

УДК 53.083(430.1)

ВЫБОР КРИТЕРИЕВ ДЛЯ СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ МЕТОДОЛОГИИ НОРМИРОВАНИЯ ПАРАМЕТРОВ МЕХАНИЧЕСКИХ КОЛЕБАНИЙ, ГЕНЕРИРУЕМЫХ ПРИ РАБОТЕ ОБОРУДОВАНИЯ ДРАГЛАЙНОВ

Герике Павел Борисович
канд. техн. наук, доцент, e-mail: am_besten@mail.ru

Институт угля Сибирского отделения Российской академии наук, 650065, Россия, г. Кемерово, Ленинградский проспект, 10

Аннотация. В рамках настоящей работы подробно рассмотрены результаты анализа параметров вибрационных характеристик, генерируемых при работе динамического оборудования экскаваторов типа драглайн. На основе разработанного комплекса, состоящего из более чем 60 диагностических правил для автоматизированного выявления основных повреждений оборудования на базе селективных групп информативных частот, выбраны основные критерии, которые могут быть использованы в качестве базовой платформы для совершенствования методологии нормирования параметров механических колебаний. Сформулированные критерии приняты за основу при разработке индивидуальных спектральных масок, пригодных для выполнения анализа параметров вибрационных волн, генерируемых при работе подъемных лебедок драглайнов. Обоснована эффективность применения комплексного диагностического подхода для оценки технического состояния агрегатов и механизмов по параметрам генерируемой ими вибрации. Показано, что только с широким применением современных методов вибрационной диагностики и неразрушающего контроля предоставляется возможность своевременного выявления дефектов агрегатов карьерных экскаваторов. Результаты проведенных исследований безапелляционно доказывают необходимость перехода ремонтных и обслуживающих подразделений промышленных предприятий на систему обслуживания техники по её фактическому техническому состоянию. Платформой для реализации базовых элементов такой системы может выступить разработанный комплекс диагностических правил для выявления дефектов динамического оборудования карьерных экскаваторов и сформулированные критерии совершенствования методологии нормирования параметров генерируемой ими вибрации.

Ключевые слова: вибродиагностика, карьерный экскаватор, динамическое оборудование, управление техническим обслуживанием, нормирование параметров механических колебаний.

Эффективное решение задач по определению критериев предельного состояния динамического оборудования карьерных экскаваторов, разработке математических моделей развития типовых дефектов, формулированию комплекса диагностических правил для уникального оборудования угольной промышленности невозможно без выявления основных закономерностей изменения технического состояния динамического оборудования одноковшовых карьерных экскаваторов по параметрам механических колебаний и использования высокоеффективных критериев нормирования параметров вибрации.

Результаты исследований параметров вибрационных волн, генерируемых при работе динамического оборудования экскаваторов типа драглайн, использованы при разработке действующих отраслевых руководящих документов Ростехнадзора [1], что позволило обосновать методологию определения технического состояния узлов и агрегатов карьерных экскаваторов с использованием разработанной классификации зон оценки их технического состояния. Однако, до сих пор отсутствует универ-

сальный комплексный критерий оценки технического состояния горных машин по параметрам генерируемой ими вибрации, в соответствии с которым можно провести детальное нормирование отдельных составляющих сигнала, оценить степень их опасности и скорости развития, точно предсказать момент аварийного выхода технологического оборудования из строя.

Существующие межотраслевые нормативные документы в области контроля параметров вибрации [2, 3] в недостаточной степени позволяют выполнить оценку риска развития повреждений и дефектов динамического оборудования карьерных экскаваторов, в мировой практике практически отсутствуют нормы на вклад отдельных составляющих в общий уровень сигнала для некоторых узлов и агрегатов, используемых в конструкциях современной горной техники. Хотя границы сегментов зон технического состояния для отдельных механизмов определены достаточно точно, однако скорость развития дефектов и сам момент перехода агрегата в следующую группу оценки состояния сегодня спрогнозировать очень сложно и зачастую невозможно. Основные

причины этого заключаются в недостаточной проработке деградационных моделей изменения технического состояния и ограниченных возможностях применения критериев предельного состояния, разработанных для относительно небольшой группы горной техники. Таким образом, совершенствование методологии нормирования параметров механических колебаний, генерируемых динамическим оборудованием карьерных экскаваторов, является актуальной научной задачей, для решения которой необходимо проведение масштабных исследований процессов формирования, изменения и развития составляющих механических колебаний, свидетельствующих о наличии тех или иных дефектов оборудования экскаваторов – драглайнов.

Подходы виброанализа используются в данной работе в качестве основного инструментария, позволяющего быстро и эффективно произвести оценку технического состояния работающих машин и механизмов [4, 5]. Исследования характеристик механических колебаний проводились на основе полных диагностических обследований выборки из 35 единиц экскаваторов типа драглайн (ЭШ 10/70, ЭШ 11/70, ЭШ 13/50, ЭШ 6/45, ЭШ 20/90). На примере расширенного анализа параметров вибрации оборудования экскаваторов типа ЭШ в настоящем исследовании также рассматриваются вопросы выявления основных закономерностей изменения характеристик его технического состояния.

