

УДК 681.142: 621.534

ПРАКТИЧЕСКОЕ ПРИМЕНЕНИЕ МЕТОДА МНОГОМЕРНОГО ДИСКРИМИНАНТНОГО АНАЛИЗА КОРПУСНОЙ ВИБРАЦИИ МАШИННОГО ОБОРУДОВАНИЯ ДЛЯ РАННЕГО ОБНАРУЖЕНИЯ СКРЫТЫХ ДЕФЕКТОВ ГТД

© Ася Григорьевна Соколова¹⁾, Феликс Янович Балицкий¹⁾
Марина Анатольевна Иванова¹⁾, Максим Александрович Лобанов²⁾

1) Федеральное государственное бюджетное учреждение науки

Институт машиноведения им. А.А. Благонравова Российской академии наук, Москва, Россия

2) ООО «Газпром трансгаз Санкт-Петербург», Санкт-Петербург, Россия

agsokolova@gmail.com, fbalitsky@gmail.com

Аннотация. В статье представлена информация о специфике нового подхода к вибромониторингу роторного машинного оборудования, дающего возможность раннего обнаружения проявлений скрытых эксплуатационных повреждений машинных узлов. Алгоритм вибромониторинга построен на основе безразмерных S -дискриминантов вибрационных сигналов (клиппированных по амплитуде) с адаптацией к эталонному (исходному) состоянию. Приводятся примеры его использования на основе анализа данных виброизмерений и последующих осмотров оборудования, полученных на натуральных газотурбинных установках газоперекачивающих агрегатов.

Ключевые слова: машинное оборудование, газотурбинный двигатель, техническое состояние, вибромониторинг, раннее обнаружение дефектов, локализация источников, дискриминантный анализ.

1. Введение

Известно, что зарождение и развитие деградиционных процессов в узлах роторных механизмов типа подшипников качения и скольжения, зубчатых механизмов, лопаточного аппарата компрессоров и турбин и др., обусловленных развитием усталостного износа в узлах трения, эрозией, коррозией, трещинообразованием и т.п., сопровождается, как правило, генерацией последовательности импульсных вибросигналов малой амплитуды. При выборе перечня параметров вибросигнала, по которым можно оценивать текущее техническое состояние объекта и характер неисправности, очень важно, чтобы параметры могли быть достаточно легко измеряемы, чувствительны к диагностируемым дефектам и имели тенденцию к росту при ухудшении технического состояния узла.

При этом следует иметь в виду, что выделение полезной информации о текущем техническом состоянии узла в процессе его деградации, как правило, происходит в условиях недоступности непосредственного измерения колебаний на диагностируемом узле, в условиях перекрестного взаимодействия вращающихся элементов конструкции машины, маскировки полезного сигнала шумами и полигармоническими процессами.

В статье представлена информация о разработке новой информационной технологии вибромониторинга машинного оборудования, предназначенной для контроля текущего технического состояния объектов машиностроения с помощью аппаратно-программного комплекса *Discriminant*, реализующего сбор, хранение, обработку виброакустической информации с применением нескольких альтернативных методов анализа сигналов и использование этих данных для обнаружения эксплуатационных повреждений узлов машинного оборудования на ранней стадии их развития, локализации и идентификации источников возбуждения, построения трендов изменения параметров виброакустических

процессов со временем наработки с целью прогнозирования возможных отказов оборудования.

Идеологической основой для построения программного комплекса является метод многомерного дискриминантного анализа, разработанный коллективом Лаборатории виброакустической диагностики машин Института машиноведения РАН [1-3]. В отличие от стандартной технологии вибромониторинга технического состояния машинного оборудования, базирующейся на результатах оценки прироста абсолютных значений *виброактивности* машины, предлагается к рассмотрению технология вибромониторинга, базирующаяся на данных параллельной оценки *виброреактивности* оборудования в узких полосах частот, т.е. относительных изменений параметров клипированных по амплитуде узкополосных вибросигналов (*S*-дискриминантов) по сравнению с эталонными, сформированными на этапе нормального функционирования оборудования [4]. Предлагаемая технология вибромониторинга обеспечивает раннее обнаружение и локализацию источников повышенной виброреактивности, обусловленной зарождением и развитием эксплуатационных повреждений, т.е. частотных диапазонов максимальной изменчивости генерируемых машиной вибросигналов при прогрессивной деградации узлов и является базовой основой для идентификации возникших неисправностей и контроля за их дальнейшим развитием.

Представлена также информация об опыте использования разработанного программного обеспечения для контроля технического состояния газотурбинных двигателей (ГТД) и обнаружения скрытых и зарождающихся дефектов узлов ГТД в составе газоперекачивающих агрегатов (ГПА) компрессорных станций. Приведены результаты диагностических исследований газотурбинных двигателей по данным корпусных измерений вибрации с целью оценки возможностей практического применения метода многомерного дискриминантного анализа вибраций для раннего обнаружения скрытых дефектов узлов газотурбинных установок (ГТУ) компрессорных газоперекачивающих станций.

2. Специфика вибромониторинга ГТД в условиях функционирования в составе компрессорных газоперекачивающих станций.

Использование систем мониторинга технического состояния машин, как известно, направлено на снижение затрат на эксплуатацию оборудования и восстановление при проведении ремонтных работ, на обеспечение безопасности эксплуатации, снижение вероятности непредвиденных аварий и затрат на ликвидацию их последствий. Одним из наиболее перспективных направлений в области контроля технического состояния машинного оборудования [5] является использование информации, содержащейся в виброакустических процессах, сопровождающих функционирование машин и механизмов. Высокий уровень информативности виброакустического сигнала является залогом обеспечения возможности раннего обнаружения и диагностики эксплуатационных повреждений узлов с отслеживанием динамики изменения параметров технического состояния оборудования. Эта же особенность в условиях высокого уровня помех предъявляет повышенные требования к методам обработки виброакустического сигнала, которые должны обеспечивать не только выделение малого сигнала на фоне помехи, но и быть способны дать достоверную оценку изменению параметров технического состояния.

При выборе перечня характеристик вибросигнала, по которым можно оценивать текущее техническое состояние объекта и характер неисправности, очень важно, чтобы контролируемые параметры могли быть достаточно легко измеряемы, чувствительны к диагностируемым дефектам и монотонно возрастали при ухудшении технического состояния узла. На практике же наибольшее распространение получил алгоритм виброконтроля по общему уровню абсолютного значения виброскорости корпусных конструкций машин, разработанный ещё в 1954 г. При этом среднеквадратические значения (СКЗ) амплитуды виброскорости сравниваются с пороговыми значениями для различных зон технического состояния, установленными для данной группы машин: *A* – новая машина; *B* – машина, пригодная к

эксплуатации без ограничения сроков; *C* – машина, непригодная для длительной эксплуатации; *D* – машина с риском возникновения серьезных повреждений [6]. В статусе наиболее продвинутых методов вибромониторинга до сих пор остается метод спектрального анализа вибраций, теряющий свою эффективность в условиях больших помех. Стандартные алгоритмы оценки технического состояния роторных машин по вибрации в соответствии с [6] базируются на данных периодического контроля СКЗ виброскорости в полосе частот 10-1000 Гц и (или) амплитуд 2-3 гармоник частоты вращения ротора и сравнения их абсолютных значений с пороговыми значениями.

