



Численный и математический анализ при диагностике динамического оборудования

Николай Лунцев

В последние десятилетия наблюдается значительное усложнение технологических процессов, на промышленных предприятиях применяется всё более эффективное оборудование, которое требует более внимательного подхода к его диагностике. Следствием этого стало появление отдельного класса промышленных информационных систем – систем параметрической диагностики. Помимо систем параметрической диагностики в последнее время стали появляться Системы Поддержки Принятия Решений, которые, помимо прочих функций, успешно решают задачи диагностики. Пример такой системы мы и рассмотрим в этой статье, ориентированной на технических руководителей и эксплуатирующий персонал промышленных предприятий.

Введение

Системы параметрической диагностики узко специализируются на анализе какой-либо группы параметров (вибродиагностика, термодиагностика, акустико-эмиссионная диагностика и т.д.), в силу чего спектр выявляемых ими неисправностей достаточно узок, при этом стоимость таких систем высокая.

В предыдущей статье «Проактивный риск-ориентированный подход в управлении технологическими процессами» излагались основные принципы работы современных Систем Поддержки Принятия Решений, в настоящей статье приводятся примеры использования численных и математических методов анализа, реализованных в программном комплексе Sdisol PAD для диагностики широкого спектра неисправностей динамического оборудования.

Постановка задачи

На одном из промышленных предприятий нашей команде поставили задачу реализовать непрерывную диагностику работы компрессорной установки, обеспечить раннее выявление аномалий в её работе для минимизации

количества аварийных остановов и простоя.

Дополнительным требованием заказчика было использование программных средств из Единого реестра российских программ для электронных вычислительных машин и баз данных (reestr.digital.gov.ru), поэтому для решения этой задачи мы использовали программный комплекс «Система Поддержки Принятия Решений с функциями предиктивного анализа Sdisol PAD» (далее по тексту – СИПР Sdisol PAD) собственной разработки.

Чтобы не компрометировать нашего заказчика, далее мы будем рассматривать не реальный объект, а абстрактную компрессорную установку, состоящую из паровой турбины и компрессора, однако методы анализа и выявленные неисправности будут описаны достоверно.

Заказчик сообщил нам о регулярных проблемах с турбиной компрессорной установки, обратив наше внимание на вибропараметры.

Для online-анализа нам были доступны контролируемые параметры, передаваемые в historian-систему с периодичностью 1 раз в секунду. Также заказчик предоставил нам исторические данные за последний год, которые мы

загрузили в СИПР Sdisol PAD для предварительного анализа и определения стратегий диагностики.

Данная компрессорная установка обладает развитой системой автоматизации и телемеханизации. Поэтому рассмотреть в одной статье возможные методы анализа для всех предусмотренных контролируемых параметров – практически невыполнимая задача. В этой статье остановимся на рассмотрении параметров вибродиагностики и термодиагностики.

Вал паровой турбины соединён муфтой с валом компрессора. Турбина имеет опорный подшипник со стороны муфты и упорно-опорный подшипник с противоположной стороны, причём упорная часть упорно-опорного подшипника паровой турбины является сегментной и состоит из восьми сегментов. Компрессор имеет опорный подшипник со стороны паровой турбины и упорно-опорный подшипник с противоположной стороны.

Предусмотрены датчики температуры масла после каждого подшипника. Помимо этого, сегментная упорная часть упорно-опорного подшипника турбины оснащена восемью датчиками температуры каждого из сегментов.

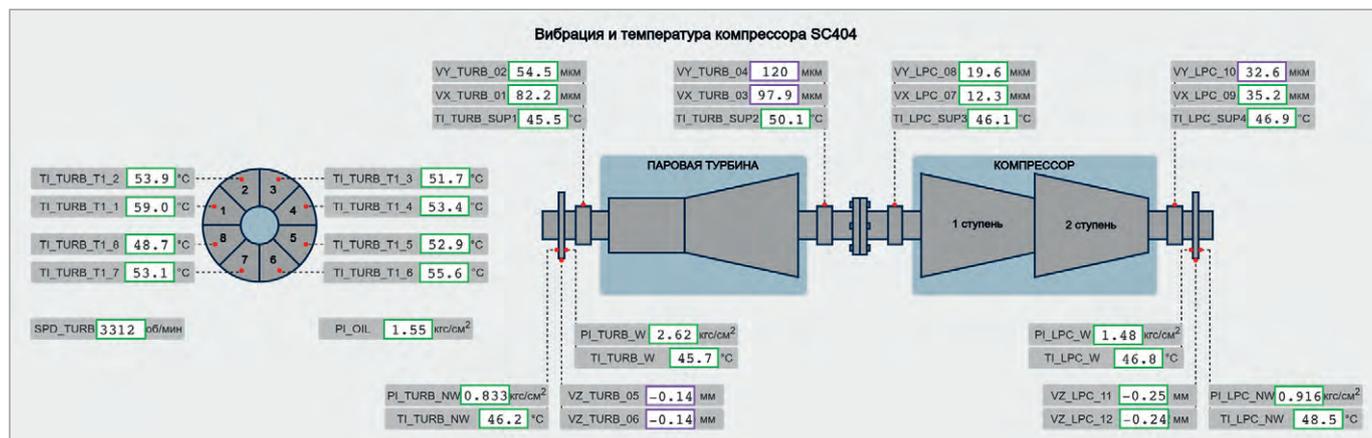


Рис. 1. Мнемосхема механической части компрессорной установки

На каждой опоре вала турбины и вала компрессора установлено по два датчика виброперемещения в двух взаимоперпендикулярных плоскостях.

В местах установки упорно-опорных подшипников установлено по два датчика осевого сдвига и по два датчика давления и температуры масла осевого сдвига с рабочей и нерабочей стороны.

Мнемосхема установки с вышеуказанными контролируемыми параметрами представлена на рис. 1.

Анализ вибропараметров

Вибропараметры являются наиболее значимыми при диагностике динамического оборудования, их аномальные значения в большинстве случаев указывают на уже имеющиеся дефекты отдельных узлов оборудования.