Нормирование уровней вибрации в частотных полосах должно быть основано на нескольких основных допущениях. Во-первых, число нормируемых компонент (число столбцов спектральной маски, оказывающее прямое влияние на степень ее детализации) должно равняться общему числу предпо-

лагаемых дефектов, присутствие которых теоретически возможно на конкретном типе (образце) исследуемого технического устройства. Ширина частотных полос при этом должна соответствовать частотным диапазонам проявления возможных дефектов и учитывать т.н. «плавающие» частоты, т.е. изменяющиеся в процессе работы оборудования. Во-вторых, высота сегментов маски должна выбираться на основе оценки опасности вклада в общий уровень тех или иных составляющих сигнала. Впрочем, именно вопросы выбора высоты для сегментов спектральной маски (оценка уровня мощности сигнала в полосе и т.п.) изучены достаточно хорошо, некоторые рекомендации для их оценки предоставляются рядом нормативных документов и проведенных исследований, например [6, 7].

Основные сложности нормирования критериев для разработки спектральных масок заключаются в отсутствии четких рекомендаций по выбору конкретных частных полос, пригодных для построения спектральных масок и слабой проработанности вопросов нормирования отдельных составляющих виброакустического сигнала для оборудования угольной промышленности. Подобные вопросы ранее рассматривались прежде всего с точки зрения оценки параметров вибрации, генерируемой отдельными узлами динамического оборудования машин и механизмов, например – нормирование параметров механических колебаний электродвигателей и генераторов, центробежных вентиляторов и т.п. Применительно к оценке технического состояния динамического оборудования карьерных экскаваторов, например, тяговой или подъемной лебедок драглайна, подобные исследования ранее не проводились. Этот факт связан, прежде всего, с недоста-

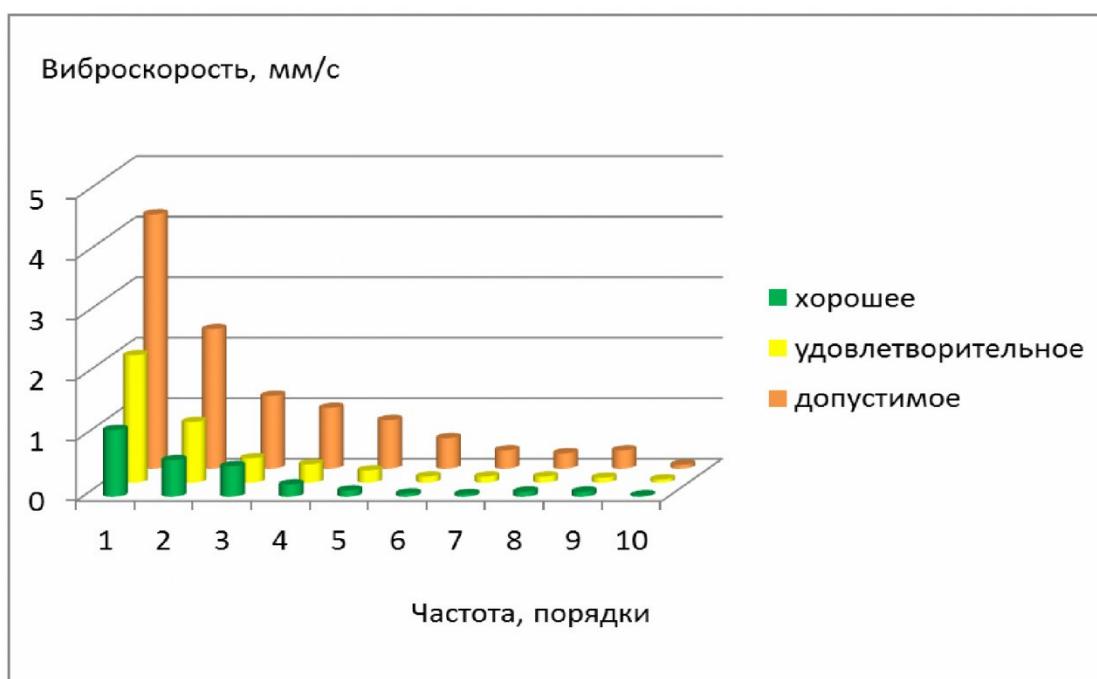


Рис. 1. Нормирование состава полигармонической волны вибрации на примере сетевого двигателя генераторной группы экскаватора типа ЭШ 10/70.

точным количеством статистической информации по параметрам механических колебаний, генерируемых динамическим оборудованием горных машин. Кроме того, определенные затруднения при нормировании уровня отдельных составляющих спектра вызваны изменением частотного состава групп информативных гармоник в процессе работы ряда агрегатов горной техники. В том случае, когда частоты при работе оборудования остаются неизменными, процесс нормирования уровней в частотных полосах достаточно хорошо изучен [8, 9]. В силу вышеописанных причин, в настоящее время область применения методологии нормирования при помощи спектральных масок на оборудовании карьерных экскаваторов ограничена только лишь генераторными группами нескольких моделей экскаваторов типа ЭШ и ЭКГ (см. рис. 1).

