

## ГОРНЫЕ МАШИНЫ

УДК 53.083(430.1)

П. Б. Герике

### МАЛЫЕ ГЕНЕРАТОРНЫЕ ГРУППЫ ЭКСКАВАТОРОВ ТИПА ДРАГЛАЙН КАК ИСТОЧНИК ПОВЫШЕННОЙ ВИБРАЦИИ.

В мировой практике именно оценка технического состояния машин и механизмов по параметрам механических колебаний является тем единственным методом неразрушающего контроля, который позволяет без длительного непроизводительного простоя сложного дорогостоящего технологического оборудования определить его фактическое состояние, что обусловлено высокой скоростью получения и значительной информативностью виброакустического сигнала [1, 2]. В настоящее время большое количество горных машин, эксплуатируемых на угольных и горнорудных предприятиях Кузбасса, выработали свой нормативный ресурс, часть оборудования находится в недопустимом техническом состоянии. В соответствии с действующим федеральным законодательством [3] в рамках экспертизы промышленной безопасности технических устройств, эксплуатируемых на опасных производственных объектах (ЭПБ ТУ ОПО) регулярно выполняются замеры параметров вибрации основных узлов и агрегатов драглайнов, выработавших свой нормативный срок. Результаты анализа данных, полученных в ходе выполнения исследований по теме настоящей работы, свидетельствуют о повсеместном наличии большого числа типовых неисправностей и повреждений энерго-механического оборудования карьерных экскаваторов, находящихся на разной

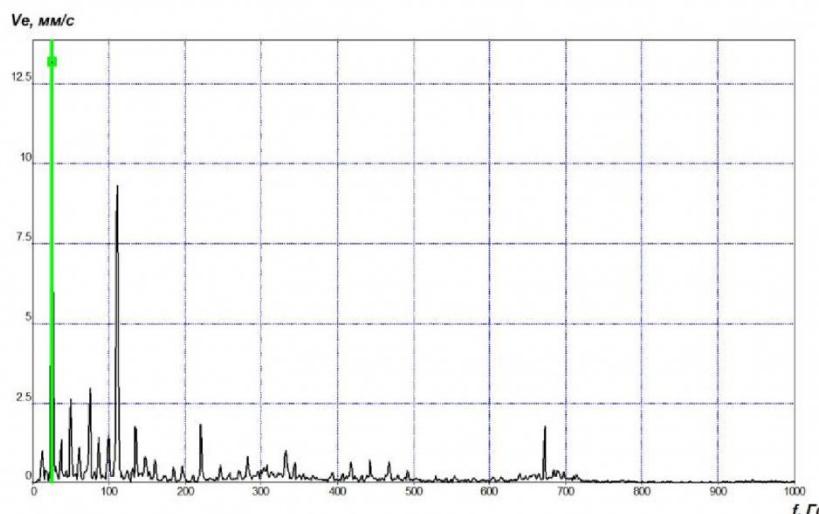
стадии развития.

Выполненные исследования позволили классифицировать основные причины возникновения и развития дефектов динамического оборудования экскаваторов типа драглайн на три основных группы:

- нарушение технологии изготовления - заводской брак (не соблюдение характеристик твердости используемых материалов, дефекты элементов подшипников);
- неквалифицированный монтаж (нарушение центровки валопровода генераторных групп, перекос осей валов редукторов);
- эксплуатационные дефекты (абразивный износ и выкрашивание зубчатых зацеплений, нарушение режима смазки и т.п.).

Представленные в настоящей работе реальные спектры получены при обработке исходных виброакустических волн, генерируемых при работе малых генераторных групп экскаваторов типа драглайн, на их примере показан процесс выявления основных типов дефектов и повреждений, присущих данному типу диагностируемого оборудования.

