

УДК 621.01.

## ВИБРОМОНИТОРИНГ МАШИННОГО ОБОРУДОВАНИЯ И РАННЕЕ ОБНАРУЖЕНИЕ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ПОВРЕЖДЕНИЙ

А.Г. Соколова, Ф.Я. Балицкий

**Введение.** Не вызывает сомнений утверждение, что для обеспечения безаварийной эксплуатации машинного оборудования алгоритмы мониторинга и диагностики технического состояния должны опираться на методы обнаружения эксплуатационных повреждений на ранней стадии их развития, т.е. на методы обнаружения малых отклонений параметров технического состояния от номинальных, соответствующих нормативно-технической документации. Использование для этих целей в качестве источников информации виброакустических процессов в машинах опирается на огромную информационную емкость, заключенную в них. При этом объем информации, содержащейся в виброакустическом сигнале, пропорционален ширине используемого частотного диапазона, который должен соответствовать диапазону генерируемых машиной колебаний, а качество извлекаемой из сигнала информации для решения конкретных задач зависит от типа преобразований при его вторичной обработке и оценивается чувствительностью выделяемых параметров сигнала к тем или иным неисправностям машины.

Тем не менее, в соответствии с ныне действующим ГОСТом [1] в современных средствах вибромониторинга и аварийной защиты машин роторного типа в качестве основных критериев оценки технического состояния машинного оборудования по вибрации корпусных конструкций используются критерии соответствия среднеквадратического значения (СКЗ) виброскорости в диапазоне частот 10-1000 Гц и амплитуд виброскорости первых двух гармоник частоты вращения ротора нормам «хорошего», «допустимого» и «предельного» состояний машины. Прототипом для данного ГОСТа, разработанного в 1997 г., послужил международный стандарт VDI 2056, разработанный еще в 1964 г. для виброконтроля состояния низкооборотных паровых турбин электростанций. Упомянутый подход основан на допущении, что подобные по мощности, высоте оси и частоте вращения вала, типу фундамента и используемой амортизации машинные агрегаты имеют примерно одинаковые допустимые значения интегрального уровня механических колебаний при достижении предельного состояния. Стандартизованные градации уровней вибрации (уставки) сформированы как среднестатистические значения для множества разнотипных машин роторного типа, объединенных в один класс без учета принципа действия, нагрузки, скоростных режимов, особенностей вибровозбуждения и характера проявления неисправностей в вибросигналах. При этом в полосу анализа вибраций высокооборотных машин попадают, в основном, гармоники частоты вращения ротора, амплитуды которых реагируют лишь на грубые изменения параметров технического состояния машины, связанные с нарушениями формы линии вала, т.е. на поздней стадии развития дефектов типа дисбаланса, биения вала, эксцентриситета, нарушения

соосности составных валов и т.п. Эти обстоятельства существенно ограничивают возможности обнаружения эксплуатационных повреждений машины, не влияющих непосредственно на амплитуды оборотных частот, особенно на ранней стадии развития дефектов. К такому типу эксплуатационных повреждений относятся питтинг, абразивный и коррозионный износ, а в ряде случаев и задир контактирующих поверхностей деталей машины.

В более поздних международных руководящих документах по нормированию вибрации для целей вибромониторинга и диагностики [2] введен дополнительный критерий оценки относительного отклонения интегрального уровня вибрации от эталонного значения по вибросмещению, виброскорости или виброускорению; отмечена также необходимость контроля значений амплитудных и фазовых отклонений первых трех гармоник частоты вращения вибрации роторных машин от номинальных. В исключительных случаях в диагностических целях рекомендуется также оценивать изменения амплитуд спектра вибрации высокооборотных машин в диапазоне частот до 10 кГц.

Среди отечественных руководящих документов следует отметить появление в 2006 г. отраслевого стандарта [3] с требованиями обеспечения виброконтроля турбоагрегатов конвертируемых авиадвигателей по параметрам виброускорения также в диапазоне частот до 10 кГц. Этот документ следует рассматривать как существенный шаг вперед, несмотря на то, что значения лопаточных частот компрессоров и турбин газотурбинных двигателей (ГТД) авиационного и судового типа выходят далеко за пределы указанного диапазона частот, достигая 20-40 кГц.