Диагностические признаки и основанные на них диагностические правила выявления дефектов динамического оборудования карьерных экскаваторов могут заметно отличаться, что объясняется различной кинематикой рабочих механизмов у разных моделей экскаваторов, и, как следствие, несколько иными частотами проявления неисправностей и повреждений.

Таким образом, подходы к совершенствованию методологии нормирования параметров механических колебаний, генерируемых в процессе работы динамического оборудования экскаваторов типа драглайн должны базироваться на следующих основных принципах и критериях:

- особенности кинематики механизмов оказывают непосредственное влияние на изменение частотного состава спектральных характеристик, следовательно, их обязательно нужно учитывать при выборе и обосновании индивидуальной ширины полос спектральных масок, разрабатываемых для различных типов динамического оборудования;

- число полос спектральных масок должно выбираться из расчета необходимости и достаточной информативности для решения задач эффективного нормирования параметров механических колебаний (для драглайнов это число составит порядка 7-10 полос, по которым расписаны 7 основных групп дефектов динамического оборудования и соответствующие им около 60 базовых диагностических признаков);

- предельные значения параметров вибрации для генеральной совокупности спектральных компонент (высота полос у индивидуальных спектральных масок) должны выбираться на основе обработки статистической информации, полученной на группах однотипных механизмов (выборки числом не менее 30 единиц) с учетом оценки степени опасности вклада отдельных составляющих различной природы в общий уровень сигнала.

Целый ряд таких значащих факторов, как цикличность работы тяговой и подъемной лебедок, из-

меняющиеся частоты вращения и серьезные ударные нагрузки, которые испытывают узлы динамического оборудования драглайнов в процессе работы, указывает на затруднения или невозможность использования только лишь какого-то одного метода вибродиагностики для эффективного выявления присущих данному типу оборудования дефектов, в том числе, находящихся на начальной стадии своего развития. Таким образом, становится очевидным, что на сегодняшний день в мире не существует универсального единого метода, который мог бы одинаково эффективно применяться как при проведении экспресс-диагностики, так и при периодическом мониторинге технического состояния объекта диагностирования и обладать при этом достаточной помехозащищенностью. Только результаты комплексного использования нескольких различных диагностических подходов (конкретное сочетание которых зависит от типа объекта диагностирования и режимов его работы) могут предоставить возможность эффективно и точно оценить фактическое состояние узлов и агрегатов работающей машины. Проведенные в этой области исследования доказывают, что наилучших результатов на объектах угольной и горнорудной промышленности удается достичь с использованием комплексного диагностического подхода, включающего в себя сразу группу методов вибродиагностики – а именно: спектральный анализ, экспресс, анализ огибающей и траектории/процессии ротора, а также метод ударных импульсов. Иногда к указанной совокупности методов целесообразно добавить вейвлет-преобразование сигнала и кепстральный анализ [10, 11]. Однако, из-за специфики написания диагностических правил и сложностей их дальнейшей формализации для выполнения автоматизированного контроля, в рамках настоящей работы решено ограничиться только результатами, полученными при помощи обработки исходных виброакустических волн методом прямого спектрального анализа.

Для решения задачи совершенствования методологии нормирования параметров механических колебаний, генерируемых оборудованием драглайнов, необходимо выявить основные закономерности изменения технического состояния диагностируемого оборудования. Для этого необходимо рассмотреть всю совокупность диагностических признаков отдельно для каждого из основных дефектов, соответствующих этому типу механизмов.

Ниже, на примере анализа параметров полигармонических волн, генерируемых при работе подъемных лебедок экскаваторов типа ЭШ, рассмотрим процесс формулирования некоторых совокупностей диагностических признаков, необходимых для разработки основных закономерностей изменения технического состояния этих узлов. Проведем обоснование основных критериев для нормирования параметров механических колебаний в узкочастотных полосах спектра.