Наиболее эффективно и быстро провести оценку фактического технического состояния малой генераторной группы возможно с применением анализа параметров виброскорости и виброускорения в расширенном до 6-8 кГц частотном диапазоне при помощи метода



*Rис. 1. Малая генераторная группа экскаватора ЭШ 11/70. Недопустимый дисбаланс ротора генератора собственных нужд, ярко выраженное нарушение жесткости системы, ослабление посадки подшипника и нарушение режима его смазки.*

спектрального анализа. Такой диагностический подход позволяет выявить большинство дефектов исследуемого динамического оборудования, таких как: расцентровка валопровода агрегата, нарушение жесткости системы и структурный резонанс, разнообразные повреждения подшипников качения и нарушение режима их смазки, дефекты элементов соединительных муфт и др.

Малые генераторные группы драглайнов в своем абсолютном большинстве являются традиционным источником повышенной вибрации, ремонтные подразделения эксплуатирующих предприятий практически не уделяют должного внимания их техническому состоянию. Приблизительно в 90% случаев здесь

имеет место т.н. «работа до поломки». Вместе с тем, степень развития дефектов динамического оборудования малой группы зачастую более серьезна, чем у преобразовательного агрегата драглайна.

Одним из повсеместно распространенных дефектов малых групп является расцентровка валопровода агрегата (см. рисунок 4). Признаки некачественно проведенной центровки присутствуют практически повсеместно, причем качество проводимых наладочных работ по центровке валов можно оценить только путем определения величины остаточной несоосности. Примерно около 30% всех случаев расцентровки приходится на так называемую «горизонтальную» остаточную несоосность, являющуюся следствием

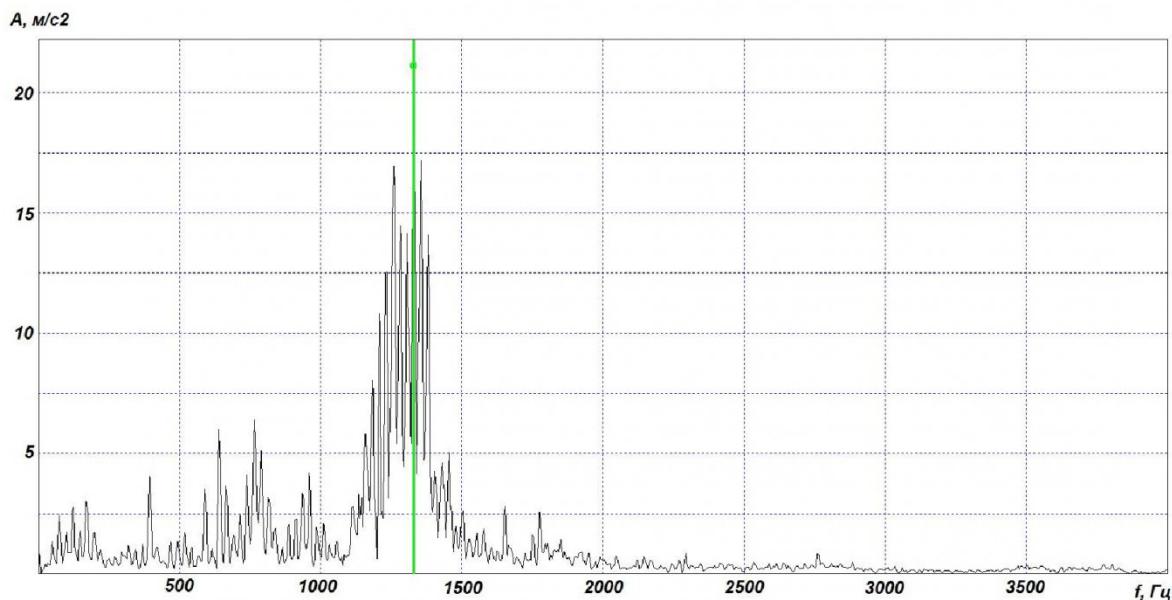


Рис. 2. Развитие дефекта подшипника возбудителя, общий уровень сигнала по параметру виброускорения  $A_{CK3}=68 \text{ м/с}^2$ .