Предварительно изучив предоставленные эксплуатирующей организацией исторические данные, мы сразу обратили внимание на высокие значения виброперемещений вала турбины, особенно со стороны муфты (компрессора), где значения вибрации доходили до 180 мкм, при этом значения предусмотренных предупредительных и аварийных уставок составляли 150 и 200 мкм соответственно.

Несмотря на то что в настоящий момент ГОСТ 27165-97 на территории РФ утратил силу, отметим, что сама турбина – отечественного производства и была изготовлена и введена в эксплуатацию в составе компрессорной установки в период действия этого ГОСТ, в соответствии с которым работа со значениями виброперемещений вала турбины более 150 мкм при скорости вращения вала более 3000 об/мин (как у нашей турбины) более 30 суток не допускается.

Однако не будем забегать вперёд и последовательно расскажем о нашем опыте в диагностике этой установки.

В штатной АСУ ТП компрессорной установки для всех вибропараметров предусмотрены соответствующие уставки, при достижении которых выдаются либо предупредительные сообщения эксплуатирующему персоналу, либо выполняется аварийный останов установки. В таком подходе есть ряд недостатков.

- В большинстве случаев в нормальном режиме работы установки значения вибропараметров находятся значительно ниже предупредительных уставок, соответственно, с момента появления аномалии, при которой начинают расти значения вибрации или осевого сдвига, до реакции на это системы – срабатывания предупредительной сигнализации может пройти значительное время, в течение которого эксплуатирующий персонал не будет знать об уже появившихся предпосылках к аварии.
- В случае, когда предупредительная уставка уже достигнута одним из вибропараметров, но эксплуатирующий персонал предотвратил дальнейший рост значений этого параметра и квитировал соответствующее событие, повторное появление роста значений этого параметра не приведёт к срабатыванию предупредительной сигнализации, так как её значение уже достигнуто. Соответственно, при достижении аварийных значений произойдёт аварийный останов установки без каких-либо предупредительных сообщений.

Для решения обозначенных проблем необходимо анализировать не только статические значения контролируемых параметров, но и динамику их изменения.

В СПИР Sdisol PAD для анализа динамики изменения контролируемых параметров предусмотрены следующие функции:

- функция выявления тенденции на изменение параметра;
- функция расчёта мгновенной скорости изменения параметра;
- функция расчёта времени до достижения уставки параметром;
- функция расчёта размаха значений параметра.

Рассмотрим функцию выявления тенденции: она как раз и позволяет своевременно определять начало изменения значений параметра и формировать соответствующие события для информирования эксплуатирующего персонала.

Функция подсчитывает усреднённые значения абсолютных приращений значений заданного параметра. Конфигурирование функции для конкретного параметра сводится к подбору определённых коэффициентов:

- \bar{X} – интервал усреднения исторических значений в секундах;
- $\bar{X}(\Delta)$ – количество усредняемых приращений;
- Δ – пороговое значение усреднённых приращений;
- N – количество подряд следующих пороговых значений усреднённых приращений.

Для удобства подбора вышеуказанных коэффициентов в системе предусмотрена возможность непосредственного отображения на временных диаграммах результата работы этой функции на исторических данных.

Для этого на форме временных диаграмм выбирается участок времени, как с характерным ростом или снижением значений заданного параметра, так и с отсутствием значительных изменений этих значений, после чего подбираются такие коэффициенты, при которых момент выявления тенденции и её пропадания соответствуют желаемому.



Рис. 2. Временная диаграмма с отображением результата работы функции выявления тенденции

На рис. 2 представлена экранная форма, на которой подобраны коэффициенты выявления тенденции для параметра виброперемещения вала турбины со стороны муфты (компрессора) по оси Y (VY_TURB_04). Жирные участки временной диаграммы соответствуют интервалам времени, в которые должно быть активно событие «Выявлена тенденция на рост параметра VY_TURB_04». Соответственно в будущем при возникновении схожего либо более явно выраженного роста значений параметра будут сформированы соответствующие события.

С целью выявления относительно быстрого изменения виброперемещений и осевых сдвигов мы по предоставленным эксплуатирующей организацией историческим данным настроили конфигурации выявления тенденций для всех вибропараметров с глубиной анализа до нескольких часов.

Помимо этого, для каждой пары параметров виброперемещений (по осям X и Y) мы предусмотрели расчётные значения векторных сумм этих параметров, для которых, в свою очередь, настроили конфигурации выявления тенденций с глубиной анализа до суток. Такие конфигурации позволят выявлять медленный длительный монотонный рост вибрации, характерный при появлении признаков износа подшипников.

В СПИР Sdisol PAD при возникновении тенденций, помимо формирования соответствующих событий и их отображения в области уведомлений (рис. 3), предусмотрена также цветовая подсветка параметров, по которым выявлена тенденция на мнемосхемах, что видно на рис. 1 для параметров: VX_TURB_03, VY_TURB_04, VZ_TURB_05, VZ_TURB_06 и VZ_LPC_10, которые вы-

делены фиолетовой рамкой. После того как мы предусмотрели выявление рисков аварийных остановов по вибропараметрам (а появление тенденций изменения значений параметров в сторону уставок – это и есть риски аварийных остановов), нам потребовалось оценить эти риски. Для этого мы использовали функцию расчёта времени до достижения уставки значениями параметра и функцию расчёта мгновенной скорости изменения значений параметра.

Для работы обеих этих функций требуется настроить конфигурации аппроксимаций исторических значений необходимых параметров, так как, в отличие от выявления тенденции, расчёт мгновенных скоростей и времени до уставок выполняется по аппроксимирующим функциям, а не по «сырым» историческим данным.

В настоящий момент в системе предусмотрены следующие типы аппроксимирующих функций:

- линейная;
- квадратичная;
- кубическая;
- функция 4-го порядка;
- функция 5-го порядка.

Наиболее часто используются квадратичная и линейная аппроксимиру-

ющие функции, реже – кубическая, функции 4-го и 5-го порядков практически не используются.

