

Трение и износ

УДК 620.178.51:621.311.22
DOI: 10.12737/21997

А.И. Куменко, Н.Ю. Кузьминых

РАЗРАБОТКА КРИТЕРИЕВ НАДЕЖНОСТИ ДЛЯ ОЦЕНКИ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ РОТОРОВ В ОПОРАХ НА ПОДШИПНИКАХ СКОЛЬЖЕНИЯ В УСЛОВИЯХ ЭКСПЛУАТАЦИИ

Предложена концепция совершенствования систем мониторинга и автоматической диагностики для энергетических установок с применением датчиков вала. Впервые предложен системно комплекс задач, решаемых при диагностике технического состояния валопровода и опор, и комплекс критериев надежности для оценки технического состояния. Приведены примеры моделирования ряда дефектов при пуске и стационарной работе и дана оценка последствий их возникновения. Впер-

вые продемонстрирована итерационная технология вычисления корректирующих центровок роторов по полумуфтам с использованием матрицы жесткости валопровода.

Ключевые слова: системы мониторинга, автоматическая диагностика, датчики вала, турбоагрегат, валопровод, подшипники скольжения, дефекты, роторы, расцентровки по полумуфтам, корректирующие центровки.

A.I. Kumenko, N.Yu. Kuzminykh

DEVELOPMENT OF RELIABILITY CRITERIA FOR EVALUATION OF ROTOR TECHNICAL STATE ON SLIDER BEARINGS UNDER OPERATION CONDITIONS

The problems of methodical improvement in the application of shaft sensors for the systems of vibration control, monitoring and automatic diagnostics of a technical state of power plants are considered. The assessment of a current standard basis for vibratory control systems is given and its imperfection for the assessment of the technical state of rotors and turboset bearings is shown. The criteria for vibration reliability of rotors and bearings of turbosets with their rotors supported by slider bearings are offered.

The criteria for the evaluation of a technical state and vibration reliability of rotors under operation conditions take into account the application of a complete system of shaft sensors in accordance with RSS 55263-2012.

The criteria formulated are necessary for the assessment of a technical state in modern systems of automatic diagnostics. In addition to conventional vibra-

tion parameters (according to RSS 55263-2012 and RSS 55265.2-2012) there are offered in addition about two tens of parameters. Besides there are offered boundary values of these parameters exceeding ones reduces a vibration reliability and general reliability of shafting. The criteria are obtained on the basis of experimental and rated works by the authors for turbosets of 60-1200MWt TES and APP.

The concept for the improvement of the systems of monitoring and automatic diagnostics for electric power installations with the use of shaft sensors is offered. The examples of modeling a number of defects at starting and stationary work are shown.

Key words: monitoring systems, automated diagnostics, shaft sensors, turboset, shafting, slider bearings, defects, rotors, misalignment on half-couplings, correcting centering.

Ведение

Установленные во многих отраслях промышленности системы управления безопасной ресурсосберегающей эксплуатацией оборудования (АСУ БЭР - КОМПАКС®) [1,2] работают с разными типами датчиков, в том числе с датчиками перемещений вала. Перемещения вала, от которого идет все основное возмущение на опорную систему, чувствительны к множеству дефектов, таких как дефекты сборки роторов по полумуфтам, центровки роторов в проточной части, нарушения

опирания и т.д. На отечественных ТЭС, там, где на турбоагрегатах установлена в подшипниках хотя бы одна пара датчиков вала [3], специалисты по вибрации не представляют себе работы по наладке турбоагрегата без использования этой важнейшей первичной информации о движении роторов. Однако информация с этих датчиков существующими системами перерабатывается в минимальном объеме, лишь с целью решения задач виброконтроля. Эти задачи отражены в новом

ГОСТе [4], который пришел на замену старому ГОСТ 27165-1998. При этом главная информация, содержащаяся в измеряемых датчиками вала статических характеристиках (кривая всплытия, минимальные зазоры и т.п.) и в соответствующих им других характеристиках (потери мощности на трение, расцентровки, жесткость и демпфирование масляной пленки и др.), не используется и не анализируется. Новый ГОСТ [4] не подкреплен никакими методическими материалами для диагностики дефектов и использования характеристик, зависящих от конструкции и условий работы подшипника, важнейшими из которых являются параметры несущей способности и потерь на трение.

Ряд зарубежных фирм используют кривые всплытия для диагностики машин различного назначения, однако не идут дальше задач, сформулированных в ИСО

7917-2:2009. В соответствии с этим ИСО пара датчиков контроля перемещений вала устанавливается лишь с одной стороны или на поперечной оси подшипника. Однако из-за перекосов шеек роторов, возникающих от множества факторов, по одной паре датчиков невозможно корректно оценить техническое состояние опоры.

Поиск дефектов при имеющемся сегодня методическом и программном обеспечении, поставляемом десятком фирм, существенно затруднен и весьма трудоемок, поскольку не решена главная задача – автоматизация поиска остаточных дефектов и разработка критериев, по которым будет оцениваться их опасность или допустимость. В отличие от других систем КОМПАКС® выполняет диагностику и дает диагноз полностью в автоматическом режиме [1].