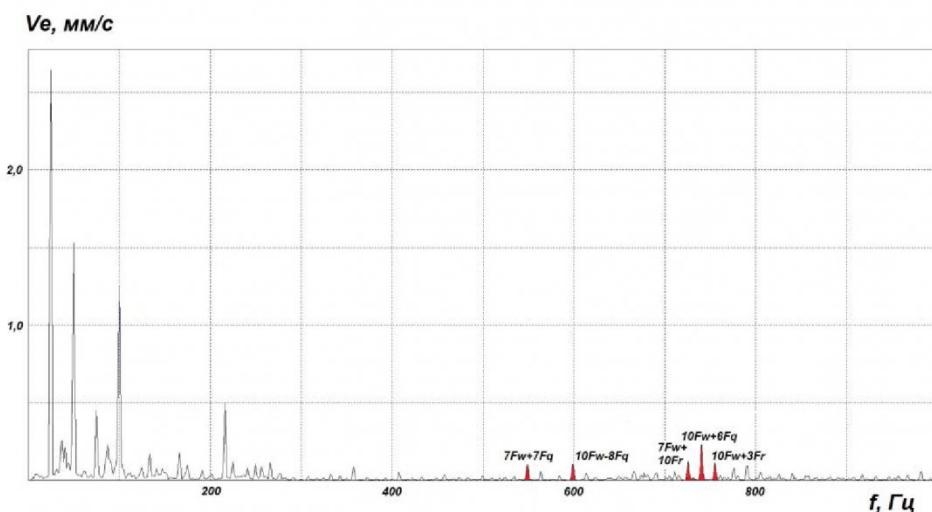


Рис. 3. Трещина сепаратора и изменение формы тел качения подшипника генератора собственных нужд ( $F_w$ -частота вращения тел качения,  $F_q$ -сепараторная частота,  $F_r$ -частота вращения вала (внутреннего кольца подшипника)).

недостаточной компенсации горизонтальной (осевой) компоненты механических колебаний при проведении центровки, что со временем приводит к значительному росту величин параметров вибрации. Основным признаком нарушения соосности валов агрегата является наличие в спектре компоненты  $2f_R$ ; однако прямым диагностическим признаком также является наличие гармонического ряда  $kf_R$  ( $k=2\dots6$ ). Расширенный гармонический ряд оборотной частоты также может соответствовать присутствию на агрегате дефектов совершенно иного рода, например, нарушения жесткости опорной системы [4]. Конкретное число значащих гармоник и степень их вклада в общий уровень сигнала зависит в этом случае от нескольких причин, таких как: конкретный тип несоосности (угловая, параллельная и т.п.), кинематические

особенности работы агрегата, состояние крепежа, уровень развития повреждений и дефектов машин и механизмов. Так, например, в спектре на рисунке 4 преобладает четвертая гармоника оборотной частоты, число значащих гармоник в ряду  $kf_R$  составляет тринадцать. Данный факт свидетельствует о наличии на агрегате ярко выраженной классической расцентровки в вертикальной плоскости в сочетании с ослаблением крепежа электродвигателя и генератора к раме. Кроме того, высока вероятность возникновения дефекта соединительной муфты генератора, проявляющегося на частоте  $nf_R$  (где  $n$  – число элементов муфты).