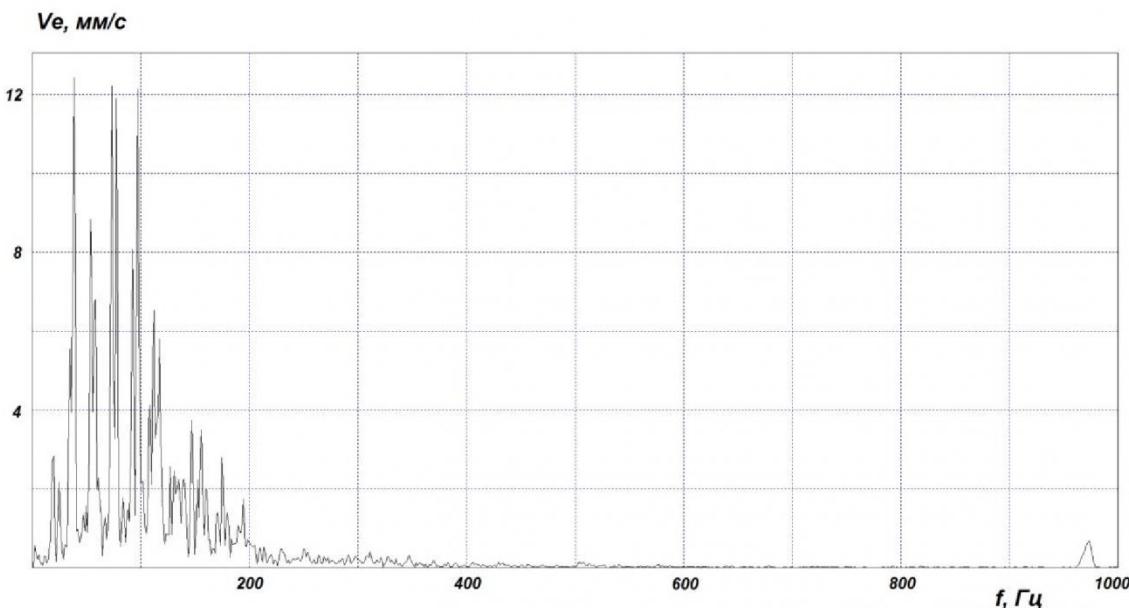


Рис. 2. Недопустимый уровень расцентровки левого электродвигателя с редуктором подъемной лебедки экскаватора ЭШ 10/70. Ярко выраженное нарушение жесткости опорной системы

Представленный на рис. 2 спектр получен при проведении измерений на левом электродвигателе подъемной лебедки экскаватора ЭШ 10/70 со стороны редуктора.

Проведенный анализ позволил сделать вывод о наличии нескольких распространенных дефектов - развитой расцентровки системы «двигатель-редуктор» (наличие ярко выраженных частотных компонент ряда $k_f R$) и нарушении жесткости опорной системы (ряд $n_f R$ из 11 значащих гармоник при значительном сопутствующем уровне низкочастотного шума).

Кроме перечисленных неисправностей и повреждений лебедкам зачастую свойственны множественные дефекты подшипников качения (повреждения и/или наклеп сепаратора, изменение формы тел качения, повреждения внутреннего и внешнего колец, нарушение режима смазки, ослабление посадки и увеличение зазоров подшипников), повреждения элементов соединительных муфт, дисбалансы ротора электродвигателей, дефекты зубчатых передач редукторов (износ и выкрашивание зубчатых колес, нарушение соосности и перекосы валов в редукторах – см. рис. 3); различные дефекты двигателей электромагнитного происхождения (магнитная асимметрия якоря, перекос фаз, смещение в магнитном поле и т.д.).

Таким образом, на исследуемом оборудовании имеем 7 основных групп дефектов (расцентровка, жесткость, дисбалансы, подшипники, зубчатые передачи, муфты, электричество), которым соответствуют около 60 базовых диагностических признаков.

Из расчета стандартного частотного диапазона (2...1000 Гц) по параметру виброскорости ширина некоторых базовых полос спектральной маски для подъемной лебедки экскаватора ЭШ 10/70 ориен-

тировочно составит:

- для измерений на электродвигателях:

1. 15...28 Гц дисбаланс ротора ($f_R \text{min} \dots \text{max}$);
2. 15...100 Гц расцентровка двигателя с редуктором ($f_R \dots 4 \dots 6 f_R$);
3. 450...750 Гц частота муфты ($n f_R$);
4. 5...300 уровень низкочастотного шума, сопровождающий нарушение жесткости опорной системы;
5. 6...600 Гц ($0,4 f_R \dots 24 f_R \text{max}$) нарушение жесткости, структурный резонанс;
6. 300...1000 Гц общий частотный диапазон для дефектов подшипников;
7. 50...500 Гц $k f_{\text{эл}}$ гармонический ряд частоты питающей сети.

- для измерений на редукторах переборного типа:

1. 2...250 Гц нарушение соосности, перекос валов ($k f_{R1} \pm k f_{R2}, k f_{R1} * k f_{R2}$);
2. 50...500 Гц дефекты зубчатых зацеплений 2 степени ($m f_z \pm n f_{R2}; m f_M \pm n f_{R2}$);
3. 350...1000 Гц дефекты зубчатых зацеплений 1 ступени ($m f_z \pm n f_{R1}; m f_M \pm n f_{R1}$);
4. $63,12 \pm 5$ Гц и $499,8 \pm 5$ Гц постоянная погрешность шага зацепления 1 и 2 ступени соответственно (f_{z1} и f_{z2} – см. таблицу 1);
5. Флуктуация амплитуд, увеличение уровня шума 50...1000 Гц свидетельствует о необратимых процессах разрушения зубчатых колес – питтинге и формировании трещин в зубьях ($m f_z \pm n f_{R1,2}; m f_M \pm n f_{R1,2}$);
6. 750...1000 Гц базовый диапазон для детектирования подшипниковых частот.
7. 2...1000 стандартный диапазон для проведения нормирования по общему уровню.