Практика показывает, что многие частотные компоненты, определяющие ухудшение технического состояния машины, находятся в высокочастотной области за пределами контролируемого частотного диапазона, обладают низкой энергоёмкостью и не влияют на контролируемые уровни вибрации. Стандартные алгоритмы вибромониторинга не опираются на методы обнаружения зарождающихся дефектов, определяющих ресурс машинного оборудования, и не способствуют предотвращению развития деградационных процессов, т.е. могут быть использованы только для целей виброзащиты при сильно развитых повреждениях.

Применительно к газотурбинным двигателям (ГТД), когда, по техническим причинам, выделение информативной составляющей вибросигнала о состоянии диагностируемого узла двигателя (подшипника, лопаточного аппарата ступени компрессора или турбины, и т.п.) производится по данным измерения вибрации в точках, расположенных на корпусе двигателя, ни метод спектрального анализа абсолютных вибраций, ни тем более метод оценки СКЗ вибрации в фиксированных полосах частот, не обеспечивают раннее обнаружение эксплуатационных повреждений. Дело в том, что к особенностям диагностирования конверсионных ГТД в наземных условиях компрессорных газоперекачивающих станций (КС), существенно осложняющих процедуры вибромониторинга и диагностики и снижающих достоверность диагноза, относятся следующие факторы:

- удалённость мест установки вибродатчиков (на корпусных конструкциях) от вращающихся и неподвижных элементов узлов двигателя, лимитирующих его ресурс, вследствие невозможности установки стандартных вибродатчиков в желаемых местах из-за вращения деталей и высоких температур внутри двигателя, особенно в зоне камеры сгорания;
- высокая нестабильность динамических процессов и оборотно-нагрузочных режимов в двигателе, приводящая к генерации сложных колебательных процессов в широком диапазоне частот.
- традиционное использование в системах виброконтроля параметров виброскорости в недостаточно информативном низкочастотном диапазоне.

Между тем, пользуясь стандартной методикой виброконтроля в соответствии с [6], невозможно учесть следующие факторы, сопутствующие зарождению и развитию деградационных процессов в машинах: увеличение амплитуд колебаний за пределами частотного диапазона 10-1000 Гц, определяющих безопасность функционирования объекта; появление выбросов в вибросигнале, обусловленных возникновением локальных и быстро развивающихся скрытых повреждений, проявляющихся в высокочастотной области и практически не выделяющихся на фоне помех, создаваемых вибрацией машины в режиме её нормального функционирования.

Анализ статистики отказов авиационных двигателей ПС-90, используемых в наземных условиях компрессорных газоперекачивающих станций, показал, что скрытые повреждения вращающихся и неподвижных элементов турбины высокого давления типа эрозии, коррозии, сколов и прогаров соплового и лопаточного аппарата под действием высоких температур камеры сгорания, износа подшипников качения, как правило, чаще всего обнаруживаются или путём визуального осмотра при проведении планового технического обслуживания (ТО) или в процессе ремонтных работ после снятия машины с эксплуатации.

Для раннего обнаружения эксплуатационных повреждений машин в исключительных случаях (при контроле состояния уникального дорогостоящего оборудования) иногда используют стандартные вероятностные характеристики виброакустических процессов, реагирующие на появление выбросов в сигнале типа ударных импульсов. К ним относятся: пикфактор $PF=X_p/\sigma$, коэффициент эксцесса $E_k=(\mu_4/\sigma^4)-3$, кurtosis $Q=(\mu_4/\sigma^4)$, сформированные из моментных характеристик различного порядка. Здесь X_p – пиковое (максимальное) значение случайного временного процесса $x(t)$; $\sigma=\sqrt{\mu_2}$ – корень из дисперсии (стандартное отклонение амплитуды) сигнала; μ_2 и μ_4 – центральные моменты второго (дисперсия) и четвертого порядков.

Упомянутые стандартные безразмерные дискриминанты вибросигналов имеют существенные недостатки, ограничивающие возможности их использования в диагностических целях. К ним относятся: довольно слабая чувствительность к развивающимся повреждениям, немонотонная зависимость величины параметра от степени развития повреждения и низкая помехозащищенность от собственной вибрации машины. Причиной низкой чувствительности и немонотонности изменения стандартных безразмерных виброхарактеристик с ростом числа и амплитуды импульсов (т.е. со степенью деградации машины) является одновременное однонаправленное изменение значений числителя и знаменателя.

Метод дискриминантного анализа вибраций, разработанный в ИМАШ РАН, практически свободен от упомянутых выше недостатков [1].

3. Технология вибромониторинга машинного оборудования на основе дискриминантного анализа

Сам термин «дискриминация» - означает «выделение». Применительно к дискриминантному анализу вибрации – это выделение нужной информации о росте виброактивности машины и интенсивности выбросов в вибросигнале текущего технического состояния при развитии деградационных процессов относительно эталонных параметров, соответствующих нормальному техническому состоянию объекта или близких к нему.

В предыдущих публикациях [1, 4, 7, 8] приведены выражения для обобщённого и частных алгоритмов безразмерных S-дискриминантов. Ниже, на рисунке 1, приведена блок-схема обобщённого алгоритма вибромониторинга машинного оборудования с адаптацией к базовому (нормальному) состоянию с использованием данных одномерного дискриминантного анализа вибрации в выбранной полосе частот.

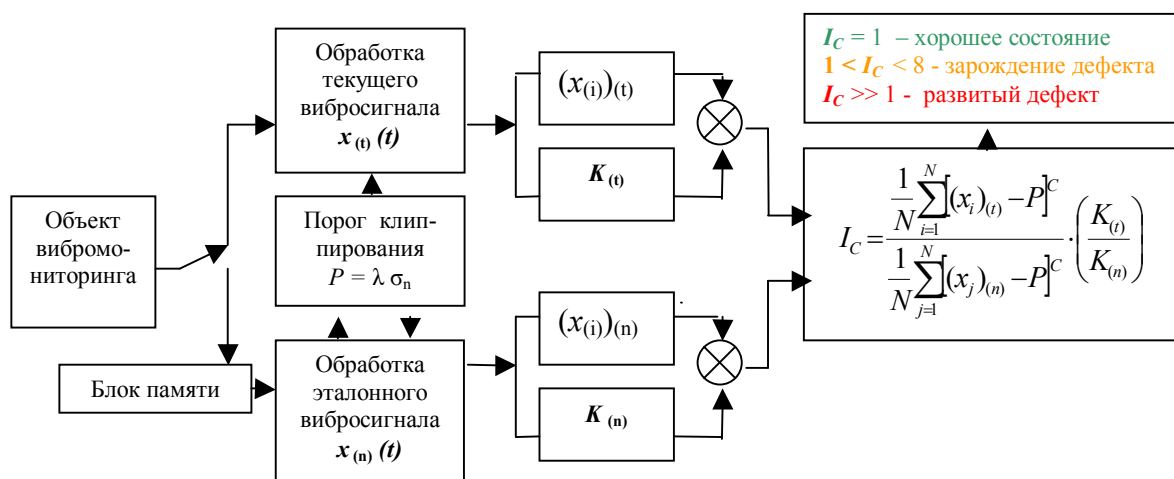


Рис. 1. Блок-схема алгоритма обработки сигналов в методе вибромониторинга машинного оборудования с адаптацией к базовому состоянию.