Одним из основных последствий расцентровки валов является развитие множественных дефектов подшипников качения,

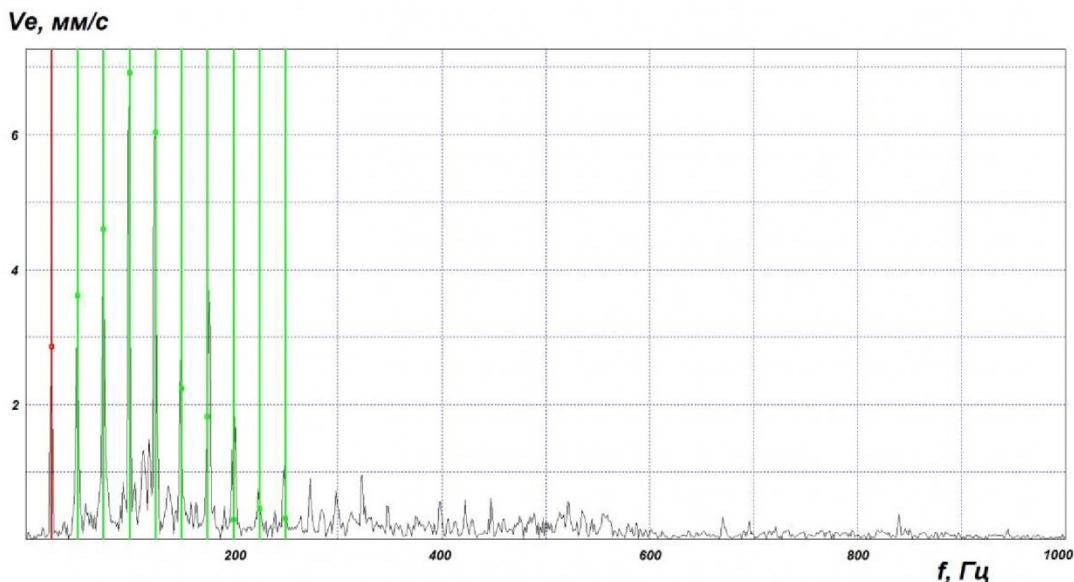


Рис. 4. Ярко выраженная расцентровка генератора собственных нужд с асинхронным двигателем вспомогательного трёхмашинного агрегата экскаватора ЭШ 10/50

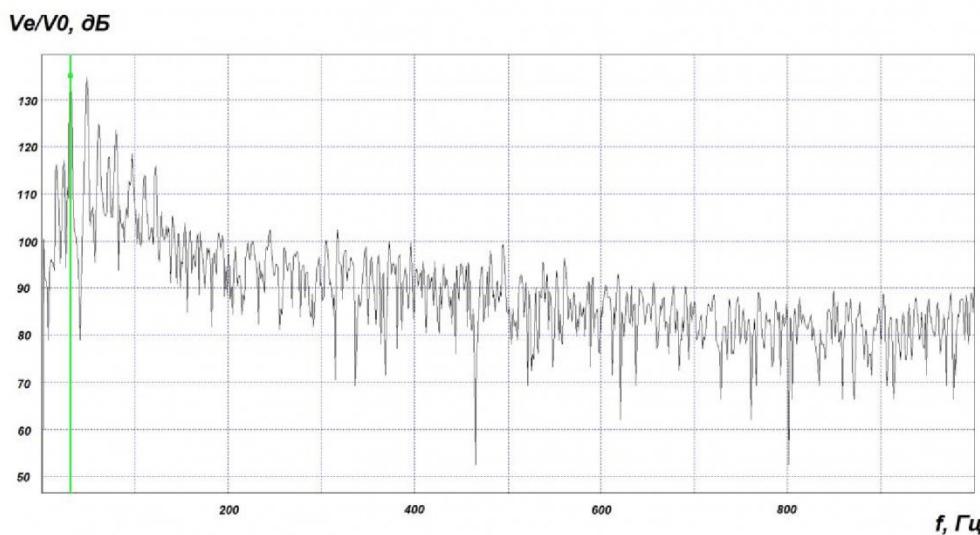


Рис. 5. Спектр, иллюстрирующий наличие развитого дисбаланса ротора электродвигателя.