Основные задачи, решаемые для обеспечения мониторинга технического состояния валопровода и опор турбоагрегата

При разработке и адаптации системы мониторинга с использованием датчиков вала к энергетическим установкам возникают некоторые технологические трудности. Часть из них связана с необходимостью повышать точность измерений при фиксации цапфы в расточке подшипника, другая часть связана с необходимостью разработки новых и совершенствования ряда известных алгоритмов решения динамических задач по расчету характеристик масляной пленки подшипников и системы многоопорных валопроводов в целом.

Таким образом, необходимо решить следующие общие задачи: адаптация систем КОМПАКС® для энергетических установок с подшипниками скольжения; разработка методического обеспечения, в том числе разработка диагностических признаков дефектов энергетических установок с использованием датчиков вала для их автоматического определения и решение ряда вспомогательных диагностических задач; проверка и отработка диагностических признаков путем физического и математического моделирования; разработка перечня и алгоритмов расчета статических и динамических характеристик валопровода, подшипников и опор,

характеризующих техническое состояние турбоагрегата; совершенствование технических требований к системам виброконтроля, мониторинга и диагностики турбоагрегатов различного назначения. Решение этих общих задач позволяет повысить и расширить возможности автоматической диагностики многоопорных высокооборотных сложных машин.

В данной работе частично решаются первые 4 задачи, которые завершаются примером моделирования расцентровок опор и определением корректирующих центровок. В [5-7] для систем КОМПАКС® были рассмотрены перспективы применения полного комплекта датчиков вала с целью совершенствования балансировки и центровок роторов агрегатов. В этих работах также даны методические основы решения ряда задач. Под полным комплектом датчиков вала подразумевается установка двух пар датчиков с двух сторон каждой шейки ротора в подшипнике в соответствии с [4].

В табл. 1 приведены первоочередные задачи и алгоритмы, которые необходимы для оценки технического состояния валопровода.

Таблица 1

Перечень задач и алгоритмов, которые необходимы для оценки технического состояния валопровода и опорной системы турбоагрегата

№ п/п	Задачи и алгоритмы	Цели решения данной задачи	Необходима адаптация к системе КОМПАКС: да, нет.	Примечания. Требуется разработка программного обеспечения: да, нет
Статические задачи				
1	Определение статических нагрузок в опоре при эксплуатации при произвольном положении цапфы в расточке подшипника	Для использования при решении основных статических и динамических задач	Да	Решена в [10, 12]
2	Расчет базовых статических характеристик подшипников и алгоритма интерполяции	Для использования при решении основных статических и динамических задач	-	Решена в [10, 12]
3	Решение прямой задачи – определение реакций опор многоопорного валопровода при произвольных перемещениях опор	Базовое решение, используемое в других задачах совместно с п. 2	Да	Решена в [7, 9] модернизацией алгоритма под Windows
4	Встраивание в алгоритм 3 автоматической интерполяции во всем диапазоне перемещений цапфы в расточке подшипника	Необходимо для расширения возможностей алгоритма п. 3	Да	Да
5	Автоматическое определение матрицы жесткости валопровода от единичных перемещений опор	Для решения обратной задачи	Да	Алгоритм и программа разработаны
6	Автоматическая стыковка роторов для определения монтажной линии валопровода	Для решения обратной задачи и разработки рекомендаций к ремонту	Да	Алгоритм и программа разработаны
7	Решение обратной задачи – определение корректирующих центровок роторов по полумуфтам	Для разработки рекомендаций к ремонту	Да	Алгоритм и программа разработаны (см. пример ниже)
8	Определение напряжений от собственного веса и расцентровок опор с учетом дополнительных поперечных сил, действующих на валопровод	Для оценки запаса прочности и ресурса болтов полумуфт	Да	Решена в [7, 9] модернизацией алгоритма под Windows
9	Определение трендов потерь энергии в подшипниках в процессе эксплуатации.	Для оценки технического состояния	Да	Решена в [10, 12]
Динамические задачи				
10	Расчет напряжений от колебаний вала для выявления рисков развития трещин и оценки технического состояния болтовых соединений	Для оценки запаса прочности и ресурса болтов полумуфт	Да	Да
11	Оценка риска задеваний о баббит или в уплотнениях подшипников	Для оценки технического состояния	Да	Да
12	Расчет динамических характеристик подшипников – коэффициентов жесткости и демпфирования масляного слоя	Для решения задач динамики роторов	-	Да
13	Определение динамических нагрузок в опорах	Для решения задачи п. 7	Да	Да
14	Оценка запаса устойчивости роторов по частоте вращения	Для оценки технического состояния на разных режимах работы	Да	Да
15	Разработка и накопление базы балансирующих чувствительностей по валу и опорам	-	Да	Да
16	Автоматическая оценка степени и качества неуравновешенности	Для оценки технического состояния	Да	Решена в [7]

