

РАЗВИТИЕ СИСТЕМЫ ЗАЩИТЫ ЦЕНТРОБЕЖНОГО КОМПРЕССОРА ОТ ПОМПАЖА ПРИЗНАКОВЫМ СПОСОБОМ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ВЫЧИСЛИТЕЛЬНОЙ ГИДРОДИНАМИКИ И АНАЛИЗА СИГНАЛОВ ПУЛЬСАЦИЙ ДАВЛЕНИЯ

УДК 621.515

А.А. Лебедев, к.т.н., Санкт-Петербургский политехнический университет им. Петра Великого (Санкт-Петербург, РФ), LAA7777@yandex.ru

Ю.В. Кожухов, к.т.н., Санкт-Петербургский политехнический университет им. Петра Великого, kozhukhov_yv@mail.ru

В настоящее время повсеместно применяются системы антипомпажной защиты, основанные на параметрическом способе. Недостатком такой антипомпажной системы является то, что невозможно в полной мере обеспечить безопасную работу компрессора на режимах малых расходов, так как будут иметь место большие погрешности измерения. Другой способ антипомпажной защиты – признаковый – заключается в следующем: на основании информационных критериев вовремя обнаруживается возникновение вращающегося срыва, и в дальнейшем принимается управляющее решение в связи с приближением к опасной зоне помпажа. Признаковый способ более сложный и требует применения специальных методов анализа сигналов: вейвлет-анализа, периодограммного анализа, корреляционного анализа. Помимо методов анализа важными являются длина выборки для обработки нестационарных пульсаций давления и метод ее перемещения во времени. В настоящее время стало возможным математическое моделирование нестационарных процессов в проточной части центробежного компрессора (ЦБК). Авторы статьи основываются на данных экспериментальных исследований нагнетателей ГПА «Нева-16».

КЛЮЧЕВЫЕ СЛОВА: ЦЕНТРОБЕЖНЫЙ КОМПРЕССОР, НЕСТАЦИОНАРНЫЕ ЯВЛЕНИЯ В ТУРБОМАШИНАХ, ПОМПАЖ, ВРАЩАЮЩИЙСЯ СРЫВ, ПУЛЬСАЦИИ ДАВЛЕНИЯ, ЗАЩИТА ОТ ПОМПАЖА.

Центробежные компрессоры, как и все турбокомпрессоры, обладают известными эксплуатационными преимуществами по сравнению с объемными компрессорными машинами, но при этом имеют эксплуатационную особенность, связанную с характеристикой и динамическим принципом действия. Зона работы ЦБК строго ограничена минимальным расходом при фиксированной частоте вращения – это объясняется наличием помпажа, который недопустим при нормальной работе ЦБК. Состояния компрессора при помпаже характеризуются, с одной стороны, глобальной (полной) потерей устойчивости, с другой стороны,

помпаж – автоколебательный процесс в системе «компрессор – сеть» (рис. 1). Граница начала помпажа определяется формой характеристик компрессора и сети и, как правило, находится в области расходов, меньших по сравнению с границей явления вращающегося срыва. По результатам исследований выявлено, что перед помпажом в проточной части образуется интенсивный вращающийся срыв. При помпаже существуют мощные флуктуации, создаваемые, помимо окружной неравномерности аэродинамических величин и вращающегося срыва, обратным течением газа через проточную часть, что создает повышенные нагрузки на

компрессор и на установку в целом [1–7].

КЛАССИЧЕСКАЯ СИСТЕМА ЗАЩИТЫ КОМПРЕССОРОВ ОТ ПОМПАЖА

Основным способом защиты ЦБК от помпажа на сегодняшний день является параметрический, но также развивается и другой – признаковый – способ [3].

Одним из основных недостатков параметрического способа является возможность получения большой погрешности при вычислении производительности методом косвенного определения расхода газа [1] по перепаду давления во всасывающей трубке при интенсивных пуль-

Lebedev A.L., Ph.D. in Engineering Science, Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University (Saint Petersburg, RF), LAA7777@yandex.ru

Kozhukhov Yu.V., Ph.D. in Engineering Science, Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University, kozhukhov_yv@mail.ru

Surge protection system development in centrifugal compressor with an indicative method using numerical simulation of unsteady processes and analysis of pressure fluctuation signals

Nowadays, anti-surge protection system based on parametric method is widely used. The disadvantage of this anti-surge system is the fact that it is not possible to fully ensure the safe operation of the compressor at low flow conditions, because large measurement error will occur. Other method of anti-surge protection is indicative method. This method is what it is necessary to detect occurrence of rotating stall in time on the score of information criterion. Further the control decision is accepted in connection with the approach to the danger zone of surge. Indicative method is more complicated and requires special signal analysis such as wavelet analysis, periodogram analysis, correlation analysis. Also in addition to the methods of analysis, important is the length of the sample for processing unsteady pressure fluctuations and the method of its displacement on time. It is now possible to mathematically pre-simulate unsteady processes in the flow part of centrifugal compressor.