Таблица 1. Базовые частоты лебедок подъема и тяги экскаватора ЭШ 10/70.

| Лебедка подъема | | |
|-----------------|-------------------------------------|-------------------------|
| f_{r1} | частота вращения первой оси ред. | 16,66 Гц |
| f_{r2} | частота вр. 2 оси ред. | 2,63 Гц (157,83 об/мин) |
| f_{r3} | частота вр. 3 оси | 0,55 Гц (33,23 об/мин) |
| f_{z1} ра | зубцовая частота 1 ступени редукто- | 499,8 Гц |
| f_{z2} ра | зубцовая частота 2 ступени редукто- | 63,12 Гц |
| Лебедка тяги | | |
| f_{r1} | частота вращения первой оси ред. | 16,66 Гц |
| f_{r2} | частота вр. 2 оси ред. | 3,51 Гц (210,44 об/мин) |
| f_{r3} | частота вр. 3 оси | 0,55 Гц (33,23 об/мин) |
| f_{z1} ра | зубцовая частота 1 ступени редукто- | 399,84 Гц |
| f_{z2} | зубцовая частота 2-й ступени | 105,3 Гц |

Для редукторов предпочтительно рассматривать более широкий частотный диапазон, составляющий по параметру виброускорения минимум 2...7000 Гц. Однако, для упрощения представления результатов обработки полученной информации, в рамках настоящей работы принято ограничиться стандартным частотным диапазоном по параметру виброскорости, объективно несущим значительное количество диагностической информации.

Приведенный на рис. 3 спектр иллюстрирует наличие развитых повреждений зубчатых колес редуктора подъемной лебедки экскаватора ЭШ 10/70.

На спектре маркером отмечены некоторые зубцовые частоты ($[fr_1+4fr_2]$ – частота перекоса валов; $[8f_z-9fr_1, 7f_z+8fr_1, 8f_z-3fr_1]$ – частоты проявления развитого абразивного износа зубчатых зацеплений второй ступени редуктора), отдельно выделена полоса проявления подшипниковых частот.

Выявление основных закономерностей изменения технического состояния динамического оборудования экскаваторов типа драглайн по параметрам механических колебаний невозможно без проведения детального нормирования частотных полос и отдельных спектральных компонент, определенных при помощи комплекса диагностических признаков. Часть значащих гармоник спектра иногда численно может совпадать с признаками, свойственными повреждениям совершенно различной природы, например дисбаланс ротора и нарушение соосности валов агрегата могут проявляться в ряде случаев на одних и тех же частотах, некоторые из зубцовых частот могут совпадать с признаками нарушения жесткости системы [12]. Этот факт может значительно усложнить проводимый анализ и объясняется особенностями кинематики механизмов, типом и степенью развития повреждений. Поэтому расположение полос спектральных масок динамического

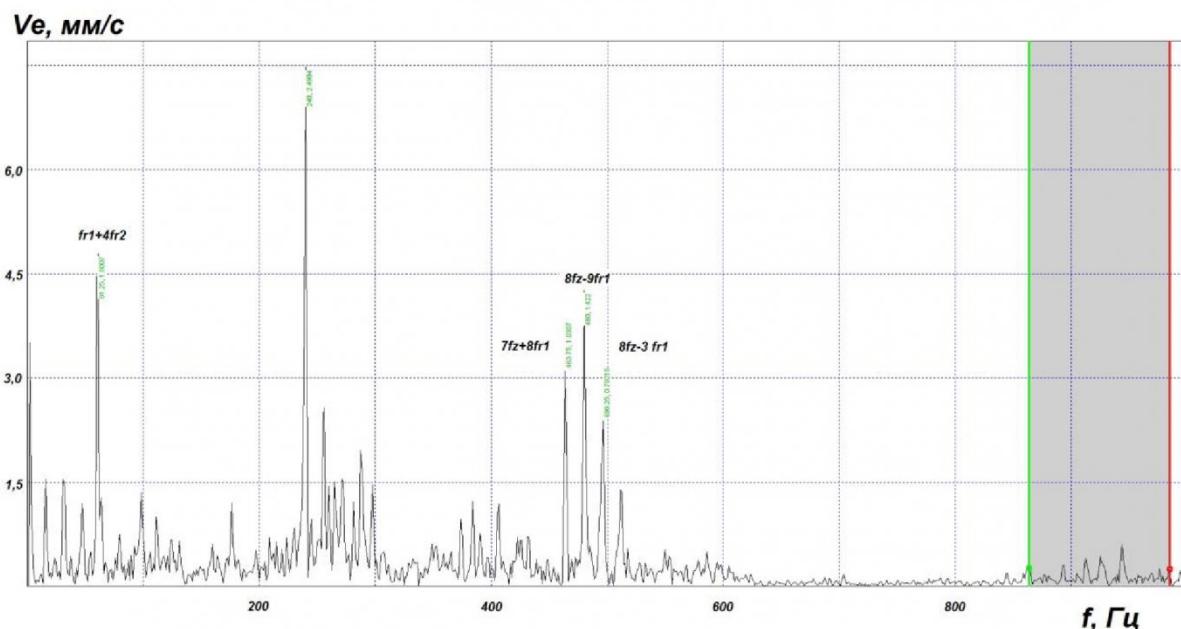


Рис. 3. Перекос осей валов первой и второй ступени, абразивный износ зубчатых зацеплений промвала редуктора подъемной лебедки экскаватора ЭШ 10/70