Помимо типа функции, при настройке конфигураций аппроксимации необходимо указать глубину истории, по которой будет рассчитываться аппроксимирующая функция от текущего момента времени. Сама функция расчёта времени до уставки осуществляет решение уравнения, которое составляется из рассчитанной аппроксимирующей функции и значения соответствующей уставки. Минимальный вещественный корень этого уравнения и есть время до соответствующей уставки.

После настройки конфигураций аппроксимаций и функций расчёта времени до уставок в области уведомлений для параметров, по которым была выявлена тенденция, будут отображаться значения прогнозного времени до достижения соответствующих уставок (см. рис. 4). Эти прогнозные значения будут непрерывно обновляться до тех пор, пока значения соответствующих параметров будут приближаться к заданным уставкам.

Такие прогнозы позволяют оперативному персоналу наиболее точно оценивать критичность ситуации в стрессовой обстановке и не тратить время на «прикидывание» оставшегося времени до срабатывания сигнализаций или блокировок.

Ранее уже указывался ГОСТ-27165-97, который хоть и утратил силу в РФ, однако остаётся полезен, особенно когда речь касается паровых турбин, изготовленных на территории нашей страны в период его действия. В соответствии с этим ГОСТ:

- при скачкообразном изменении вибрации (одновременном изменении вибрации вала хотя бы у одной опоры по обоим направлениям на значение более 40 мкм от любого начального уровня) должны быть приняты оперативные меры по выявлению его причин;

Текущие события		Последние события		Текущие прогнозы	
Дата и время	Сообщение	Класс события	Источник		
15.07.2025, 09:15:01	VY_LPC_10. Выявлена тенденция на рост	Прогнозное	SC404		
15.07.2025, 09:15:01	VY_LPC_09. Выявлена тенденция на рост	Прогнозное	SC404		
15.07.2025, 07:45:04	VY_LPC_08. Выявлена тенденция на рост	Прогнозное	SC404		
14.07.2025, 15:04:57	Компрессорная установка SC404 в работе	Информационное	SC404		

Рис. 3. Область уведомлений с активными прогнозными событиями

Текущие события		Последние события		Текущие прогнозы	
Дата и время	Имя прогнозной переменной	Время до уставки	Источник		
15.07.2025, 09:23:37	VX_LPC_09-H	22:29:17	SC404		
15.07.2025, 09:23:37	VX_LPC_09-НН	1д. 00:10:18	SC404		
15.07.2025, 09:23:36	VY_LPC_10-H	1д. 19:28:57	SC404		
15.07.2025, 09:23:36	VY_LPC_10-НН	2д. 16:29:28	SC404		

Рис. 4. Прогнозные значения времени до уставок в области уведомлений

- при возрастании в сравнимых установившихся режимах вибрации вала у одной из опор по любому направлению более чем на 85 мкм за период до 3 суток или возрастании вибрации более чем на 100 мкм независимо от продолжительности возрастания должны быть приняты меры по выявлению его причин.

Исходя из указаний ГОСТ 27165-97, мы предусмотрели по две дополнительные конфигурации аппроксимации для всех векторных сумм виброперемещений, рассчитываемых по данным за последние 5 секунд и 3 суток. Для каждой из этих аппроксимирующих функций мы предусмотрели расчёт мгновенной скорости её изменения – скорости изменения соответствующего значения векторной суммы виброперемещений.

Мгновенная скорость изменения значений параметра рассчитывается как значение первой производной от аппроксимирующей функции, рассчитанной по значениям заданного параметра.

Далее, для значений скорости изменения виброперемещений, рассчитанных по аппроксимирующим функциям за 5 секунд, мы предусмотрели предупредительные уставки 55 мкм, а для значений скорости, рассчитанных по аппроксимирующим функциям за 3 суток, мы предусмотрели уставки 120 мкм. Значения уставок обусловлены тем, что мы считаем мгновенные скорости не самих параметров виброперемещений, а их векторных сумм. Таким образом, мы обеспечили информирование эксплуатирующего персонала о соответствующих рисках.

Помимо этого, для каждого подшипника мы предусмотрели метрику величины общего негативного воздействия на него, которая рассчитывается накопительным итогом.

Суть метрики заключается в подсчёте суммарного времени по каждому негативному событию (достижение предупредительных или аварийных уставок по вибрации или температуре масла после подшипника), связанному с заданным подшипником. Полученные значения умножаются на заданный коэффициент критичности события, после чего складываются между собой. Таким образом, по каждому подшипнику мы получаем интегрированную оценку негативного воздействия на него в ходе эксплуатации. Эта оценка непрерывно записывается в систему как

значение внутренней переменной, для которой впоследствии можно использовать любые предусмотренные функции анализа.

Учитывая, что предусмотреть какие-либо уставки для этой метрики, соответствующие значениям выхода из строя подшипника или появления у него явных дефектов, без наличия обширной статистической базы не представляется возможным (а в условиях параллельного импорта, когда происхождение отдельных узлов оборудования достоверно неизвестно, никакая статистическая база не может использоваться для оценки его состояния), мы предусмотрели две сравнительные оценки по этой метрике:

- мгновенная скорость изменения значения этой метрики для каждого подшипника, которая рассчитывается как значение первой производной от аппроксимирующей функции для заданной метрики в текущий момент времени;
- отклонение значения этой метрики для заданного подшипника от среднеарифметического значения, рассчитанного для аналогичных метрик всех подшипников данного типа.

В первом случае мы получаем динамическую оценку негативного воздействия на подшипник, высокое значение которой говорит о скором выходе из

строю соответствующего узла. Во втором случае нам становятся доступны сравнительные оценки суммарных негативных воздействий для каждого подшипника, по которым видно, какой именно узел испытал наибольшее негативное воздействие и, соответственно, с большей вероятностью по сравнению с другими выйдет из строя первым.

Вышеописанные методы позволяют выявлять и качественно оценивать риски отказа оборудования, анализируя изменение значений отдельных параметров и связанных с ними событий.

Помимо анализа динамики изменения значений параметров, мы решили использовать статистические методы анализа, а именно анализ корреляций вибропараметров. Для этого нам необходимо было определить степень корреляционных связей между этими параметрами.

