

РЕЗУЛЬТАТЫ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ ВИБРАЦИЙ ТУРБОГЕНЕРАТОРА ТВВ-1000-2УЗ ЭНЕРГООБЛОКА № 3 ЮУ АЭС

Шумилов Ю. А., д.т.н., проф.

Национальный технический университет Украины, "Киевский политехнический институт",
Украина, 03056, Киев, пр.-т Победы, 37, НТУУ "КПИ", кафедра "Электромеханики",
тел. (044) 241-76-38, E-mail: yuriy2007@voliacable.com

Демидюк Б. М., технический директор ЗАО "Укратомэнергострой",

Украина, 03035, м. Киев, ул. Урицкого, 45, оф. 606, тел. (044) 590-17-63, E-mail: uaeb@ukr.net

Штогрин А.В., инженер первой категории цеха наладки и испытаний оборудования Хмельницкой АЭС,
тел. 8(03848) 623447, моб. т. – 8 098 2253293

З використанням техніки вібродіагностики аналізуються причини виходу з ладу обмотки статора турбогенератора ТВВ-1000-2УЗ енергоблоку №3 Півд.Укр. АЕС. Доведено, що існуючі методи вібраційного контролю, спрямовані на відстроювання елементів конструкції турбогенератора від частот 50 і 100 Гц, не відповідають реальному стану речей, оскільки помітну роль щодо підвищеної віброактивності обмотки статора турбогенератора відіграють вібрації на частотах, кратних 50 і 100 Гц. Поряд з гармонічними складовими (вищими і субгармоніками) необхідно рахуватися з шумовою складовою, обумовленою недостатнім пресуванням осердя статора.

С использованием техники вибродиагностики анализируются причины выхода из строя обмотки статора турбогенератора ТВВ-1000-2УЗ энергоблока № 3 ЮУ АЭС. Показано, что существующие методы вибрационного контроля, ориентированные на отстройку элементов конструкции ТГ от частот 50 и 100 Гц, не отвечают реальному положению, поскольку заметную роль в повышенной виброактивности обмотки статора ТГ играют вибрации на частотах, кратных 50 и 100 Гц. Кроме гармонических составляющих (высших и субгармоник), необходимо считаться с шумовой составляющей вибрации, обусловленной недостаточной прессовкой сердечника статора.

ЦЕЛІ ІСЛЕДОВАННЯ

В конце 2006 г. турбогенератор ТВВ-1000-2УЗ энергоблока № 3 Южно-Украинской АЭС вышел из строя из-за появлением трещины в одной из соединительных шин обмотки статора (полый, прямоугольного профиля), которая под воздействием повышенной вибрации, нагрева и электродинамических сил развилась до отверстия, через которое вода поступила внутрь машины и замкнула выводные концы обмотки статора. (рис.16 Приложений). Короткое замыкание обмотки статора вывело турбогенератор из строя.

Ремонт ТГ свёлся к простой замене обмотки статора и, в нарушении рекомендаций завода-изготовителя, подпрессовки сердечника в горизонтальном положении непосредственно на станции. После ремонта ТГ проработал некоторое контрольное время, после чего был снова остановлен для настройки динамических характеристик шин, так как две шины, по мнению руководства станции, обнаружили повышенную вибрацию ($1C1/P^* - 235$ мкм, $K3A/P^* - 170$ мкм, * P – радиальное вибросмещение).

В соответствии с нормативными документами была выполнена отстройка собственных частот шин от частоты 100 Гц возмущающей силы электромагнитного происхождения. Однако после сборки и запуска ТГ виброповедение шин заметно ухудшилось. Вместо двух шин с повышенной вибрацией теперь обнаружили четыре такие шины. На одной из шин ($2C1/T$) тангенциальное вибросмещение при нагрузке около 1000 МВт достигло уровня в 350 мкм.

Целью настоящего анализа явился **поиск источников вибрации тех шин, на которых уровни вибрации заметно превысили уровни вибрации остальных шин** [1].

Кроме вибрации шин, дополнительно были исследованы вибрации трёх подшипников, которые

имели повышенную виброактивность. По техническим причинам запись вибраций на каждом подшипнике проводилась автономно (несинхронно).

При расчетах параметров вибраций использовалась не принятая на станции характеристика вибрации – виброперемещение (измеряемая в микронах), а характеристика, непосредственно регистрируемая датчиками – виброускорение, свойственная вибродиагностике [2, 6].

Для обработки данных, поступавших от вибродатчиков, использовалась разработанная фирмой "Береста" **система ввода и накопления первичных данных, обеспечивающая** в реальном времени многоканальный синхронный ввод и сохранение в компьютере необработанной информации от всех видов датчиков. Ввод и накопление первичных данных обеспечивался специализированным многоканальным программно-аппаратным комплексом, состоящим из предварительных усилителей, схемы синхронизации, аналого-цифровых преобразователей (АЦП), встроенного промышленного компьютера и программ оперативного отображения исходных данных, а также подпрограмм предварительной обработки данных в реальном времени (по программе Deepsee, разработанной фирмой "Береста"). **Система первичной обработки** обеспечивала выполнение статистической обработки для широкого набора стандартных и нестандартных функций. Каждый вид обработки производился при задании параметров, задаваемых в качестве внешних данных.

Ввиду значительного объёма экспериментальных данных ниже приводится лишь усечённый вариант графического представления вибрации двух из наиболее виброактивных шин, а также вибрации наиболее виброактивного подшипника № 13, установленного между генератором и возбуждателем.

