

УДК 533.6.071

Петр Аркадьевич Шомов

ООО Научно-технический центр «Промышленная Энергетика», кандидат технических наук, доцент, директор, Россия, Иваново, e-mail: info@ivpromenergo.ru

Данил Андреевич Шинкевич

ФГБОУ ВО «Ивановский государственный энергетический университет имени В.И. Ленина», аспирант кафедры систем управления, Россия, Иваново, e-mail: dan-shinkevich@yandex.ru

Игорь Константинович Муравьев

ФГБОУ ВО «Ивановский государственный энергетический университет имени В.И. Ленина», кандидат технических наук, доцент кафедры систем управления, Россия, Иваново, e-mail: kafsu@su.ispu.ru

Станислав Михайлович Кулагин

ООО Научно-технический центр «Промышленная Энергетика», кандидат технических наук, доцент, ведущий специалист, Россия, Иваново, e-mail: kulagin@ivpromenergo.ru

Данил Алексеевич Праньков

ФГБОУ ВО «Ивановский государственный энергетический университет имени В.И. Ленина», магистрант кафедры систем управления, Россия, Иваново, e-mail: dan.prankov@yandex.ru

Прогнозирование рабочей точки центробежного турбокомпрессора и совершенствование алгоритма АСУТП противопомпажной защиты на основе математического моделирования

Авторское резюме

Состояние вопроса. Центробежные компрессоры большой производительности высокого и среднего давлений применяются в газотранспортных системах ПАО «ГАЗПРОМ», на металлургических комбинатах, предприятиях нефтяной, химической промышленности и др. Одним из факторов, влияющих на надежность обеспечения технологических процессов, является прогнозирование явления помпажа в целях недопущения аварии на центробежных компрессорах. При этом унифицированного алгоритма прогнозирования явления помпажа при изучении литературных источников не выявлено. Настоящее исследование посвящено разработке имитационной модели турбокомпрессорного агрегата, предназначенного для обеспечения доменной печи дутьем с требуемыми технологическими параметрами.

Материалы и методы. В качестве объекта имитационного моделирования выбран центробежный турбокомпрессор K-5500-41-1M с паровой турбиной K-22-90-2M. Рассмотрены режимы работы турбокомпрессора с учетом термодинамических параметров воздуха от -35 до $+35$ °C по фактическим и прогнозируемым характеристикам турбокомпрессора с учетом его технического состояния. Имитационная модель разработана на базе теплогидравлического кода (HS), который является модулем среды динамического моделирования SimInTech.

Результаты. Представлены результаты вычислительного моделирования турбокомпрессорного агрегата, состоящего из турбины, компрессора, системы охлаждения, кинематической связи между паровой турбиной и ротором компрессора. Разработана динамическая визуализация положения рабочей точки компрессора на газодинамической характеристике в целях мониторинга и определения безаварийной работы компрессора (контроль зоны помпажа). Описаны способы регулирования частоты вращения ротора посредством изменения механизма управления паровой турбины (регулирующего парового клапана). Рассмотрены изменения характеристики сети в зависимости от положения воздушно-разгрузочного клапана (СНОРТ) в целях изменения параметров дутья на нагнетании компрессора.

Выводы. Разработанная имитационная модель может быть использована для анализа и моделирования режимов работы турбокомпрессорных агрегатов, позволяет создавать и настраивать режимы работы центробежных компрессоров на промышленных предприятиях, предоставляет возможность визуализации рабочей точки, определения допустимой рабочей области, учета запаса по помпажу, оценки влияния параметров окружающего воздуха, а также возможность создать на ее базе новый алгоритм АСУТП турбокомпрессора.

Ключевые слова: турбокомпрессор, имитационное моделирование, помпаж, газодинамические характеристики, среда динамического моделирования SimInTech

Petr Arkadievich Shomov

Scientific and Technical Center "Industrial Energetics" Ltd., Candidate of Engineering Sciences (PhD), Associate Professor, Director, Russia, Ivanovo, e-mail: info@ivpromenergo.ru

Danil Andreyevich Shinkevich

Ivanovo State Power Engineering University, Master Degree Student of Control Systems Department, Russia, Ivanovo, telephone (4932) 26-97-58, e-mail: dan-shinkevich@yandex.ru

Igor Konstantinovich Muraviev

Ivanovo State Power Engineering University, Candidate of Engineering Sciences (PhD), Associate Professor of Control Systems Department, Russia, Ivanovo, e-mail: kfsu@su.ispu.ru

Stanislav Mikhailovich Kulagin

Scientific and Technical Center "Industrial Energetics" Ltd., Candidate of Engineering Sciences (PhD), Associate Professor, Leading Specialist, Russia, Ivanovo, e-mail: kulagin@ivpromenergo.ru

Danil Alekseyevich Prankov

Ivanovo State Power Engineering University, Master Degree Student of Control Systems Department, Russia, Ivanovo, e-mail: dan.prankov@yandex.ru

Predicting the operating point of a centrifugal turbocharger to improve the anti-surge control algorithm within a process control system based on mathematical modeling

Abstract

Background. High-capacity centrifugal compressors of high and medium pressures are used in gas transmission systems of PJSC "GAZPROM," at metallurgical plants, and at enterprises of the oil, chemical, and other industries. One of the factors affecting the reliability of technological processes is the prediction of surge to prevent accidents in centrifugal compressors. A review of the scientific literature reveals a lack of a unified algorithm for predicting surge. The present study focuses on the development of a simulation model of a turbocharger unit to supply blast air to a blast furnace with the required technological parameters.