В СПИР Sdisol PAD предусмотрена функция автоматического расчёта коэффициентов корреляции для всех возможных комбинаций пар заданных параметров по заданной временной выборке исторических данных. Вышеуказанная функция выполняет расчёт трёх типов коэффициентов корреляций: коэффициент Пирсона, коэффициент Спирмена, коэффициент Кендалла.

Из рис. 5, на котором представлен результат работы вышеуказанной функ-

Переменные	Коэффициент Пирсона ▼	Коэффициент Спирмена	Коэффициент Кендалла
SC404.VXY_TURB_01-02 SC404.VZ_TURB_05	+0.9423459375687802	-0.9134031134929933	-0.7656478124447837
SC404.VZ_LPC_11 SC404.VZ_TURB_05	0.919674461745045	0.9401280820259541	0.7839826473833829
SC404.VXY_TURB_01-02 SC404.VZ_LPC_11	-0.9044594326953073	-0.8863600311618521	-0.7149101476788294
SC404.VXY_LPC_09-10 SC404.VZ_TURB_05	-0.871218284495786	-0.9094982286683069	-0.7297647173917592
SC404.VXY_LPC_07-08 SC404.VXY_TURB_01-02	0.8711012679501482	0.895540273101715	0.7090707727362062
SC404.VXY_LPC_09-10 SC404.VXY_TURB_01-02	0.8630529710245345	0.8288707369806843	0.6274795782697479
SC404.VXY_TURB_01-02 SC404.VXY_TURB_03-04	-0.8471601001484762	-0.8289870156328585	-0.6287491462670759
SC404.VXY_LPC_07-08 SC404.VXY_TURB_03-04	-0.8471121955288123	-0.8398829684238188	-0.6665910218622763
SC404.VXY_LPC_09-10 SC404.VXY_TURB_03-04	-0.8268471768181186	-0.8183900620988749	-0.6377388008384456
SC404.VXY_LPC_07-08 SC404.VZ_TURB_05	-0.7843731500073631	-0.7399778305365943	-0.5399991248175
SC404.VXY_LPC_09-10 SC404.VZ_LPC_11	-0.7713786738228724	-0.8157810036290127	-0.6023587426686479
SC404.VXY_LPC_07-08 SC404.VXY_LPC_09-10	0.7612696962458766	0.7321273250537381	0.5376840134661053
SC404.VXY_TURB_03-04 SC404.VZ_TURB_05	0.750128008995824	0.7248708439510693	0.5336566125198857
SC404.VXY_LPC_07-08 SC404.VZ_LPC_11	-0.7305805511099953	-0.7355916148214289	-0.5391077930171874
SC404.VXY_TURB_03-04 SC404.VZ_LPC_11	0.6301083496759591	0.6087128771265948	0.4236347625702439

Рис. 5. Рассчитанные коэффициенты корреляций

ции, наибольшее по модулю значение коэффициента Пирсона рассчитано для вибрации вала турбины со стороны упорно-опорного подшипника и осевого сдвига этого вала. Природа этой корреляции объясняется снижением вибрации при более сильном прижатии привалочной поверхности вала к упорной части упорно-опорного подшипника.

Учитывая, что конструкция упорной части подшипника представляет собой 8 сегментов, каждый из которых имеет антифрикционное покрытие, износ антифрикционного покрытия хотя бы на одном сегменте упорной части подшипника приведёт к нарушению этой корреляционной связи, так как более сильное прижатие привалочной поверхности вала к упорной части подшипника с неравномерным коэффициентом трения на всех сегментах будет приводить к росту вибрации, а не к её снижению.

Для выявления этой неисправности мы использовали предусмотренную в системе функцию расчёта корреляционного отклонения.

Для расчёта корреляционного отклонения предварительно рассчитывается аппроксимирующая функция по историческим данным двух интересующих параметров, значения которых откладываются на координатной плоскости по осям X и Y. Далее рассчитывается расстояние от точки, координаты которой соответствуют поступающим значениям двух заданных параметров, и ранее рассчитанной аппроксимирующей функции – это расстояние и является корреляционным отклонением. Результат этого расчёта записывается во внутреннюю переменную, для которой доступны все вышеописанные функции анализа.

Продолжая анализировать рассчитанные коэффициенты корреляции, мы обратили внимание, что наибольшие по модулю значения коэффициентов Спирмена и Кендалла рассчитаны для осевого сдвига вала турбины и осевого сдвига вала компрессора (VZ_TURB_05, VZ_LPC_11). Столь сильная корреляция показалась нам странной, так как компрессорная установка имеет муфту между валами компрессора и турбины, которая, в свою очередь, предусматривает их независимое перемещение вдоль продольных осей. Впоследствии, после останова установки, внимательно обследовав муфту, эксплуатирующая организация сообщила о выявленном дефекте в муфте, который приводил к

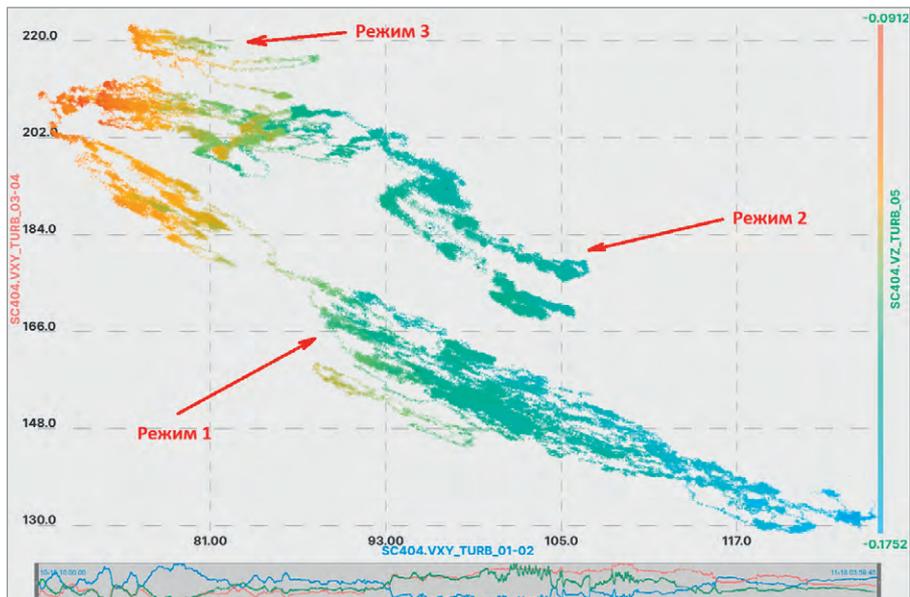


Рис. 6. Визуализация корреляции виброперемещений вала турбины с разных сторон и его осевого сдвига