РЕЗУЛЬТАТЫ ИЗМЕРЕНИЯ ВИБРАЦИЙ НА ПОДШИПНИКАХ И СОЕДИНИТЕЛЬНЫХ ШИНАХ ОБМОТКИ СТАТОРА

Выборочное измерение уровней вибраций турбогенератора ТВВ-1000-2 энергоблока № 3 ЮУ АЭС выполнялось в **два этапа**:

- при наборе оборотов агрегата от нуля до синхронной частоты вращения и выходе генератора на номинальное возбуждение;
- после синхронизации генератора с сетью, при постепенном увеличении активной нагрузки генератора до 730 МВт.

Запись вибраций происходила на протяжении ~ 14 часов. Процесс разгона генератора до синхронной частоты вращения длился около 800 сек (13,3 мин). После подачи тока возбуждения и синхронизации генератора с сетью началось постепенное нагружение генератора активной мощностью.

На первом этапе, при разгоне агрегата и постепенном возбуждении генератора, фиксировались чисто механические вибрации на подшипниках №№ 13, 14 и 15. После завершения разгона агрегата и достижения им синхронной частоты вращения на сонограммах наблюдаются установившиеся колебания на частотах 50, 100, 125, 150, 200, 250, 300, 350, 400, 450, 500, 550, 600, 650, 700, 750, 800 Гц. (см. рис. 1). Наибольшая мощность вибрации соответствует частоте 50 Гц. Достаточно заметную мощность имеют вибрации на частотах 100, 125, 150, 200 Гц как в горизонтальном, так и вертикальном направлениях. Кроме того, весьма интенсивные вибрации наблюдаются в горизонтальном направлении на инфранизких частотах (в размытой полосе частот от 25 Гц и ниже), связанных с автоколебаниями, обусловленными сложными процессами в подшипнике скольжения и влиянием фундамента, который вёл себя при испытаниях виброактивно. Вибрации подшипника № 13 по вертикали несколько отличаются от его вибраций по горизонтали. Так, на сонограмме для вертикального смещения подшипника появились составляющие вибрации на частотах 12,5; 25 и 75 Гц, в то время как такие составляющие вибрации по горизонтали явно не наблюдаются. Это можно объяснить различной податливостью подшипника в этих двух направлениях, а также сложными процессами в подшипниках скольжения [3, 4].

На сонограмме, наряду с гармоническими составляющими, наблюдается заметный шум, который при разгоне агрегата проявляется во всём видимом диапазоне частот, а при достижении агрегатом синхронных оборотов смещается в область больших частот. Шумовая составляющая изменяется по нелинейному закону.

Из сопоставления спектра вибраций и когерентности для подшипника № 13 в установившемся режиме видно, что все заметные гармонические составляющие вибрации имеют общий источник – оборотную частоту.

На втором этапе записывались первичные сигналы от 16 датчиков, установленных на шинах, в процессе набора активной мощности ТГ. Наиболее полно представлены данные по двум проблемным шинам (датчики 2С1 и КЗА). На сонограмме шины 2С1 чётко видны гармонические составляющие на частотах 50, 100, 150, 200, 250, 300, 350, 400, 450, 500, 550, 600, 650, 700 Гц (полужирным шрифтом выделены наиболее сильные гармоники). В области примерно 580 Гц выделяется размытая полоса, соответствующая резонансной области самого датчика. На гармонические составляющие накладывается довольно интенсивная **шумовая составляющая**, которая в процессе набора

мощности смещается в область больших частот.

На шине КЗА заметны, в основном, две гармоники на частотах 100 и 200 Гц. Интенсивность остальных гармоник значительно уступают первым двум. Видна шумовая составляющая, однако её интенсивность заметно меньше по сравнению с шумовой составляющей на шине 2С1.

При этом возникают вопросы к показаниям датчиков после обработки сигналов приёмным устройством канадской фирмы VibroSyst М. В инструкции к оптическому акселерометру FOA-100 указан частотный диапазон 50 – 350 Гц $\pm 0,5\%$ (настраивается до 950 Гц, частота резонанса датчика 600 Гц). Однако ничего не говорится, установлены ли на датчиках фильтры низких частот, обеспечивающие пропускание на приёмное устройство сигналов в рабочем диапазоне частот (50...350 Гц $\pm 0,5\%$). Если фильтры не установлены, то приёмное устройство воспринимает весь видимый диапазон частот, в том числе вибрацию на резонансной частоте датчиков. В этом случае показания вибросмещений шин будут завышены. Кроме того, в инструкции подчёркивается, что датчик настроен на измерение показаний "пик-пик".

Ввиду существенной несимметрии сигналов относительно оси абсцисс, а также наличия заметной шумовой составляющей, в нашем случае более информативным было бы получение на выходе среднеквадратичного значения сигнала и, на будущее, привязка пороговых значений смещений к их эффективной величине. Это связано с тем, что на развитие трещин, которые могут возникнуть в шинах ещё на стадии их изготовления на заводе-изготовителе, оказывает влияние не значение смещения "пик-пик", а среднеквадратичное значение смещения в качестве энергетического показателя.