Здесь $x_{(t)}$ и $x_{(n)}$ – текущий и эталонный вибрационные процессы, $[(x_{(i)})(t) - P]$ и $[(x_{(j)})(n) - P]$ - клипированные по амплитуде значения вибросигналов текущего и эталонного состояний объекта, C

- порядок дискриминанта, σ_n – стандартное отклонение эталонного вибросигнала, $1 \leq \lambda \leq 2.5$ - коэффициент пропорциональности

К особенностям метода дискриминантного анализа вибрации следует отнести высокую чувствительность к зарождающимся дефектам благодаря подавлению помех от собственной вибрации машины в нормальном состоянии вследствие клиппирования вибросигнала, а также универсальность по отношению к измеряемым вибросигналам и к типу машинного оборудования. Данные свойства дискриминантов позволяют использовать их для раннего обнаружения эксплуатационных повреждений и вибромониторинга технического состояния широкого класса машинного оборудования по любым параметрам временного процесса: виброперемещению, виброскорости или виброускорению в любой физически обусловленной полосе частот.

Чувствительность S-дискриминанта к выбросам амплитуды вибросигнала определяется несколькими факторами. Чувствительность тем выше, чем меньше уровень эталонного вибросигнала, т.е. чем меньше фиксированное значение знаменателя в выражении S-дискриминанта для конкретного диагностируемого объекта в конкретной измерительной точке. Чувствительность S-дискриминанта можно регулировать путём изменения величины порога клиппирования $P = \lambda \sigma_n$, где σ_n - стандартное отклонение эталонного вибросигнала, с помощью коэффициента λ (от 1 до 2.5). Кроме того, она тем выше, чем выше порядок дискриминанта C , например, при $C = 1$ чувствительность фактически пропорциональна отношению значений математического ожидания текущего и эталонного клиппированных вибросигналов, при $C = 2$, соответственно, отношению дисперсий. Высокая чувствительность дискриминантов к эксплуатационным повреждениям функционирующей машины определяется не только энергетикой выбросов амплитуды вибросигнала, сопровождающих деградацию узлов оборудования, но и кумулятивным фактором учёта их относительного количества $K_{(t)} / K_{(n)}$. В настоящее время установились следующие обозначения для наиболее часто применяемых на практике S-дискриминантов: I_s (при $C=1$), I_d (при $C=2$).

При использовании в технологии вибромониторинга машинного оборудования данных дискриминантного анализа вибрации предполагается руководствоваться представленными на рисунке 1 решающими правилами обнаружения возникших неисправностей и оценки степени их развития. Предполагается, что техническое состояние узлов оборудования, подпадающих под контроль в соответствующей полосе частот возбуждения под воздействием контролируемых неисправностей, - нормальное - при значении дискриминанта $I_C \approx 1$; при значениях дискриминанта в пределах $1 < I_C < 8 - 10$ отклонение технического состояния от нормы может быть обусловлено зарождением дефекта или уходом параметров рабочих процессов; значение $I_C \gg 1$, как правило, обусловлено наличием развитого дефекта. Указанные пределы изменения дискриминанта имеют место при $C=2$. Абсолютные значения дискриминанта весьма условны, поскольку зависят от эталона, порога клиппирования, вида и интенсивности развития повреждения и выбранной ширины полосы частот для анализа дискриминанта. При этом форма кривой амплитудной зависимости S-дискриминанта от времени наработки определяется, в том числе, и формой зависимости виброхарактеристики (рисунок 2) от степени развития неисправности [5].

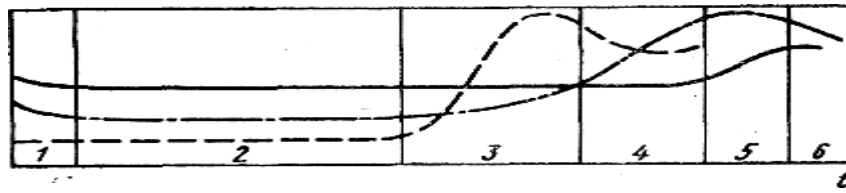


Рис. 2 Поведение различных характеристик виброакустического сигнала со временем наработки механизма. Этапы деградации механизма:

- 1 — приработка; 2 — нормальное состояние; 3 — зарождение дефекта; 4 — допустимый уровень дефекта; 5 — предаварийное состояние; 6 — разрушение
 (— общий уровень сигнала в широкой полосе частот; - - - - - глубина модуляции;
 — — — число выбросов сигнала в единицу времени)

Как показано на рисунке 2, наименее чувствительным к зарождающемуся дефекту диагностическим признаком является уровень сигнала (СКЗ) в широкой полосе частот. Закономерность его изменения со временем наработки не совпадает с поведением других характеристик. Так, например, локальный износ контактирующих поверхностей вызывает сначала падение уровня вибрации (этап приработки), затем этот уровень практически остается неизменным на достаточно большом интервале времени (нормальная работа), и только на третьем этапе (интенсивный износ) наработки уровень начинает расти по экспоненте почти до момента отказа, после чего нередко можно наблюдать его падение. Для своевременного обнаружения и диагностирования предаварийных состояний машинного оборудования вполне приемлемы энергетические характеристики. Однако наибольшей чувствительностью к деградационным процессам обладают выбросы амплитуды вибросигнала, позволяющие диагностировать зарождающиеся дефекты узлов механизма. Если назначением системы диагностирования является обнаружение предаварийных состояний, то в качестве диагностического признака можно использовать даже общий уровень сигнала в широкой полосе. Однако необходимость детализации вида неисправностей заставляет искать более чувствительные характеристики виброакустических процессов.