Окончание табл. 1

№ п/п	Задачи и алгоритмы	Цели решения данной задачи	Необходима адаптация к системе КОМПАКС: да, нет.	Примечания. Требуется разработка программного обеспечения: да, нет
17	Решение задачи балансировки роторов в валопроводе в собственных подшипниках	Для рекомендаций к ремонтам и оценки технического состояния	Да	Да
18	Сбор и обобщение АФЧХ опор и роторов	Для оценки технического состояния	Да	Да

Диагностические признаки дефектов, измеряемых с использованием полной системы датчиков вала

Измерения перемещений вала с использованием полного комплекта датчиков позволяют сформулировать диагностические признаки дефектов, а также дополнительные критерии обеспечения надежности (табл. 2). Критерии и диагностические признаки дефектов, приведенные в табл. 2, лишь частично могут быть обоснованы действующими документами. Они должны быть проанализированы и, при необходимости, усовершенствованы применительно к конкретному агрегату в процессе адаптации системы. Наряду с предложенными критериями должны, очевидно, выполняться традиционные критерии обеспечения вибрационной надежности турбоагрегата в эксплуатации в соответствии с [4].

Таблица 2

Перечень дефектов, измеряемых или диагностируемых с применением датчиков вала

№ п/п	Дефекты	Диагностические признаки дефектов	Примечания
Статические дефекты			
1	минимальный статический зазор меньше допустимого	$\delta \leq [\delta]$	$[\delta]$ определяется индивидуально для каждого подшипника
2	Перекося цапфы	Требуют разработки	Неравномерная нагрузка на опору из-за некорректной центровки по п/м или закусывания опоры
3	Отклонение статической нагрузки	$\Delta Q \geq 0,4Q$	Отклонение статической нагрузки более 40 %
4	Задевания по баббиту	Минимальный зазор исчерпан $T_{\text{баб}} \geq [T_{\text{баб}}]$	$[T_{\text{баб}}]$ назначается изготовителем. Рассыпается спектр сигнала
5	Нарушение центровок опор	Торцевая или радиальная расцентровки превышают допустимые значения	Назначаются индивидуально для каждой полумуфты
6	Скачок положения шейки ротора в расточке подшипника	Необратимое изменение взаимного положения шейки ротора и расточки	Устанавливается индивидуально для каждой опоры
7	Задевания по уплотнениям	Минимальный зазор в уплотнениях прогнозируется меньше допустимого	
8	Превышенные напряжения в шейках роторов, сварных швах и болтах полумуфт от расцентровок	$\sigma \geq [\sigma]$	$[\sigma] = 20 \text{ МПа}$
Динамические дефекты			
9	Повышенная динамическая нагрузка	$Q_d \geq [Q_d]$	Вероятность разрушения баббита
10	Остаточная неуравновешенность превышает допустимую	$\varepsilon \geq [\varepsilon]$	Устанавливается индивидуально для каждой опоры в зависимости от податливости каждой опоры [7]

Окончание табл. 2

№ п/п	Дефекты	Диагностические признаки дефектов	Примечания
11	Минимальный динамический зазор меньше допустимого.	$\delta_d \leq [\delta_d]$	Угроза задеваний по баббиту. $[\delta_d]$ определяется индивидуально для каждого подшипника
12	Недостаточная отстройка от резонанса на рабочей частоте вращения	Отстройка от критической частоты меньше 10 %	Появляется опасность высокой вибрации с оборотной частотой
13	Недостаточная отстройка от резонанса на удвоенной частоте вращения	Отстройка от критической частоты меньше 10 %	Появляется опасность вибрации с двойной оборотной частотой
14	Остаточный прогиб	Бой ротора с внутренней стороны цилиндра на малых оборотах превышает допустимый в 0,05 мм	Повышенные вибрации и разрушение уплотнений при проходе критических частот
15	Трещина	Комплексный критерий изменения трендов спектральных характеристик	
16	«Колено»	Бой ротора со стороны полумуфты на малых оборотах превышает допустимый.	Противофазный характер для смежных опор
17	«Маятник»	Бой ротора со стороны полумуфты на малых оборотах превышает допустимый	Синфазный характер для смежных опор
18	Повышенная динамическая податливость опоры	Большая вибрация опоры при малом возмущении	Динамические податливости опор должны контролироваться
19	Резонанс опоры	Независимое положение резонанса опоры или статора-фундамента т/а при отсутствии резонанса валопровода	Резонанс опоры подлежит устранению
20	Резонанс ротора (системы роторов) в валопроводе	Наблюдается резонанс ротора в валопроводе	Частично устраняется некорректной центровкой роторов по полумуфтам
21	Повышенные переменные напряжения в шейках роторов, сварных швах и болтах полумуфт от вибрации	$\sigma \geq [\sigma]$	$[\sigma] = 20 \text{ МПа}$
Спектральные характеристики			
22	Субгармонический резонанс	Частота равна точно» 1/2, 1/3, 1/4 и т.д. от рабочей, амплитуда $V_{сг} \geq 0,1 \text{ мм/с}$	-
23	НЧВ на XX	$V_{нчв} \geq 0,1 \text{ мм/с}$	-
24	НЧВ под нагрузкой	$V_{нчв} \geq 0,1 \text{ мм/с}$	-