KEY WORDS: CENTRIFUGAL COMPRESSOR, UNSTEADY PHENOMENA IN TURBOMACHINERY, SURGING, ROTATING STALL, PRESSURE SURGE, PROTECTION AGAINST SURGE.

сациях давления на близких к помпажу режимах работы ЦБК. Антипомпажная система, в основе которой лежит данная методика, не может в полной мере обеспечить безопасную работу компрессора на режимах малых расходов, так как будет иметь большие погрешности измерения. Еще одним недостатком параметрической системы является необходимость делать большой запас в уставке системы защиты от помпажа из-за погрешности измерения расхода на время срабатывания исполнительного механизма противопомпажного клапана. В основном данная проблема проявляется на линейных и дожимных ЦБК: у первых пологая характеристика, у вторых могут в процессе работы меняться входные параметры газовой смеси, в том числе и состав газа, что связано как с перекачкой газа из различных месторождений, так и с их исчерпанием. При вводе новых центробежных установок в эксплуатацию проводят помпажные тесты на близких к техническому заданию условиях, которые в процессе эксплуатации изменяются и приводят к смещению границы помпажа, чаще всего – в сторону больших расходов. Для учета данного фактора дополнительно

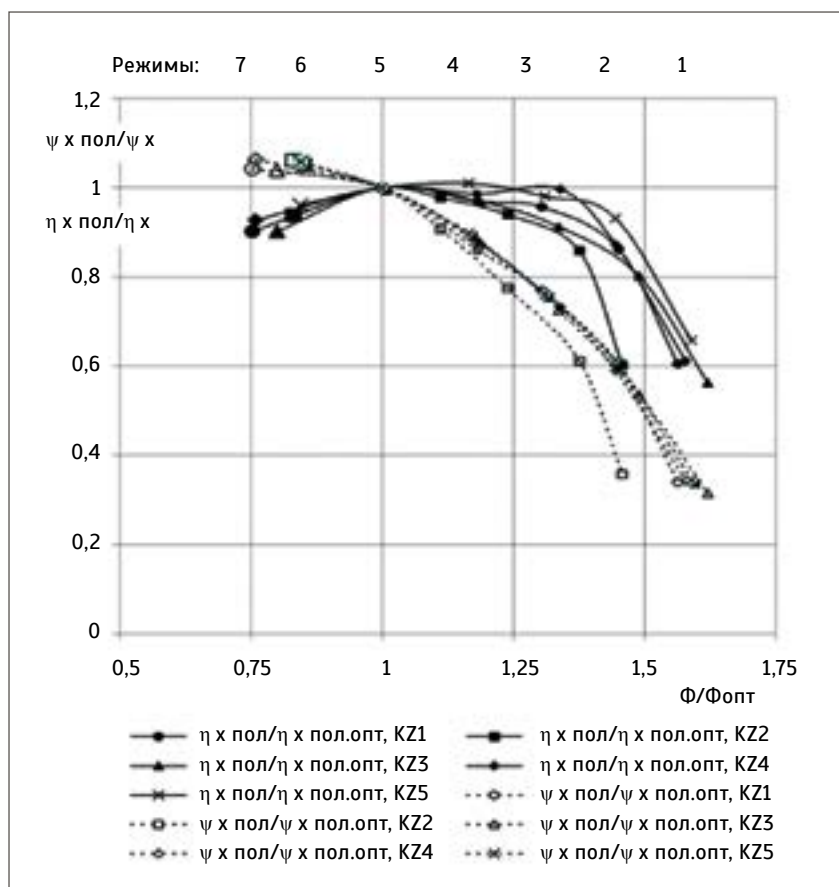


Рис. 1. Характеристика «напор – расход» ступени KZ, сформированной из рабочего колеса модельной ступени нагнетателя 395–21–1 и неподвижных элементов модельной ступени НЦ–16/76–1,44 ступень KZ5 [7]:
η, ψ – относительные политропный напор и КПД

увеличивают уставку с 5 до 25 %, в некоторых случаях режимы оптимальной работы попадают в эту

зону. Следствием больших уставок перед помпажом при работе ЦБК является постоянная работа

с частично открытым байпасным клапаном. Это позволяет стабилизировать систему автоматики для защиты от помпажа и повысить эффективность.

Исходя из перечисленных недостатков параметрического способа защиты ЦБК от помпажа можно сделать выводы, во-первых, о ненадежности, и во-вторых, о неэкономичности данного способа защиты для некоторых типов ЦБК. Дополнительным подтверждением являются исследования применения признакового способа ведущими мировыми производителями центробежных компрессорных машин [8].