4. Примеры использования графического представления зависимости S-дискриминанта от времени наработки для целей вибромониторинга

В предыдущих публикациях [1, 7-9] демонстрировались графики дискриминантов вибраций в широкой или узких полосах частот, используемых для контроля технического состояния машины в целом (по широкополосному вибросигналу) или для контроля состояния слабого узла с наиболее вероятным повреждением (по узкополосному вибросигналу). Так, например, при вибромониторинге технического состояния узлов подвижного отражателя нейтронного испытательного реактора ИБР-2 (г. Дубна) был проведен эксперимент по оценке возможности использования дискриминантного анализа для локализации местоположения узла с развивающейся неисправностью [7]. Для контроля технического состояния отражателя акселерометры были установлены в 4-х точках корпуса установки: 2 датчика с номерами К1 и К2 - на передней опоре отражателя и 2 с номерами К3 и К4 - на корпусе редуктора. На рисунке 3 представлены трендовые характеристики дискриминанта I_d (при пороге клиппирования $P=2\sigma_n$) широкополосного сигнала виброускорения в этих четырех, разнесённых в пространстве, точках корпуса технически сложной установки подвижного отражателя, с различными формами функциональной зависимости дискриминанта от времени наработки, представленного в циклах проведения испытаний (время 1 цикла ≈ 280 час).

$$I_d$$

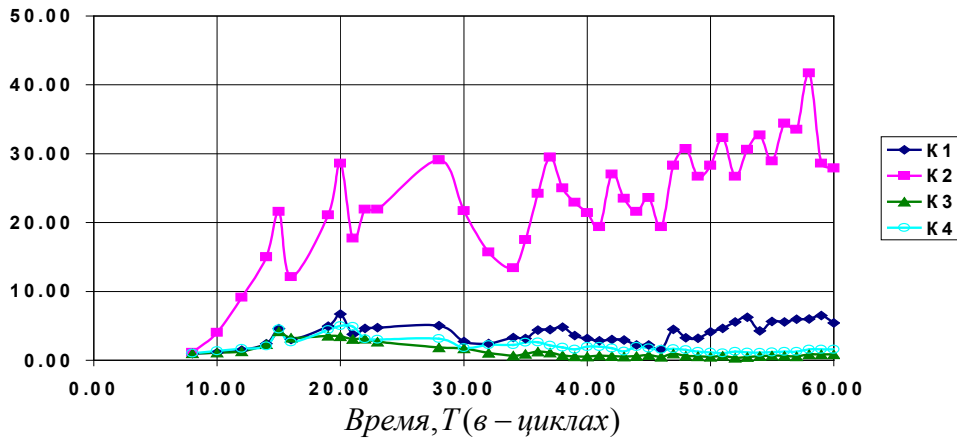


Рис. 3

Характер тренда дискриминанта I_d широкополосного вибросигнала (16-12500 Гц) со временем наработки подвижного отражателя нейтронов испытательного реактора ИБР-2, измеренного в различных точках на корпусе установки, говорит о том, что по данным измерений в точках на корпусе редуктора (K3 и K4) и в точке K1 передней опоры (в поперечном направлении) существенных изменений технического состояния на интервале эксплуатации ≈ 17000 час – не обнаруживается. В то же время в точке K2 передней опоры в радиальном направлении наблюдаются значительные изменения, связанные с развитием деградиационных процессов в подшипнике.

Для правильной постановки диагноза очень важно, чтобы эталон был сформирован по данным, отображающим техническое состояние машины, близкое к нормальному (хорошему), желательно, после приработки этапа машины. Следует иметь в виду, что изменение диагностического параметра при развитии деградиационного процесса в узле механизма не всегда происходит по экспоненциальному закону. Амплитуда виброакустического сигнала в процессе разрушения контактирующих поверхностей иногда имеет нелинейную форму зависимости от времени наработки с одним или множеством экстремумов, а тренд изменения амплитуды может сопровождаться значительными флюктуациями и даже уменьшением уровня полезного сигнала (см. рисунок 2). Именно поэтому важно отслеживать характер изменения параметров вибросигнала в процессе эксплуатации машины сразу после установки и запуска машины. Это правило остаётся верным и при использовании результатов дискриминантного анализа. Вероятность обнаружения повреждения и достоверность его идентификации значительно снижаются при позднем формировании эталона. Ниже приведен пример ошибочного диагностирования газотурбинного двигателя с помощью дискриминантного анализа из-за неправильного формирования эталона (спустя почти 2 года после запуска ГТУ).

На рисунке 4 представлены трендовые характеристики дискриминанта I_d (при пороге клиппирования $P=1.5\sigma_n$) узкополосных сигналов виброскорости на корпусе газотурбинной установки (ГТУ) на базе двигателя ПС-90 газоперекачивающего агрегата ГПА-55 Торжокской компрессорной станции в измерительной точке ТГГ-гор на интервале эксплуатации с 26.12.06 по 13.05.07 по предоставленным в распоряжение экспертов-диагностов записям вибрации. Параметры частотных полос в кГц указаны в верхней части рисунка 4.

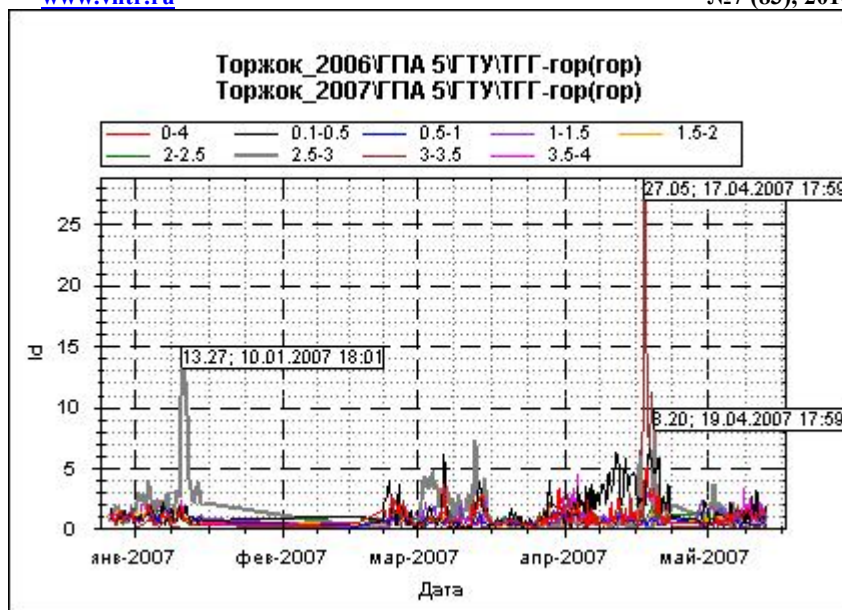


Рис. 4. Графики зависимостей дискриминанта I_d виброскорости в точке ТГГ-гор газотурбинной установки (ГПА-5, Торжок) от времени наработки на интервале эксплуатации 26.12.06-13.05.07 в полосах анализа, указанных в верхней части рисунка. Эталон: 26-29.12.06

Двигатель был остановлен по сигналу «Стружка в масле» на магнитном датчике в линии откачки масла от роликового подшипника турбины высокого давления (ТВД) газогенератора. В отсутствие у экспертов записей вибраций до декабря 2006 г эталоны для каждой из частотных полос были сформированы по данным измерения вибрации с 26.12.06 по 29.12.06.

Из графиков, приведенных на рисунке 4, можно предположить, что причиной останова двигателя является событие от 17.04.07 с резким подъёмом амплитуды S-дискриминанта в зоне частоты $F \approx 3,4$ кГц в полосе анализа (3,0-3,5) кГц до значения $I_d=27$. Однако физическое обоснование этому явлению отсутствует (если не принимать во внимание скачок возбуждения на 3-ей гармонике частоты проявления дефекта наружного кольца роликового подшипника). Почти одновременно незначительный подъём амплитуды наблюдался в диапазоне оборотных частот (0,1-0,5) кГц до $I_d=6$ и в диапазоне частоты проявления дефекта внутреннего кольца роликового подшипника (2,5-3,0) кГц до $I_d=10$. Столь незначительные изменения и выбросы виброреактивности корпуса двигателя накануне вынужденного останова могут быть истолкованы как проявление нестационарности процесса разрушения какого-либо узла машины. Такое поведение S-дискриминанта является характерным для развивающихся эксплуатационных повреждений контактирующих поверхностей типа абразивного износа или интенсивного выкрашивания поверхностей. Однако этому явлению обязательно должен предшествовать значительный рост дискриминанта в начальной фазе разрушения узла [5]. Выяснить, какова истинная форма тренда дискриминантов на большом интервале эксплуатации, удалось благодаря использованию архивированных вибрационных данных на более раннем периоде эксплуатации 28.07.05-25.12.06.