Реализация критериев из табл. 2 предполагает в процессе мониторинга в режиме online решение следующих задач:

- определение минимальных зазоров и перекосов в подшипниках, т.е. режимов с недопустимыми зазорами и потерей несущей способности подшипников;

- установление связи минимальных зазоров и перекосов с температурами баббита на всех режимах по нагрузке и частоте вращения;

- вычисление корреляции зазоров и перекосов шеек с данными по абсолютным расширениям корпусов;

- вычисление статических и динамических нагрузок в опорах;

- определение величин скачков положения шеек роторов в расточках подшипников;

- выявление и предотвращение режимов с задеваниями по баббиту и уплотнениям агрегата;

- выявление корреляции величин динамических перекосов шеек с вибрацией роторов;

- выполнение оценки технического состояния валопровода по результатам из-

мерений колебаний вала в соответствии с требованиями [4];

- анализ АФЧХ вала и опор для разных систем грузов для пусков или выбогов и накопление информации для более эффективного и автоматического определения неуравновешенности и систем корректирующих грузов;

- выполнение оценки остаточного дисбаланса роторов;

- выявление резонансов опор (статора-фундамента) и резонансов роторов в валопроводе;

- вычисление траекторий, спектральных и других характеристик движения вала;

- оценка боев ротора, связанных с его остаточным прогибом или несовершенством сборки роторов по полумуфтам;

- определение напряжений в шейках роторов, сварных швах или болтах полумуфт от нарушения номинального взаимного положения опор;

- определение напряжений в указанных сечениях и их частотно-временных зависимостей из-за повышенных вибраций опор, вызванных различными дефектами [7; 8];

- оценка исчерпания ресурса роторов, болтов полумуфт в соответствии с действующими нормативными методиками.

В перспективе должны решаться задачи крутильных колебаний и термомеханической усталости высокотемпературных роторов. Все перечисленные задачи быстро можно решить только в автоматическом режиме. Зарубежные системы диагностики, в силу ограниченного числа датчиков вала, позволяют решить лишь небольшую часть из перечисленных задач.

На рисунке представлена упрощенная блок-схема системы мониторинга технического состояния, в которой обозначены наиболее крупные решаемые задачи. Методическое обеспечение, применяемое в данной работе, частично представлено в работах [7 - 11] и базируется на опыте разработки методического и программного обеспечения для проектных расчетов статических и динамических характеристик валопроводов турбоагрегатов. В отличие от ранее разработанных задач [11], при разработке методического и программного обеспечения предложены новые, уточненные подходы к расчету статических и динамических характеристик масляного слоя [10;12], которые позволяют учесть последние достижения в этой области. Подчеркнем, что с использованием полной системы датчиков впервые ряд дефектов измеряется непосредственно.

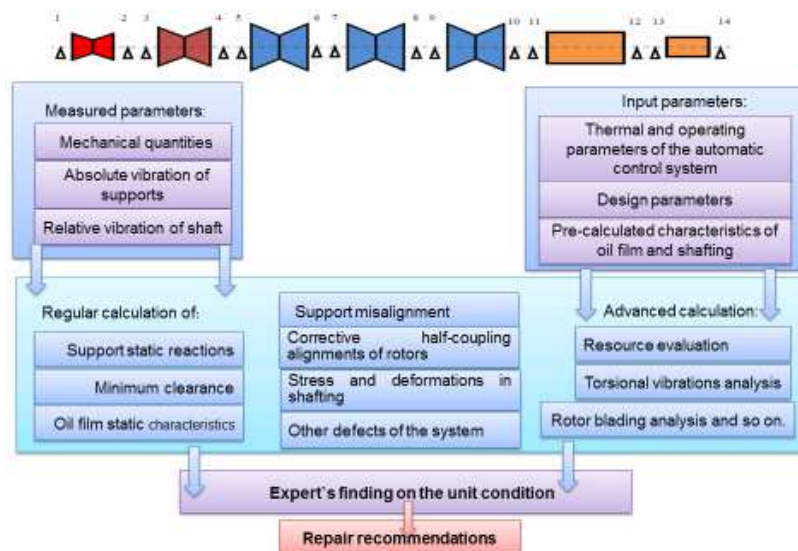


Рис. Упрощенная блок-схема системы мониторинга технического состояния КОМПАКС-Т

Пример моделирования дефектов «расцентровки по полумуфтам» для 4-опорной системы роторов с использованием датчиков вала

В качестве примера выполним расчет корректирующих центровок роторов для фрагмента многоопорной роторной системы. Задача ставится следующим образом. Известны все необходимые конструкторские параметры – геометрические, жесткостные, инерционные характеристики роторов, подшипников, опор т/а. Предварительно рассчитаны статические характеристики масляной пленки подшипников [9; 10].

