

УДК 629.7.03.001; 004.52.3

Ю. А. Кораблев

Санкт-Петербургский государственный электротехнический университет «ЛЭТИ» им. В. И. Ульянова (Ленина)

Разработка антипомпажной отказоустойчивой системы управления

Рассматриваются вопросы организации антипомпажного отказоустойчивого управления процессом транспорта газа. Актуальность вопросов обеспечения отказоустойчивости связана с необходимостью предотвращения помпажа при работе нагнетателя газоперекачивающего агрегата (ГПА). Помпаж представляет собой неэффективный и опасный режим работы нагнетателя. При помпаже циклическим воздействиям подвергаются ротор, подшипники, корпус нагнетателя. Это силы порядка нескольких тонн по весу, в результате ротор становится похож на своего рода стенобитную машину, таран, способный разрушить нагнетатель в кратчайшие сроки – именно поэтому помпажный режим недопустим. Задача обнаружения помпажа – это главная задача диагностики при транспортировке газа. В статье рассматривается построение нечеткой системы диагностики помпажа. Результаты диагностики используются в алгоритме антипомпажного регулирования. Функции антипомпажного регулирования должен выполнять антипомпажный регулятор, который в указанных рамках состоит из двух функционально законченных блоков – блока диагностики помпажа (сигнализатор помпажа) и блока отказоустойчивого регулирования помпажа.

Процесс транспорта газа, помпажный режим, нечеткая система диагностики, антипомпажный регулятор

Задачи управления процессом транспорта газа. Для обеспечения заданного расхода газа и оптимальной работы компрессорной станции необходимо одновременное решение нескольких задач [1]:

1. Топливное регулирование – задача стабилизации частоты вращения силовой турбины (турбины нагнетателя). Решается с помощью управления топливным регулирующим клапаном.

2. Антипомпажное регулирование – задача обеспечения работы центробежного нагнетателя в безопасной зоне. Решается посредством управления байпасным клапаном.

3. Стабилизация давления на выходе или расхода газа через нагнетатель – задача связана с первой и решается через задание управляющих воздействий на подсистему топливного регулирования.

Задачи 1 и 3 обычно решаются привлечением традиционных средств автоматизации. Особых подходов требует решение задачи антипомпажного регулирования.

Функции антипомпажного регулирования должен выполнять антипомпажный регулятор (АПР), который в рамках данной статьи состоит из двух функционально законченных блоков:

- 1) диагностики (сигнализатор помпажа);
- 2) отказоустойчивого регулирования помпажа.

Нечеткая диагностика помпажа. Блок диагностики предпомпажного состояния вырабатывает диагностические сигналы «Начало помпажа» и «Помпаж нагнетателя», для чего измеряются и анализируются следующие сигналы:

- производной по времени от частоты вращения ротора нагнетателя $\frac{d\omega_H}{dt}$;
- производной по времени перепада давления на конфузоре нагнетателя $\frac{d(dP)}{dt}$;
- перепада давления газа на входном конфузоре нагнетателя dP ;

– амплитуды пульсаций давления на конфузоре и их дисперсия;

– частоты вращения силовой турбины ω_H ;

– ускорения силовой турбины;

– давления газа на входе в нагнетатель

$P_{вх.нагн}$;

– давления газа на выходе из нагнетателя

$P_{вых.нагн}$;

– температуры газа на входе в нагнетатель;

– температуры газа на выходе из нагнетателя;

– колебаний температуры газа перед силовой турбиной;

– показаний осевого сдвига ротора нагнетателя;

– роста вибрации узлов двигателя и нагнетателя;

– изменения показаний перепада «масло–газ»;

– изменения потребляемой мощности;

– пересечения рабочей точки границы помпажа;

– изменения расхода газа через нагнетатель.

Различные алгоритмы диагностики помпажа используют эти сигналы по отдельности или в комбинации друг с другом.

В случае технической и математической возможности определения расстояния до границы помпажа алгоритм обнаружения начала помпажа в самом общем виде определяется правилом вида

**ЕСЛИ РАССТОЯНИЕ ДО ГРАНИЦЫ = $ZERO_i$,
ТО СОСТОЯНИЕ = НАЧАЛО ПОМПАЖА,**

где $ZERO_i$ – термы, описывающие границу помпажа в координатах расхода газа через нагнетатель и степени сжатия газа.