На рисунке 5 представлены трендовые характеристики дискриминанта I_d вибраций того же объекта на интервале эксплуатации 28.07.05 – 13.05.07, рассчитанные при эталонных значениях, сформированных по данным измерения вибрации с 28.07.05 по 29.07.05.

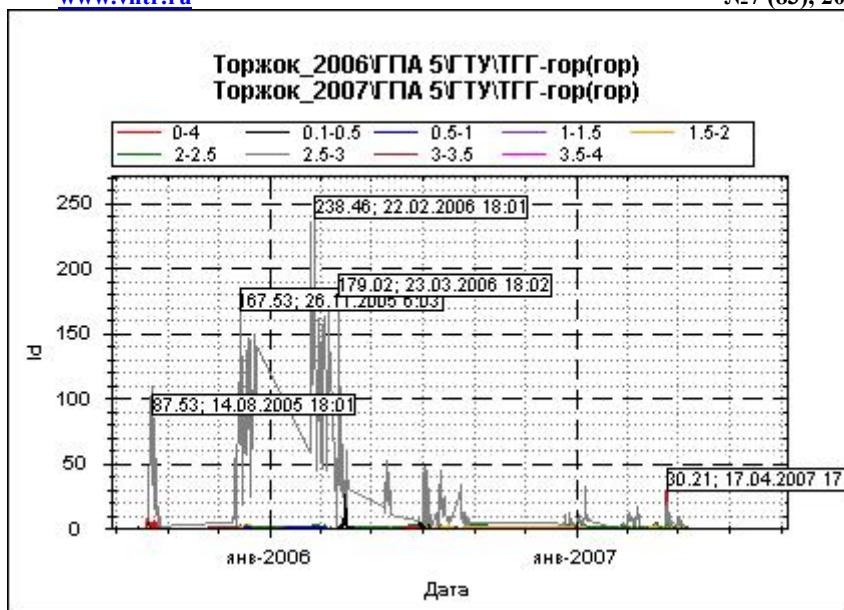


Рис. 5. Графики зависимостей дискриминанта I_d виброскорости в точке ТГГ-гор ГТУ (ГПА-5, Торжок) от времени наработки на интервале эксплуатации 28.07.05-13.05. Эталон: 28-29.07.05.

Из графиков, изображенных на рисунке 5, следует, что наибольшее изменение виброреактивности корпуса двигателя ПС-90 на интервале эксплуатации с 28.07.05 по 13.05.07 наблюдается в диапазоне частот (2,5-3,0) кГц, в который попадает частота повреждения внутреннего кольца ($F_{вк} \approx 2,7$ кГц) роликового подшипника ТВД. Наибольшее значение дискриминанта ($I_d = 238$) в данной полосе частот наблюдается 21-22.02.06. Далее с развитием повреждения подшипника амплитуды выбросов вибросигнала начинают падать со временем наработки, что и приводит к уменьшению значения S-дискриминанта. По-видимому, разрушение роликового подшипника развивалось столь интенсивно, что на рисунке 5 практически отсутствуют какие-либо другие зависимости, кроме доминанты в полосе частот (2,5-3,0) кГц, т.к. амплитуды дискриминантов в других полосах частот не превышают 30. Таким образом, на основании результатов многомерного дискриминантного анализа виброскорости в точке корпуса газотурбинного двигателя ТГГ-гор в широкой и восьми узких полосах частот, можно сделать заключение о том, что с августа 2005 г. по май 2006 г. шло разрушение элементов роликового подшипника ТВД. Максимальное разрушение подшипника происходило в феврале-марте 2006, после чего установку следовало бы остановить, чтобы избежать вторичных повреждений.

На картинках рисунка 6 представлены выборочные спектры вибрации точки ТГГ-гор: опорного (эталонного) вибросигнала от 28.08.07 (слева сверху); вибросигнала от 21.02.06 с максимальным уровнем вибрации на частоте дефекта внутреннего кольца 2,74 кГц и на половинной частоте дефекта наружного кольца 1,12 кГц (вверху справа); вибросигнала от 07.04.07 с максимальным уровнем вибрации на частоте мелькания дефектов тел качения роликового подшипника 1020 кГц (внизу слева); вибросигнала от 13.05.07 с максимальным уровнем вибрации на частоте $\approx 3,4$ кГц (внизу справа). Данные спектрального анализа позволяют идентифицировать возникшие в процессе эксплуатации неисправности, обнаруженные по результатам дискриминантного анализа.