Для опор турбоагрегатов № 1 и № 2 известны расцентровки опор – осредненные данные по тепловым перемещениям опор при переходе из холодного в горячее состояние (по данным ООО «СибАтом-Геодезия») (п. 5 табл. 3 и 4). Также известны рекомендации завода-изготовителя по корректирующим центровкам при ремонте: опоры якоря возбуждателя поднимаются на 0,3 мм по отношению к опорам генератора. Требуется найти фактические реакции опор для рабочего состояния и по их отклонениям от расчетных значений определить корректирующие перемещения опор (центровки) для приведения реакций опор к номинальным значениям.

Для демонстрации возможностей методики ограничимся фрагментом валопровода. Выделим из него часть «ротор генератора – ротор якоря возбуждателя» (РГ-РЯ). В табл. 3 и 4 приведены сводные результаты расчетов для турбоагрегатов № 1 и № 2. В них даны нормализованные относительные перемещения опор, приведенные к горизонтальной линии, соединяющей крайние опоры № 11 и № 14.

Из приведенных расчетов следует, что рекомендации завода, компенсирующие разное всплытие роторов, в эксплуатации недостаточны. Они не учитывают индивидуальные расцентровки опор, которые на турбоагрегате № 1 приводят к перегрузке опоры № 13 на 55,4 %, а на турбоагрегате № 2 к разгрузке данной опоры на 77,4 %.

Данный пример не только демонстрирует возможности решения сложных задач, связанных с центровкой роторов, но и говорит о том, что заводы-изготовители не всегда контролируют и не обобщают реальные взаимные перемещения опор при переходе из холодного в горячее (рабочее) состояние.

Таблица 3

Расчет статических характеристик валопровода для роторов РГ и РЯ турбоагрегата №1

№ расчета	Характеристика состояния	Единицы измерения	Опоры			
			№ 11	№12	№13	№14
1	Номинальные нагрузки в опорах (номинальное положение опор)	кН	813,1	751,9	118,6	111,1
2	Номинальное вертикальное положение центров подшипников	мм	0	-1,603	-1,812	0
3	Корректирующие перемещения опор ЯВ по рекомендациям завода (до нормализации)	мм	0	0	0,3	0,3
4	Корректирующие перемещения опор ЯВ по рекомендациям завода (после нормализации)	мм	0,000	-0,189	0,084	0,000
5	Изменение положения центров подшипников в рабочем состоянии (до нормализации)	мм	2,196	1,625	1,311	0
6	Изменение положения центров подшипников в рабочем состоянии (после нормализации)	мм	0	0,812	0,697	0
7	Суммарное перемещение центров подшипников по вертикали (п.4 + п.6), мм	мм	0	0,623	0,781	0
8	Вертикальные нагрузки на опоры при результирующем положении опор	кН	815,5	695,7	184,2	99,1
9	Изменения вертикальных нагрузок на опоры при результирующем положении опор	кН	2,42	-56,16	65,67	-11,93
10	Изменения реакций опор для т/а в % от номинальных значений	%	0,3	-7,5	55,4	-10,7

Окончание табл. 3

№ рас- чета	Характеристика состояния	Единицы измерения	Опоры			
			№ 11	№12	№13	№14
11	Корректирующие перемещения опор, рассчитанные по линейной модели через матрицу влияния	мм	0	-0,622	-0,792	0
12	Ошибка предсказания корректирующих центровок (п.11 + п.7)/(п.7)	%	0	0,1	-1,4	0
13	Вертикальные нагрузки на опоры после корректирующей центровки из п. 11	кН	812,5	757,5	113,1	111,5
14	Относительное отклонение вертикальной нагрузки в опоре от номинальной (п.13 - п.1)/(п.1)	%	-0,07	0,74	-4,59	0,37

Таблица 4

Расчет статических характеристик валопровода для роторов РГ и РЯ турбоагрегата №2

