



## ОПЫТ ЭКСПЛУАТАЦИИ

### ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ДАТЧИКОВ ВАЛА ДЛЯ ДИАГНОСТИКИ, НАЛАДКИ И КОРРЕКТИРОВКИ РАСЦЕНТРОВОК РОТОРОВ ПО ПОЛУМУФТАМ НА ТУРБОАГРЕГАТАХ РЕФТИНСКОЙ ГРЭС

Д.т.н. Куменко А.И.<sup>1</sup>, Злобин О.А.<sup>1</sup>, Тимин А.В.<sup>1</sup>, Бебенин П.А.<sup>2</sup>, Кузнецов П.В.<sup>2</sup>, Кузнецов В.П.<sup>3</sup> (ОАО «ВТИ» – ОАО «Энел ОГК-5» – ООО «Инкотэм-Урал»)

*АННОТАЦИЯ. Выполнен анализ применения датчиков вала для диагностики и наладки мощных турбоагрегатов ТЭС. Приведены принципы их применения и преимущества использования. Приведены орбиты движения вала, измеренные с одной стороны цапфы. Рассмотрены вопросы использования измерений перемещений вала для прогнозирования напряжений в роторах; приведены примеры моделирования динамических смещений и напряжений на отдельном роторе; предложены рекомендации по расширению числа датчиков вала, предназначенных для высокоточной диагностики дефектов сборки роторов турбоагрегатов.*

*КЛЮЧЕВЫЕ СЛОВА: датчики вала, диагностика и наладка турбоагрегатов, орбиты движения вала, прогнозирование напряжений в роторах, моделирование динамических смещений и напряжений, высокоточная диагностика дефектов сборки роторов турбоагрегатов.*

#### 1. Использование существующих автоматизированных систем виброконтроля, вибромониторинга и диагностики (АСВКМД) для анализа технического состояния турбоагрегатов.

С внедрением современных АСВКМД [1, 2] и установкой датчиков вала на систему «Вибробит-300» на турбоагрегатах энергоблоков мощностью 500 МВт с турбинами типа К-500-23,5 (ПО АТ «Харьковский турбинный завод» – ХТЗ) (ст. №№ 8 – 10) филиала «Рефтинская ГРЭС» ОАО «Enel ОГК-5» (далее Рефтинская ГРЭС) появились новые возможности для выявления дефектов и устранения проблем повышенной вибрации валапровода. АСВКМД «Вибробит-300», включающая систему датчиков вала, позволяет дать оценку вибрации вала, осуществить фактический мониторинг всплытия цапф роторов и выявить ряд дефектов.

В последние годы на указанных турбоагрегатах имели место проблемы, возникающие при их выходе из капитальных и текущих ремонтов. Появились дефекты, следствием которых явились, в том числе, склонность к возникновению низкочастотной вибрации (НЧВ), повышенная чувствительность к дисбалансу и высокий уровень оборотной вибрации, резкие изменения (почти скачки) вибрации, вибрации с частотой 100 Гц и др. Для снижения интенсивности НЧВ постоянно вводились в работу насосы гидроподъема (не выключались после пуска турбоагрегата). Особенность турбоагрегатов мощностью 500 МВт ХТЗ заключается в том, что на турбоагрегатах ст. №№ 7, 8 первые три под-

шипника турбины сегментные четырехколодочные, обладающие низкими запасами устойчивости к НЧВ в случае расцентровок [3, 4]. Остальные подшипники – с эллиптической расточкой и выборкой в верхнем вкладыше, что также определяет склонность турбоагрегата к возникновению НЧВ. На турбоагрегатах ст. №№ 9, 10 все 8 подшипников турбины сегментные и также четырёхколодочные. Подшипники ротора турбогенератора эллиптические с выборкой в верхнем вкладыше. Боковые зазоры в эллиптических подшипниках ХТЗ традиционно выполняет величиной, равной, примерно 0,001 диаметра, а в сегментных – примерно в два раза меньше. Индивидуальный подвод смазки к качающимся колодкам сегментных подшипников позволил значительно снизить потери на трение и расход смазки. Однако, как выяснилось, благодаря установке датчиков вала, измеряющих изменение относительного статического и динамического положений вала в расточке подшипника (траекторию всплытия и орбиту) зазоры в уплотнениях, указанные в формулярах, не соответствуют фактическим перемещениям вала в расточках. При анализе фактического изменения положения цапф от холостого хода до взятия максимальной нагрузки выяснилось, что минимальные зазоры в уплотнениях турбины и турбогенератора, назначенные заводами-изготовителями, недостаточны. Они были назначены с учетом лишь вертикального всплытия цапф (по теоретической характеристике для сегментных подшипников).

