

УДК 621.311

## АНАЛИЗ ВИБРАЦИОННЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ТУРБОАГРЕГАТА ПРИ ПУСКЕ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ АНАЛИТИЧЕСКОГО ТРЕНАЖЕРА

Станевич А.Т.

Научные руководители – старший преподаватель Буров А.Л., ассистент Павловская А.А.

Когда говорят о вибрации турбогенератора (ТГ), то обычно имеют в виду колебания системы, состоящей из собственно ТГ и его фундамента. Непосредственным источником колебаний является валопровод ТГ, который, вращаясь на масляной пленке подшипников, передает через нее усилия на вкладыши подшипников и их корпуса.

Повышенная вибрация ТГ может явиться источником всевозможных аварийных ситуаций и даже крупных аварий. Вредные последствия даже умеренной вибрации могут проявиться в самой различной форме. Это и появление усталостных трещин в роторе турбины и расстройство взаимного крепления частей, нарушение жесткой связи статоров и подшипников с фундаментными плитами, увеличение расцентровки валов.

Вибрация турбоагрегата может происходить во всех трех направлениях. Поэтому ее измеряют на всех подшипниковых опорах в трех взаимно перпендикулярных направлениях: вертикальном, горизонтально-поперечном и горизонтально-осевом по отношению к оси вала турбоагрегата.

Горизонтально-осевую и горизонтально-поперечную вибрацию измеряют на уровне оси вала турбоагрегата против середины длины опорного вкладыша с левой стороны, если смотреть со стороны переднего подшипника. Вертикальную вибрацию измеряют на верхней части крышки подшипника над серединой длины его вкладыша.

Мерой уровня вибрации является виброскорость, определяемая как скорость перемещения элемента в момент прохождения им нейтрального положения. Измеряется в мм/сек (мкм-амплитуда колебания).

При выполнении эксперимента было использовано специальное программное обеспечения – учебная лаборатория «Турбинное отделение АЭС с ВВЭР-1000» на базе программной платформы ЭНИКАД, которая представляет собой интегрированный программно-технический и учебно-методический комплекс.

Объектом моделирования является турбоустановка К-1000-60/3000. Модель турбины позволяет воспроизводить широкий спектр нормальных режимов (пуск, останов, работа на мощности, переходы по оборудованию) и аварийных ситуаций, связанных с отказами контрольно-измерительных приборов и органов управления. Кроме того, воспроизводится ряд ситуаций, возникающих вследствие функциональных отказов отдельных технологических элементов, таких, например, как течь трубной системы в сеператорах-пароперегревателях турбины.

Модель турбины построена на основе уравнений баланса масс и энергии для наиболее инерциальных паровых объемов тракта турбины, в которых детально учтены различные режимы теплообмена рабочего тела с металлоконструкциями турбины как при наличии пленок конденсата на них, так и при их отсутствии.

Для моделирования систем трубопроводов используется программа расчетов гидравлических сетей с двухфазным теплоносителем без проскальзывания фаз, позволяющая детально учитывать геометрию трубопроводов и теплообмен с металлом труб.

Для получения вибрационных характеристик осуществлялось моделирование пуска и нагружения турбины из горячего состояния.

В начальный момент времени турбина вращается с помощью валоповоротного устройства (ВПУ) с частотой 1 об/мин. Тепловая мощность ядерного реактора составляет 90 МВт.

Перед разворотом турбины необходимо провести следующие операции:

- 1) увеличить тепловую мощность ядерного реактора до 750 МВт;
- 2) воздействием на МУТ увеличить давление в маслосистеме до 3 атм;

- 3) открыть главные паровые задвижки;
- 4) воздействием на МУТ увеличить давление в маслосистеме до 10 атм. После этого откроются регулирующие клапана.

Затем воздействием на МУТ начинаем разгон турбины со скоростью 4–5 об/(мин·с), регистрируя значения виброскорости в подшипниках турбины и генератора с занесением результатов в таблицу и обращая особое внимание на частоты при которых происходит рост вибрации в каком-либо подшипнике.