В качестве замечания можно отметить несовершенство метода определения собственных частот соединительных шин, когда ударом тарированного молотка по шине вызываются собственные колебания шин с последующей фиксацией собственных частот шины в трёх направлениях (радиальном, аксиальном и тангенциальном направлениях) с помощью переносного прибора. При этом результаты в значительной степени зависят от места приложения удара молотка по шине. Кроме того, результат может зависеть от того, находилась ли вода в полости части шины при проведении отстройки собственных частот шин, и в каком состоянии – в статическом или же пропускалась по шине под давлением? Если при проведении отстройки собственных частот шин вода была выпущена из системы охлаждения, то результат отстройки собственных может отличаться от ожидаемого, поскольку в рабочем состоянии генератора вода "прогоняется" через внутреннюю полость шин под давлением. Кроме того, при прогонке охлаждающей воды через обмотку и шины необходимо учитывать величину давления воды в шинах, которое также может сказаться на величинах собственных частот шин (вызвать критическое число Рейнольдса $Re_{кр}$, соответствующее переходу ламинарного течения воды в турбулентное). Нельзя также забывать, что в рабочем состоянии внутренняя полость генератора заполнена водородом под давлением в 4,5 ат, что также может повлиять на собственную частоту шин.

В связи с вышеизложенным, методику измерения собственных частот шин следует изменить, реализуя измерение по следующей схеме. Сразу после останова генератора, пока шины не успевают полностью ос-

тыть, не разбирая генератор и продолжая прогонять воду через обмотку статора (с отключенными охладителями дистиллята), выполнить частотный анализ колебаний шин для разных уровней давления воды в шинах. Это позволит различить собственные колебания шин от вынужденных, вызванных пульсацией и турбулентным движением воды в шинах.

Дополнительный анализ зависимостей общего уровня вибраций от величины нагружения агрегата показал, что датчики на шинах K2/A, H1/A, K1/P и K2A/P, C6/B оказались неисправными, так как уровень сигнала на выходе датчиков не зависел от величины нагрузки генератора, что показано на рис. 14 приложения.

Для изучения особенностей сигналов от виброактивных датчиков были вычислены спектры мощностей в диапазоне до 400 Гц. Частотный диапазон был ограничен с тем, чтобы не заходить в область резонансов датчиков (см. Приложение, раздел "Изменение спектров в зависимости от мощности").

Анализ спектров на интервале времени, соответствующем нагружению ТГ от 0 до 730 МВт, показал следующие особенности:

- существуют ряды гармоник, кратных 12,5; 25; 50 и 100 Гц;
- доминирующее положение занимают гармоники на частотах 100, 200 и 300 Гц;
- уровни вибраций на частотах, кратных 100 Гц и 50 Гц, мало зависят от величины нагрузки;
- некоторое увеличение уровня основных гармоник (примерно в 2 раза), наблюдается только после нагрузки, равной 500 МВт;
- наряду с гармониками существует шумовая (негармоническая) составляющая (рис. 4 – 13);
- уровень и спектральный характер шума существенно зависит от уровня нагружения;
- в некоторых случаях абсолютное значение шума превышает значение вибраций на частоте 50 Гц;
- интегральное воздействие шума может превосходить роль дискретных составляющих;
- при последующем изучении источника шумовой составляющей, связанной с недостатками конструкции статора ТГ, могут быть установлены причины аномальных вибросмещений шин.

ВЫВОДЫ

- Приведенные выше результаты не являются исчерпывающими, поскольку измерения выполнялись на ограниченном числе мест контроля вибраций. Кроме того, все измерения необходимо выполнять строго синхронно, что было невозможно реализовать по техническим причинам (малое число каналов регистрирующего устройства и первоначальная ориентация на контроль вибрации исключительно на шинах).
- Основное влияние на вибрацию ТГ оказывает гармоника силы магнитного происхождения на частоте 100 Гц, амплитуда которой пропорциональна квадрату индукции в воздушном зазоре машины.
- Наряду с основной гармоникой вибровозмущающей силы явственно просматриваются высшие гармоники сил на частотах, кратных 100 Гц: 200, 300, 400, 500 и т.д. Гц, которые также оказывают влияние на виброактивность соединительных шин, особенно тех, у которых собственная частота близка к частоте одной из перечисленных гармоник сил.
- Кроме того, существуют субгармоники, частоты которых являются дробными по отношению к оборотной частоте ($1/2$, $1/3$, $1/4$ от 50 Гц.), что связано со сложными процессами, происходящими в подшипниках скольжения. Дробные гармоники вызывают собст-

венный ряд высших гармоник, которые могут вызвать резонансные явления на шинах и других элементах генератора.

- После достижения нагрузки ТГ в 500 МВт и выше наблюдался существенный рост шумовой составляющей вибрации на шинах, на которых отмечена наибольшая виброактивность. Область существования шумовой составляющей нестабильна. Возникновение заметного шума связано с некачественной прессовкой сердечника статора генератора. Проверки такого предположения требует измерения вибраций на нажимных фланцах (зона ярма) и пальцах (зубцовая зона).

- Анализ когерентности гармонических составляющих вибрации наглядно показывает принадлежность гармоник к общему источнику. Появление субгармоник может быть вызвано нелинейными явлениями взаимодействия турбогенератора с фундаментом.

- На уровне виброактивности шин существенное влияние оказывает нагрузка машины, что наблюдалось при постепенном нагружении генератора активной мощностью. При уровне нагрузки до 750 МВт шины вели себя удовлетворительно.