Было установлено, что формуляры зазоров концевых уплотнений роторов турбин и турбогенераторов не учитывают в полной мере горизонтальное перемещение роторов на масляной пленке подшипников, так как исходный проект турбоагрегата планировался для работы на сегментных подшип-

<sup>1</sup> 115280, г. Москва, ул. Автозаводская 14, тел. 495-675-71-14

<sup>2</sup> 624065, Свердловская обл. пос. Рефтинский, Рефтинская ГРЭС, т. 8-343-653-3351

<sup>3</sup> 624065, Свердловская обл. пос. Рефтинский, Рефтинская ГРЭС, т. 8-343-653-3084

никах, для которых всплытие роторов теоретически вертикально.

Систематические измерения всплытий цапф роторов на турбинах К-500-23,5 ХТЗ, проведенные при пусках-остановах и в эксплуатационном режиме показывают, что цапфы во **втулочных** (с эллиптической расточкой) подшипниках роторов турбин и турбогенераторов перемещаются, как правило, влево, примерно на величину половины бокового зазора в подшипнике и вверх на величину вертикального зазора (половина двойного вертикального зазора). Например, при величине бокового зазора в 0,850 мм и степени эллиптичности 0,382 вертикальный зазор составляет 0,525 мм и всплытие составит влево ~ 0,300 мм и вверх около 0,380 мм. При величине бокового зазора 0,850 мм и степени эллиптичности 0,288 перемещения составили 0,350 мм и 0,440 мм соответственно. Радиус-вектор такого смещения вверх и влево составит 0,56 мм. Кроме статического смещения, вал, даже при нормальной вибрации опор, а тем более при прохождении критических частот, может иметь размах колебаний до 200 – 300 мкм, то есть к полученным величинам следует прибавить около 0,100 – 0,150 мм, а также надо обеспечить технологический запас порядка 0,200 мм в силу разброса и отклонений величин зазоров, центровок, расцентровок и пр. Таким образом, для ближайших к подшипнику концевых уплотнений для исключения задеваний после сборки следует сделать зазоры слева не менее 0,650 – 0,700 мм и вверх не менее 0,750 – 0,800 мм. Это подтверждает повышенный износ масляных уплотнений до ремонта вверх и влево – вместо 0,250 – 0,300 имеем 0,600 – 0,700 и более. По чертежам

зазоры в масляных уплотнениях составляют в горизонтальном направлении равномерно лево-правовверх-вниз 0,250 – 0,340 мм и 0,150 – 0,260 мм, т. е. зазоры более чем в два раза меньше, чем требуется по условиям перемещения ротора.

**Как правило, типовые уплотнения быстро разбиваются, утечки пара существенно увеличиваются и такие уплотнения следует заменять на многоребешковые с той же расходной характеристикой.**

Для **сегментных подшипников** чаще всего цапфа из-за разности давлений от несимметричных каналов гидроподъема уходит вправо на 0,18 – 0,2 мм, а с учетом других воздействий может уходить и влево до 0,100 – 0,150 мм.

Комплексный анализ всплытия цапф дал возможность выполнить коррекцию центровок роторов по полумуфтам на турбоагрегате Рефтинской ГРЭС ст. №8. Используя кривые всплытия на масляной пленке (рис. 1), даже без учета поправок на боковые нагрузки и перекося цапф, можно получить поправки в положении опор для предотвращения условий возникновения НЧВ. В период ремонта была выполнена нормализация реакций опор подшипников №№ 1, 2, 3, 4: поднят подшипник №2 на 0,150 мм и опущен подшипник №3 на 0,150 мм. На рис. 2 хорошо видно, что цапфы 2, 3 стали всплывать более равномерно. После этого практически исчезла НЧВ и необходимость постоянной работы насосов гидроподъема. Данное мероприятие было распространено на другой аналогичный турбоагрегат ГРЭС – ст. № 9. В обоих случаях наряду с НЧВ на цапфах РВД-РСД существенно (до 3 раз) снизилась оборотная вибрация. Таким образом,