ПРИЗНАКОВАЯ СИСТЕМА ЗАЩИТЫ КОМПРЕССОРОВ ОТ ПОМПАЖА

Признаковый способ защиты ЦБК от помпажа заключается в следующем. На основании информационных критериев, полученных от датчиков давления, установленных за рабочим колесом на статоре ЦБК, необходимо своевременно обнаруживать возникновение вращающегося срыва (или другого характерного явления, предшествующего помпажу) и в дальнейшем принимать решение о приближении к опасной зоне работы – помпажу. Выбор критерия осуществляется с учетом характерных особенностей поведения потока газа в проточной части турбокомпрессора перед возникновением помпажа. Существуют различные способы выявления предпомпажного состояния, в том числе предложенные Я.З. Гузельбаевым [9], Р.Дж. МакКи (McKee) [8]. В настоящей работе применяются признаки и критерии, сформированные на основании многолетних исследований научной группы по изучению нестационарных процессов в ЦБК, возглавляемой профессором, д.т.н. Р.А. Измайловым на кафедре «Компрессорная, вакуумная и холодильная техника» (КВиХТ) Санкт-Петербургского политехнического университета (СПбПУ).

РАЗВИТИЕ СИСТЕМЫ ЗАЩИТЫ ЦБК ОТ ПОМПАЖА ПРИЗНАКОВЫМ СПОСОБОМ НА ОСНОВЕ ЧИСЛЕННОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ

Появление доступных вычислительных средств большой мощности (кластеров, суперкомпьютеров) позволяет не только проводить сложные вычисления с моделированием нестационарных течений в ступени ЦБК, но и моделировать рабочий процесс всего компрессора. Важной особенностью моделирования нестационарных процессов в ЦБК является необходимость прове-



дения расчетов в области 360° , поскольку замена на сектор приводит к искажению полученных результатов и некорректна с точки зрения физики нестационарного процесса. В результате увеличиваются размеры расчетных сеток вне зависимости от того, в каком пакете программ они были построены (ANSYS, NUMECA), а это требует большего числа расчетных узлов кластера. Дополнительным фактором, увеличивающим время расчета, является необходимость проведения расчетов при повороте ротора с некоторым шагом, для стационарного расчета этого не требуется. В итоге моделирование нестационарных процессов в ЦБК требует в 10–20 раз больших вычислительных мощностей и увеличивает время

расчета в 15–30 раз по сравнению со стационарным расчетом для сектора проточной части. В оценке не участвуют режимы, на которых отрывные течения сильнее всего, – это режим вращающегося срыва и помпажа. На этих режимах процесс расчета в зависимости от ступени или проточной части компрессора может значительно затягиваться.

Начальные результаты численного моделирования нестационарных процессов в ступенях ЦБК получены на кафедре КВиХТ СПбПУ Г. Лопулаланом [5]. В этой работе рассмотрена разработка виртуального стенда для исследования нестационарных процессов в проточной части ЦБК, что позволяет обнаружить возникновение вращающегося срыва (так называемый предсрыв) в области $\varphi_{\text{опт}} < \varphi_0 \leq \varphi_{\text{вр.ср.}}$. Но в результате численного моделирования были получены отличия от натурального эксперимента, а именно: вычисленная частота пульсаций в безлопаточном диффузоре существенно отличается от наблюдаемых в эксперименте. Предположительно это связано с особенностями вычислений с использованием интерфейса transient rotor – stator, передающего данные из вращающегося ротора в неподвижный безлопаточный диффузор. Поскольку при вращающемся срыве зоны отрыва перемещаются по окружности с низкой угловой скоростью ($\omega_s \ll \omega_{\text{рот}}$), синхронизация по частоте вращения, осуществляемая интерфейсом, приводит к несоответствию численных оценок вращающегося срыва, наблюдаемых в эксперименте.

Впоследствии в работах [6, 7, 10–12] было проведено моделирование нестационарных процессов для реального ЦБК природного газа, по характеристикам и размерам ступеней близкого к модельной ступени кафедры КВиХТ. Предварительные результаты расчетов в программном комплексе ANSYS CFX оказались следующи-