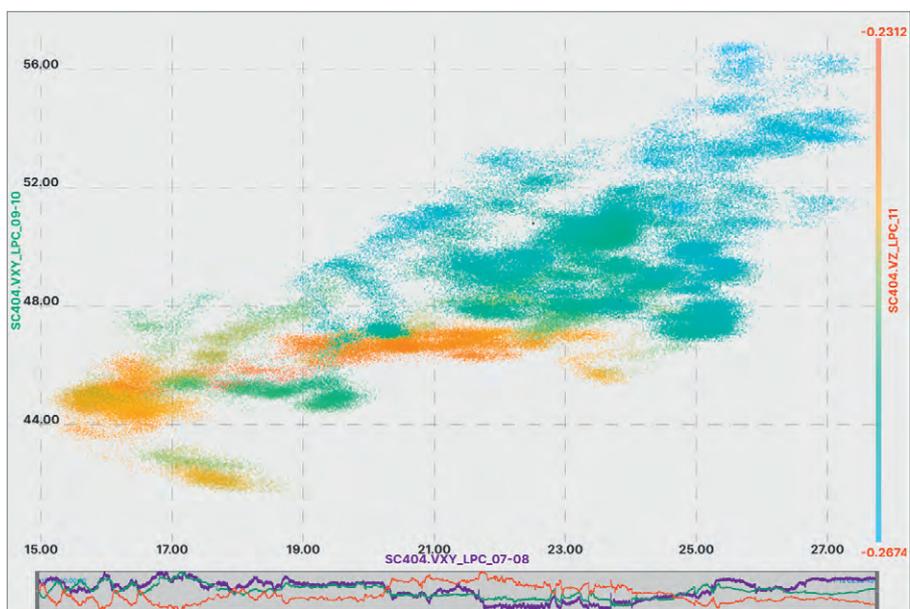


Рис. 7. Визуализация корреляции виброперемещений вала компрессора с разных сторон и его осевого сдвига

«закусыванию» валов при наличии момента на муфте и, как следствие, передаче усилия осевого сдвига с одного вала на другой, что не допускается конструкцией данной компрессорной установки. Таким образом, уже на этапе конфигурирования системы, в ходе анализа исторических данных, была выявлена неисправность, которая не могла быть определена предусмотренными системами параметрической диагностики и пока ещё не привела к негативным последствиям.

Особенно интересной нам показалась отрицательная корреляционная связь между значениями вибрации вала турбины с разных сторон (на рис. 5 она выделена красной рамкой). Для более вни-

мательного изучения этой зависимости мы использовали визуальный способ анализа, который также предусмотрен в нашей системе. При визуальном анализе на координатную плоскость наносятся точки, координаты которых соответствуют значениям пары параметров в единый момент времени, при этом распределение этих точек показывает корреляционную связь между этими двумя параметрами.

Также в СППР Sdisol PAD предусмотрена возможность отображения цветовым градиентом значений третьего параметра, благодаря чему становится возможным одновременный анализ корреляционной связи между тремя параметрами.

На рис. 6 представлена корреляционная связь между векторными суммами вибрации вала турбины с разных сторон и его осевого сдвига. Ясно прослеживаются три режима работы, при этом на каждом режиме явно видны корреляционные зависимости, соответствующие ранее рассчитанным коэффициентам. Причину наличия корреляции между осевым сдвигом вала турбины и его виброперемещением со стороны упорно-опорного подшипника мы объяснили выше, однако виброперемещение вала турбины со стороны муфты не должно так сильно зависеть от осевого сдвига этого вала при нормальных режимах работы.

Более того, мы обратили внимание на то, что диапазон виброперемещений вала турбины со стороны муфты в разы превосходит диапазон виброперемещений этого же вала со стороны упорно-опорного подшипника.

Объяснить такие закономерности на этапе конфигурирования системы мы не смогли, хотя определённые предположения у нас были. Об этом – ниже.

Настроив функции корреляционных отклонений вибропараметров турби-

ны, мы изучили корреляционные зависимости между векторными суммами виброперемещений вала компрессора с разных сторон и его осевого сдвига (см. рис. 7).

Как и у турбины, у компрессора наблюдается отрицательная корреляция между виброперемещением вала со стороны упорно-опорного подшипника и осевым сдвигом этого вала, правда, она не столь сильная, как у турбины. Ранее уже объяснялось, что природа такой корреляции объяснима и не должна вызывать опасения.

Отметим положительную корреляцию между значениями виброперемещений вала компрессора с разных сторон. Для турбины корреляция между аналогичными вибропараметрами была отрицательной.

Для контроля соблюдения корреляции между параметрами виброперемещения вала компрессора со стороны муфты и упорно-опорного подшипника мы использовали функцию расчёта корреляционного отклонения, принцип работы которой был описан выше и которую мы использовали для аналогичных вибропараметров турбины.

Анализ термопараметров

Несмотря на то что термопараметры не столь критичны, как вибропараметры, они в большей мере позволяют выявить предпосылки к возникновению неисправностей.

Как и для вибропараметров, мы настроили функции выявления тенденции для каждого параметра температуры, а также расчёт времени до соответствующих уставок.

Так как на все подшипники осуществляется подача масла из единой маслосистемы, то и температура подаваемого масла если не одинакова для всех подшипников, то, во всяком случае, изменяется идентично.

Помимо этого, нагрузка на все опорные подшипники и опорные части упорно-опорных подшипников изменяется одинаково, так как зависит от оборотов соответствующих валов, которые, в свою очередь, соединены муфтой.