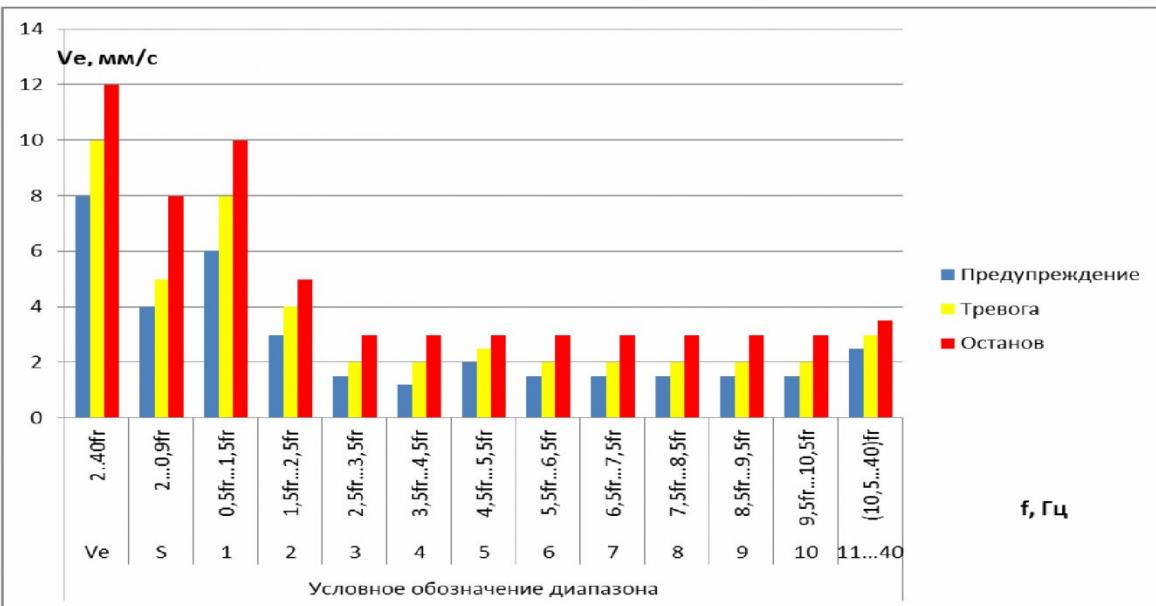


Рис. 4. Спектральная маска, разработанная для электродвигателей подъемной лебедки экскаватора ЭШ 10/70.

оборудования драглайнов необходимо выбирать с учетом их взаимного перекрытия.

Хрестоматийно [5] стандартный спектр по параметру виброскорости вполне стандартно делится на 13 частотных диапазонов (см. рисунок 4), причем для оценки технического состояния агрегатов используются сразу два способа определения допустимых значений в полосах (превышение среднего уровня на 4 дБ или 85% превышение доверительных границ совокупности данных измерений для границы зоны предупреждения). Однако, такой подход наиболее эффективно реализуется на таких объектах, как электродвигатели, вентиляторы, компрессора и т.п. оборудование. Это обусловлено высокой степенью детализации масок именно в низко- и среднечастотном диапазоне, что является не прием-

лемым для решения задач диагностики технического состояния зубчатых передач.

Ниже, на рис. 5 приведен пример нормирования состава виброакустического сигнала по параметру виброскорости в стандартной полосе частот. Разработанная методология нормирования позволила рассчитать индивидуальные предельные значения для каждой из 7 частотных полос стандартного спектра на основе анализа данных, полученных при проведении измерений на выборке из 35 единиц экскаваторов-драглайнов. Выполненные исследования в области формирования и развития механических колебаний впервые позволили провести нормирование спектра волны, генерируемой подъемной лебедкой драглайна, не только по общему уровню вибрации, но и полностью formalизовать правила оценки изменения спек-

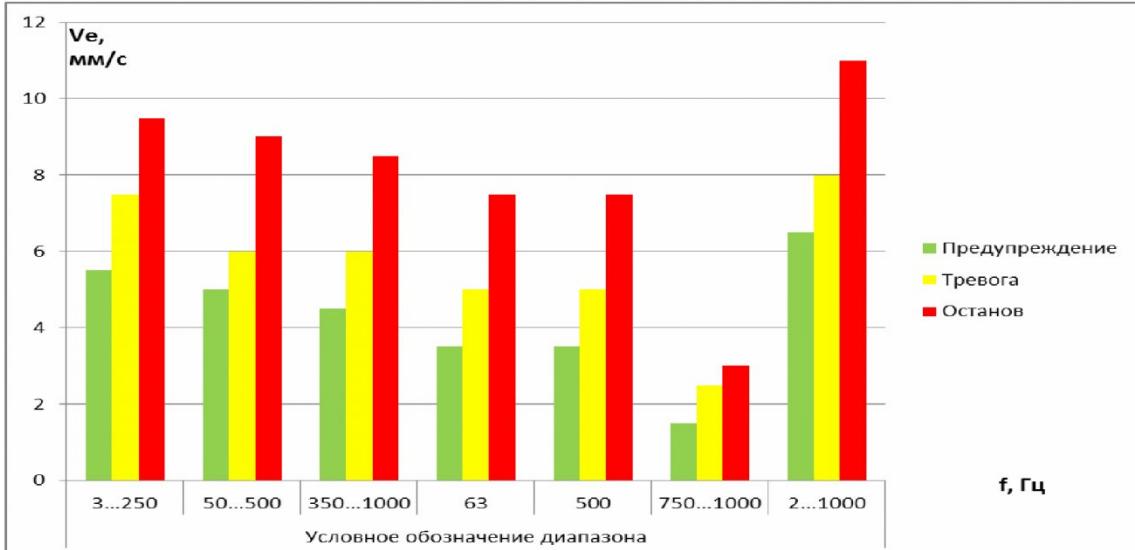


Рис. 5. Пример нормирования спектрального состава полигармонической волны, записанной на редукторе подъемной лебедки экскаватора ЭШ 10/70.