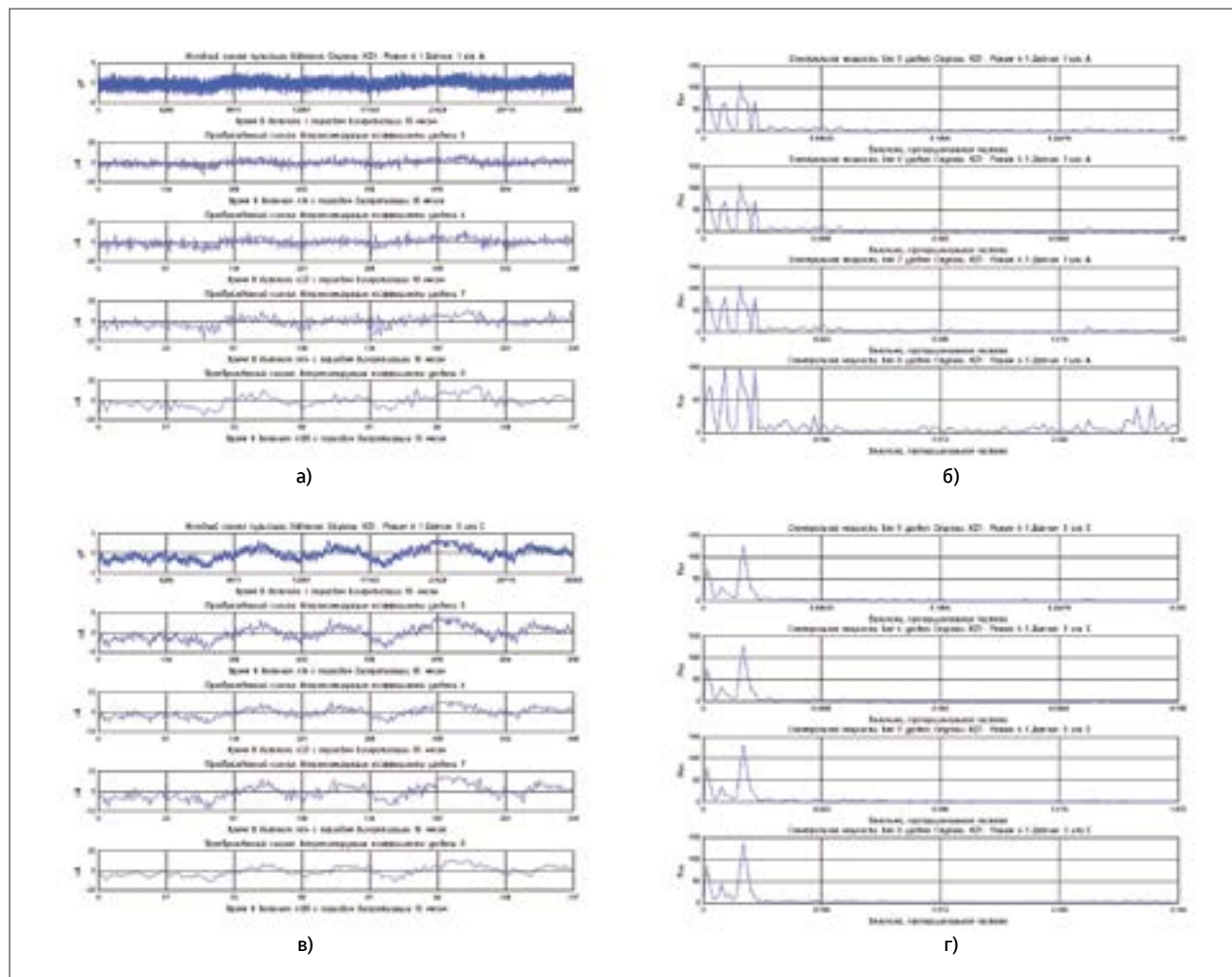


Рис. 2. Ступень KZ1, режим вращающегося срыва. Исходный и разложенный сигналы (аппроксимирующие коэффициенты с 5-го по 8-й уровни):

а) для датчика, установленного за рабочим колесом; б) для датчика, установленного за рабочим колесом; в) для датчика, установленного за безлопаточным диффузором. Спектральная плотность мощности для аппроксимирующих коэффициентов разложения с 5-го по 8-й уровни; г) для датчика за безлопаточным диффузором

ми: наблюдается качественное совпадение зон срыва на полях пульсаций давления за рабочим колесом, как и для натурного эксперимента. Было проведено шесть расчетов на режимах от максимального до минимального расхода при одной частоте вращения. Общее число элементов сетки – 10 439 379. Граничные условия при численном испытании на воздухе для CFD (вычислительная гидродинамика): на входе полное давление – 101 300 Па; полная температура – 288 К; статическое давление – 145 800 Па; статическая температура – 288 К; условие периодичности секторных элементов для секторов; условие

вращающихся стенок для области за рабочим колесом; частота вращения ротора – 5200 об/мин; модель турбулентности – Shear Stress Transport (SST); рабочее тело: идеальный газ – воздух; учитывается, что его теплоемкость и динамическая вязкость меняются в зависимости от температуры. Расчет производился на кластере СПбПУ при параллельном запуске на 10 узлах, время расчетов в среднем составило 140 ч для одного режима.