срок службы которых сокращается в восемьдесят раз, по сравнению с расчетным (см. рисунки 2 и 3). Наилучшим образом реализовать диагностические принципы для реализации контроля технического состояния подшипников удается с применением комплексного подхода, сочетающего несколько различных методов виброанализа – прямого спектрального анализа (см. пример расчета подшипниковых частот на рисунке 3), метода ударных импульсов [5] и анализа огибающей. Кроме того, отличную сходимость полученных результатов (более 95% верных заключений) дает обработка исходной полигармонической волны с применением алгоритмов экспессса, единственным недостатком которой является невозможность определения конкретного типа повреждения элементов подшипника (или их совокупности). Определенные трудности для виброанализа могут представить отсутствие априорной информации о геометрических параметрах подшипника (в том случае, когда замена дефектного узла была осуществлена с использованием не регламентных запасных частей) и изменяющиеся частоты работы агрегата (например, режим разгона). В этом случае частично удовлетворить потребности в недостающей информации позволяет использование упрощенных, приближенных выражений для расчета подшипниковых частот, например частоту проявления дефекта сепаратора

$$f_q = \frac{1}{2} f_r \left( 1 - \frac{d_{rol}}{d_q} \cos \alpha \right)$$

можно определить как  $f_q$

$\approx 0,4 \times f_r$ , тем самым избежав использования в расчете данных о диаметре тел качения, диаметре сепаратора и угле контакта тел качения с беговой дорожкой. Другой диагностический подход заключается в приблизительной оценке состояния подшипникового узла по общему уровню СКЗ (см. рисунок 2) или отдельных спектральных компонент по параметру виброускорения [6].

Еще одной причиной выхода из строя как подшипников, так и малой генераторной группы в целом, является дисбаланс ротора генератора (электродвигателя). В зависимости от состояния элементов крепежа агрегатов, степени развития и типа неуравновешенности этот дефект может проявлять себя присутствием в спектре различных наборов значащих компонент [7]. Основным диагностическим признаком этого дефекта служит наличие в спектре развитой гармоники на оборотной частоте во всех плоскостях проведения диагностических измерений. Для оценки степени развития неуравновешенности обычно используют величины абсолютного значения виброскорости, однако, провести эффективный анализ можно и с использованием других диагностических параметров, например, относительных логарифмических единиц (см. рисунок 5). Кроме того, высокую эффективность

интерпретации полученных результатов предоставляет анализ траектории движения ротора. В этом случае исследуемая характеристика представляет собой фазовый портрет, сформированный при помощи специальной математической обработки синхронного сигнала вибрации по параметру виброперемещения. Полученная кривая является надежным диагностическим признаком, её форма свидетельствует о наличии тех или иных повреждений, в том числе, развитой неуравновешенности ротора электрической машины [1, 2].

Проведенные учеными ИУ СО РАН исследования убедительно доказывают, что для решения задач практического виброанализа наибольшего эффекта удается постичь с использованием комплексного диагностического подхода, включающего в себя анализ прямого спектра в расширенном частотном диапазоне, метод экспессса для экспресс-диагностики подшипников качения, анализ огибающей спектра, вейвлет преобразование сигнала, метод анализа траектории/процессии движения ротора и анализ характеристики разгона/выбега агрегата. Такой подход к обработке исходного сигнала предъявляет определенные дополнительные требования к используемому аппаратно-программному комплексу – синхронный сбор данных минимум по двум каналам, дополнительное математическое обеспечение прибора, расширенный частотный и динамических диапазон измерений, высокое разрешение снимаемых характеристик. Только выполнение вышеуказанных требований предоставляет возможность выявления большинства дефектов динамического оборудования горных машин на начальной стадии их развития и диагностирования неисправностей с высокой точностью (например, в том случае, когда частоты различных по своей природе дефектов совпадают практически до 0,1 Гц). Примером, подтверждающим данное утверждение может служить спектр, представленный на рисунке 4. Данная характеристика свидетельствует, прежде всего, о наличии ярко выраженной расцентровки малой генераторной группы экскаватора ЭШ 10/50. Однако, в спектре присутствует гармонический ряд оборотной частоты  $f_R$ , вторая гармоника которой численно равна несущей частоте питающей сети (50 Гц), и, помимо прочего, в спектре присутствует также её гармонический ряд  $k f_{\text{ЭЛ}}$ . Описанная гармоническая активность является диагностическим признаком наличия у агрегата дефектов электрической природы (например, замыкания обмоток статора или асимметрии электромагнитного поля). Только использование результатов комплексного диагностического подхода к обработке исходных параметров