В статье показано, что для эффективного контроля технического состояния газотурбинных установок (ГТУ) по данным корпусных измерений вибрации процедура вибромониторинга должна опираться на информацию, содержащуюся не только в сигналах виброскорости, но и в сигналах виброускорения, измеряемых в диапазоне возбуждения колебательных процессов в узлах машины, подверженных деградиационным процессам, бесконтрольное развитие которых с большой вероятностью влечет за собой аварийный останов машины. Для реализации процедуры вибромониторинга критических машин и раннего обнаружения отклонений параметров технического состояния от номинальных предложен алгоритм на основе комплексной оценки изменений безразмерных S-дискриминантов [4] клиппированных по амплитуде узкополосных сигналов виброускорения в полосах проявления дефектов слабых узлов, лимитирующих ресурс оборудования.

**Сопоставление спектров виброскорости и виброускорения ГТД.** По статистике отказов газотурбинных установок (ГТУ) компрессорных станций (КС) порядка 80% выхода из строя ГТУ происходит из-за дефектов подшипников качения. Стандартные методы вибромониторинга ГТУ по изменению виброактивности в зоне оборотных частот, не позволяют своевременно обнаруживать эксплуатационные повреждения, поскольку в спектрах виброскорости энергетически доминируют гармоники частоты вращения ротора, в то время как высокочастотные подшипниковые составляющие лежат на уровне помех на нижней границе динамического диапазона спектрального анализатора.

Ниже на рис.1 и 2 в качестве примера приведены типовые графики спектров виброскорости (рис.1) и виброускорения (рис.2) в одной из измерительных точек

корпуса ГТУ газоперекачивающего агрегата (ГПА) на базе авиационного двигателя ПС-90. Измерения проведены 12.10.2006 в точке корпуса Кз-верт вблизи сечения задней опоры компрессора газогенератора (ГГ) и роликового подшипника турбины высокого давления (ТВД) ГГ, впоследствии вышедшего из строя и ставшего причиной останова двигателя 11.05.06 г.

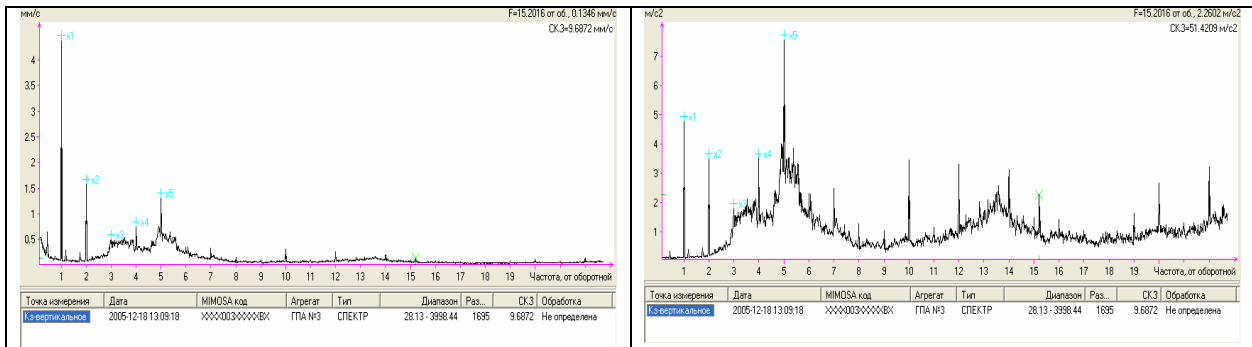


Рис.1

Рис.2

Для устранения влияния нестабильности оборотов вала спектры синхронизованы с частотой вращения ротора  $F_{р1}$ . Сравнительный анализ этих спектров показывает, что дефект внутреннего кольца подшипника (на частоте  $F_{вк}=15.2F_{р1}$ ) практически невозможно обнаружить по спектру виброскорости (рис.1), в то время как в спектре виброускорения (рис.2) эту составляющую можно было идентифицировать за 5 месяцев до появления стружки в масле, т.е. до аварийной остановки двигателя. Тем не менее данный дефект не был своевременно обнаружен, т.к. ни одна из заводских уставок не была превышена.

**О новом подходе к вибромониторингу высокооборотных машин.** Общая постановка задачи обнаружения эксплуатационных дефектов базируется на том, что с развитием деградиационного процесса в машине наблюдается изменение формы волны вибрационного сигнала. На рис.4-5 представлены графики временных реализаций виброускорения корпуса судового ГТД ДГ-90 в зоне передней опоры (ПО) компрессора низкого давления (КНД) в исходном от 03.04.04 (рис.3) и дефектном от 19.07.04 (рис.4) состояниях подшипника качения ПО КНД. При развитии деградиационных процессов в подшипниках наблюдается рост амплитуды выбросов сигнала с одновременным ростом их числа в единицу времени.