Materials and methods. A description of the developed simulation model is presented using the example of the K-5500-41-1M centrifugal turbocharger with a K-22-90-2M steam turbine. The simulation model considers the operating modes of the turbocharger taking into account the thermodynamic parameters of the air from -35°C to $+35^{\circ}\text{C}$ based on actual and predicted characteristics of the turbocharger, considering its technical condition. The simulation model has been developed based on the thermohydraulic code (HS), which is a module of the SimInTech dynamic modeling environment.

Results. The authors have presented the results of computational modeling of the turbocharger that consists of a turbine, compressor, cooling system, and kinematic connection between the steam turbine and the compressor rotor. A dynamic visualization of the position of the compressor operating point on the gas-dynamic characteristic has been developed to monitor and determine the safe operation of the compressor (surge zone control). Methods to regulate the rotor speed by changing the steam turbine control mechanism (regulating steam valve) are described. Also, changes in the network characteristic due to the position of the air relief valve (ARV) are considered to change the blast parameters at the compressor discharge.

Conclusions. The developed simulation model can be used to analyze and model operating modes of turbocharger units. The developed model allows creating and configuring the operating modes of centrifugal compressors at industrial enterprises. The developed model provides the possibility to visualizing the operating point, determining the permissible operation area, accounting for surge margin, evaluating the influence of ambient air parameters, and creating a new process control system algorithm for the turbocharger based on it.

Key words: turbocharger, simulation modeling, surge, gas-dynamic characteristics, SimInTech dynamic modeling environment

DOI: 10.17588/2072-2672.2025.4.012-018

Введение. Центробежные компрессоры (ЦБК) получили широкое применение в газотранспортных системах ПАО «ГАЗПРОМ», на предприятиях нефтяной и химической промышленности, металлургических комбинатах и помогают решать важные народно-хозяйственные задачи. В качестве привода ротора ЦБК применяют электрические машины, газовые и паровые турбины. Благодаря надежной конструкции, ЦБК могут эксплуатироваться десятилетиями (с учетом текущих и капитальных ремонтов). Одним из актуальных вопросов при эксплуатации ЦБК является прогнозирование и недопущение явления помпажа [1].

В качестве объекта исследования выбран усредненный металлургический комбинат (МК), в структуре которого имеется доменное производство и паровоздуховная станция (ПВС).

В процессе выплавки чугуна в доменной печи (ДП) протекают сложные физико-химические реакции по восстановлению первородного железа из агломерата и окатышей. Для осуществления выплавки чугуна в качестве топлива используют кокс (структурный элемент доменной шихты), а в фурменной зоне – природный газ и пылеугольное топливо. В качестве окислителя топлива применяют дутье – воздух, обогащенный кислородом, с температурой

1250–1350 °С. Для достижения стабильной производительности доменной печи необходимо обеспечить дутьем с требуемым расходом, давлением и температурой на фурме ДП. Подача дутья осуществляется осевым или центробежным компрессором с паровым или электрическим приводом [2].

Объемный расход, давление, температура и концентрация кислорода являются ключевыми параметрами дутья. Для обеспечения стабильности процесса доменной плавки необходимо обеспечить требуемый расход дутья и давление дутья с учетом сопротивления сети от ПВС до фурмы ДП. Для решения этой задачи необходимо знать фактическую газодинамическую характеристику ЦБК.

Газодинамической характеристикой компрессора называют зависимость работы компрессора от аэродинамической характеристики сети.

В основе этой характеристики лежит взаимосвязь между ключевыми параметрами дутья, а именно давлением на нагнетании, объемным расходом воздуха, частотой оборотов, адиабатным или изоэнтропным КПД и мощностью компрессора.

При проектировании центробежного компрессора производят расчет его газодинамических характеристик, которые необходимо подтвердить до ввода ЦБК в эксплуатацию. Для этого проводят режимно-наладочные испытания и верификацию теоретических и фактических характеристик. На фактических графиках указывают параметры окружающей среды: температуру, атмосферное давление, давление на всасе, влажность и коэффициент политропы.

Известны следующие способы регулирования производительности ЦБК: дросселирование на всасывании; дросселирование на нагнетании; байпасирование или сброс в атмосферу; изменение частоты вращения ротора; изменение положения входного направляющего аппарата (ВНА) [3, 4].