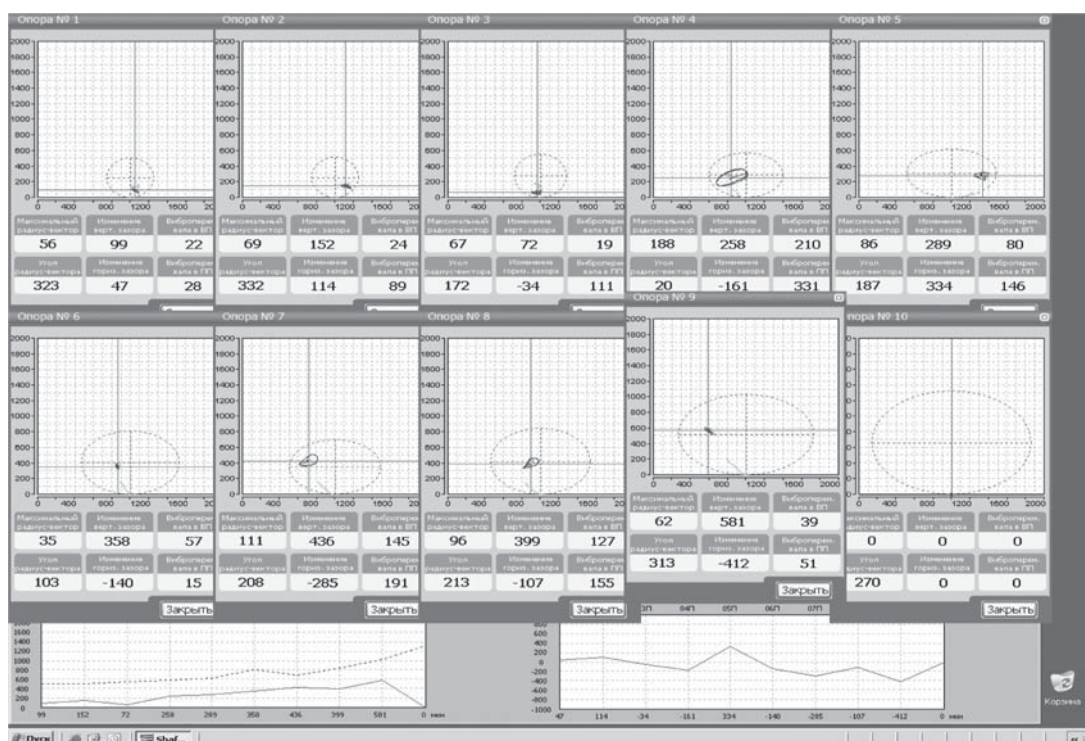


Рис. 1. Всплытие и траектории движения роторов до переналадки опор.