Исходя из полученных результатов можно предположить, что основными и одними из важнейших факторов, влияющих на появление нестационарности в

проточной части ЦБК, являются отклонения от осесимметричности при изготовлении, качество изготовления и сборки проточной части при натурном эксперименте. При численном же моделировании обеспечиваются идеальная точность модели проточной части и равномерность потока, что приводит к более узким в частотном диапазоне и стабильным по времени существования нестационарностям. В дальнейшем планируется моделирование различных факторов, включая отклонения при изготовлении, оказывающих влияние на нестационарные явления в проточной части, с применением сеток различной густоты.

РАЗВИТИЕ СИСТЕМЫ ЗАЩИТЫ ЦБК ОТ ПОМПАЖА ПРИЗНАКОВЫМ СПОСОБОМ НА ОСНОВЕ АНАЛИЗА СИГНАЛОВ НЕСТАЦИОНАРНЫХ ПРОЦЕССОВ И АЛГОРИТМОВ

Способы анализа сигналов выбирали с самого начала исследования нестационарных процессов в ЦБК на кафедре КВиХТ (Ленинградский политехнический институт, 1965 г.) Института энергетики и транспортных систем СПбПУ. Первоначально использовали одноканальные осциллографы, спектрографы, в дальнейшем в ходе эксперимента применяли многоканальные осциллографы, а также первые ЭВМ и комплекс КАМАК. Применение передовых разработок тех лет (1978–1988 гг.) позволило в эксперименте глубоко изучить физику нестационарных процессов в ЦБК. В дальнейшем проводились и проводятся численные эксперименты по анализу сигналов нестационарных процессов в ЦБК, а также, при необходимости, уточняющие эксперименты для дополнения и уточнения полученных результатов. В связи с недостаточностью вычислительных мощностей компьютерного оборудования в период 1975–2000 гг. проведение сложных исследований для выбора методов анализа нестационарных процессов, а также построение алгоритмов на их основе было невозможно. То есть алгоритм можно было построить, но проверить его работоспособность с применением методов анализа было проблематично.

В настоящее время проверены методы выявления периодичностей, спектральный и корреляционный анализ [2, 15], а также методы обработки сигнала фильтраций и вейвлет-преобразования [2, 5, 14–17]. Результаты применения метода вейвлет-разложения наглядно демонстрируются на рис. 2: рассмотрен эксперимент, в ходе которого производились записи режима предсрыва. В результате обработки экспери-

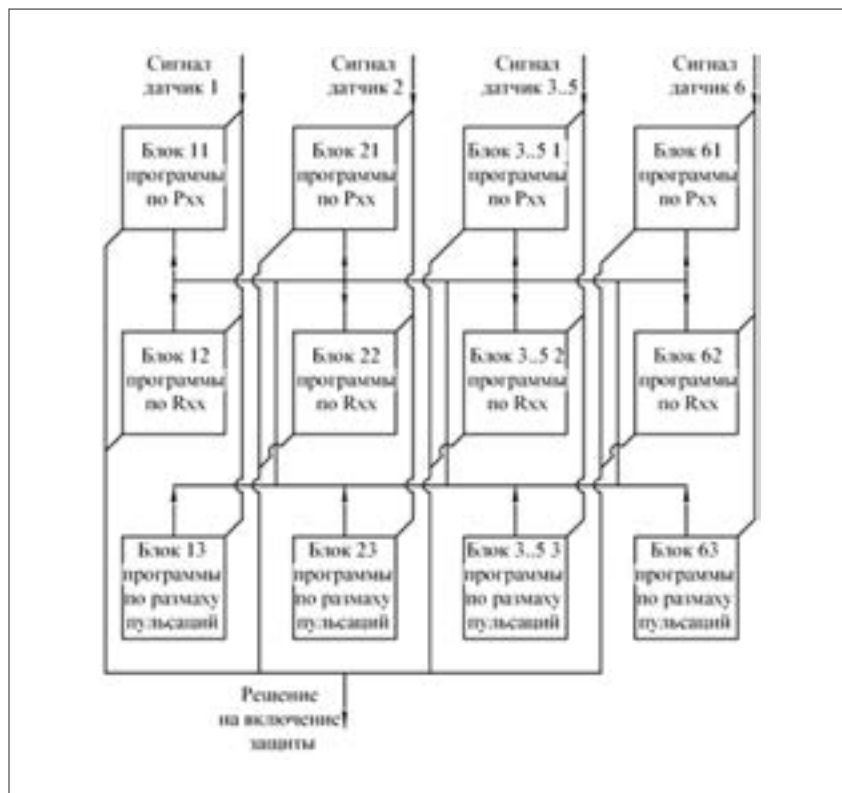


Рис. 3. Схема противопомпажного алгоритма

ментальных данных на картинах плотностей энергетического спектра периодов сигнала видны пики (рис. 2б и 2г). С продвижением по тракту они становятся четче.

Алгоритм для признаковой системы защиты от помпажа – это совокупность методов выявления периодической составляющей в нестационарных пульсациях давления в целях своевременного выявления вращающегося срыва и принятия решения о включении системы защиты от помпажа.