РЕКОМЕНДАЦИИ

- Существенным резервом снижения уровней виброактивности шин является дополнительная подпрессовка сердечника статора, а также изменение конструкции и способа крепления лобовых частей и соединительных шин обмотки статора.
- Необходимо предусмотреть установку вибродатчиков на опорных колоннах, а также на нажимных фланцах и пальцах сердечника статора.
- Существующие технические условия на отстройку от резонансов только лишь для 100 Гц не являются достаточными. Необходимо считаться с наличием существенных вибраций как на высших гармониках, так и субгармониках.
- Исследованный генератор в исходном конструктивном исполнении можно оставить в эксплуатации при условии неполной нагрузки, уровень которой следует установить экспериментально.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Шумилов Ю.А., Пономаренко В.К., Кузьмин В.В., Демидюк Б.М. Обеспечение надёжности электрогенераторов на АЭС, ГЭС и ТЭС. Электротехника і електромеханіка. – 2007. – № 3. – С. 61-63.
- [2] Барков А.В., Баркова Н.А. Интеллектуальные системы мониторинга и диагностики машин по вибрации. – Сборник трудов Петербургского энергетического института повышения квалификации Минтопэнерго РФ и Института вибрации США (Vibration Institute, USA), Выпуск 9, Санкт-Петербург, 1999 г.).
- [3] Шубов И. Г. Шум и вибрации электрических машин. – 2-е изд., перераб. и доп. – Л.: Энергоатомиздат. Ленингр. отделение. 1986. – 208 с.: ил.
- [4] Позняк Э.Л. Влияние масляного слоя в подшипниках скольжения на устойчивость и критические скорости высокоскоростных роторов. – В кн.: Колебания роторов на масляной плёнке. – М.: Наука, 1968, С. 10-38.
- [5] Бендат Дж., Пирсол А. Прикладной анализ случайных данных: Пер. с англ. – М.: Мир, 1989. – 540 с., ил.
- [6] Шумилов Ю.А., Демидюк Б.М., Штогрин А.В. Вибродиагностика как составляющая часть мониторинга технического состояния силовых агрегатов электростанций. // Праці ІЕД НАН України. – 2008, № 1, С. 76-80.

Поступила 20.05.2008

ПРИЛОЖЕНИЯ ВИБРАЦИЯ ПОДШИПНИКА №13 СОНОГРАММЫ

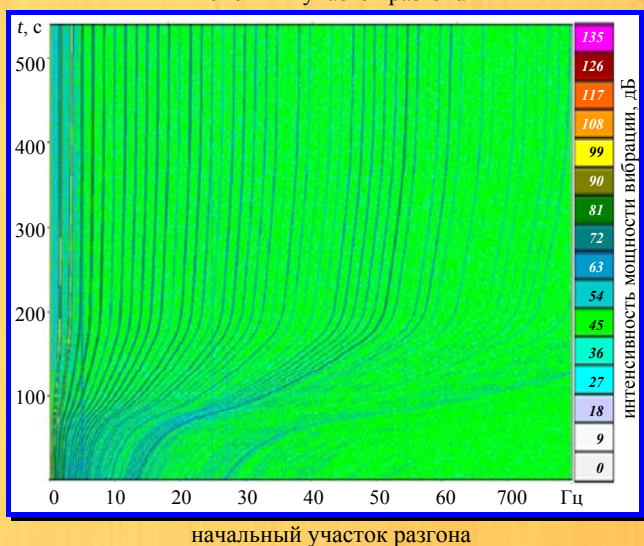
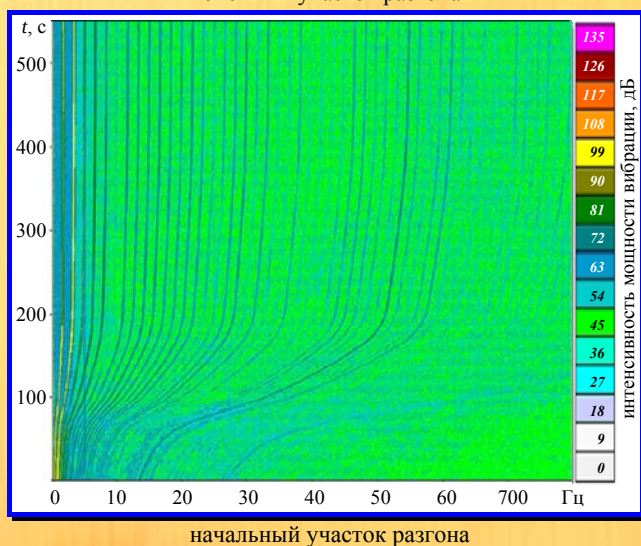
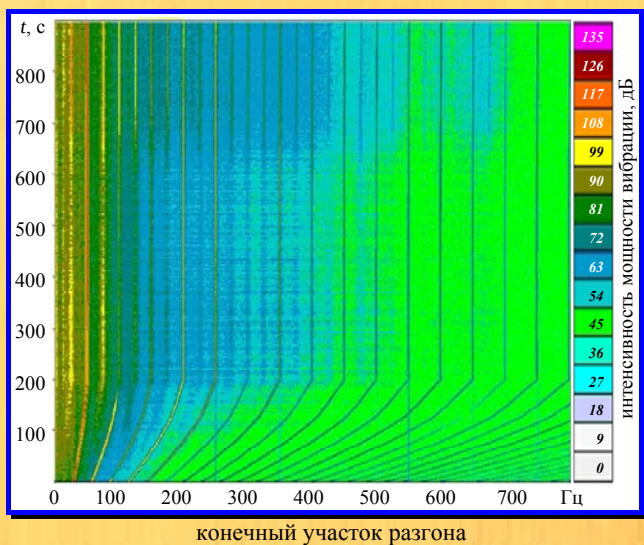
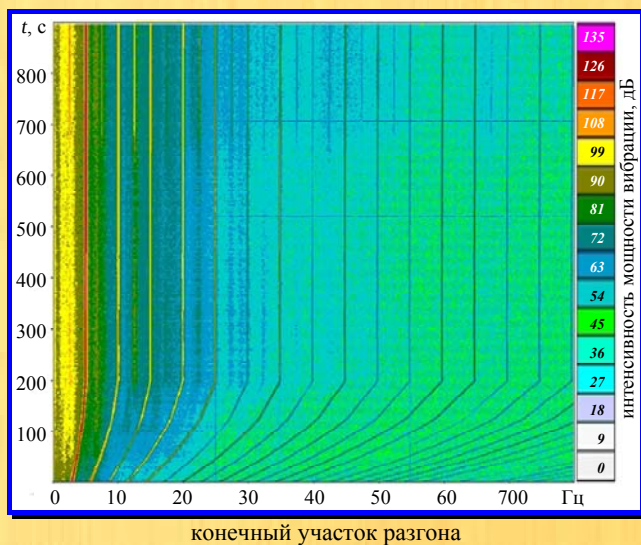


