УДК 622.232.002

А.С.ФОКИН,
Горно-электромеханический факультет,
группа МГМ-01, ассистент профессора
А.А.ПОДДУБНАЯ,
аспирантка кафедры конструирования горных машин
и технологии машиностроения
С.Л.ИВАНОВ
профессор кафедры начертательной геометрии
и графики

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ ОЦЕНКА СОСТОЯНИЯ ТРАНСМИССИИ НА СТЕНДЕ С ЗАМКНУТЫМ ПОТОКОМ МОЩНОСТИ

Для проведения своевременного технического обслуживания и ремонта горного оборудования, а также в целях сокращения случаев аварийной остановки оборудования требуются развитые средства диагностирования и мониторинга. В статье рассмотрен сравнительный анализ вибрационной и акустико-эмиссионной диагностики.

Advanced diagnostic and monitoring devices are required to carry out timely maintenance and repair of mining equipment and to reduce the number of emergency shutdowns. The article presents a comparative analysis of vibration and acoustic emission diagnostic techniques.

Повышение надежности горных машин и оборудования в настоящее время невозможно без использования современных средств мониторинга состояния и диагностики оборудования в процессе его эксплуатации.

Информация о состоянии трансмиссий оборудования содержится, прежде всего, в вибрации, акустической эмиссии и интенсивности выделения теплоты при работе трансмиссии. Поэтому изменение виброакустического сигнала в кинематических парах и узлах, повышение температуры отдельных узлов и, в некоторых случаях, изменение свойств смазки являются основой современного направления технической диагностики. Именно это направление расширило возможности существующих методов неразрушающего контроля, позволило решать практические задачи мониторинга состояния оборудования и, как следствие, предупреждать аварийные отказы, рационально распределять силы и средства при ремонте и обследовании.

Многие годы вибрационная диагностика машин включала два основных направления: вибрационный контроль, постепенно развившийся до вибрационного мониторинга, и поиск источников повышенной вибрации [1].

В рамках вибрационного контроля обычно решаются три основные задачи: проверка допустимых параметров вибрации и виброакустического сигнала оборудования при вводе его в эксплуатацию; аварийная защита оборудования; оценка состояния оборудования. При этом вибродиагностика предполагает развитую систему расшифровки получаемого сигнала, в первую очередь определяемую размерами и конструкцией машины в целом или ее отдельного узла, подвергаемого диагностике. Достаточно сказать, что вибросигналы от одинакового дефекта у двух типоразмеров подшипников различные.

Переход к оценке сигнала акустической эмиссии позволяет оценить величину и характер изменения диссипации энергии, возникающей при взаимодействии объектов, происходящем в акустическом и ультраакустическом диапазоне сигнала, получить ин-

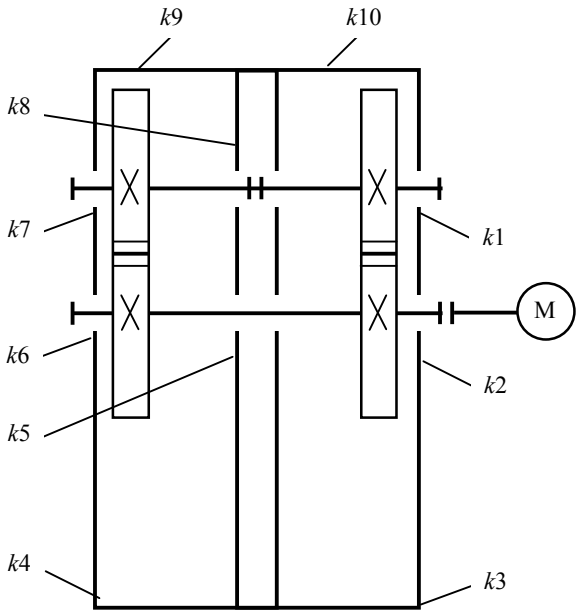


Рис.1. Положение характерных точек *k* на корпусе стенда

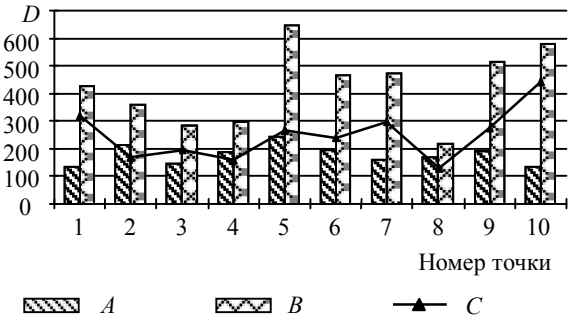


Рис.2. Сравнительный анализ изменения сигнала акустической эмиссии в зависимости от расположения точки измерения на корпусе
A – *D* без дефекта; *B* – *D* с дефектом; *C* – (*A*/*B*) 100 %

формацию о трении в узле и возможность диагностирования этого процесса с оценкой состояния пары трения, качества посадки, характера и условий смазки и ряда других параметров в контакте. Так, при изменении уровня акустико-эмиссионного сигнала в узле трения возможно оценить качество смазки контролируемого узла, в результате чего снизить интенсивность износа и развитие дефекта, перейти к другому характеру трения.