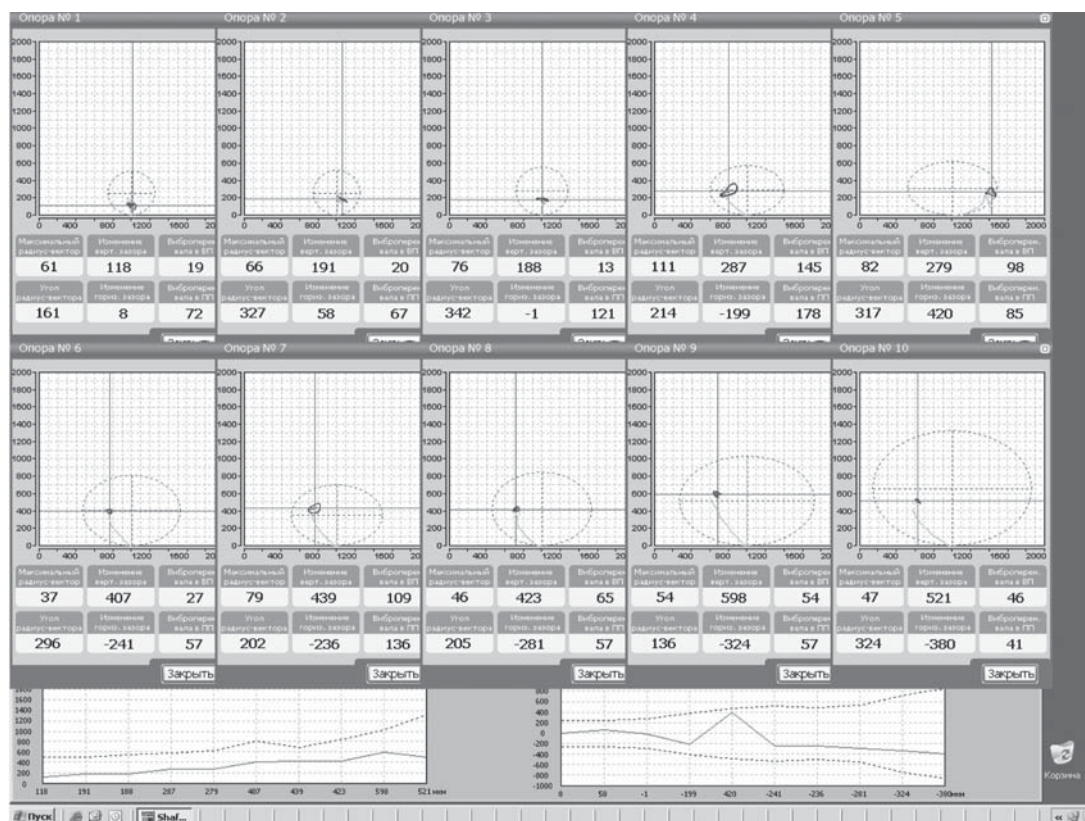


Рис. 2. Всплытие и траектории движения роторов после перецентровки опор.

при попадании центровок в оптимальную зону вибрации от всех видов воздействий существенно снижаются.

Существующая методика корректировки центровок роторов по полумуфтам с использованием показаний датчиков вала, которые показывают всплытие вала на масляной пленке, предполагает выравнивание всплытия валов (центров подвижного равновесия) в расточках подшипников (рис. 1, 2) до их номинальных значений. Такое положение возникает при доведении статических реакций до номинальных значений статических реакций. Однако, как уже упомянуто выше, эти показания регистрируются только с одной стороны цапфы, в то время как при некоторых условиях с другой стороны аналогичные показания могут существенно отличаться.

Отметим еще одно важное обстоятельство, которое надо иметь в виду при анализе кривых всплытия. Мы не знаем, как правило, статических и динамических перекосов в подшипнике, так как традиционно датчики стоят лишь с одной стороны цапфы (по ГОСТ 27165-98 с внутренней стороны цилиндра). И при наличии перекосов цапф и недостаточности достоверной информации о взаимном положении цапф во вкладышах можно и не попасть в эту оптимальную зону. Поэтому, строго говоря, для коррекции центровки надо иметь также измерения с другой стороны цапфы.

Данная методика была успешно применена на турбоагрегатах ст. №№ 8 и 9 Рефтинской ГРЭС, но на турбоагрегате ст. №10 из-за перекосов подшип-

ников и коробления цилиндров турбины работа по корректировке центровок не была завершена: информации по положению вала в расточке с одной стороны подшипника оказалось недостаточно.

Предварительный анализ кривых всплытия (рис. 3) показывал, что нагрузка опор №№ 5 и 6 недостаточная. Дважды был выполнен подъем опор №№5 и 6 на 0,200 мм, который практически не повлиял на величину всплытия, но при этом значительно выросла температура баббита. Вероятно, что при пуске турбоагрегата валопровод в части низкого давления висит на опорах №№ 4 и 7.

Без включенных насосов гидроподъема на первых трех опорах возникает НЧВ, среднеквадратичная виброскорость которой достигает 1,5 – 2,0 мм/с и более. Поэтому насосы гидроподъема для предотвращения НЧВ должны быть постоянно включены, хотя согласно техническим условиям на поставку оборудования насосы должны работать только при пуске турбоагрегата. При ошибках в формулярных зазорах НЧВ часто возникает и на опорах РНД. Так, например, при назначении штатных масляных боковых зазоров в подшипнике на уровне 0,45 – 0,5 на подшипниках РНД возникает интенсивная «масляная» НЧВ.