Рис. 1. Смещение горизонтальное при разгоне и наборе мощности ТГ

Рис. 2. Смещение вертикальное при разгоне и наборе мощности ТГ

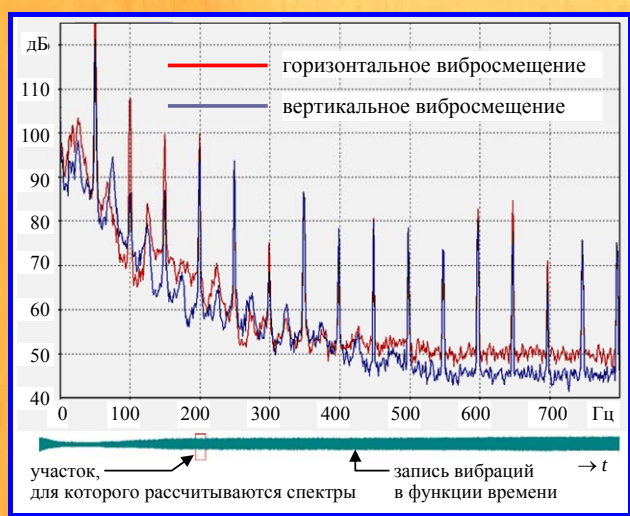


Рис. 3. Спектры (а) и когерентность (б) для установившегося режима (подшипник № 13)