В частности, для оценки энергетических потерь акустико-эмиссионным методом возможно использование прибора диагностирования АРП-11, который фиксирует интегральный показатель *D*, величина которого прямо пропорциональна энергии акустико-эмиссионного сигнала. Использование данного прибора позволяет сравнить значения показателя *D* в различных точках трансмиссии при едином источнике возбуждения колебаний.

Для проверки возможности диагностировать акустико-эмиссионным методом редуктора в целом был проведен эксперимент на стенде с замкнутым потоком мощности.

Испытательный стенд состоит из рамы, установленной на бетонном фундаменте, смонтированном на ней специальном двухкартерном корпусе с двумя валами и электродвигателя типа АОЛ2-21-4 номинальной мощностью 1,1 кВт и номинальной частотой вращения 1400 об/мин, который соединен с входным валом установки с помощью фланцевой муфты. На сплошном валу закреплены два зубчатых колеса, образующих два зубчатых зацепления с колесами, установленными на втором полом разрезном валу. Сквозь последний пропущен торсионный вал, используемый при нагружении замкнутого контура стенда [3].

На первом этапе для сравнения возможностей вибродиагностирования с акустико-эмиссионной диагностикой в точке *k*1 (рис.1) стенда были установлены одновременно датчики виброанализатора СД-12М и анализатора ресурса подшипников АРП-11. Замеры вибрационного и акустико-эмиссионного сигналов проводились на приработанных зубчатых передачах с искусственным дефектом и без дефекта. В качестве дефекта была использована алюминиевая пластина, приклеенная на рабочую поверхность зуба левой пары. При этом в процессе эксперимента одна пара (левая) зубчатых колес работала в условиях масляного голодания. Как показал сравнительный эксперимент, оба прибора зафиксировали присутствие дефекта. При использовании виброанализатора СД-12М изменения показаний составили 10 %, а при использовании акустико-эмиссионного анализатора АРП-11 – 16 %.

Таким образом, при измерениях, проведенных на стенде с замкнутым потоком

мощности, чувствительность АРП-11 была выше. Это позволяет в дальнейшем сосредоточиться на оценке акустико-эмиссионных показателей для оценки состояния трансмиссии.

Следующим этапом эксперимента было подтверждение полученного результата, а также необходимость поиска наиболее информативных точек состояния стенда. Для этого на его корпусе было выбрано 40 характерных точек и в них произведены измерения показателя *D* при режиме работы стенда без дефекта и с искусственно созданным дефектом. На рис.2 представлены гистограммы показателя *D*, измеренные в характерных точках с искусственным дефектом и без дефекта. Показатель *D*, измеренный в точке без дефекта и с дефектом, изменяется непропорционально. Следовательно, на корпусе редуктора существуют точки, в которых при зарождении дефекта сигнал показателя *D* увеличится максимально и дефект будет обнаружен раньше. На рис.2 это точка 6, где коэффициент изменения показателя *D* имеет максимальное значение, хотя дефект имеет место в левой части стенда. Большее увеличение сигнала следовало ожидать в точке 7, при этом в точке 8 он минимален.

Для получения более полной картины необходимо исключить возможность резонанса в корпусе стенда. С этой целью имеющийся стенд с замкнутым потоком мощности планируется модернизировать, включив в него частотный преобразователь, который позволит изменять не только частоту вращения ротора двигателя, но и спектры возбуждаемых акустико-эмиссионных частот.

ЛИТЕРАТУРА

1. *Булатов В.П.* Проблемы машиноведения: точность, трение и износ, надежность, перспективные технологии / Под ред. В.П.Булатова. СПб: Наука, 2005.

2. К вопросу оценки ресурса элементов трансмиссии горных машин / А.А.Артемьев, В.С.Потапенко, С.Л.Иванов и др. // Горные машины и электротехника. 2007. № 7.

3. *Кремчеев Э.А.* Оценка потерь потока энергии в зубчатом зацеплении // Записки Горного института. СПб, 2004. Т.155(I).