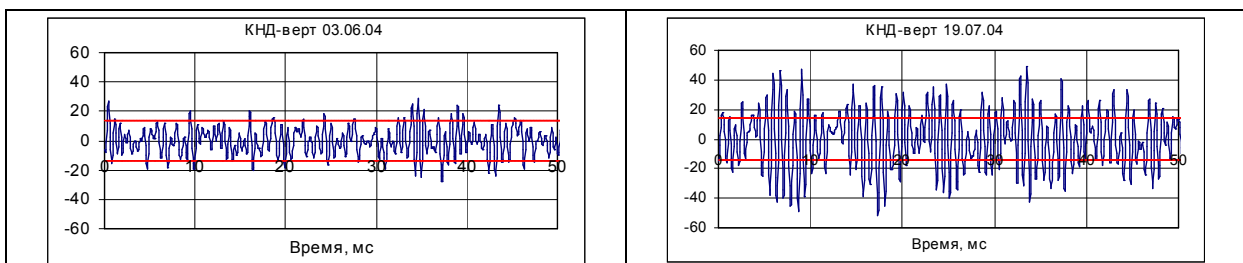


Рис.3

Рис.4

Осциллограммы виброускорения на рис.3-4 приведены в полосе частот проявления эксплуатационных повреждений подшипника 0-1750 Гц. Красные линии на уровне  $2\sigma_n$  (где  $\sigma_n$  - стандартное отклонение от среднего эталонной вибрации в нормальном состоянии ГТУ), определяют пороги клиппирования вибросигнала по амплитуде, поскольку в формулах S-дискриминантов используется информация, содержащаяся в отсчетах амплитуды выше (или ниже) порога клиппирования  $P$ . Таким способом отсекается помеха от собственной вибрации машины и повышается чувствительность параметра к выбросам амплитуды. Ниже приведена формула дискриминанта  $I_d$  по энергии выбросов, в которой  $(x_i)_{(t)}$  и  $(x_j)_{(0)}$  – отсчеты дискретных значений,  $K_{(t)}$  и  $K_{(0)}$  – количество выбросов текущего и эталонного вибросигналов,  $N$  – общее число отсчетов,

$$I_d = \frac{\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N [(x_i)_{(t)} - P]^2}{\frac{1}{N} \sum_{j=1}^N [(x_j)_{(0)} - P]^2} \cdot \left( \frac{K_{(t)}}{K_{(0)}} \right).$$

Принципиальным отличием нового метода вибромониторинга машин от стандартного является использование безразмерных S-дискриминантов с нормализованными вибрационными параметрами, т.е. оценка текущего технического состояния конкретной машины с привязкой к ее эталонному состоянию по критериям, имеющим простую физическую интерпретацию. Близость S-дискриминанта к единице характеризует нормальное состояние машины, нарастание значений дискриминанта со временем наработки характеризует степень развития эксплуатационного повреждения. Данные свойства дискриминантов позволяют использовать их для вибромониторинга технического состояния широкого класса машинного оборудования. Особенностью метода является высокая чувствительность к зарождающимся дефектам благодаря подавлению помех от собственной вибрации машины [4-5].

Проведение дискриминантного анализа вибраций трехвальной ГТУ ДГ-90 газоперекачивающего агрегата компрессорной станции ООО «Ямбурггаздобыча» позволило выявить и идентифицировать эксплуатационные повреждения подшипника качения ПО КНД за две недели до обнаружения стружки в масле и аварийного останова ГТУ [5]. При этом контролируемые вибрационные показатели виброскорости в установленных заводом-изготовителем частотных диапазонах не вышли за пределы допустимых значений. На рис.5 приведены графики трендов значений S-дискриминантов  $I_d$  (при пороге клиппирования  $P=1.56n$ ) виброускорения корпуса в т. КНД-верт в полосах частот, содержащих частотные составляющие, связанные с различными повреждениями элементов подшипников на интервале наблюдения с 01.06.04 по 19.07.04 (на рис.6 - №№ измерений с 1 по 43).