ВИБРАЦИИ НА ПРОБЛЕМНЫХ СОЕДИНИТЕЛЬНЫХ ШИНАХ ОБМОТКИ СТАТОРА

СОНОГРАММЫ

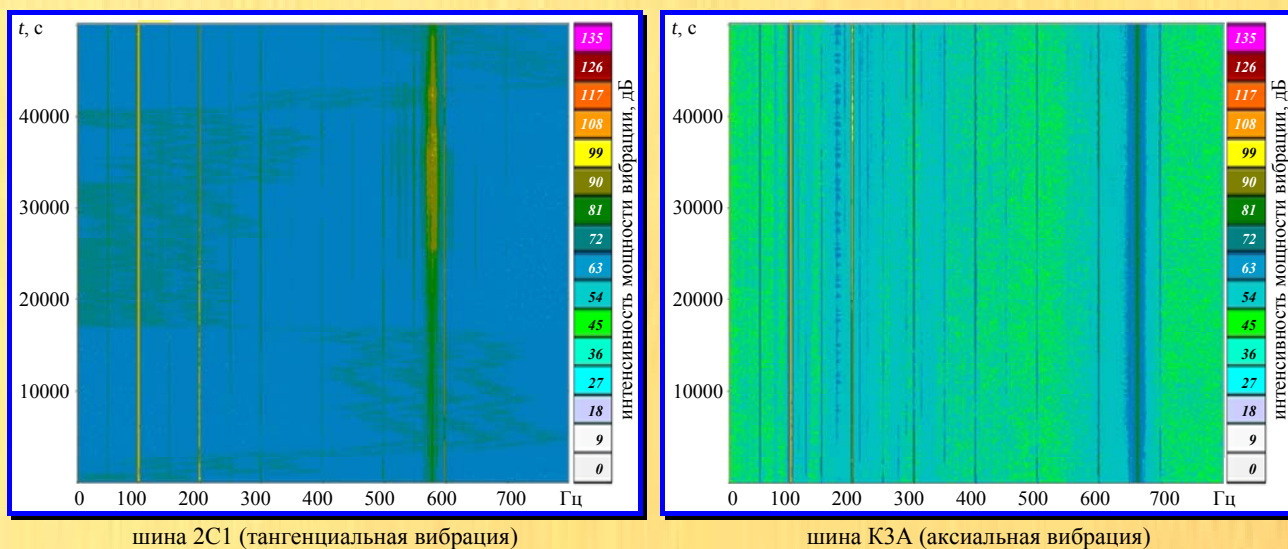


Рис. 4. Вибрации и шумы при нагружении ТГ от 0 до 750 МВт

ИЗМЕНЕНИЕ СПЕКТРОВ ШИН В ЗАВИСИМОСТИ ОТ НАБОРА МОЩНОСТИ ТУРБОГЕНЕРАТОРА

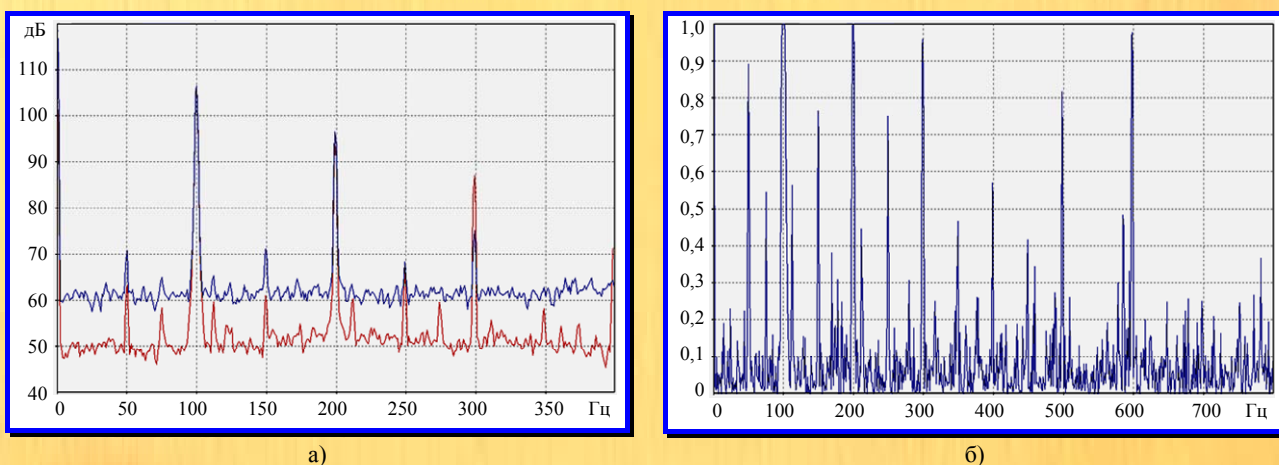


Рис. 5. Время съёма информации – 16-я секунда набора мощности: а – спектры более и менее виброактивных шин (более виброактивная шина – 2С1, тангенциальная вибрация, здесь и далее спектр показан синей линией, менее виброактивная шина – КЗА, аксиальная вибрация, здесь и далее спектр показан красной линией); б – функция когерентности

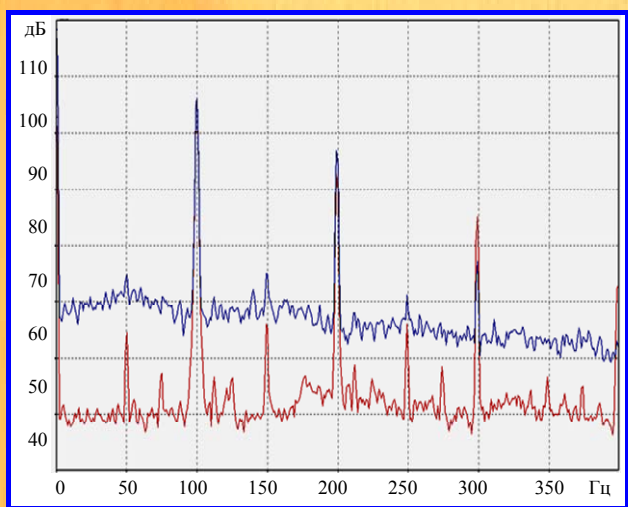


Рис. 6. Время съёма информации – 240-я секунда набора мощности: шум до 300 Гц

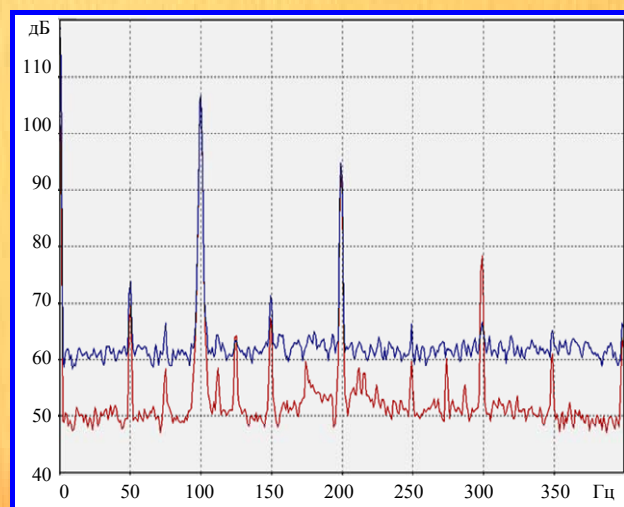


Рис. 7. Время съёма информации – через 80 мин. с начала набора мощности: отсутствие высокочастотной составляющей

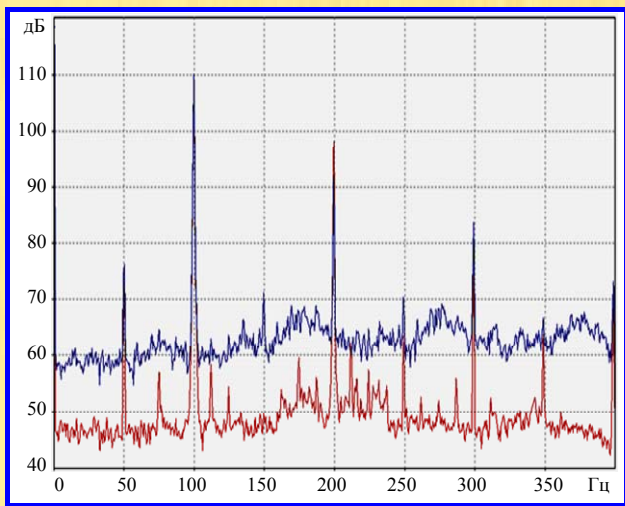


Рис. 8. Время съёма информации – 4 час. 48 мин. с момента начала набора мощности: большой неравномерный шум до 350 Гц в шине 2С1; нестабильный шум от 150 до 250 Гц в шине КЗА