Один из исследованных алгоритмов, основанный на обработке сигналов вейвлет-преобразованием (рис. 3), состоит в том, что производится вейвлет-преобразование сигнала, а после преобразованный сигнал подвергается спектральному и автокорреляционному анализу – параллельным методом выявления периода пульсаций. Полученные периоды и их мощности сравниваются, также анализируется амплитуда пульсаций, в соответствии с методикой, предложенной в работе

Нгуен Минь Хая [15], выполненной на кафедре КВиХТ. Такая последовательность позволяет избежать ложных срабатываний системы. При задании границ периодов срабатывания системы также следует учитывать, что четкость получаемых значений может зависеть от временного интервала, на котором производится их определение. Время интервала также связано с условием, что системе защиты требуется время на исполнение решения, полученного в алгоритме, и это время не должно превышать минимальный временной интервал, за который состояние интенсивного вращающегося срыва переходит в режим помпажа.

Для снижения зависимости длины интервала от суммарного времени работы алгоритма и времени, затрачиваемого исполнительными механизмами защиты, используется следующая схема с 90%-м перекрытием. Выбранная запись сигнала с датчика в определенный временной интервал

подвергается первому анализу, при последующем анализе из этой записи удаляются первые 10 % записи и в конце добавляются новые 10 %, в итоге это позволяет свободно варьировать длину участка для анализа.

Для оптимизации алгоритма и исключения значения избыточного перекрытия его следует устанавливать для конкретной ступени и установки, так как уменьшение перекрытия может привести к увеличению количества анализируемых интервалов и, как следствие, к росту габаритных размеров системы анализа и стоимости. Выбор условия для принятия решения по значениям периода сделан таким образом, что вычисленные периоды за разные промежутки времени могут принимать неравные критические значения. Для учета этого факта итоговое значение принимается по количеству интервалов с критическими значениями периода за несколько промежутков, на которых производилось определение периода. Это объясняется тем, что для некоторых типов ступеней период срыва более стабилен, а период при развитии срыва может принимать несколько значений в разные промежутки времени. Для определения типа срыва – устойчивый или предсрыв – могут быть получены два значения, равные отношению числа участков с критическим периодом к числу всех участков. Число всех участков выбирается пропорционально промежутку времени, необходимому для установления факта существования развитого вращающегося срыва. При нахождении в зоне предсрыва число участков будет меньше, а следовательно, уменьшится и относительное их значение, а при развитии срыва число участков с критическим уровнем будет больше, и отношение будет больше.

Рассмотренный алгоритм может работать в следующей схеме противопомпажной защиты. Система состоит из измерительного

оборудования, блоков обработки, принятия решения и управления. Блок каналов измерения обеспечивает работу четырех датчиков давления и выдает аналоговый сигнал пульсаций давления. Блок АЦП преобразует аналоговый сигнал в цифровой, производит обработку, анализ и принимает решение на основании алгоритма. Этот блок может быть реализован как на стандартной элементной базе промышленных систем управления, так и на DSP (программируемые цифровые процессоры). Число единиц оборудования зависит от типа компрессора, а также от уровня резервирования. Блок реестра (диспетчеризации) рассчитан на запись значений, выявленных во время включения системы защиты и случайных выбросов сигнала, а также на резервное хранение программы алгоритма защиты и пограничных значений. Блок терминала и пульт управления выводят текущие значения о состоянии системы, а также имеют возможность изменения значений границ при наличии необходимого уровня доступа.

ПЕРСПЕКТИВЫ ПЕРЕХОДА НА ПРИЗНАКОВУЮ СИСТЕМУ ЗАЩИТЫ ЦБК ОТ ПОМПАЖА

Ужесточающиеся требования к энергоэффективности ЦБК природного газа и чистоте перекачиваемого газа вынуждают потребителей переходить на компрессорное оборудование динамического действия в областях с меньшими массовыми расходами и расширением их зоны устойчивой работы [18]. Становятся актуальными способы расширения зоны работы ЦБК за счет точного определения в характеристике мест, в которых работа невозможна. За счет этого достигается экономия энергии на сжатие газа: во-первых, не происходит раннее открытие байпасного клапана при уставке от помпажа 25–30 % по расходу, во-вторых, при режимах с частичным открытием байпасного клапана на режимах

10; 20; 30; 40 % запаса расхода по помпажу вместо 30; 40; 50; 60 %. Таким образом, уменьшается объем повторно сжимаемого газа.

ПРЕИМУЩЕСТВА ПРИЗНАКОВОЙ СИСТЕМЫ ЗАЩИТЫ ОТ ПОМПАЖА

1. Определение достоверной границы начала помпажа в зависимости от текущих условий эксплуатации центробежного компрессора.

