

**ДИАГНОСТИКИ РОТОРНОГО ЭНЕРГЕТИЧЕСКОГО
ОБОРУДОВАНИЯ НА ОСНОВАНИИ
СИГНАЛА ВИБРАЦИИ**

Хвостиков А.С., Близнецов К.В.

*Комсомольский-на-Амуре ГТУ,
Комсомольск-на-Амуре, Россия*

Перед энергетикой по-прежнему стоят вопросы улучшения показателей надежности, экономичности, маневренности и ремонтпригодности роторного оборудования. В настоящее время требования к надежности возрастают в связи с отсутствием ввода новых мощностей и необходимостью поддержания в рабочем состоянии существующих.

Вибрационное состояние оборудования является важнейшей эксплуатационной характеристикой. Низкие и стабильные уровни вибрации опор и валопровода во всем диапазоне режимов гарантируют долговечность агрегата, возможность своевременной диагностики и устранения возникающих дефектов.

Источниками вибрации в насосах и вентиляторах являются вынуждающие силы электромагнитного, механического и гидродинамического (аэродинамического) происхождения. Основными источниками вибрации механического происхождения являются роторы электродвигателя и насоса (вентилятора), подшипники качения и подшипники скольжения. Источники электромагнитной вибрации - это обмотки и активное железо статора и ротора электродвигателя. Источниками вибрации, переданной через поток жидкости (газа) на корпус и опоры - лопастной аппарат - рабочие колеса и направляющий аппарат (при наличии последнего в конструкции агрегата).

Зарождающиеся дефекты в подшипниках качения наиболее сильно изменяют свойства сил трения и приводят к появлению микроударов между поверхностями качения при разрывах масляной пленки. Результатом является изменение свойств (модуляция мощности) ВЧ- и ультразвуковой вибрации неподвижной части подшипника, на которой и должно производиться измерение ВЧ-вибрации. Очевидно, что обнаружить зарождающиеся дефекты можно лишь в подшипниках качения с неподвижной частью, доступной для установки датчика вибрации. Средние дефекты в подшипниках качения наиболее сильно изменяют СЧ-вибрацию ударного действия в подшипниковых узлах, т.е. вибрацию этих узлов на высших гармониках (с кратностью более 7-10) подшипниковых частот, которая, как и ВЧ-вибрация, имеет локальный характер, т.е. слабо влияет на вибрацию других узлов насоса.

Сильные дефекты в подшипниках качения в наибольшей степени изменяют вибрацию диагностируемого узла и машины в целом на низких частотах. К НЧ-вибрации следует отнести первые 2-3 гармоники вибрации подшипников. Рост более высоких гармоник вибрации подшипников без роста первых трех гармоник скорее указывает на появление средних дефектов, постепенно переходящих в сильные.

Диагностирование насосных агрегатов по сигналу вибрации может производиться либо по данным вибрационного мониторинга, проводимого в стандартизированных точках контроля, либо по измерениям вибрации в оптимальных для глубокой диагностики точках контроля вибрации на каждом из диагностируемых узлов.

В работе на основании проведенных исследований были разработаны диагностические правила, разработано программное обеспечение, позволяющее проводить диагностику в режиме реального времени, внедрена и апробирована диагностическая система

**РЕШЕНИЕ ЗАДАЧ ДИНАМИКИ РОТОРНЫХ
СИСТЕМ НА БЕСКОНТАКТНЫХ ОПОРАХ С
ПОМОЩЬЮ НЕЙРОСЕТЕВОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ**

Хвостиков А.С., Биленко Н.И.

*Комсомольский-на-Амуре ГТУ,
Комсомольск-на-Амуре, Россия*

При решении задач динамики роторных систем необходимо совместное решение нестационарного течения газа и движения ротора. При этом принимается ряд допущений. Изучение работы роторных систем с динамическими режимами работы подшипников связано с большими трудностями, так, как уравнения давления нелинейно, и не представляется возможным разделить отдельные эффекты, как в случае смазки жидкостями.