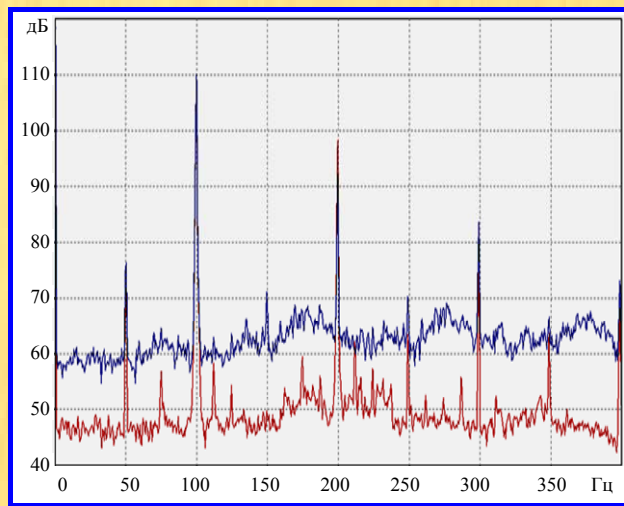


Рис. 9. Время съёма информации – 10 час. 30 мин. с момента начала набора мощности: шум, в основном, в области 50 – 400 Гц

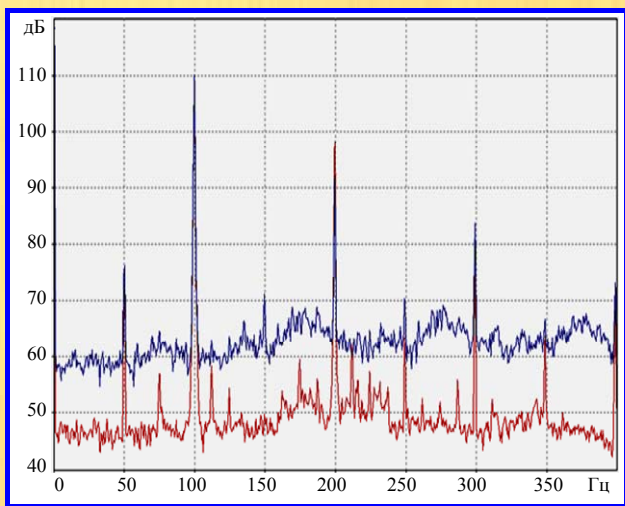


Рис. 10. Время съёма информации – 10 час. 50 мин. с момента начала набора мощности: шум в широкой полосе частот; аномальный подъём вокруг 175 Гц

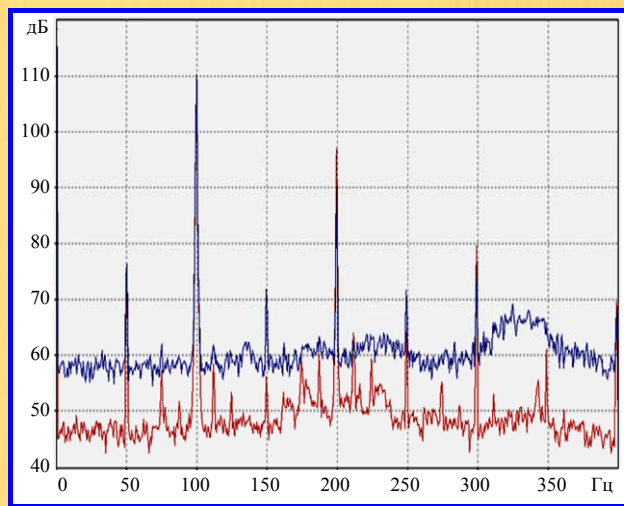


Рис. 11. Время съёма информации – 11-й час. 20 мин. с момента начала набора мощности: высокочастотный шум (300 – 350 Гц)

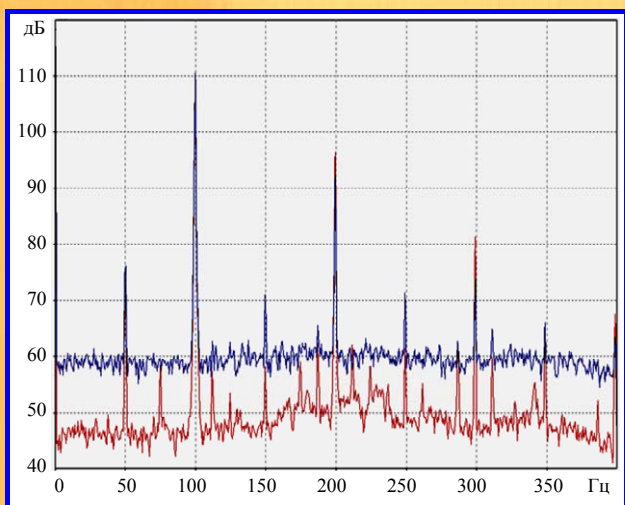


Рис. 12. Время съёма информации – 12 час. 48 мин.. с момента начала набора мощности: рост шума на шинах 2С1 и КЗА

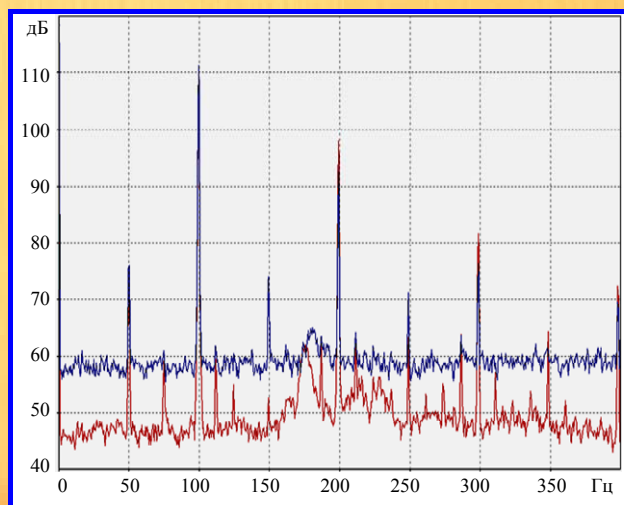


Рис. 13. Время съёма информации – 13 час. с момента начала набора мощности: низкий уровень шума (возможно, идёт приработка)