После доведения частоты вращения до 3000 об/мин проводится синхронизация и включение турбогенератора в сеть. Затем с помощью МУТ необходимо увеличить нагрузку ТГ до 40-50 МВт и открыть задвижки греющего пара СПП, ПНД и ПВД.

После этого включается медленный контур управления, затем необходимо поочередно закрыть клапана БРУ-К и перевести их в режим «Р1».

После закрытия всех клапанов БРУ-К увеличиваем тепловую мощность реакторной установки при помощи панели АРМ до 3000 МВт.

По полученным результатам строим графики зависимости виброскорости подшипников от частоты вращения турбоагрегата (рисунки 1, 2).

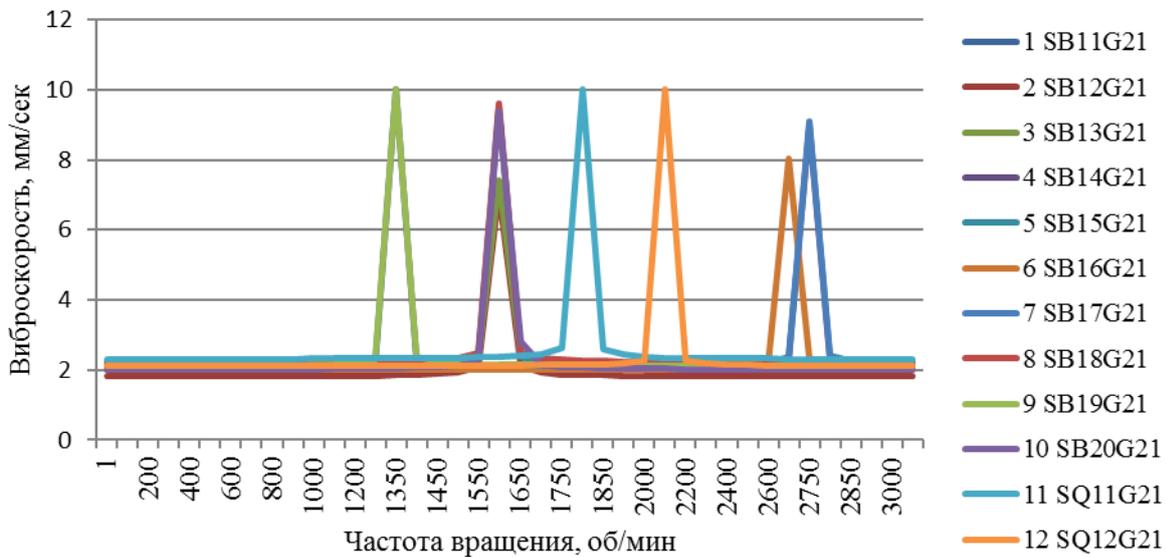


Рисунок 1 – Графики зависимости поперечной виброскорости от частоты вращения турбоагрегата



Рисунок 2 – Графики зависимости продольной виброскорости от частоты вращения турбоагрегата

Как видно из графиков все подшипники имеют критические частоты, при которых наблюдается рост продольной и поперечной вибрации. Исключением является один из подшипников ЦНД-4. Для этого подшипника критическая частота продольной вибрации не выявлена.

Критические частоты для продольной и поперечной вибрации одного и того же подшипника могут иметь разные значения.

В основном критические частоты подшипников сконцентрированы в промежутке 1600–1800 об/мин. При развороте и доведении частоты вращения турбоагрегата до номинальной данный участок необходимо проходить максимально быстро.

#### Литература

1. Зезюлинский Г.С. Основы эксплуатации турбинных установок атомных электростанций. Кн. 1, 2. – Севастополь: СКУЯЭиП, 2009.
2. Учебная лаборатория «Турбинное отделение с ВВЭР-1000». Инструкция по эксплуатации. Т.4. – М.: МАГАТЭ – НИЯУ МИФИ, 2015. – 71 с.