№ расчета	Характеристика состояния	Единицы измерения	Опоры			
			№ 11	№12	№13	№14
1	Номинальные нагрузки в опорах (номинальное положение опор)	кН	813,1	751,9	118,6	111,1
2	Номинальное вертикальное положение центров подшипников	мм	0	-1,603	-1,812	0
3	Корректирующие перемещения опор ЯВ по рекомендациям завода (до нормализации)	мм	0	0	0,3	0,3
4	Корректирующие перемещения опор ЯВ по рекомендациям завода (после нормализации)	мм	0,000	-0,189	0,084	0,000
5	Изменение положения центров подшипников в рабочем состоянии (до нормализации)	мм	1,587	1,206	0,529	0,000
6	Изменение положения центров подшипников в рабочем состоянии (после нормализации)	мм	0,000	0,619	0,086	0,000
7	Суммарное перемещение центров подшипников по вертикали (п.4 + п.6), мм	мм	0,000	0,430	0,169	0,000
8	Вертикальные нагрузки на опоры при результирующем положении опор	кН	801,3	853,0	26,8	113,5
9	Изменения вертикальных нагрузок на опоры при результирующем положении опор	кН	-11,75	101,10	-91,79	2,43
10	Изменения реакций опор для т/а в % от номинальных значений	%	-1,4	13,4	-77,4	2,2
11	Корректирующие перемещения опор, рассчитанные по линейной модели через матрицу влияния, итерация 1	мм	0,000	-0,428	-0,215	0,000
12	Ошибка предсказания корректирующих центровок (п.11 + п.7)/(п.7), итерация 1	%	0,0	0,6	-27,1	0,0
13	Вертикальные нагрузки на опоры после корректирующей центровки из п. 11, итерация 1	кН	810,9	774,3	96,6	112,7
14	Относительное отклонение вертикальной нагрузки в опоре от номинальной (п.13 - п.1)/(п.1) , итерация 1	%	-0,3	3,0	-18,5	1,5
15	Корректирующие перемещения опор, рассчитанные по линейной модели через матрицу влияния, итерация 2	мм	0,000	-0,430	-0,165	0,000
16	Ошибка предсказания корректирующих центровок (п.15 + п.7)/(п.7), итерация 2	%	0,0	0,0	2,4	0,0
17	Вертикальные нагрузки на опоры после корректирующей центровки из п. 11, итерация 2	кН	813,3	749,9	120,5	110,9
18	Относительное отклонение вертикальной нагрузки в опоре от номинальной (п.18 - п.1)/(п.1) , итерация 2	%	0,0	-0,3	1,6	-0,1

Для определения корректирующих центровок воспользуемся матрицей чувствительностей от единичных перемещений опор для выделенной части валопровода без учета влияния других роторов. В

табл. 5 приведена матрица влияния для единичных перемещений опор в вертикальном направлении, посчитанная при номинальных нагрузках в опорах (кН/мм).

Таблица 5

Матрица коэффициентов влияния валопровода для единичных перемещений опор в вертикальном направлении

	dy1	dy2	dy3	dy4
ry1	6,68	-51,59	44,41	0,43
ry2	-51,85	490,75	-464,75	26,37
ry3	44,71	-464,94	456,21	-36,46
ry4	0,45	25,80	-35,88	9,64

В самом простом случае, когда учитываются только вертикальные нагрузки, изменения реакций опор связаны линейным соотношением с искомыми корректирующими перемещениями опор:

$$\Delta R = A \Delta y.$$

Для рассматриваемого случая имеются четыре переменные для вертикальных перемещений опор и матрица влияния размера 4x4. Перемещения крайних опор № 11 и № 14 положим равными нулю ($y_1 = 0, y_4 = 0$), чтобы найти относительно них корректирующие перемещения опор № 12 и № 13. Независимых переменных только 2 - это перемещения опор 12 и 13 (y_2, y_3). Матрица А дважды вырождена. Таким образом, получена переопределенная система линейных уравнений относительно неизвестных y_2, y_3 . Правые части получаем из п. 9 табл. 3 и 4.

$$\Delta R_1 = \begin{bmatrix} 2,42 \\ -56,16 \\ 65,67 \\ -11,93 \end{bmatrix} \quad \text{и} \quad \Delta R = \begin{bmatrix} -11,75 \\ 101,10 \\ -91,79 \\ 2,43 \end{bmatrix}$$

для агрегатов №1 и № 2 соответственно.

Так как ранг матрицы А равен двум, то неизвестные y_2, y_3 определяются однозначно.

В п. 11 табл. 3 и 4 приведены дополнительные корректирующие изменения взаимного положения опор, вычисленные для турбоагрегатов № 1 и № 2. После их

подстановки в исходные данные с учетом всех коррекций измеренные тепловые расцентровки для турбоагрегата № 1 компенсируются практически полностью с точностью до 1,5 -2,5 %, а реакции опор (п. 12) становятся близкими к номинальным.

Из-за нелинейности характеристик масляного слоя при значительных разгрузках одной из опор при расцентровках (например для турбоагрегата № 2) первое приближение может быть недостаточным, и необходимо выполнить второе приближение. Для этого используем результаты первого по дополнительным силам и ту же матрицу коэффициентов влияния от единичных перемещений опор.

В п. 17, 18 табл. 4 приведены уточненные результаты второго приближения, которые обеспечивают отклонения от идеальных расчетных нагрузок не более 1,5 %.

Предложенная методика может быть использована не только для анализа и выбора оптимальных корректирующих центровок роторов по полумуфтам при известных измеренных и осредненных перемещениях опор, но также для определения корректирующих центровок роторов по полумуфтам по результатам измерения всплытия вала. В последнем случае нагрузки в опорах и их отклонения от номинальных определяются путем осреднения и интерполяции по предварительно рассчитанным статическим характеристикам подшипников.