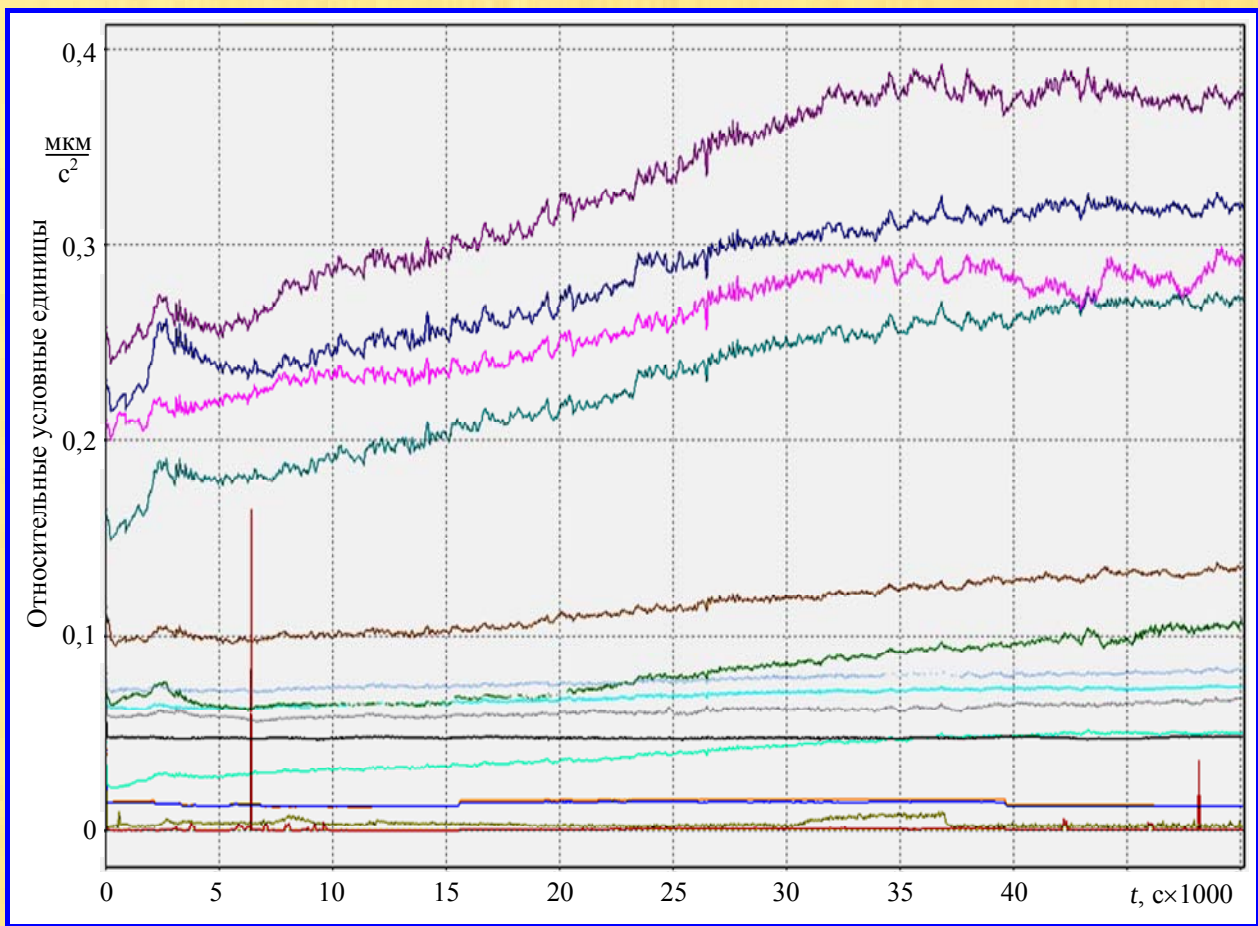


Рис. 14. Среднеквадратичные значения виброускорений всех 16 датчиков, установленных на шинах. Пять из 16 датчиков неисправны, так как при наборе мощности ТГ не реагируют на усиление вибрации шин, на которых они установлены (сглаживание – 32 с)

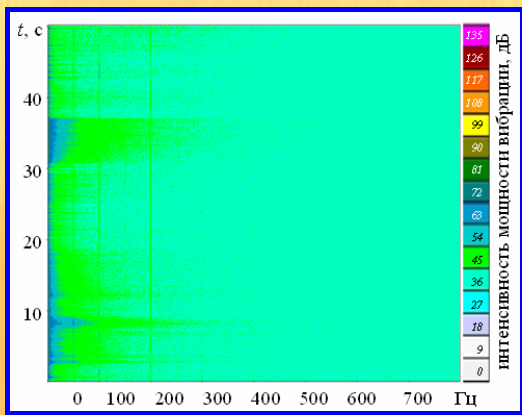


Рис.15. Сонограмма неисправного датчика К2Р (пример)

Рис.16. Схема установки виброакселерометров ФОА-100 и датчиков 1ПА-9.
Условные обозначения:
+ + – соединители шин;
■ – датчики.
Буквенные обозначения:
С – секция шины;
Н – начало шины;
К – конец шины;
А – датчик