Всё это позволяет утверждать, что следующие термопараметры должны изменяться одинаково при любом нормальном режиме работы:

innodisk

Industrial
SATADOM-MV
3ME4 Series

**САТАДОМ — ИДЕАЛЬНОЕ
ЗАГРУЗОЧНОЕ РЕШЕНИЕ**

Компактные твердотельные
накопители с интерфейсом SATA III
с высокой скоростью
передачи данных

PROSOFT® ОФИЦИАЛЬНЫЙ ДИСТРИБЬЮТОР (495) 234-0636
INFO@PROSOFT.RU WWW.PROSOFT.RU

Реклама

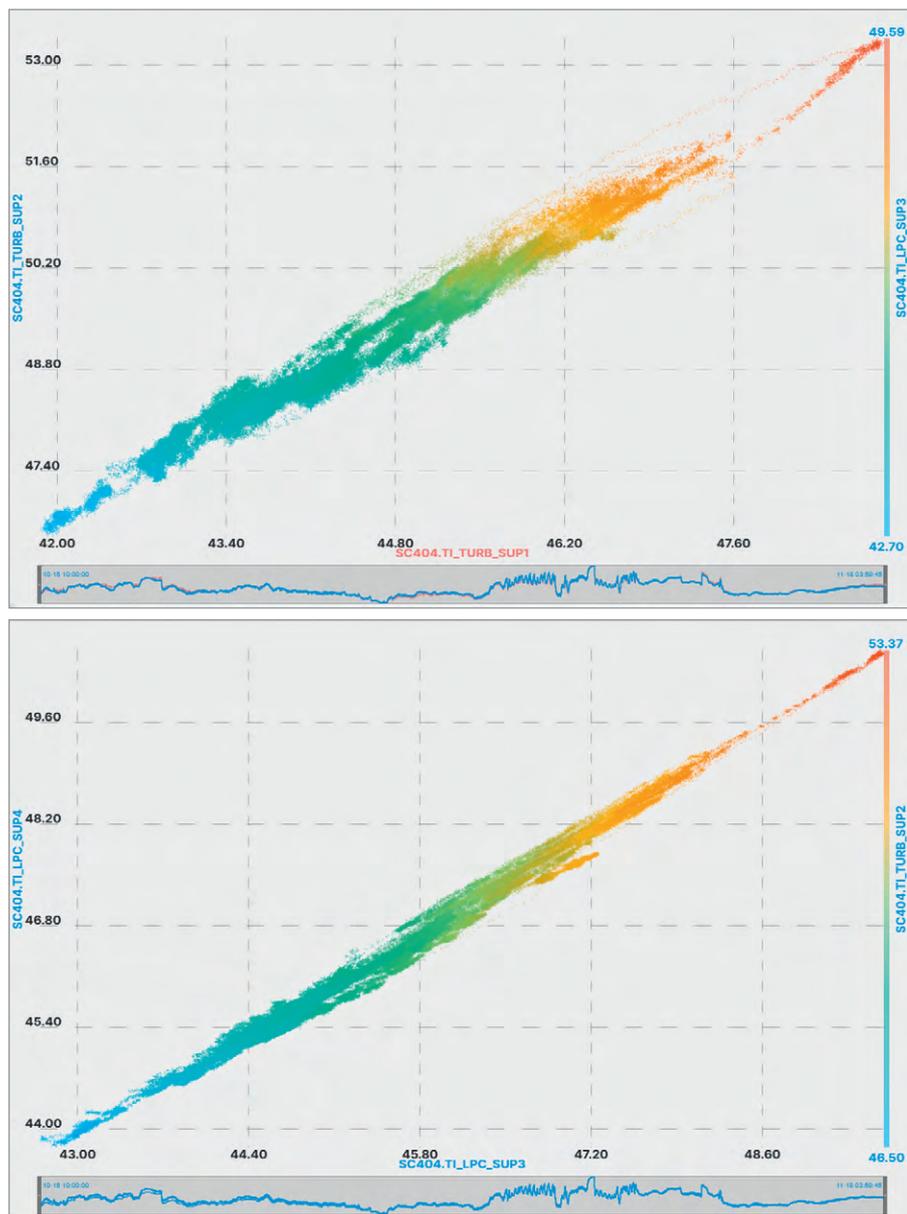


Рис. 8. Визуализация корреляции температур масла после опорных подшипников турбины и компрессора

- **TI_TURB_SUP1** – температура масла после опорной части упорно-опорного подшипника вала турбины;
- **TI_TURB_SUP2** – температура масла после опорного подшипника вала турбины;
- **TI_LPC_SUP3** – температура масла после опорного подшипника вала компрессора;
- **TI_LPC_SUP4** – температура масла после опорной части упорно-опорного подшипника компрессора.

Данное утверждение в полной мере подтверждается при анализе корреляции между этими термопараметрами.

На рис. 8 представлены две диаграммы корреляции двух групп параметров: **TI_TURB_SUP1**, **TI_TURB_SUP2**, **TI_LPC_SUP3** и **TI_LPC_SUP3**, **TI_LPC_SUP4**, **TI_TURB_SUP2**.

Видно, что все параметры обладают сильной положительной корреляцией друг с другом, которая носит линейный характер. Это даёт возможность рассчитывать качественные сравнительные оценки для данных параметров. Самым очевидным методом анализа, на первый взгляд, кажется расчёт корреляционных отклонений. Эту функцию мы использовали для векторной суммы виброперемещения вала турбины со стороны упорно-опорного подшипника и осевого сдвига этого вала. Однако в случае с термопараметрами мы имеем не два коррелирующих параметра, а группу из четырёх коррелирующих параметров.