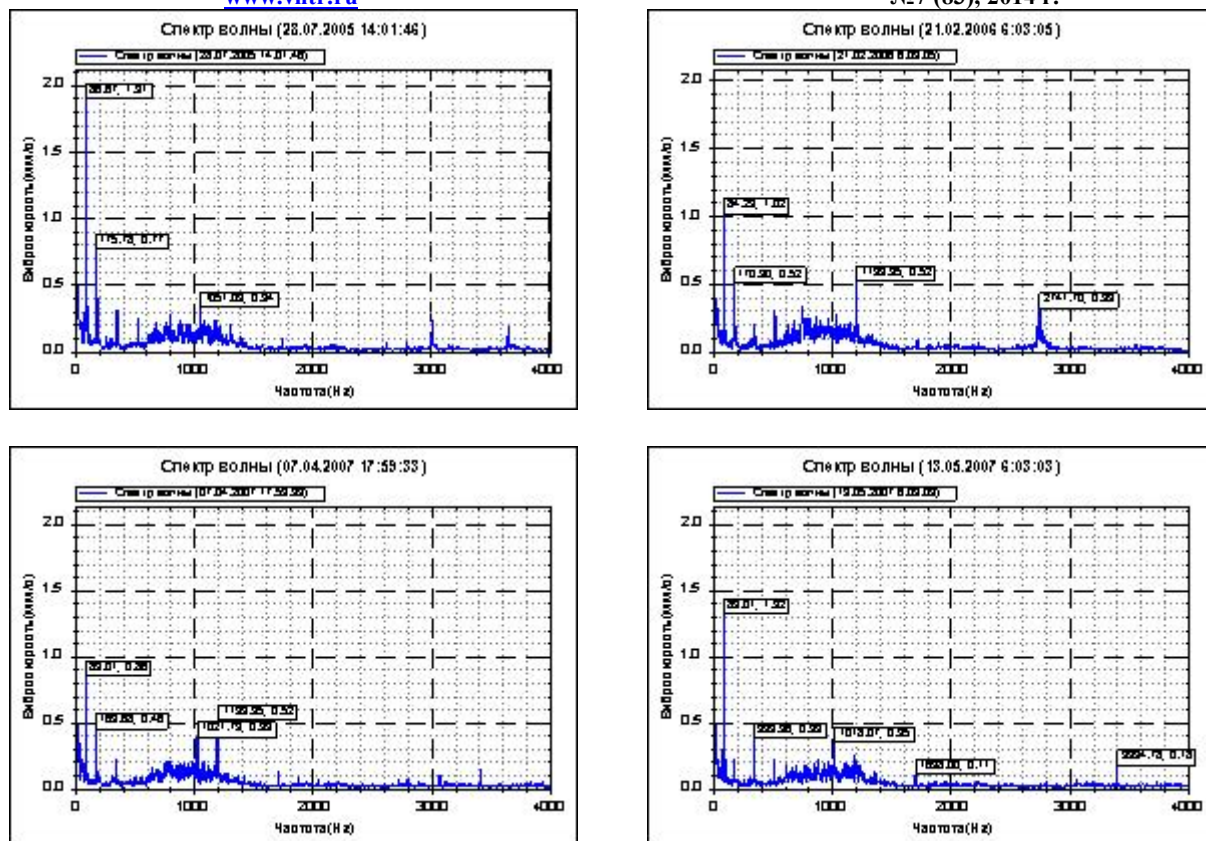


Рис. 6. Выборочные спектры вибрации точки ТГГ-гор (слева сверху - спектр опорного (эталонного) вибросигнала от 28.08.07)

5. Примеры использования табличной формы представления зависимости многомерного S-дискриминанта от времени наработки для целей вибромониторинга

Для оперативной интерпретации результатов дискриминантного анализа вибрации при реализации процедуры вибромониторинга оборудования диагностом-оператором на рабочем месте в комплекс программ, разработанный в ИМАШ РАН, включены способы представления дискриминантов в графической и в развернутой табличной формах, содержащих подробную информацию о дате проведения измерений и числовых значениях дискриминантов в заданных полосах частот. Один из способов представления информации в методе вибромониторинга машин по данным дискриминантного анализа вибрации состоит в многомерном цветном представлении тренда значений дискриминантов широкополосной и узкополосной вибрации в табличной форме в координатах: полоса частот, время, амплитуда. Таблицы виброреактивности позволяют в текущий момент времени визуально оценить ситуацию, связанную с отклонением технического состояния от нормы, для оперативного принятия решения по дальнейшей эксплуатации объекта.

Ниже приведены примеры использования разработанных в ИМАШ РАН нескольких версий программ дискриминантного анализа для обнаружения и локализации эксплуатационных повреждений узлов двухвального авиационного газотурбинного двигателя (ГТД) ПС-90 и судового трёхвального ГТД в составе газоперекачивающих агрегатов (ГПА) компрессорных станций (КС) [4, 8, 9].

Общий вид табличного представления данных многомерного дискриминантного анализа вибраций, построенного в среде Matlab в линейном (слева) и логарифмическом (справа) масштабе амплитудных значений дискриминантов изображен на рисунке 7 в приложении к обнаружению повреждений элементов соплового аппарата турбины высокого давления двигателя ПС-90 ГПА-51 Торжокской КС по данным измерений в точке ТГГ-гор.

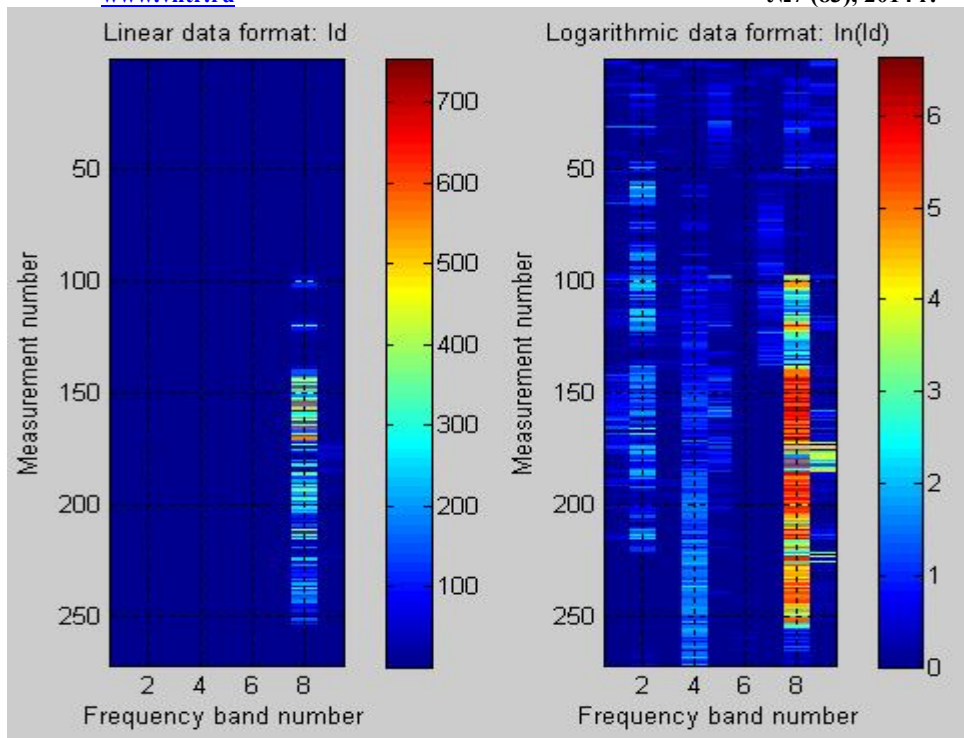


Рис. 7. Вид окна отображения в среде Matlab изменения значений дискриминанта в широкой (№ 1) и узких полосах частот (№ 2-9 по оси абсцисс) в зависимости от номера измерения (по оси ординат) при развитии прогара соплового аппарата турбины высокого давления двигателя ПС-90.

Рост дискриминанта I_d вибрации в полосе частот № 8 (3,0-3,5) кГц составляет ≈ 750 раз по сравнению с эталоном. Для получения более детального представления о характере изменения виброреактивности ГТУ в полосе частот максимальной виброреактивности корпуса двигателя на всем интервале наблюдения (26.12.06-13.05.07) при развитии дефекта типа прогара соплового аппарата ТВД, на рисунке 8 приведен график тренда дискриминанта I_d вибрации корпуса двигателя в точке ТГГ-гор при пороге клиппирования $P=1.5\sigma_n$.

