессорам [10] помимо общего уровня виброскорости в стандартной полосе частот, нормирует также и общие уровни виброперемещения (мкм) и виброускорения (м/с<sup>2</sup>) – таблицы А.1 и А.2 обязательного приложения А. Есть и ряд других похожих нормативных документов. Однако все эти изменения еще далеки от желаемых, а внесенные дополнения по-прежнему не могут гарантировать безопасной эксплуатации роторного оборудования.

Для изменения создавшейся ситуации необходимо создание ряда отраслевых нормативных документов, направленных на повышение достоверности распознавания технического состояния контролируемого роторного оборудования путем формализации перечня измеряемых параметров и расчета допустимых уровней для различных зон технического состояния. Решение данной задачи наряду с хорошим методическим и аппаратным оснащением, требует кропотливого анализа большого объема статистически состоятельных данных, систематизированных по отдельным группам промышленного оборудования.

Специалисты НПО «ДИАТЕХ» на протяжении нескольких последних лет активно занимается работами по сбору и статистической обработке данных комплексных вибрационных измерений насосного оборудования различных опасных производственных объектов. Многолетний опыт выполнения практических работ по вибродиагностике различных видов роторного оборудования, а также накопленный на сегодняшний день статистический материал, включающий информацию более чем по 500 агрегатам различных типов, могут лечь в основу создания подобных отраслевых документов, ориентированных на повышение надежности эксплуатации роторных агрегатов опасных производственных объектов.

## Список литературы

1. Сушко А.Е. Современные технологии повышения надежности эксплуатации и ремонта роторного оборудования опасных промышленных производств // Ремонт. Восстановление. Модернизация. 2010. №8 С. 5 – 11.
2. Неразрушающий контроль: Справочник: В 7 т. / Под общ. ред. В.В. Клюева. Т. 7: Кн.2: Вибродиагностика. / Ф.Я. Балицкий, А.В. Барков, Н.А. Баркова и др. М.: Машиностроение, 2005. 829с.: ил.
3. ISO 3945-1977. Mechanical vibration of large rotation machines with speed range from 10 to 200 rev/s/ Measurement and evaluation of vibration severity in situ.
4. ГОСТ Р ИСО 10816-3-99. Вибрация. Контроль состояния машин по результатам измерений на невращающихся частях. Часть 3. Промышленные машины номинальной мощностью более 15 кВт и номинальной скоростью от 120 до 15000 мин<sup>-1</sup>. Введен впервые. Введ. 22.12.1999. М.: Изд-во стандартов, 2000. 11 с. УДК 621.9:534.1.08:006.354. Группа Т34.
5. ГОСТ 20815-93 (МЭК 34-14-82). Машины электрические вращающиеся. Механическая вибрация некоторых видов машин с высотой оси вращения 56 мм и более. Измерение, оценка и допустимые значения. Взамен ГОСТ 20815-88, ГОСТ 12379-75, ГОСТ 16921-83. Введ. 01.01.1997. М.: ИПК Издательство стандартов, 2003. УДК 621.313.281:006.354. Группа Е60.
6. ГОСТ 30576-98. Вибрация. Насосы центробежные питательные тепловых электростанций. Нормы вибрации и общие требования к проведению измерений. Введен впервые. Введ. 01.07.2000. М.: Изд-во стандартов, 2000. УДК 621.165.:534.1:006.354. Группа Е23.

7. ГОСТ 31350-2007. Вибрация. Вентиляторы промышленные. Требования к производимой вибрации и качеству балансировки. Взамен ГОСТ 5976-90 и ГОСТ 11442-90. Введ. 01.07.2008. М.: Стандартиформ, 2008. УДК 534.322.3.08:006.354. Группа Т34.
8. Вибрации в технике: Справочник: В 6 т. / Ред. совет: В. Н. Челомей (пред.). М.: Машиностроение, 1978. Т. 1. Колебания линейных систем / Под ред. В.В. Болотина, 1978. 352 с.
9. Гольдин А.С. Вибрация роторных машин. М.: Машиностроение, 1999
10. ГОСТ Р 53565-2009. Контроль состояния и диагностика машин. Мониторинг состояния оборудования опасных производств. Вибрация центробежных насосных и компрессорных агрегатов. Введен впервые. Введ. 15.12.2009. М.: Стандартиформ, 2010. УДК 534.322.3.08:006.354. Группа Т34.