трального состава полигармонической волны.

Исторически сложилось, что угольная промышленность являлась и является объектом повышенной опасности [13], именно поэтому к состоянию эксплуатируемого здесь технологического оборудования должны предъявляться более жесткие требования. Совершенствование методологии нормирования параметров механических колебаний, генерируемых при работе динамического оборудования карьерных экскаваторов типа драглайн, является необходимым условием осуществления эффективного анализа вибрационных характеристик объектов диагностирования. Разработка адекватных прогностических моделей развития дефектов узлов и механизмов горной техники невозможна без устойчивой теоретиче-

ской базы [14], учитывающей характер изменения спектрального состава исследуемых характеристик [15].

Проведенные автором настоящей работы исследования убедительно доказывают, что только внедрение на практике таких элементов систем обслуживания техники по фактическому состоянию, как детальное нормирование параметров механических колебаний и основанное на диагностических подходах прогностическое моделирование процессов деградации состояния машин и механизмов, позволит избежать возникновения серьезных аварийных ситуаций и несчастных случаев на производстве, связанных с недопустимым состоянием эксплуатируемой горной техники.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. РД 15-14-2008. Методические рекомендации о порядке проведения экспертизы промышленной безопасности карьерных одноковшовых экскаваторов.
2. ГОСТ ИСО 10816-(1-3). Контроль состояния машин по результатам измерения вибрации на невращающихся частях.
3. ISO 2372. Mechanical vibration of machines with operating speeds from 10 to 200 rev/s.
4. Герике Б.Л. Диагностика горных машин и оборудования. Учебное пособие. /Б.Л. Герике, Г.И. Козовой, В.С. Квагинидзе, А.А. Хорешок, П.Б. Герике/ Москва, 2012. – 400 с.
5. Неразрушающий контроль. Справочник в 7 томах под редакцией чл.-корр. РАН В.В. Клюева, т.7 – Москва, 2005. – 828 с.
6. *Skeinik R., Petersen D.* Automated fault detection via selective frequency band alarming in PC-based predictive maintenance systems. CSI, Knaxville, TN 37923, USA.
7. ГОСТ 31350-2007. Вибрация. Вентиляторы промышленные. Требования к производимой вибрации и качеству балансировки.
8. Методология построения спектральных масок для динамического оборудования горных машин. / Б. Л. Герике, П. Б. Герике// Вестник Кузбасского государственного технического университета, № 4. – Кемерово. – 2014. – С. 20-22.
9. Разработка стационарного диагностического комплекса для экскаватора типа ЭКГ. Дрыгин М.Ю., автореферат диссертации на соискание ученой степени кандидата технических наук. Кемерово – 2012 год. – 20 с.
10. Герике П. Б. Вибродиагностика оборудования угольной и горнорудной промышленности. /Отдельный выпуск Горного информационно-аналитического бюллетеня: Институт угля Сибирского отделения РАН. – М. : Горная книга. – 2013. - №OB 6. – С. 440 – 446.
11. *V. Pozhidaeva.* Determining the roughness of contact surfaces of the rolling bearings by the method of shock pulses. World Tribology Congress III, September 12-16, 2005, Washington, D.C., USA
12. *Liu G., Parker R.* Dynamic Modeling and Analysis of Tooth Profile Modification for Multimesh Gear Vibration. Journal of Mechanical Design. 2008. Vol. 130. Pp 121402/1 - 121402-13. DOI: 10.1115/1.2976803
13. Клишин В.И. Проблемы безопасности и новые технологии подземной разработки угольных месторождений. /В.И. Клишин, Л.В. Зворыгин, А.В. Лебедев, А.В. Савченко/ Новосибирск, 2011. – 524 с.
14. Разработка методики диагностирования и прогнозирования технического состояния дизель-гидравлических буровых станков. Ещеркин П.В., автореферат диссертации на соискание ученой степени кандидата технических наук. Кемерово – 2012 год. – 18 с.
15. *Bently D.E., Hatch C.T.* “Fundamentals of rotating Machinery Diagnostics”, Bently Pressurized Press, 2002, P.726.

Поступило в редакцию 18.05.2015

THE CHOICE OF CRITERIA FOR IMPROVING THE METHODOLOGY FOR RATIONING PARAMETERS OF THE MECHANICAL VIBRATIONS GENERATED WHEN THE EQUIPMENT OF DRAGLINES

Gericke P.B.