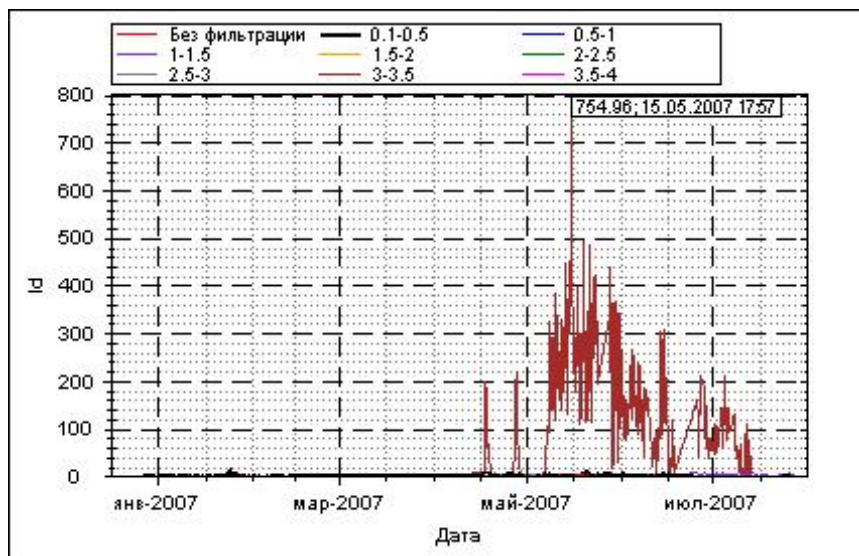


Рис. 8. Тренд дискриминанта I_d в полосе частот 3,0-3,5 кГц при пороге клиппирования $P=1.5\sigma_n$

Далее рассмотрим пример использования данных дискриминантного анализа вибраций, измеренных в нескольких распределенных по корпусу ГТД точках, для

локализации места повреждения двигателя и оценки чувствительности вибросигналов с датчиков в этих точках к диагностируемому повреждению (рисунок 9).

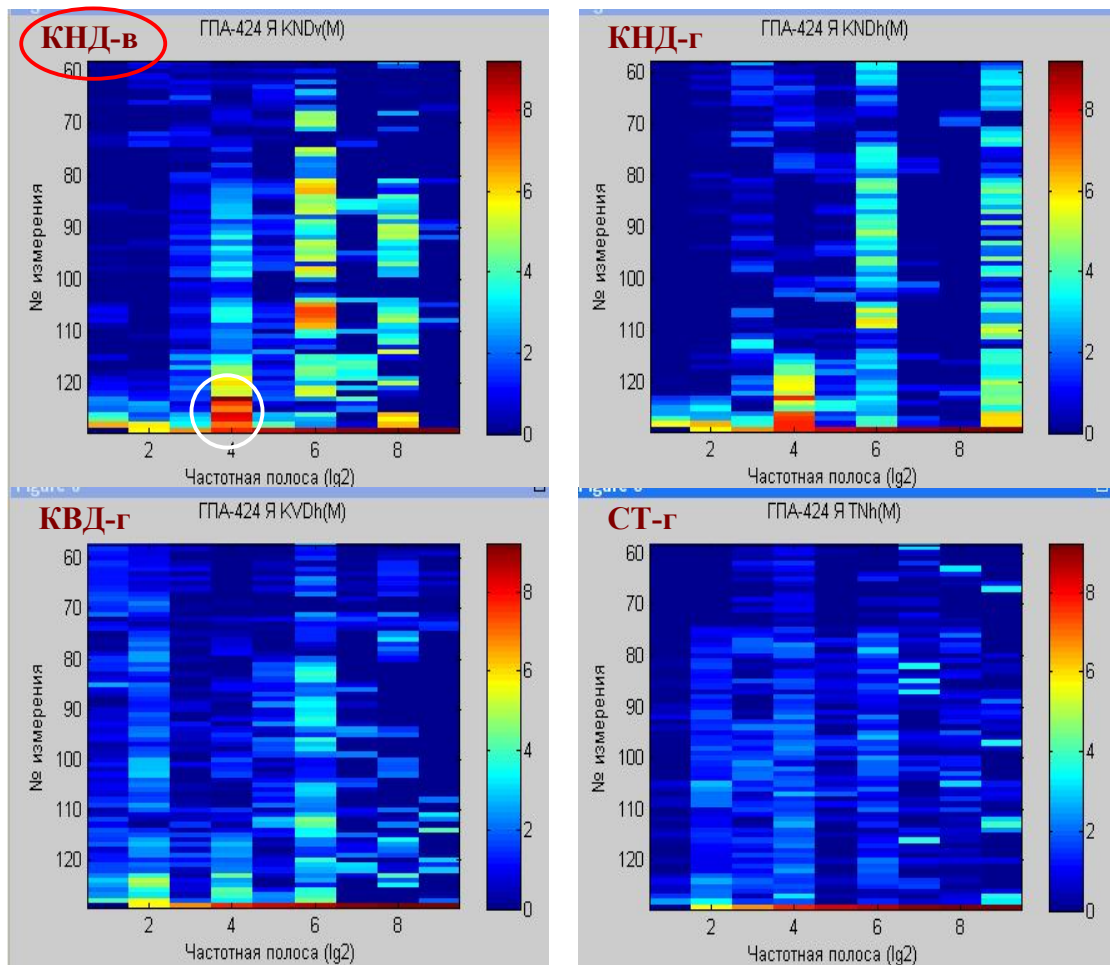


Рис. 9. Оценка чувствительности корпусных измерительных точек газотурбинного двигателя ДГ-90 (КНД-верт, КНД-гор, КВД-гор, СТ-гор) к деградации узлов на примере деградации шарикового подшипника передней опоры КНД на интервале эксплуатации 14.10.08 - 17.12.08.

На рисунке 9, представлена информация о результатах параллельного многомерного дискриминантного анализа вибраций в нескольких измерительных точках корпуса газотурбинной установки (ГТУ) на базе трёхвального судового газотурбинного двигателя ДГ-90 при развитии повреждений вращающихся элементов: рабочих лопаток (РЛ) 1-ой ступени компрессора низкого давления (КНД) и шарикового подшипника передней опоры (ПО) компрессора низкого давления [9]. На картинках компактно представлены данные дискриминантного анализа: слева – номера измерений, внизу - номера частотных полос: ш.п. 0-4.0 кГц и 8 узких полос шириной 500 Гц. По данным дискриминантного анализа произведена оценка чувствительности корпусных измерительных точек к деградации узлов двигателя на интервале эксплуатации 14.10.08-17.12.08 по результатам обработки информации с датчиков, установленных в четырёх точках корпуса двигателя в радиальном направлении измерения: точек КНД-в и КНД-г в сечении ПО КНД в вертикальном и горизонтальном направлениях; точки КВД-г в зоне переднего подшипника компрессора высокого давления (КВД); точки СТ-г в зоне задней опоры силовой турбины (СТ). Как следует из рисунка 9, наибольшей чувствительностью к деградации подшипника передней опоры компрессора низкого давления обладает точка КНД-верт, таблица тренда виброреактивности для которой представлена слева вверху.