## 2. Моделирование линии вала для определения смещений и напряжений в пролете между опорами.

Рассмотрим методику определения абсолютных перемещений вала и напряжений в роторе

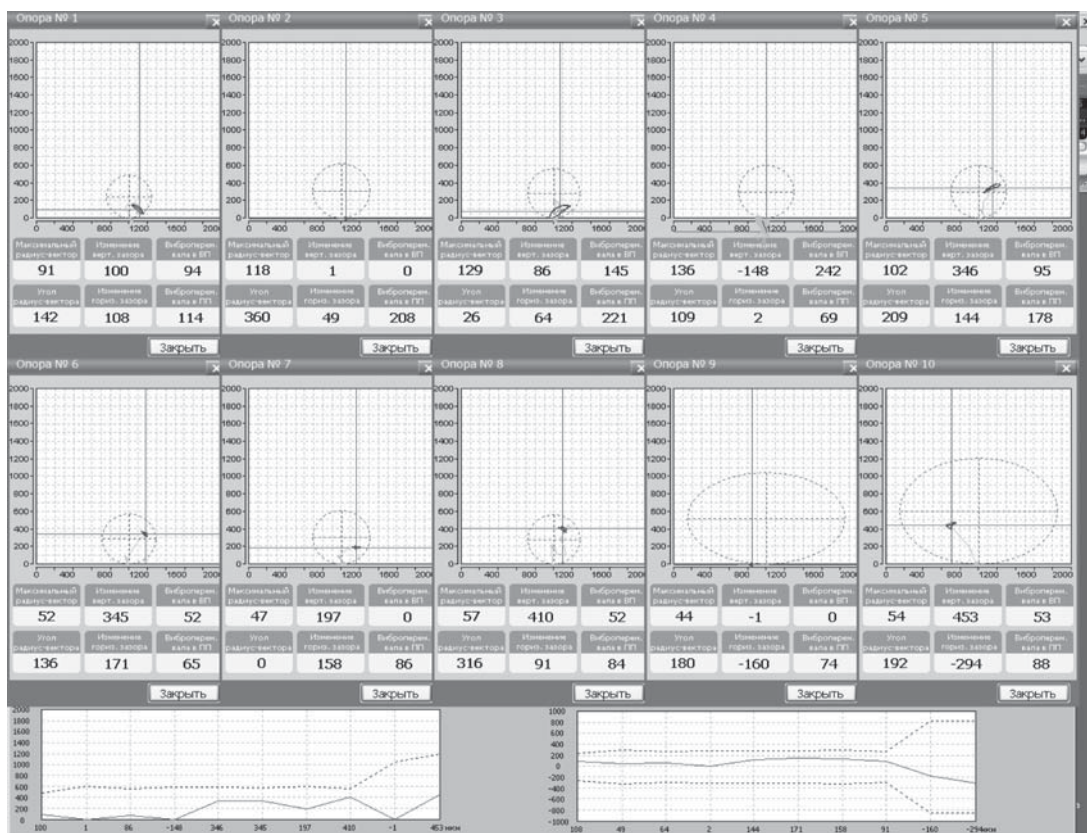


Рис. 3. Открыты все дроссели.

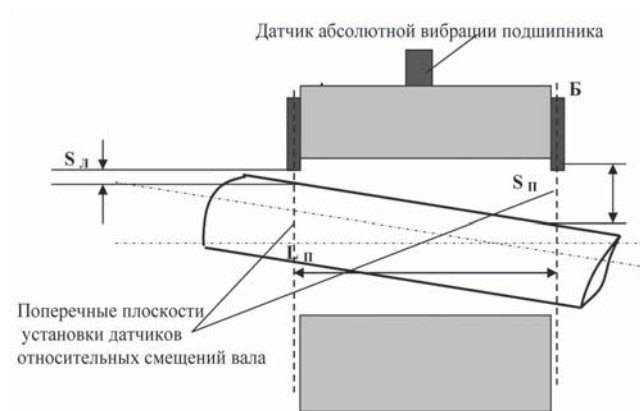


Рис. 4. К вопросу об установке датчиков перемещений вала.

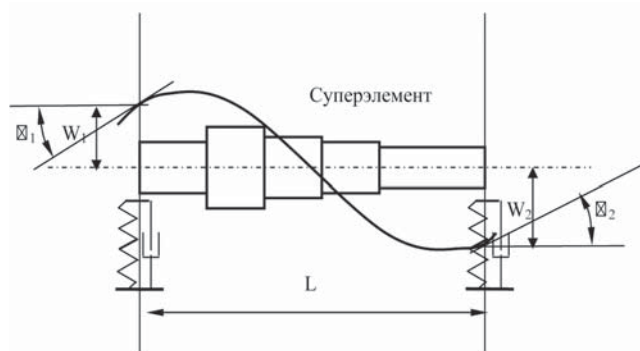


Рис. 5. К методике применения суперэлементов.