Положительная корреляция и линейный характер зависимости позволили для каждого из вышеуказанных термопараметров предусмотреть мет-

рику его отклонения от среднеарифметического значения всех остальных параметров из группы. Ниже приведена формула расчёта отклонения температуры масла после опорной части упорно-опорного подшипника вала турбины (**TI_TURB_SUP1**).

$$T_{d1} = T_1 - \frac{T_2 + T_3 + T_4}{3},$$

где T_{d1} – отклонение температуры масла после опорной части упорно-опорного подшипника вала турбины (**TI_TURB_SUP1**) от среднеарифметического значения; T_1 – температура масла после опорной части упорно-опорного подшипника вала турбины (**TI_TURB_SUP1**); T_2 – температура масла после опорного подшипника вала турбины (**TI_TURB_SUP2**); T_3 – температура масла после опорного подшипника вала компрессора (**TI_LPC_SUP3**); T_4 – температура масла после опорной части упорно-опорного подшипника вала компрессора (**TI_LPC_SUP4**).

Значения этих метрик записываются в СППР Sdisol PAD в отдельные переменные, для которых мы предусмотрели уставки и настроили соответствующие функции выявления тенденций. При всех нормальных режимах работы значения этих метрик не превышали 10°C , поэтому значение предупредительных уставок по отклонению температур масла после опорных подшипников мы предусмотрели в 15°C . Рост и достижение уставок значениями этих метрик является признаком износа соответствующего подшипника.

Схожим методом мы решили анализировать термопараметры упорной части упорно-опорного подшипника турбины.

Как уже указывалось ранее, упорная часть этого подшипника состоит из 8 сегментов, каждый из которых имеет антифрикционный слой и оснащён датчиком температуры. Температура каждого сегмента зависит от скорости вращения вала турбины и силы прижатия привалочной поверхности этого вала к соответствующему сегменту.

Так как скользящие поверхности сегментов упорной части подшипника не могут находиться на идеально ровной плоскости, абсолютные значения температур сегментов будут отличаться друг от друга. На мнемосхеме, изображённой на рис. 1, значение температуры сегмента № 1 составляет $59,3^{\circ}\text{C}$, в то время как значение температуры прилегающего к нему сегмента № 8 со-

ставляет 48,5°C, разность температур составляет более 10°C.

Несмотря на отличия абсолютных значений температур сегментов, динамика их изменения будет идентичной, так как влияющие на это факторы: осевой сдвиг вала турбины, от которого зависит сила прижатия привалочной поверхности вала к упорной части подшипника, и скорость вращения турбины – одинаковы для всех сегментов.

Учитывая изложенное, для всех параметров температур сегментов упорной части упорно-опорного подшипника турбины мы предусмотрели метрики их отклонения от среднеарифметического значения. Как и для аналогичных метрик термopараметров опорных подшипников, для отклонений от среднеарифметических значений температур сегментов мы предусмотрели уставки и выявление тенденций.

Таким образом мы предусмотрели возможность диагностировать износ антифрикционного покрытия каждого сегмента. Напомним, что для вибропараметров ранее мы настроили расчёт корреляционного отклонения виброперемещения вала турбины со стороны

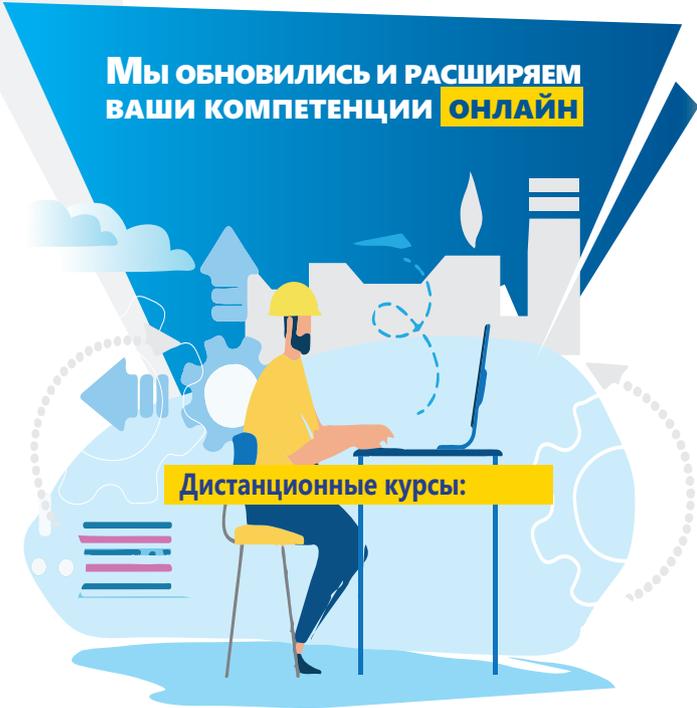
упорно-опорного подшипника и осевого сдвига этого вала. Соответственно увеличение этого корреляционного отклонения и одновременный рост отклонения температуры одного из сегментов упорной части подшипника от среднеарифметических значений однозначно указывают на износ антифрикционного покрытия на соответствующем сегменте подшипника.

Выявление неисправности

После завершения конфигурирования СПИР Sdisol PAD по прошествии некоторого времени наша система выявила рост осевого сдвига вала турбины. После чего в течение 20 минут были выявлены тенденции изменения отклонений значений температур нескольких сегментов упорной части упорно-опорного подшипника, а спустя ещё 10 минут система выявила рост виброперемещения вала турбины со стороны муфты по оси Y. При этом ни одна предупредительная уставка ни одним параметром не была достигнута, соответственно, в штатной АСУ ТП никаких предупредительных сообщений в течение всего этого времени не было.

На рис. 9 представлены временные диаграммы изменения виброперемещения вала турбины со стороны муфты (красный цвет), осевого сдвига этого вала (чёрный цвет) и расчётных значений отклонений температур сегментов № 7 и № 3 от среднеарифметических значений (зелёный и синий цвета соответственно).