Выводы:

1. Предложена концепция совершенствования систем мониторинга и автоматической диагностики для энергетических установок с применением датчиков вала. Впервые предложен системно комплекс задач, решаемых в процессе мониторинга и диагностики технического состояния валопровода и опор турбоагрегата. Предложены дополнительные критерии надежной работы валопровода и опор турбоагрегата для дефектов, измеряемых с использованием датчиков вала.

2. Сформулированы основные задачи, которые должны решаться для поддержки системы оценки технического состояния.

3. Предложена упрощенная блок-схема системы мониторинга энергетического агрегата КОМПАКС-Т®.

4. На примере моделирования задач центровки роторов по полумуфтам на базе четырехопорной системы роторов показано, что заводские рекомендации по центровкам роторов по полумуфтам не всегда соответствуют фактическим теплосиловым расцентровкам опор и требуют коррекции. Представлена технология оценки расцентровок опор с использованием данных по отклонениям от расчетных статических реакций опор. По известным фактическим отклонениям реакций опор с использованием матрицы чувствительностей валопровода могут быть определены вертикальные или горизонтальные корректирующие перемещения опор.

5. Изложенный подход позволяет непосредственно измерять и наблюдать процессы в опорах, которые в нынешних системах контроля не регистрируются и не оцениваются.

6. Данная технология может быть использована в системах мониторинга для определения корректирующих центровок роторов по данным измерений перемещений цапф в расточках подшипников с применением полной системы датчиков вала.

Работа выполняется при финансовой поддержке в соответствии с грантом РНФ (соглашение № 15-19-00267 от 19 мая 2015 г.).

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Костюков, В.Н. Автоматизированные системы управления безопасной ресурсосберегающей эксплуатацией оборудования нефтеперерабатывающих и нефтехимических производств (АСУ БЭР - КОМПАКС®) / В.Н. Костюков, С.Н. Бойченко, А.В. Костюков; под ред. В.Н. Костюкова. - М.: Машиностроение, 1999. - 163 с.
2. Костюков, В.Н. Мониторинг безопасности производства / В.Н. Костюков. - М.: Машиностроение, 2002. - 224 с.
3. Куменко, А.И. Использование датчиков вала для диагностики, наладки и корректировки расцентровок роторов по полумуфтам на турбоагрегатах Рефтинской ГРЭС / А.И. Куменко, О.А. Злобин, А.В. Тимин и др. //Надежность и безопасность энергетики. - 2012. - № 1. - С. 59-64.
4. ГОСТ Р 55263-2012. Вибрация. Контроль состояния машин по результатам измерения вибрации на вращающихся валах. Ч. 2. Стационарные паровые турбины и генераторы мощностью более 50 МВт с рабочими частотами вращения 1500, 1800, 3000, 3600 об/мин. - М.: Стандартинформ, 2014. - 12 с.
5. Куменко, А.И. Диагностика сборки валопроводов крупных энергетических турбин с использованием датчиков вала / А.И. Куменко // Динамика систем, механизмов и машин. - 2014. - № 4. - С. 161-164.
6. Куменко, А.И. Балансировка гибких роторов и валопроводов на основе систем КОМПАКС® с применением датчиков вала / А.И. Куменко // Neftegaz.ru: электрон. Журн. - <http://neftegaz.ru/science/view/1053/>.
7. Куменко, А.И. Диагностика результатов сборки валопровода в эксплуатации с использованием датчиков вала / А.И. Куменко, В.Н. Костюков, Н.Ю. Кузьминых, А.В. Тимин, Г.В. Богданов //Материалы IV международного научно-технического семинара «Современные технологии сборки» (22-23 окт. 2015 г.). - М.: Моск. гос. машиностроит. ун-т (МАМИ), 2015. - С.50-62.
8. Куменко, А.И. Особенности динамического поведения валопроводов турбоагрегатов К-1000-60/1500 и расчет напряжений в болтах при технологических несовершенствах сборки полумуфт / А.И. Куменко, А.В. Тимин //Технология машиностроения. - 2015. -№6. - С. 35-40.
9. Куменко, А.И. Разработка элементов системы мониторинга технического состояния турбоагрегатов ТЭС и АЭС с использованием датчиков вала / А.И.Куменко, В.Н. Костюков, Н.Ю.