при известных параметрах мгновенных амплитудных значений вибрации на шейках валопровода.

Для упрощения рассмотрим колебания отдельно-го ротора в одной плоскости (рис. 5), по концам которого в произвольный момент времени известны смещения и углы поворота. Применим суперэлементный подход, предложенный в [5]. Представим пролет ротора между опорами для простоты в виде одного суперэлемента. Необходимо рассчитать динамическую линию валопровода в любой момент времени, а также динамические нагрузки в опорах и напряжения в произвольном сечении в произвольный момент времени. Методика учитывает, что роторы мощных турбин, как правило, в рабочем диапазоне до частоты, превышающей рабочую на 20%, изгибаются с небольшим числом узлов по первой, второй или третьей форме [3, 4]. Изредка встречаются роторы, которые изгибаются по четвертой форме. Это позволяет для аппроксимации мгновенной линии прогиба применить численные сплайны, получаемые, например, как статические характеристики суперэлемента, на краях которого заданы мгновенные смещения и углы поворота. Для дискретных значений времени  $t$  появляется возможность аппроксимировать линию вала и определить численно коэффициенты функций абсолютного прогиба вдоль ротора. Допущения, принятые на этом этапе, заключаются в предположении, что изменение взаимного углового смещения цапфы и вкладыша из-за неравномерности поперечной вибрации корпуса подшипника значительно меньше (на порядок или более), чем собственно угловое перемещение цапф при колебаниях роторов. Никаких сложностей для учё-

та этой неравномерности не возникнет при наличии дополнительной информации.

В соответствии с методом конечных суперэлементов [3, 5] запишем для  $i$ -го стержневого ступенчатого элемента перемещения в виде линейной комбинации специальных одномерных функций (сплайнов) (рис. 5):

$$u^i = a_1^i \varphi_1(x) + a_2^i \varphi_2(x) + a_3^i \varphi_3(x) + a_4^i \varphi_4(x), \quad (1)$$

где  $\varphi_1(x)$ ;  $\varphi_2(x)$ ;  $\varphi_3(x)$ ;  $\varphi_4(x)$  – численные сплайны, которые можно определить любыми методами, начиная от метода переходных матриц [3] и кончая МКЭ [5]. Для повышения точности при наличии участков малой длины лучше всего пользоваться простыми матрицами перехода и методом начальных параметров.

Через  $\varphi_k$  выражены уравнения упругих линий элемента при единичной деформации элемента в направлении  $k$ -й степени свободы и нулевых перемещениях в направлении остальных степеней свободы, следовательно,  $a_k^i$  представляют собой смещения и углы поворота в узлах элемента (на границах) в абсолютном движении.

На основе приведенных функций получим простое решение в случае известных динамических параметров по концам вала, если имеется полная система датчиков вала.

Можно показать, что в этом случае динамический прогиб  $i$ -го вала  $W(t, x)$  определяется из соотношения:

$$W(t, x) = W_1^i \varphi_1^i(x) + \vartheta_1^i \varphi_2^i(x) + W_2^i \varphi_3^i(x) + \vartheta_2^i \varphi_4^i(x) \quad (2)$$

Результаты вычисления динамического прогиба вместе с базой данных по ремонтным формулярам проточной части далее будут использованы для прогнозирования задеваний как в расточке подшипников по баббиту, так и в проточной части.

Для перехода к напряжениям соотношение (2) следует численно продифференцировать дважды по координате  $x$ . Вторая производная от  $W(t, x)$  в заданном сечении ротора умножается на изгибную жесткость вала и полученный результат делится на момент сопротивления сечения.

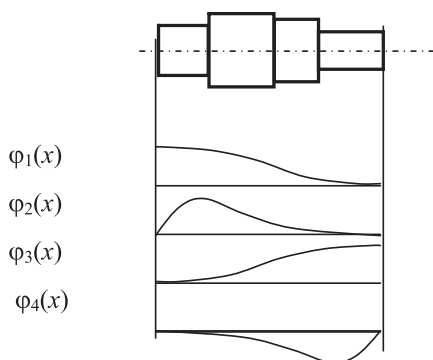


Рис. 6. Функции формы стержневого ступенчатого конечного элемента.