полигармонической волны позволило исключить ложную гипотезу о наличии на агрегате дефектов электрической природы и дать верные рекомендации по устранению выявленных неисправностей малой группы.

Исторически сложилось, что угольная промышленность являлась и является объектом повышенной опасности [8]. Анализ характеристик виброакустических волн, генерируемых при работе предельно изношенных горных машин сегодня является одним из приоритетных направлений исследований, выполняемых в Институте угля СО РАН. Проведенный объем работ позволил создать единую представительную базу данных по параметрам вибрации, которая включает в себя динамику изменения исследуемых параметров и фактического технического состояния оборудования в процессе его эксплуатации более чем за десятилетний период. Результаты проведенных исследований использованы при разработке ряда отраслевых руководящих документов Ростехнадзора [9], в которых нашли свое отражение вопросы нормирования параметров вибрации динамического оборудования карьерных экскаваторов и современные

методики расчета остаточного ресурса горной техники.

Подводя итог вышесказанному, можно заключить, что на сегодняшний день коллективом научных ИУ СО РАН и ГОУ ВПО КузГТУ созданы все основные научные предпосылки для внедрения на предприятиях угольной и горнорудной промышленности элементов базовой платформы системы обслуживания горной техники по ее фактическому техническому состоянию, обоснованы критерии предельно допустимого состояния отдельных узлов и механизмов в целом, которые могут быть взяты за основу при создании математических моделей прогнозирования развития повреждений динамического оборудования широкого типового и модельного ряда горной техники.

Использование современных систем управления техническим обслуживанием было бы невозможным без широкого применения современных методов и средств неразрушающего контроля [1, 2, 10]. Обоснованная концепция обслуживания горной техники позволяет эффективно свести к минимуму вероятность возникновения аварийных ситуаций, обезопасив труд работников угольной промышленности.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- 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.
- Неразрушающий контроль. Справочник в 7 томах под редакцией чл.-корр. РАН В.В. Клюева, т.7 – Москва, 2005. – 828 с.
- Федеральный закон «О промышленной безопасности опасных производственных объектов» от 21.07.97 № 116-ФЗ
- Bently D.E., Hatch C.T. “Fundamentals of rotating Machinery Diagnostics”, Bently Pressurized Press, 2002, P.726.
- 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
- 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.
- F. Balducchi, M. Arghir, S. Gaudillere. Experimental analysis of the unbalance response of rigid rotors supported on aerodynamic foil bearings. Proceedings of ASME Turbo Expo 2014: Turbine Technical Conference and Exposition GT2014. June 16 – 20, 2014, Düsseldorf, Germany.
- 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.
- РД 15-14-2008. Методические рекомендации о порядке проведения экспертизы промышленной безопасности карьерных одноковшовых экскаваторов.
- Герике П. Б. Вибродиагностика оборудования угольной и горнорудной промышленности. //Отдельный выпуск Горного информационно-аналитического бюллетеня: Институт угля Сибирского отделения РАН. – М. – изд-во «Горная книга». – 2013. - №OB 6. – С. 440 – 446.

### Автор статьи

Герике Павел Борисович

канд. техн. наук, доцент, старший научный сотрудник лаборатории средств механизации отработки угольных пластов Института угля СО РАН.

E-mail: am\_besten@mail.ru