При динамическом режиме работы подшипника появляются скорости, направленные перпендикулярно смазываемым поверхностям и приводящие к сближению или удалению последних. Это движение обуславливает появление давлений, влияние которых необходимо оценить.

Наиболее адекватные данные могут быть получены на основе экспериментальных исследований. Процесс моделирования динамики роторных систем состоит из трех классических этапов: сбор и предварительная обработка эмпирических данных; структурный, параметрический синтез модели; оценка адекватности исследование устойчивости, чувствительности. Попыткой значительно сократить количество экспериментов для составления адекватной модели является нейросетевое моделирование.

Модель системы строится в терминах соотношения между состояниями входов и выходов (входы соответствуют внешним воздействиям на изучаемую систему, выходы её реакциям на них). Динамика ротора отражает реакцию ротора в виде его перемещений вызванное силовым воздействием на систему.

Стенд, на котором производят экспериментальные исследования, представляет собой модель ротора, установленного на бесконтактные опоры с нагружающим устройством. В момент стабилизации работы ротора на определенное место производится импульсное воздействие, силу которого регистрируют с помощью ударного молотка со встроенным датчиком силы. При этом определяют перемещение ротора, обусловленное этим импульсным воздействием.

Аппарат ИНС – универсальный инструмент анализа данных, результаты его работы не привязаны к конкретным единицам измерения, нейронная сеть оперирует с числовыми данными, представленными. Поэтому следующим шагом подготовки данных является подготовка данных к представлению для нейросети. В качестве выходных характеристик шпиндельных узлов металлорежущих станков целесообразно выбирать характеристики точности траекторий движения его фиксированных (опорных) точек, определяющих положение приспособления с заготовкой или инструмента.

Динамическая устойчивость или траектория движения опорных точек зависит от множества режимных, конструктивных характеристик и вида воздействия. Строя модель системы, из всего множества связей отбирают конечно их число и включают их в список входов и выходов. Сложность в том, что в действительности заранее не известно, какие входные параметры оказывают существенное влияние на выходные целевые параметры, а какие нет. В целях сокращения этих параметров предлагается использовать: коэффициент удлинения передней опоры, средний радиальный зазор, относительный горизонт

тальный и вертикальный эксцентриситет, конструктивный параметр K_c , число сжимаемости, диаметр и количество отверстий надува, расстояние от опоры до прикладываемой нагрузки, угол приложения нагрузки и частота вращения.

ВЫЧИСЛИТЕЛЬНЫЙ ЭКСПЕРИМЕНТ ПО ОПРЕДЕЛЕНИЮ ОПТИМАЛЬНОЙ ТЕМПЕРАТУРЫ ПИТАТЕЛЬНОЙ ВОДЫ ТУРБОУСТАНОВКИ Т-180/210-130

Шидловская Д.К., Седельников Г.Д.

Комсомольский-на-Амуре государственный технический университет, Комсомольск-на-Амуре, Россия

Известно, что КПД турбоустановки с регенерацией имеет максимальное значение при некоторых промежуточных значениях температуры питательной воды, т.е. между температурами конденсата на выходе из конденсатора и насыщения в котле [1]. Кривая зависимости близка к параболе и расположение максимума определяется при прочих равных условиях количеством регенеративных подогревателей. В частности, при одном подогревателе максимум расположен на 1/2 диапазона температур конденсата и насыщения. По мере увеличения количества подогревателей максимум смещается в сторону более высоких температур, а именно, при двух подогревателях максимум находится на 2/3 диапазона, при трёх – на 3/4 диапазона [1].

Представляет интерес нахождение такого максимума для конкретной турбоустановки. Такая задача была решена для турбоустановки Т-180/210-130 энергоблока № 1 Комсомольской ТЭЦ-3.