Таким образом, получим напряжения в любой точке ротора в любой момент времени, для которого зафиксированы граничные параметры.

Кроме напряжений в роторе можно вычислить и напряжения в болтах полумуфт [6]. При этом для получения напряжений используем схему, аналогичную вышеприведенной. Предварительно только **один раз** с использованием справочных данных или комплекса вида «АН-СИС» определим связь напряжений и моментов, приложенных к болтовому соединению. Соответствующая линейная связь в виде матрицы коэффициентов, связывающих моменты на границах суперэлемента и напряжения в соответствующих болтах, вводится далее предварительно в диагностическую программу. Пересчет показаний датчиков мгновенных перемещений на границах суперэлементов в линию вала и ее производные также производится по простым заранее определенным формулам, которые вполне могут быть выполнены в программе автоматической диагностики в режиме ONLINE. Это позволит наблюдать в режиме реального времени напряженное состояние элементов роторов, связанное с изгибом от вибраций и собственного веса вала.

## Выводы

1. В настоящее время система АСВКМД «Вибробит-300» и все аналогичные системы имеют недостаточное количество датчиков вала для правильного представления колебаний валопровода агрегата и перекосов цапф относительно вкладышей подшипников.

2. Необходимо увеличить число датчиков вала, установив на каждом подшипнике с разных сторон по оси две пары взаимно перпендикулярных датчика. Это позволит контролировать и отслеживать статические и динамические перекосы шеек вала в расточках подшипников и, соответственно, правильно корректировать центровки роторов по полумуфтам.

3. Кроме получения информации о загруженности и расцентровке опор, такая система даст с высокой степенью вероятности основную диагностическую информацию: практически 100% диагностирование задеваний по баббиту и концевым уплотнениям, позволит выявить скачки уклонов корпусов подшипников относительно цапф при пуске турбоагрегата и др.

4. Названный подход можно применить для расчета напряжений как в роторе, так и в болтах полумуфт, соединяющих два ротора, и в конечном итоге оценить ресурсные характеристики элементов ротора валопровода. Особенно важно сделать это для высокотемпературных роторов паровых турбин с целью учёта переменных напряжений при расчетной оценке исчерпания их ресурса.

5. Разработана методика мониторинга в режи-



ме реального времени напряженного состояния элементов роторов.

Работа выполняется при финансовой поддержке Минобрнауки России, государственный контракт № 16.516.11.6151 в рамках федеральной целевой программы «Исследования и разработки по приоритетным направлениям развития научно-технологического комплекса России на 2007 – 2013 годы».

## Литература

1. Неуймин В.М. Системы контроля вибрации, вибромониторинга и вибродиагностики турбоагрегатов ТЭС. Сопоставление и пути совершенствования. – Энергетик. 2012, № 10.
2. Куменко А.И. Концепция современной системы вибромониторинга и вибродиагностики мощного турбоагрегата. В сб. докладов «Проблемы вибрации, виброналадки, вибромониторинга и диагностики оборудования электрических станций» М. ВТИ. 2007 г. С. 4 – 16.
3. Куменко А.И. Совершенствование расчетно-экспериментальных методов исследования динамических характеристик турбоагрегатов и их элементов. М. МЭИ. 1999 г., 316 с.
4. Комплексная диагностика и наладка турбоагрегатов с использованием датчиков вала / А.И. Куменко, О.А. Злобин, П.В. Кузнецов и др. // Сб. докладов «Проблемы вибрации, виброналадки, вибромониторинга и диагностики оборудования электрических станций» М. ВТИ. 2009 г. С.66 – 71.
5. Куменко А.И. Применение метода конечных суперэлементов для исследования динамики роторов // Тезисы Республиканской научно-техн. конф. "Математическое моделирование и вычислительный эксперимент для совершенствования энергетических и транспортных турбоустановок", ч. II, г. Змиев, 18 – 20 сентября 1991 г., С. 53 – 54.
6. Куменко А.И., Попов А.Б. К расчету болтовых соединений роторов турбин. // Сб. докладов «Проблемы вибрации, виброналадки, вибромониторинга и диагностики оборудования электрических станций» М. ВТИ. 2011 г., С. 82 – 86.