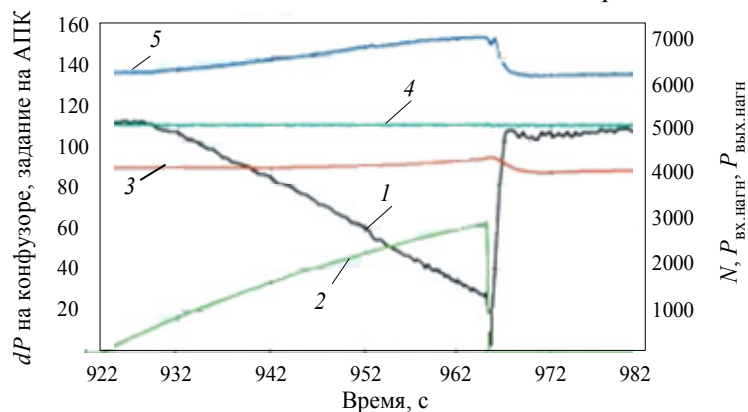
Для идентификации границы помпажа применяют так называемое помпажное тестирование.

Тестирование происходит следующим образом. На первом этапе нагнетатель постепенно медленно закрывает байпасный клапан. Это приводит к падению производительности нагнетателя, росту давления на выходе, т. е. режим приближается к помпажу. Признаком этого служит срыв потока в нагнетателе. Срыв потока обнаруживают по резкому уменьшению производительности нагнетателя и потребляемой нагнетателем мощности. Это обнаруживается по росту частоты вращения силовой турбины. Параллельно топливный регулятор сокращает подачу топлива. Цель – не допустить раскрутки турбины. Момент срыва четко распознается правилом вида

**ЕСЛИ ЧАСТОТА ВРАЩЕНИЯ = БОЛЬШАЯ,
И ПЕРЕПАД ДАВЛЕНИЯ НА КОНФУЗОРЕ =
= МАЛЫЙ,**

**И УСКОРЕНИЕ ТУРБИНЫ = БОЛЬШОЕ,
И ДАВЛЕНИЕ НА ВЫХОДЕ = ВЫСОКОЕ,
ТО СОСТОЯНИЕ = НАЧАЛО ПОМПАЖА.**

На рис. 1 показаны графики, полученные при помпажном тестировании нагнетателя при моделировании работы ГПА. Параметр « dP на конфузоре», перепад давлений на конфузоре нагнетателя, определяет производительность нагнетателя. В начале тестирования антипомпажный клапан (АПК) плавно закрывается. Этот момент сопровождается практически линейным уменьшением перепада на конфузоре. Следующий критический момент времени $t = 965$ с. Здесь возникает резкий провал значений перепада давлений на конфузоре, сопровождаемый ускорением силовой турбины. По этим признакам система диагностики



- 1 – перепад давлений на сужающем устройстве нагнетателя (dP на конфузоре), кПа
- 2 – задание на антипомпажный клапан (АПК), закрытие в %
- 3 – частота вращения (N) силовой турбины, об/мин
- 4 – давление на входе нагнетателя ($P_{вх.нагн}$), кПа
- 5 – давление на выходе нагнетателя ($P_{вых.нагн}$), кПа

Рис. 1

ГПА срабатывает, распознает срыв потока в нагнетателе и открывает АПК.

Особое значение имеет анализ $\frac{d\omega_n}{dt}$ и $\frac{d(dP)}{dt}$

. Для этих сигналов при приближении нагнетателя к границе помпажа характерен резкий рост абсолютных значений производных в 2...10 раз по сравнению с зоной беспомпажной работы. Дополнительными признаками начала помпажа служат два фактора: увеличение скорости роста ω_n и рост скорости падения dP . При выходе любой из производных за границы заданных пороговых термов система диагностики формирует сигнал «Начало помпажа».