Первоначально был проведен компьютерный расчёт тепловой схемы Т-180/210-130 при номинальных начальных и конечных параметрах и номинальных

параметрах системы регенерации питательной воды при работе в конденсационном режиме. Электрическая мощность энергоблока - 180 МВт, параметры острого пара 12,8 МПа и 540 0С, давление в конденсаторе 4 кПа. Система регенеративного подогрева состоит из четырех подогревателей низкого давления, деаэрата и трех подогревателей высокого давления.

Далее общий диапазон изменения температуры от температуры конденсата до температуры насыщения, т.е. от 27 до 311 0С был разделен равномерно на дискретные области с шагом изменения температуры около 47 0С. Для всех полученных значений температуры на границах дискретных зон были выполнены расчеты тепловой схемы и получено распределение теплоты по подогревателям. Например, для второго подогревателя низкого давления прирост энтальпии конденсата составил: при 74 0С - 33,8 кДж/кг; при 121 0С - 70,6; при 168 0С - 97,5; при 215 0С - 133,1; при 262 0С - 172,3; при 311 0С - 208,0 кДж/кг.

По результатам вычислительных экспериментов было установлено, что КПД по производству электроэнергии весьма зависит от температуры питательной воды и имеет явно выраженный оптимум для данного количества подогревателей. Для турбоустановки Т-180/210-130 при штатном составе системы регенерации оптимальная температура питательной воды составила около 248 0С, что близко к паспортному значению. При этом были получены следующие технико-экономические показатели: удельный расход условного топлива на производство электроэнергии 297 г/кВтч, электрический КПД турбоустановки 45,8 %, КПД станции по производству электроэнергии 41,3 %.

Для данной температуры было получено распределение величины подогрева питательной воды (в кДж/кг) по регенеративным подогревателям (рис.)

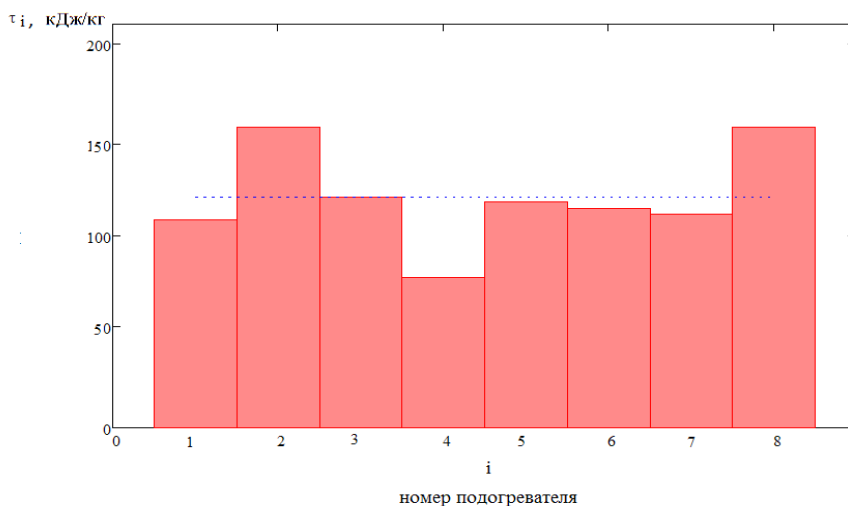


Рис. Распределение величины подогрева питательной воды по регенеративным подогревателям

Следует также отметить, что полученный характер распределения регенеративного подогрева сохраняется независимо от температуры питательной воды, а абсолютные значения подогрева значительно разнятся.

Список литературы

1. Рыжкин, В.Я. Тепловые электрические станции/В.Я. Рыжкин. - М.: Энергия, 1987. - 442 с.

НАВИГАЦИОННЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ МОРСКИХ ЛЬДОВ

Ярополов В.А., Барченко С.Г.

Комсомольский-на-Амуре Государственный Технический Университет, Комсомольск-на-Амуре, Россия

Особенности судовождения в ледовых условиях зависят от района плавания и присущего ему ледового режима, который в свою очередь зависит от многих факторов: географического положения района, характера течений, солёности и температуры воды, ветров,