2. Расширение устойчивой зоны работы центробежного компрессора не менее чем на 5 % в сторону помпажа.

3. Мониторинг в реальном времени параметров газодинамической устойчивости центробежного компрессора.

4. Возможность уйти от проведения помпажных тестов для уточнения новых уставок по помпажу при изменении компонентного состава сжимаемой среды и ее параметров на входе в установку.

5. Вместо существующей схемы с четырьмя аналоговыми датчиками (датчик перепада давления на входе в компрессор, датчик давления на входе, датчик давления на выходе, датчик частоты вращения) предлагается использовать несколько дискретных датчиков, установленных непосредственно в месте возникновения предпомпажных явлений (предсрыва потока, срыва) – в проточной части компрессора. Дополнительным плюсом такой схемы является более высокая точность и помехоустойчивость дискретных датчиков по сравнению с аналоговыми.

6. Признаковая система защиты от помпажа позволяет уйти от построения границы помпажа с помощью аппроксимированных данных, полученных по нескольким точкам на основе эксперимента. Такой подход позволяет отказаться от коэффициентов аппроксимации и от эмпирических коэффициентов (например, от коэффициента конфузора нагнетателя). ■

ЛИТЕРАТУРА

- Измайлов Р.А., Акульшин Ю.Д., Крутиков Т.Е. Система диагностики предпомпажного состояния центробежного компрессора // Турбины и компрессоры. 2004. № 3–4 (28–29). С. 15–22.
- Крутиков Т.Е. Система диагностирования предпомпажного состояния центробежного компрессора: дис. ... канд. техн. наук. СПб.: СПбПУ, 2003. 16 с.
- Лебедев А.А. Вейвлет-анализ нестационарных процессов в центробежном компрессоре: дис. ... канд. техн. наук. СПб.: СПбПУ, 2008. 300 с.
- Witkowski M. Centrifugal compressors. Unsteady flow phenomena. Report of scientific exchange. Saint Peterbyrg: SPbSTU-LTU, 2010, 170 pp.
- McKee R.J., Deffenbaugh D.M. Increased flexibility of turbo-compressor in natural gas transmission though direct surge control – Houston, Washington DC: Southwest Research Institute®, mechanical and Materials Engineering Division, 2005. 60 p.
- Гузельбаев Я.З. Газодинамическая нестационарность процессов в центробежном компрессоре. Помпаж и способы его обнаружения: дис. ... канд. техн. наук. Казань: КГТУ, 2000. 144 с.
- Лопулалан Хенри Домингус. Виртуальный стенд для исследования нестационарных процессов в ступени центробежного компрессора: дис. ... канд. техн. наук. СПб.: СПбПУ, 2014.
- Абсаликов А.Э. Численное моделирование нестационарных процессов в рабочем колесе и диффузоре центробежного компрессора на режиме максимального расхода. СПб.: СПбПУ, 2015. 40 с.
- Давлетгареев Э.В. Численное моделирование нестационарных процессов в рабочем колесе и диффузоре центробежного компрессора на режиме вращающегося срыва. СПб.: СПбПУ, 2015. 43 с.
- Игнатьев А.С. Численное моделирование нестационарных процессов в рабочем колесе и диффузоре центробежного компрессора на режиме предсрыва. СПб.: СПбПУ, 2015. 43 с.
- Казаков М.В. Численное моделирование нестационарных процессов в рабочем колесе и диффузоре центробежного компрессора на режиме помпажа. СПб.: СПбПУ, 2015. 45 с.
- Трепов Г.А. Численное моделирование нестационарных процессов в рабочем колесе и диффузоре центробежного компрессора на режиме оптимального расхода. СПб.: СПбПУ, 2015. 39 с.
- Danilishin A.M., Kozhukhov Y.V., Yun V.K. Multi-objective optimization for impeller shroud contour, the width of vane diffuser and the number of blades of the centrifugal compressor stage based on the CFD calculation. London, IOP Conference Series Materials Science and Engineering 2015, 16.
- Нгуен Минь Хай. Информативные критерии для обнаружения предпомпажного состояния центробежного компрессора: дис. ... канд. техн. наук. СПб.: СПбПУ, 2007. 190 с.
- Закуленко Б.И. Разработка и исследование систем обнаружения вращающегося срыва в центробежном компрессоре с применением рекуррентного анализа. СПб.: СПбПУ, 2015. 82 с.
- Круглов Н.В. Анализ нестационарных процессов в центробежном компрессоре с использованием современных вычислительных средств. СПб.: СПбПУ, 2007. 129 с.
- Маурчев С.А. Разработка способов уменьшения шума и вибраций центробежного компрессора, создаваемых аэродинамическими источниками. СПб.: СПбПУ, 2007. 91 с.
- Izmaylov R., Lebedev A. Centrifugal compressor surge detecting method based on wavelet analysis of unsteady pressure fluctuations in typical stages; London, IOP Conference Series Materials Science and Engineering 2015, vol. 90.