- Кузьминых и др. //Теплоэнергетика. – 2016. - № 4.
10. Куменко, А.И. Моделирование статических характеристик подшипников скольжения крупных энергетических турбоагрегатов / А.И. Куменко, Н.Ю. Кузьминых, В.Н. Костюков //Надежность и безопасность энергетики. – 2016. - № 1 (32). - С. 25-29.
11. Куменко, А.И. Совершенствование расчетно-экспериментальных методов исследования динамических характеристик турбоагрегатов и их элементов: дисс.... д-ра техн. наук / А.И. Куменко. - М., 1999. - 320 с.
12. Куменко, А.И. Расчет характеристик опорных подшипников скольжения во всей области возможных перемещений шейки вала / А.И. Куменко, Н.Ю. Кузьминых, В.Н. Костюков // Проблемы вибрации, виброналадки, вибромониторинга и диагностики оборудования электрических станций: сб. докл. VIII междунар. науч.-техн. конф. (17-19 нояб. 2015 г.). - М.: ВТИ, 2015. - С. 146-153.
1. Kostyukov, V.N. *Automated Systems for Control of Safe Resource-saving Operation of Oil-refining and Petrochemical Industry (ACS BER - КОМПАХ®) / V.N. Kostyukov, S.N. Boychenko, A.V. Kostyukov: under the editorship of V.N. Kostyukov. - M.: Mechanical Engineering, 1999. – pp. 163.*
2. Kostyukov, V.N. *Safety Production Monitoring / V.N. Kostyukov. - M.: Mechanical Engineering, 2002. – pp. 224.*
3. Kumenko, A.I. Use of shaft sensors for diagnostics, setting up, and correction of rotors misalignment according to half-coupling on turbosets of Reftin HPS / A.I. Kumenko, O.A. Zlobin, A.V. Timin et al. // *Reliability and Safety in Power Engineering. - 2012. - № 1. - pp. 59-64.*
4. RSS 55263-2012. *Vibration. Control of Machinery State on Results of Vibration Measures on Rotating Shafts. Part 2. Stationary Steam Turbines and Generators with Rating more than 50 MWt with Operating Frequencies of Rotation 1500, 1800, 3000, 3600 rev/min. - M.: Standardinform, 2014. – pp. 12.*
5. Kumenko, A.I. Diagnostics of Assemblage of Large Power Turbines Shafting Using Shaft Sensors / A.I. Kumenko // *Dynamics of Systems, Mechanisms and Machinery. - 2014. - № 4. - pp. 161-164.*
6. Kumenko, A.I. *Balancing Flexible Rotors and Shafting Based on COMPAX Systems using Shaft Sensors / A.I. Kumenko // Neftegas.ru: Electron. Journal - <http://neftegaz.ru/science/view/1053/>.*
7. Kumenko, A.I. Diagnostics of Results of Shaft Assemblage in Operation Using Shaft Sensors / A.I. Kumenko, V.N. Kostyukov, N.Yu. Kuzminykh, A.V. Timin, G.V. Bogdanov // *Proceedings of the Inter. IV-th Scientific-Tech. Seminar “Modern Assemblage Techniques” (October 22-23, 2015). - M.: Mosc. State Mechanical University (MAMI), 2015. - pp. 50-62.*
8. Kumenko, A.I. Peculiarities of dynamic behavior in turbosets K-1000-60/1500 and computation of stresses in bolts at technological imperfections in half-couplings assemblage / A.I. Kumenko, A.V. Timin // *Engineering Techniques. - 2015. -№6. - pp. 35-40.*
9. Kumenko, A.I. Development of monitoring system elements of turbosets technical state TES and NPP with use of shaft sensors / A.I. Kumenko, V.N. Kostyukov, N.Yu. Kuzminykh et al. // *Heat-and-Power Engineering. – 2016. - № 4.*
10. Kumenko, A.I. Modeling of slider bearings statistic characteristics in large power turbosets / A.I. Kumenko, N.Yu. Kuzminykh, V.N. Kostyukov // *Reliability and safety of Power Engineering. – 2016. - № 1 (32). - pp. 25-29.*
11. Kumenko, A.I. *Improvement in Computation-Experimental Methods of Dynamic Characteristics Investigations of Turbosets and Their Elements: D.Eng. Thesis / A.I. Kumenko. - M., 1999. – pp. 320.*
12. Kumenko, A.I. Computation of supporting slider bearings characteristics for all shaft journal shifts / A.I. Kumenko, N.Yu. Kuzminykh, V.N. Kostyukov // *Vibration problems, vibro-settings-up, vibro-monitoring and diagnostics of electric power station equipment: Proceedings of the Inter. VIII-th Scientific-Technical Conf. (November 17-19, 2015). - M.: VTI, 2015. - pp. 146-153.*

Статья поступила в редколлегию 23.06.2016.

Рецензент: д.т.н., профессор МЭИ
Серков С.А.

Сведения об авторах:

Куменко Александр Иванович, д.т.н., профессор, нач. центра мониторинга и технической диагностики ООО «Научно-производственного центра «Динамика», e-mail: 1949kai@mail.ru, A2008kai@rambler.ru.

Кузьминых Николай Юрьевич, научный сотрудник ООО «Научно-производственного центра «Динамика», e-mail: nick.y.kuzm@gmail.com.

Kumenko Alexander Ivanovich, D.Eng., Prof., Head of the Center for Monitoring and Technical Diagnostics of “Scientific Production Center “Dynamics”Co., e-mail: 1949kai@mail.ru, A2008kai@rambler.ru.

Kuzminykh Nikolay Yurievich, Research worker of the “Scientific Production Center “Dynamics”, e-mail: nick.y.kuzm@gmail.com.