C.Sc. (Engineering), Associate Professor, e-mail: am_besten@mail.ru

Institute of Coal of the Siberian Branch of the RAS, 10 Leningradsky Prospect, Kemerovo, 650065, Russian Federation.

Abstract. In this paper detail the results of the analysis parameters of polyharmonic waves, generated when the dynamic equipment of mining shovels. On the basis of the developed complex consisting of more than 60 diagnostic rules for automatic identification of major damage to property on the basis of selective groups of informative frequencies chosen basic criteria that can be used as a base platform for improving the methodology for the valuation parameters of mechanical vibrations. On the basis of defined criteria developed individual spectral mask to perform a valuation parameter of vibrations and spectral analysis of signals generated by the equipment draglines. The paper substantiates the effectiveness of a comprehensive diagnostic approach to assess the technical condition of the units and mechanisms in the parameters of the generated vibrations. It is shown that only with the extensive use of modern methods of vibration diagnostics and nondestructive testing given the opportunity to timely detection of defects in units of mining shovels. The results of these studies demonstrate the need to move categorically repair and maintenance departments of industrial enterprises in the service system technology on its actual technical condition. The platform for the implementation of the basic elements of such a system can act designed complex diagnostic rules to detect defects dynamic equipment of mining shovels and established criteria to improve the methodology of the valuation parameters generated by vibration.

Keywords: vibration analysis, mining shovel, dynamic equipment, maintenance management, the valuation of parameters of mechanical vibrations.

REFERENCES

1. RD 15-14-2008. Metodicheskie rekomendatsii o poryadke provedeniya ekspertizy promyshlennoy bezopasnosti kar'ernykh odnokrovshovykh ekskavatorov [Methodical recommendations on how to conduct the examination of industrial safety of mining shovels]. Moscow, 2008. 40 p. (rus)
2. GOST ISO 10816-(1-3). Kontrol' sostoyaniya mashin po rezul'tatam izmereniya vibratsii na nevraschayushchikhsya chastyakh [Evaluation of machine vibration by measurements on non-rotating parts]. Moscow, 1997. 39 p. (rus)
3. ISO 2372. Mechanical vibration of machines with operating speeds from 10 to 200 rev/s. (eng)
4. Gericke B.L., Kozovoy G.I., Kvaginidze V.S., Khoreshok A.A., Gericke P.B. , Diagnostika gornykh mashin i oborudovaniya [Vibration analysis of mining machinery and equipment]. Moscow, 2012. 400 p. (rus)
5. Nerazrushayushchiy kontrol': spravochnik. V 7-kh tomakh [Non-destructive testing: Handbook. In 7 Vol. V.7] / Pod. red. V.V. Klyueva. Moscow: Mashinostroenie Publishers, 2005. 828 p. (rus)
6. Skeinik R., Petersen D. Automated fault detection via selective frequency band alarming in PC-based predictive maintenance systems. CSI, Knaxville, TN 37923, USA. (eng)
7. GOST 31350-2007. Vibratsiya. Ventilyatory promyshlennye. Trebovaniya k proizvodimoy vibratsii i kachestvu balansirovki. [Vibration. Industrial fans. Requirements for vibration levels and balance quality]. Moscow, 2007. 33 p. (rus)
8. Gericke P.B. , Gericke B.L. Vestnik Kuzbasskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta. 2014. # 4. Pp. 20-22. (rus)
9. Drygin M.Yu. Razrabotka statsionarnogo diagnosticheskogo kompleksa dlya ekskavatora tipa EKG [Development of a stationary diagnostic system for an mining shovel ECG-type]: PhD thesis excerpt. Kemerovo. 2012. (rus)
10. Gericke P.B. Otdel'nyy vypusk Gornogo informatsionno-analiticheskogo byulletenya: Institut uglya Sibirskogo otdeleniya RAN. Mining book Publishers. 2013. #OV6. Pp. 440-446. (rus)
11. V. Pozhidaeva. Determining the roughness of contact surfaces of the rolling bearings by the method of shock pulses. World Tribology Congress III, September 12-16, 2005, Washington, D.C., USA (eng)
12. Liu G., Parker R. Dynamic Modeling and Analysis of Tooth Profile Modification for Multimesh Gear Vibration. Journal of Mechanical Design. 2008. Vol. 130. Pp 121402/1 - 121402-13. DOI: 10.1115/1.2976803 (eng)
13. Klishin V.I., Zvorygin L.V., Lebedev A.V., Savchenko A.V. Problemy bezopasnosti i novye tekhnologii podzemnoy razrabotki ugor'nykh mestorozhdeniy [Problems of safety and new technology of underground coal mining]. Novosibirsk, 2011. 524 p. (rus)
14. Eshcherkin P.V. Razrabotka metodiki diagnostirovaniya i prognozirovaniya tekhnicheskogo sostoyaniya dizel'-gidravlicheskih burovых stankov [Development of a technique of diagnosis and prediction of technical condition of the diesel-hydraulic drilling rigs]: PhD thesis excerpt. Kemerovo. 2012. (rus)
15. Bently D.E., Hatch C.T. "Fundamentals of rotating Machinery Diagnostics", Bently Pressurized Press. 2002. 726 p. (eng)

Received 18.05.2015