Важен также анализ перепада давления на конфузоре, как указано в одном из правил. Если система диагностики при использовании анализа перепада давления на конфузоре фиксирует сигнал пульсации от датчика перепада давления в выходном патрубке нагнетателя порядка 1.5 кг/см², то достаточно повторного получения такого сигнала для аварийного отключения ГПА.

В данном случае алгоритм обнаружения помпажа определяется правилами:

ЕСЛИ ПРОИЗВОДНАЯ ЧАСТОТЫ ВРАЩЕНИЯ РОТОРА = БОЛЬШАЯ, ТО СОСТОЯНИЕ = НАЧАЛО ПОМПАЖА;

ЕСЛИ ПРОИЗВОДНАЯ ПЕРЕПАДА ДАВЛЕНИЯ НА КОНФУЗОРЕ = БОЛЬШАЯ, ТО СОСТОЯНИЕ = НАЧАЛО ПОМПАЖА,

причем терм *БОЛЬШАЯ* в 2...10 раз дальше терма *НОРМАЛЬНАЯ*.

При обнаружении начала помпажа выдается управляющий сигнал на полное или частичное открытие антипомпажного клапана.

Важна также амплитуда пульсаций давления на конфузоре. При переходе от области срыва к области помпажа пульсации перепада давления меняются от роста на 6 % к снижению до 1 Гц, дисперсия пульсаций изменяется от роста в 2...2.5 раза до возрастания в 20 и более раз при частоте пульсаций порядка 2.5 Гц. Также на участке помпажа амплитуда возрастает до 38 % для перепада давления, и на 5 % для давления в диффузоре.

Одним из возможных алгоритмов распознавания начала помпажа может быть алгоритм на основе анализа дисперсии

ЕСЛИ ДИСПЕРСИЯ ПУЛЬСАЦИЙ = ПОРОГ, ТО СОСТОЯНИЕ = НАЧАЛО ПОМПАЖА,

где *ПОРОГ* – терм, описывающий пороговое значение.

Обнаружению помпажа может способствовать также алгоритм анализа амплитуды пульсаций. Особенность данного алгоритма состоит в том, что здесь может быть непосредственно использован сигнал первичного преобразователя и дополнительной математической обработки сигнала не требуется.

Правило, определяющее начало помпажа, аналогично вышеприведенному

ЕСЛИ АМПЛИТУДА ПУЛЬСАЦИЙ = ПОРОГ, ТО СОСТОЯНИЕ = НАЧАЛО ПОМПАЖА,

где *ПОРОГ* – терм, описывающий пороговое значение.

Применение подобного рода алгоритмов позволяет расширить диапазон устойчивой работы примерно на 7 %.

Для формализации описания системы диагностики используется база правил нечеткой системы [2]

$$B = (D, R, F, I),$$

где *D* – исходные данные; *F* – неисправности и способы их устранения; *I* – механизм нечеткого логического вывода; *R* – правила, имеющие вид

$$r_i : s_j, pr_k$$

ЕСЛИ $\langle t_k \rangle f_1$ И $\langle t_k \rangle f_2 \dots \langle t_k \rangle f_n$,

ТО $\langle t_k \rangle f_m$,

где $r_i \in \{R\}$ – правила; $s_j \in \{R\}$ – множество причин неисправностей; $pr_k \in \{Pr\}$ – множество приоритетов правил; $\{f_1, f_2, \dots, f_m\} \in F$ – множество фактов, которое содержит сведения о диагностированных неисправностях ГПА; $t_n \in \{T\}$ – множество лингвистических переменных.

Такая база знаний по помпажу, естественно, очень велика. В нее входят все вышеперечисленные правила, а также могут включаться и другие. Пример:

ЕСЛИ РЕЖИМ = «Аварийный останов ГПА», И СОСТОЯНИЕ = «Помпаж ГТД», И СООБЩЕНИЕ = «Высокое разрежение на всасывающем тракте в ГТД», ТО ДИАГНОЗ 1 = «Примерзание байпасного клапана воздухоочистного устройства» ИЛИ «Обмерзание фильтров ВОУ»

ЕСЛИ РЕЖИМ=«Аварийный останов ГПА», **И СООБЩЕНИЕ** = «Низкий перепад давления на РПД масло – газ», **И** «Включен пусковой насос уплотнения», **ТО ДИАГНОЗ 2** = «Выход из строя навесного главного масляного насоса» **ИЛИ** «Выход из строя РПД».