Применительно к корпусной измерительной точке КНД-верт можно сделать заключение, что наибольшая изменчивость вибросигнала наблюдается в полосе № 4 (1,0-1,5 кГц) проявления дефекта внутреннего кольца шарикового подшипника ПО КНД. Устойчивый рост дискриминанта начался 12.12.08_03.03 ($I_d=30$), достиг максимума 15.12.08_03.03 ($I_d=632,3$) в момент максимального разрушения кольца, после чего последовал спад уровня, характерный для процесса разрушения элементов подшипника. Зона максимального изменения дискриминанта I_d в т. КНД-верт обозначена на рисунке 9 белым овалом. Из таблицы виброреактивности в полосах частот 0-4,0 и 0,1-0,5 кГц (№ 1 и 2) следует, что значимые изменения широкополосного вибросигнала появились лишь 16.12.08 (за день до останова двигателя), а в зоне оборотных частот – только 17.12.08, т.е. в день останова. Это говорит о том, что дефекты подшипников качения проявляются на корпусе как в широкой полосе частот, так и в диапазонах заводских уставок лишь на последней стадии развития повреждений [9]. Как следует из того же рисунка, разрушению элементов шарикового подшипника ПО КНД предшествовали существенные флуктуации амплитуды виброскорости (и, соответственно, дискриминанта) в полосе частот № 6 (2,0-2,5 кГц), возможно, вызванные повреждениями рабочих лопаток 1-ой ступени КНД типа забоин, сколов или эрозионного износа. Такого рода незначительные повреждения лопаточного аппарата компрессора сказываются, в основном, на амплитуде лопаточной частоты и глубине ее амплитудной модуляции. Наибольший рост виброреактивности в данной полосе частот наблюдался 06.12.08 ($I_d=101,2$). Более детальную информацию о значениях дискриминантов с привязкой к датам можно получить из материалов статьи [9].

В ходе проведенных исследований была экспериментально доказана возможность использования метода S-дискриминантов для установления причинно-следственных связей при развитии множественных повреждений, что является особенно важным с точки зрения использования программного обеспечения *Discriminant* в задачах вибродиагностики машинного оборудования. Разработанное программное обеспечение позволяет выявлять неисправности на стадии их зарождения и проследить динамику развития дефектов.

Фактически, данные таблицы виброреактивности, представленные на рисунках 7 и 9, можно интерпретировать как динамические диагностические карты неисправностей объекта диагностирования в признаковом пространстве. Обычно диагностические карты содержат информацию о неисправностях объекта в фиксированный момент времени. Диагностическая же карта неисправностей на основе табличного представления результатов дискриминантного анализа позволяет сканировать изменение диагностических параметров во времени на всем интервале наблюдения (эксплуатации), что, несомненно, расширяет объем знаний об изменении технического состояния объекта.

Заключение

- Технология вибромониторинга технического состояния машинного оборудования, разработанная в Лаборатории виброакустической диагностики машин ИМАШ РАН и реализованная в программном обеспечении *Discriminant*, была успешно использована для оценки технического состояния ряда газотурбинных установок. При использовании метода многомерного дискриминантного анализа вибраций ГТД ПС-90 и ДГ-90 были обнаружены на стадии зарождения скрытые дефекты следующих типов: разрушение элементов роликового и шарикового подшипников турбины высокого давления и компрессора газогенератора, повреждения неподвижных элементов (прогар соплового аппарата) и деталей вращения (рабочих лопаток) компрессора и турбины высокого давления авиационного двигателя ПС-90, разрушение элементов подшипника качения передней опоры и забоины лопаток рабочего колеса компрессора низкого давления судового двигателя ДГ-90.

- Данные многомерного дискриминантного анализа позволяют сделать сравнительную оценку чувствительности корпусных измерительных точек к ухудшению технического состояния машинного оборудования со временем наработки, определить ориентировочное

местоположение дефектного узла, диапазон частот наибольшей виброреактивности и, соответствующих ему источников возбуждения.

▪ Информационные технологии вибромониторинга и диагностики, дополненные данными многомерного дискриминантного анализа виброакустических сигналов, существенно расширяют возможности контроля параметров технического состояния машинного оборудования, позволяет установить временную и причинно-следственную связь развития различных неисправностей.

▪ Используемый в работе вариант программного обеспечения *Discriminant* для анализа состояния газотурбинных двигателей не исчерпывает всех возможных областей его применения. Опыт проведенных исследований показывает, что после соответствующего изменения конфигурационных параметров, программное обеспечение может быть успешно использовано для анализа состояния не только роторных машин, но и поршневых двигателей а также других машин и механизмов циклического принципа действия.

Список литературы

1. Соколова А.Г. Алгоритм вибромониторинга машинного оборудования с адаптацией к базовому состоянию // Контроль. Диагностика. No 11. 2005. С.30-40.

2. Sokolova A.G. New machinery condition monitoring technique based on multidimensional visualization of vibration S-discriminants / 10th European Conference on Non-Destructive Testing / Moscow 2010, June 7-11 / Report № 1-08-12. Pp. 1-7.

3. Серов А.А., Долаберидзе Г.В., Иванова М.А., Соколова А.Г., Власишен Ю.В. Программное обеспечение виброакустического мониторинга машинного оборудования. / Вестник научно-технического развития. Исследования, инновация, внедрения. (www.vntr.ru) No 3 (43), 2011. С. 28-38.

4. Соколова А.Г., Балицкий Ф.Я., Долаберидзе Г.В., Иванова М.А., Серов А.А. Вибромониторинг состояния газотурбинного двигателя ДГ-90 по данным многомерного дискриминантного анализа. // Вестник научно-технического развития. Исследования, инновация, внедрения. (www.vntr.ru) No 2 (42), 2011. С. 47-56.

5. Неразрушающий контроль: Справочник в 7 т.: Т. 7: Кн. 2: Вибродиагностика — М.: Машиностроение, 2005. — 829 с.

6. ГОСТ Р ИСО 10816-3-99. Вибрация. Контроль состояния машин по результатам измерений вибрации на невращающихся частях. Ч. 3. Промышленные машины номинальной мощностью более 15 кВт и номинальной скоростью от 120 до 15 000 мин⁻¹.— М.: Из-во стандартов, 2000.

7. Vladislav D. Sizarev, Asja G. Sokolova, Felix Ja. Balitsky. Vibration condition monitoring as a mean of service life management of IBR-2 movable Reflector modulator. / Abstracts of Papers of The Fifth International Conference on Condition Monitoring and Machinery Failure Prevention Technologies CM 2008 / MFPT 2008. 15-18 July, 2008 / BINDT (The British Institute of Non-Destructive Testing) // The Edinburgh Conference Centre Heriot-Watt University, Edinburgh, Scotland, UK // P. 50.

8. Соколова А.Г., Балицкий Ф.Я., Долаберидзе Г.В., Иванова М.А. Практическое применение метода многомерного дискриминантного анализа для раннего обнаружения скрытых эксплуатационных дефектов газотурбинных установок на базе двигателя ПС-90 / Энергоресурсосбережение. Диагностика-2013: Материалы XV Международной научно-практической конференции. Промсервис. 26-28 марта 2013 г./ Димитровград: «Мир печати», 2013. С. 261-272.

9. Соколова А.Г., Балицкий Ф.Я., Долаберидзе Г.В., Иванова М.А. Раннее обнаружение и локализация скрытых дефектов узлов ГТД по данным многомерного дискриминантного анализа корпусной вибрации. // Вестник научно-технического развития. Исследования, инновация, внедрения. (www.vntr.ru) No 11 (75), 2013. С. 50-59.