REFERENCES

- Izmaylov R.A., Akulshin Yu.D., Krutikov T.E. Diagnostics System of the Pre-Surge Condition of the Centrifugal Compressor. Turbines and Compressors = Turbines and Compressors, 2004, No. 3 (28–29), p. 15–22. (In Russian)
- Krutikov T.E. Diagnostics System of the Pre-Surge Condition of the Centrifugal Compressor: Ph.D. Thesis in Engineering Sciences. Saint Petersburg, St. Petersburg Polytechnic University, 2003, 16 pp. (In Russian)
- Lebedev A.A. Wavelet Analysis of Non-Stationary Processes in the Centrifugal Compressor: Ph.D. Thesis in Engineering Sciences. Saint Petersburg, St. Petersburg Polytechnic University, 2008, 300 pp. (In Russian)
- Witkowski M. Centrifugal compressors. Unsteady flow phenomena. Report of scientific exchange. Saint Peterbyrg, SPbSTU-LTU, 2010, 170 pp.
- McKee R.J., Deffenbaugh D.M. Increased flexibility of turbo-compressor in natural gas transmission though direct surge control – Houston, Washington DC: Southwest Research Institute, mechanical and Materials Engineering Division, 2005. 60 p.
- Guzelbaev Ya.Z. Gas and Dynamic Non-Stationarity of Processes in the Centrifugal Compressor. Surge and How to Detect it: Ph.D. Thesis in Engineering Sciences. Kazan, Kazan State Technical University, 2000, 144 pp. (In Russian)
- Lopulalan Henry Domingus. Virtual Stand for the Research of Non-Stationary Processes in the Centrifugal Compressor's Step: Ph.D. Thesis in Engineering Sciences. Saint Petersburg, St. Petersburg Polytechnic University, 2014. (In Russian)
- Absalikov A.E. Numerical Simulation of Non-Stationary Processes in the Impeller and the Diffuser of the Centrifugal Compressor at a Full Flow Regime. Saint Petersburg, St. Petersburg Polytechnic University, 2015, 40 pp. (In Russian)
- Davletgareev E.V. Numerical Simulation of Non-Stationary Processes in the Impeller and the Diffuser of the Centrifugal Compressor at a Rotating Stall Regime. Saint Petersburg, St. Petersburg Polytechnic University, 2015, 43 pp. (In Russian)
- Ignatyev A.G. Numerical Simulation of Non-Stationary Processes in the Impeller and the Diffuser of the Centrifugal Compressor at a Pre-Stall Regime. Saint Petersburg, St. Petersburg Polytechnic University, 2015, 43 pp. (In Russian)
- Kazakov M.V. Numerical Simulation of Non-Stationary Processes in the Impeller and the Diffuser of the Centrifugal Compressor at a Surge Regime. Saint Petersburg, St. Petersburg Polytechnic University, 2015, 45 pp. (In Russian)
- Trepov G.A. Numerical Simulation of Non-Stationary Processes in the Impeller and the Diffuser of the Centrifugal Compressor at an Optimal Flow Regime. Saint Petersburg, St. Petersburg Polytechnic University, 2015, 39 pp. (In Russian)
- Danilishin A.M., Kozhukhov Y.V., Yun V.K. Multi-objective optimization for impeller shroud contour, the width of vane diffuser and the number of blades of the centrifugal compressor stage based on the CFD calculation. London, IOP Conference Series Materials Science and Engineering 2015, 16.
- Nguyen Minh Hai. Informative Criteria to Identify the Pre-Surge Condition of the Centrifugal Compressor: Ph.D. Thesis in Engineering Sciences. Saint Petersburg, St. Petersburg Polytechnic University, 2007, 190 pp. (In Russian)
- Zakulenko B.I. Development and Research of Detection Systems of the Rotating Stall in the Centrifugal Compressor with the Use of Recurrent Analysis. Saint Petersburg, St. Petersburg Polytechnic University, 2015, 82 pp. (In Russian)
- Kruglov N.V. Analysis of Non-Stationary Processes in the Centrifugal Compressor with the Use of Modern Computational Methods. Saint Petersburg, St. Petersburg Polytechnic University, 2007, 129 pp. (In Russian)
- Maurchev S.A. Development of Means to Reduce Noise and Vibrations of the Centrifugal Compressor that are Created by Aerodynamic Sources. Saint Petersburg, St. Petersburg Polytechnic University, 2007, 91 pp. (In Russian)
- Izmaylov R., Lebedev A. Centrifugal compressor surge detecting method based on wavelet analysis of unsteady pressure fluctuations in typical stages; London, IOP Conference Series Materials Science and Engineering 2015, vol. 90.