Антипомпажное регулирование. Для того чтобы избежать помпажа, обычно управляют байпасным клапаном. Задача состоит в переводе части газа с выхода на вход нагнетателя. Этот процесс называется рециркуляцией. На рис. 2, где показаны газодинамические характеристики (ГДХ) центробежного нагнетателя при управлении байпасным клапаном, видно, что открытие/закрытие байпасного клапана уменьшает/увеличивает нагрузку на нагнетатель. Соответственно, рабочая точка перемещается вправо/влево при открытии/закрытии клапана. На этом принципе строятся алгоритмы обеспечения устойчивой работы нагнетателя при неблагоприятной характеристике нагрузки.

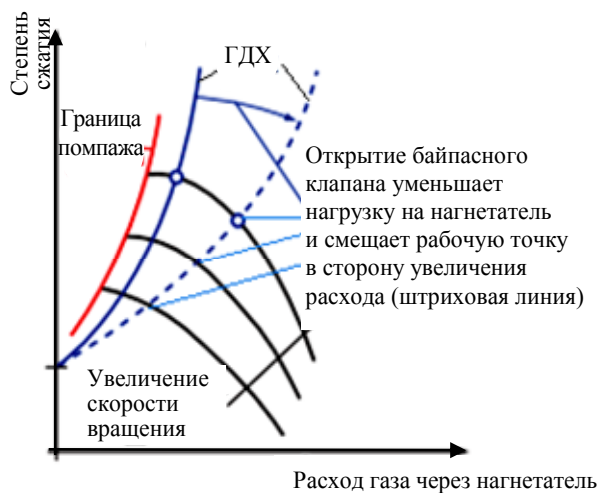


Рис. 2

Постановка задачи управления в данном случае выглядит следующим образом. С одной стороны, каждый ГПА имеет узкую безопасную область работы, с другой – выбор режима работы ГПА диктуется технологическим процессом, в частности необходимостью обеспечения заданного расхода газа. Задача управления состоит в согласовании производительности нагнетателя с нагрузкой без выхода за границы безопасной работы – например, максимизация полезной мощности нагнетателя может противоречить требованиям безопасности, так как для этого требуется приближение рабочей точки компрессора к линии помпажа. Как было отмечено ранее, традиционный способ борьбы с помпажем – это рециркуляция. Но сжатие части газа при рециркуляции

энергетически затратно, вследствие чего рециркуляцию необходимо минимизировать.

Блок отказоустойчивого регулирования предназначен для управления антипомпажным клапаном в линии рециркуляции. Основная функция блока отказоустойчивого регулирования – обеспечение требуемого помпажного запаса, давления на выходе нагнетателя и степени сжатия нагнетателя.

В настоящее время широко применяются системы антипомпажной защиты, полностью открывающие клапан в таких ситуациях. Однако данное решение не идеально, в частности оно вызывает сужение диапазона производительности нагнетателей. На практике очень часто требуется длительная работа вблизи помпажной зоны. Пусть, например, необходимо обеспечить требуемую общую производительность компрессорного цеха. При решении этой задачи оказывается, что двух нагнетателей мало, а трех много. Очевиден, выбор варианта с тремя нагнетателями, но они будут работать в режиме минимальной производительности. При этом возникает риск смещения нагнетателей в помпажную зону, причиной чего могут стать малейшие возмущения по расходу или давлению газа. Понятно, что это приводит к полному открытию байпасного клапана. После стабилизации ситуации байпасный клапан снова закрывают. Как результат, возникает циклический процесс, «раскачивающий» работу газопровода, что приводит к повышению нагрузки на трубы и увеличению расхода топлива ГПА.