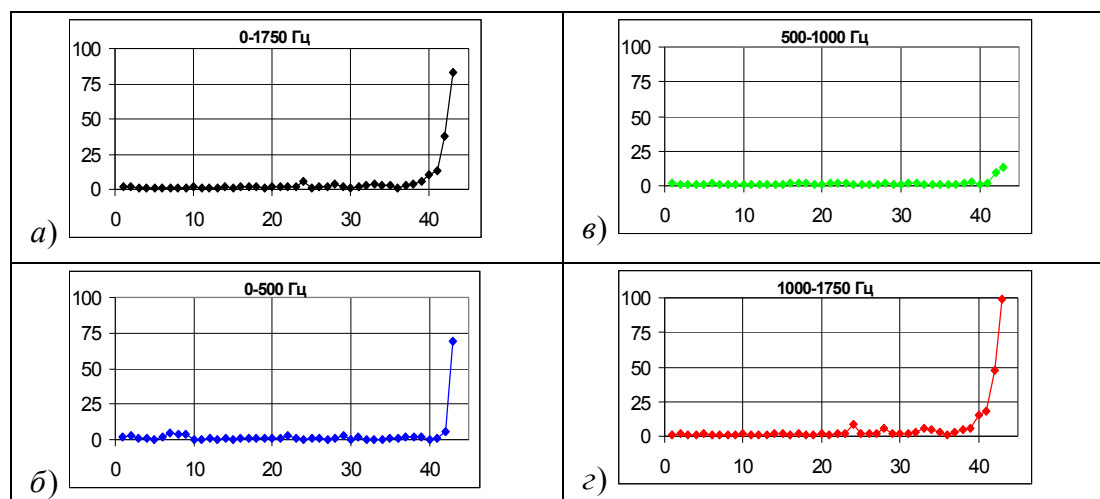


Рис.5.

Анализ дискриминантов в указанных полосах частот позволяет не только обнаруживать эксплуатационные повреждения установки, в частности, повреждения подшипника ПО КНД, но и диагностировать вид повреждения: общий износ подшипника (а), износ сепаратора и тел качения (б), износ наружного кольца (в), износ внутреннего кольца (z).

**Выводы.** В статье показано, что:

1) стандартная методика вибромониторинга, базирующаяся на анализе виброскорости корпусных конструкций двигателя в зоне первых гармоник частоты вращения ротора, отображающих изменение формы линии вала (при неуравновешенности ротора, эксцентриситете и т.п.) не может быть использована для оценки изменения технического состояния ГТУ в целом и непригодна для раннего обнаружения и идентификации дефектов подшипниковых узлов (а также зубчатых приводов, лопаточного аппарата компрессоров и турбин) из-за отсутствия в сигнале виброскорости информации о работоспособности этих узлов;

2) предельные заводские нормы СКЗ виброскорости в зоне оборотных частот и в полосе 10-1000 Гц (так называемый «общий уровень») могут быть превышены только при достижении аварийного состояния узлов установки, вызывающих искажение линии вала (поломка подшипника, обрыв лопаток и другие грубые дефекты);

3) метод дискриминантного анализа узкополосных сигналов виброускорения корпусных конструкций ГТУ можно рекомендовать для целей вибромониторинга, обнаружения зарождающихся дефектов узлов ГТД и их диагностирования в процессе эксплуатации;

4) метод вибромониторинга технического состояния на основе дискриминантного анализа вибраций с адаптацией к базовому состоянию может быть

рекомендован для раннего обнаружения эксплуатационных повреждений узлов широкого класса машин роторного типа, в том числе высокооборотных машин.

### Литература

1. ГОСТ 25364-97. Агрегаты паротурбинные стационарные. Нормы вибрации опор валопроводов и общие требования к проведению измерений. – М.: Стандарты, 1997.
2. ISO 13373-1:2002. Condition monitoring and diagnostics of machines. Vibration condition monitoring. Part 1: General procedures.
3. ГОСТ Р 52526-2006. Установки газотурбинные с конвертируемым авиационным двигателем. Контроль состояния по результатам измерения вибрации на невращающихся частях. Госстандарт, Москва, 2006.
4. Соколова А.Г. Алгоритм вибромониторинга машинного оборудования с адаптацией к базовому состоянию / Контроль. Диагностика № 11, 2005. С. 30 – 40.
5. Соколова А.Г., Пичугин К.А., Минкин И.В. Практическое применение нового метода вибромониторинга и диагностики машин к ГТД ДГ-90. Использование дискриминантного анализа вибраций для диагностики дефектов газотурбинных установок на основе данных СДКО / Диагностика оборудования и трубопроводов компрессорных станций / Материалы XXIV тематического семинара, т.1, Геленджик, 6-11 сентября 2005 г. С.94-104.

*Институт машиноведения Ран, Москва, Россия.*

*Поступила: 05.05.08.*