Как было указано выше, при анализе вибропараметров нас уже заинтересовала корреляция между осевым сдвигом вала турбины и его виброперемещением со стороны муфты. Тогда одним из наших предположений был возникающий перекос опорного подшипника при продольном перемещении вала, что могло быть вызвано неправильно выставленными монтажными тепловыми зазорами опорного подшипника. В текущей ситуации эту версию в полной мере подтверждает симметричное изменение отклонений температур сегментов упорно-опорного подшипника турбины, а именно: рост отклонения температуры сегмента № 7 и снижение отклонения температуры сегмента № 3. Учитывая взаимоположенное расположение



**Мы обновились и расширяем
ваши компетенции **ОНЛАЙН****

Дистанционные курсы:



**УЧЕБНЫЙ ЦЕНТР
ПРОСОФТ-МОСКВА**

SCADA-СИСТЕМЫ

- MasterSCADA 4D. Базовый курс
- Основы работы с программным пакетом ICONICS GENESIS64

ПРОГРАММИРОВАНИЕ ПЛК

- Работа с контроллерами FASTWEL I/O и WAGO I/O в среде CODESYS V2.3
- Интеграция панелей Weintek в АСУ ТП на базе отечественных ПЛК

Возможность разработки индивидуальных учебных программ по требованиям заказчика



КУРСЫ АТТЕСТОВАНЫ ПРОИЗВОДИТЕЛЯМИ

(495) 234-0636
INFO@PROSOFT.RU

WWW.PROSOFT.RU





Рис. 9. Временная диаграмма вибро- и термопараметров турбины в момент возникновения аномалии в работе

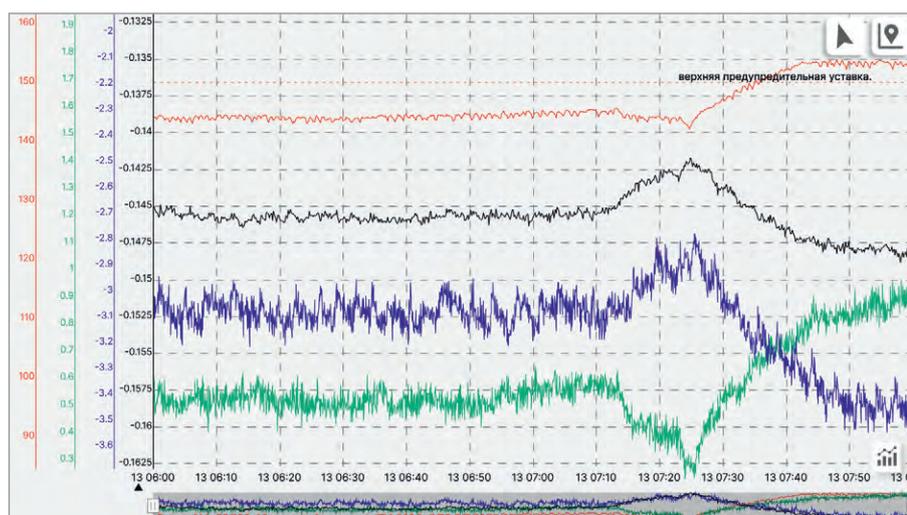


Рис. 10. Временная диаграмма диагностических параметров турбины при достижении предупредительной уставки виброперемещением вала турбины

этих сегментов, можно предположить, что симметричный характер изменения отклонений температур вызван изменением положения плоскости привалочной поверхности вала турбины относительно упорной части подшипника, в результате которого нижние сегменты начали «поджимать» сильнее верхних. В свою очередь, изменение положения плоскости привалочной поверхности вала турбины говорит об изменении положения самого вала турбины, а именно смещении вниз его продольной оси со стороны опорного подшипника, вызванном перекосом этого подшипника.

Уже через три часа после начала развития аномалии данных было достаточно для того, чтобы сделать вышеуказанные выводы. С этого момента времени эксплуатация стала готовиться к возможному вынужденному останову установки. Наша система была в диковинку эксплуатирующему персо-

налу, поэтому перейти на резервную установку и остановить основную сразу после появления соответствующих событий в СППР Sdisol PAD они не решились.

Спустя ещё 19 часов в течение последующих 30 минут наблюдалось интенсивное изменение осевого сдвига и симметричное изменение отклонений температур противоположных сегментов (№ 2, № 3 и № 6, № 7) упорной части упорно-опорного подшипника вала турбины, в результате чего виброперемещение вала турбины со стороны муфты достигло 154 мкм, превысив предупредительную уставку (см. рис. 10) и вызвав первое предупредительное сообщение в штатной АСУ ТП. Однако благодаря своевременным сообщениям СППР Sdisol PAD о выявленных тенденциях к этому моменту времени резервная компрессорная установка уже была запущена и полностью готова к выходу на рабочий режим, поэтому, несмотря на то что в даль-

нейшем рост вибрации прекратился, эксплуатирующим персоналом было принято решение остановить основную компрессорную установку.

После останова компрессорной установки в ходе её обследования наши предположения касательно неверно выставленного теплового зазора опорного подшипника турбины со стороны муфты подтвердились. После корректировки соответствующего теплового зазора абсолютные значения виброперемещений вала турбины со стороны муфты снизились до 70 мкм, а с противоположной стороны – до 50 мкм, также значительно снизилась корреляция между виброперемещением вала турбины со стороны муфты и его осевым сдвигом.

Вывод

С помощью численных и математических методов анализа, даже по обычным вибро- и термопараметрам, доступным в стандартных АСУ ТП, можно определять широкий спектр неисправностей, а главное – выявлять их на ранней стадии, что в целом позволяет:

- сократить время простоя установок;
- снизить затраты на ремонт;
- повысить уровень безопасности эксплуатации объекта.

Одновременный анализ разных типов параметров (вибропараметров, термопараметров и т.д.) в ряде случаев позволяет выявлять неявные неисправности, более сложные, чем могут выявить обычные системы параметрической диагностики. ●

Литература

1. ГОСТ 27165-97 «Агрегаты паротурбинные стационарные. Нормы вибрации валопроводов и общие требования к проведению измерений».

Автор – технический директор ООО «СЦР»
info@sdisol.ru

НОВОСТИ реклама

Выборы президента секции ISA

На прошедших выборах Президентом Санкт-Петербургской Российской секции международного общества автоматизации избран Чабаненко Александр Валерьевич, кандидат технических наук, доцент кафедры инноватики и интегрированных систем Института фундаментальной подготовки и технологических инноваций ГВАП. Он вступает в должность 1 января 2026 года. ●