Наилучшая на данный момент реализация антипомпажного регулирования базируется на идее измерения или расчета расстояния до границы помпажной зоны. Это позволяет осмысленно выбирать необходимую степень открытия клапана. Но при практической реализации этой идеи есть ряд проблем:

- ГДХ нагнетателя сложны с математической точки зрения, отражаются непростыми графическими зависимостями. Границу помпажа при заводских испытаниях трудно определить точно, более того, она меняется в процессе эксплуатации – например, может смещаться из-за износа проточной части. Как следствие, приходится заниматься определением ГДХ на реальном ГПА, данные, полученные на испытательном стенде, оказываются недостоверными;

- участок ГДХ около помпажной границы обычно пологий. Это вызывает при малом воз-

действию на антипомпажный клапан большое изменение расстояния до границы помпажа, что плохо, так как при удалении от границы трудно точно регулировать положение байпасного клапана.

Таким образом, для синтеза антипомпажного регулятора и системы антипомпажной защиты требуется обеспечить возможность решения ряда задач:

- расчет запаса по помпажу;
- разработка алгоритма обнаружения начала помпажа и входа в помпажный режим;
- подготовка входных данных (расход, температура газа нагнетателя, скорость вращения ротора силовой турбины, степень сжатия);
- расчет расстояния рабочей точки до границы помпажа;
- вывод нагнетателя из зоны помпажа.

Управляющим воздействием при этом служит степень открытия антипомпажного клапана. При попадании рабочей точки на линию регулирования она должна удерживаться на ней.

Если устранить помпаж таким образом не удастся, система антипомпажной защиты аварийно останавливает ГПА.

Часто также используется следующий алгоритм отказоустойчивого антипомпажного регулирования. Система регулирования использует в качестве входного параметра либо максимальную степень сжатия нагнетателей ε_{\max} , либо критическую производительность $Q_{\text{кр}}$, соответствующую ε_{\max} , либо оба эти параметра, но производительность $Q = 1.1Q_{\text{кр}}$, т. е. принимается запас 10 %.

Иначе говоря, условием обеспечения беспомпажной работы служит соблюдение неравенства

$$(Q_{\text{пр}}/Q_{\text{кр}}) \geq 1.1 \quad (Q_{\text{пр}}/Q_{\text{кр}}) \geq 1.1,$$

где $Q_{\text{кр}}$ – значение приведенной производительности $Q_{\text{пр}}$, соответствующее максимуму графической зависимости степени сжатия нагнетателя от приведенной производительности $\varepsilon - Q_{\text{пр}}$ (для рассматриваемого значения приведенных оборотов ротора нагнетателя $(n/n_{\text{н}})_{\text{пр}}$, а при отсутствии максимума зависимости $\varepsilon - Q_{\text{пр}}$ – минимальному значению $Q_{\text{пр}}$, $n_{\text{н}}$ – номинальная частота вращения ротора нагнетателя (паспортная характеристика), об/мин; n – фактическая частота вращения, об/мин; ε – степень сжатия нагнетателей.

Опыт эксплуатации различных систем антипомпажного регулирования выявил необходимость усовершенствования предлагаемой стратегии антипомпажного регулирования и защиты нагнетателей ГПА. В частности, необходимо внесение в базовый алгоритм следующих изменений:

1. Необходимо ввести в алгоритм отказоустойчивого управления зону нечувствительности антипомпажного клапана порядка 10–15 % от диапазона регулирования. Условие пересчета с учетом указанной зоны нечувствительности клапана открытие более чем на 2 %. Причины изменения: первая, традиционная, – исключение помпажа нагнетателей, вторая – предотвращение раскрутки силовых турбин. Последнее играет важную роль при аварийном останове ГПА или открытии цехового байпасного клапана компрессорной станции.

2. Для исключения ложных срабатываний на переходных режимах сигнал «Начало помпажа» генерируется только при превышении пороговых значений производными частоты вращения ротора и перепада давления на конфузоре одновременно, т. е. описанные ранее два правила объединяются в одно:

ЕСЛИ ПРОИЗВОДНАЯ ЧАСТОТЫ ВРАЩЕНИЯ РОТОРА = БОЛЬШАЯ И ПРОИЗВОДНАЯ ПЕРЕПАДА ДАВЛЕНИЯ НА КОНФУЗОРЕ = БОЛЬШАЯ, ТО СОСТОЯНИЕ = НАЧАЛО ПОМПАЖА.

3. Аварийный сигнал «Помпаж нагнетателя» формируется при повторном срабатывании сигнализации «Начало помпажа» в течение 10 с после ее однократного срабатывания, т. е. работает правило

ЕСЛИ СОСТОЯНИЕ = НАЧАЛО ПОМПАЖА И ЗАДЕРЖКА = 10 С, ТО СОСТОЯНИЕ = ПОМПАЖ НАГНЕТАТЕЛЯ.

4. Необходимо ввести в алгоритм отказоустойчивого управления помпажную защиту по скорости уменьшения помпажного запаса. При переходе через заданный порог антипомпажный клапан сначала открывается на 10 %, через 1 с происходит повторное сравнение с пороговым значением и, в случае превышения, клапан снова открывается на 10 %. Если пороговое значение не превышено, то клапан медленно закрывается.

5. Если помпажный запас снижается до значения на 5 % меньше линии регулирования, то антипомпажный клапан открывается на 50 %.

Моделирование работы АПР в разных ситуациях с учетом введенных изменений показывает, что превышение скоростью падения помпажного запаса порогового значения приводит к ограничению по скорости помпажного запаса и антипомпажный клапан открывается на 20 % (10 % с учетом зоны нечувствительности). Нагнетатель возвращается в зону устойчивой работы. После этого антипомпажный клапан медленно закрывается. При полностью закрытом клапане все повторяется. Однако еще до момента превышения порогового значения по скорости падения помпажного запаса происходит обнаружение начала помпажа, о чем сигнализируют $\frac{d\omega_H}{dt}$ и $\frac{d(dP)}{dt}$. При выходе их за порог антипомпажный клапан полностью открывается. После обнаружения начала помпажа клапан медленно закрывается, однако повторное

обнаружение начала помпажа в течение последующих 10 с приводит к аварийному останову по помпажу нагнетателя.

Особое место в этой статье занимает решение задачи разработки нечеткого алгоритма диагностики помпажа [3], а также антипомпажного регулирования и защиты нагнетателей на всех режимах работы ГПА. Система нечеткой диагностики работает на основе базы правил, позволяющей обнаружить начало помпажа, который является, пожалуй, наиболее опасной ситуацией с точки зрения безопасности в процессе транспортировки газа, и включить блок отказоустойчивости, представляющий собой антипомпажный регулятор. В статье предлагаются разные алгоритмы антипомпажного управления, в частности на основе оценки расстояния до границы помпажа.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Автоматизация процессов газовой промышленности / М. А. Балавин, С. П. Продовиков, А. З. Шайхутдинов, О. В. Назаров, В. Б. Яковлев, Я. А. Евдокимов, Н. С. Зотов, Ю. А. Кorablev; под общ. ред. А. З. Шайхутдинова и др. СПб.: Наука, 2003.

2. Глуценко П. В. Техническая диагностика. М.: Вузовская книга, 2004.

3. Isermann R. Fault Diagnosis applications – model-Based Condition monitoring: actuators, drives, machinery, plants, sensors, and fault-tolerant systems. Berlin: Springer Science and Business Media, 2011.

J. A. Korablev

Saint Petersburg Electrotechnical University

DEVELOPMENT OF AN ANTI-SURGE FAULT-TOLERANT CONTROL SYSTEM

The issues of the organization of anti-surge fault-tolerant control of the gas transport process are considered. The relevance of the issues of ensuring fault tolerance is associated with the need to prevent surging during the operation of the gas pumping unit (GPA). Surging is an inefficient and dangerous mode of operation of GPA. During pumping, the rotor, bearings are subjected to cyclic influences. These are forces of the order of several tons by weight, as a result, the rotor becomes like a kind of wall-battering machine, a ram that can destroy the unit in the shortest possible time. That is why the surge mode is unacceptable. The task of detecting surge is the main task of diagnostics during gas transportation. The article discusses the construction of a fuzzy surge diagnostics system. The diagnostic results are used in the anti-surge control algorithm. The functions of anti-surge control should be performed by an anti-surge regulator, which, within the framework of this work, consists of two functionally complete blocks – a surge diagnostics unit (surge alarm) and a fault-tolerant surge control unit.

Gas transport process, surge mode, fuzzy diagnostic system, anti-surge regulator