На металлургических комбинатах, где эксплуатируются ЦБК, в большинстве случаев данные способы регулирования не применяются из-за относительной дешевизны первичных энергетических ресурсов.

Наиболее доступными способами регулирования производительности компрессора на ПВС являются изменение числа оборотов паровой турбины и сброс в атмосферу дутья посредством воздушно-разгрузочного клапана (ШОРТ).

Рассмотрим, как будет происходить изменение характеристики сети на примере работы воздушно-разгрузочного клапана. При открытии ШОРТа часть дутья сбрасывается в атмосферу, объем компримируемого воздуха увеличивается,

также увеличивается потребляемая мощность, а давление на нагнетании снижается. Сброс части сжатого воздуха (потери) обусловлен тем, что конкретная доменная печь имеет исключительную газопроницаемость и ограничена минимальной и максимальной пропускной способностью по дутью. В связи с этим характеристика сети является переменной величиной и зависит от режима доменной плавки и состояния газовой воздушного тракта, в который входят трубопроводы и запорно-регулирующая арматура, воздухонагреватель, доменная печь, система газоочистки, газовая утилизационная бескомпрессорная турбина (ГУБТ), потребители доменного газа. Как следствие, рабочая точка постоянно меняет свое положение на рабочем поле компрессора. В отличие от центробежных насосов на данном поле указывается линия помпажа, определяемая производителем или по итогам режимно-наладочных испытаний.

В связи с этим исследования направлены на моделирование работы турбокомпрессоров с возможностью прогнозирования и определения положения рабочей точки. Решение данной задачи является актуальным для организаций, эксплуатирующих ЦБК.

В качестве объекта исследования выбран одноцилиндровый двухсекционный с промежуточным охлаждением воздуха центробежный компрессор K5500-41-1M для обеспечения дутьем доменной печи¹.

Целью исследования является прогнозирование рабочей точки ЦБК и совершенствование алгоритма АСУТП на основе имитационной модели турбокомпрессорного агрегата, предназначенного для обеспечения доменной печи дутьем с требуемыми технологическими параметрами с учетом термодинамических свойств воздуха от –35 до +35 °С и на основе фактических характеристик турбокомпрессора.

Практический результат моделирования состоит в обеспечении требуемых параметров дутья на фурме доменной печи при минимальных потерях энергии с обеспечением надежной безаварийной эксплуатации турбокомпрессора.

Методы исследования. Моделирование и определение положения рабочей точки на характеристике ЦБК осуществляется в имитационной модели, которая разработана на базе теплогидравлического кода (HS), являющегося модулем среды динамического моделирования SimInTech.

Выбор рабочей точки турбокомпрессора можно проводить с использованием математических моделей, основанных на известных методиках расчета (теория сжатия газов), и с помощью специализированных программных комплексов [5]. Эти комплексы позволяют представлять сложные системы и конструкции в виде структурных схем и имитационных моделей.

¹ Каталог АО «Невский завод». – URL: <https://energybase.ru/vendor/nzl/products-services?ysclid=m3plojo6dp698373407> (дата обращения: 13.04.2025).

Одним из таких отечественных комплексов является среда динамического моделирования SimInTech. Модуль теплогидравлического кода HS позволяет рассчитывать динамику поведения основных параметров сжимаемого и не сжимаемого теплоносителя в теплогидравлических схемах (контурах) [6].

Динамическая имитационная модель (рис. 1) состоит из паровой турбины, ротора турбокомпрессора, первой и второй секций компрессора, промежуточного воздухоохладителя, воздушно-разгрузочного клапана, потребителя (ДП).

Моделирование работы турбокомпрессора начинается с определения геометрических размеров, «гидравлического диаметра» проходного сечения теплогидравлических каналов. Описание секций компрессора производится через редактор таблиц, встроенный в SimInTech, по аппроксимируемым газодинамическим характеристикам для компрессора K-5500-41-1М.

Для расчетов задаются входные и выходные параметры в качестве граничных условий: температура и давление воздуха на всасе компрессора и у потребителя (сопротивление ДП); температура, давление и расход охлаждающей воды; температура и давление пара на входе в турбину и давление в конденсаторе.

Расход воздуха через компрессор и пара на турбину вычисляется в соответствии с заданными граничными условиями и параметрами каналов.

Газодинамическая характеристика компрессора существенно меняется от начальных параметров воздуха на всасывании и оказывает большое влияние на механизм помпажа [7]. Эмпирическая формула пересчета степени сжатия ступени компрессора (1) позволяет учитывать изменения температуры наружного воздуха:

$$\varepsilon = \left[\left(\sqrt[3]{\varepsilon_x} - 1 \right) \frac{T_x^{BC}}{T^{BC}} + 1 \right]^3, \quad (1)$$

где ε – степень повышения давления (с учетом температуры воздуха на всасе); ε_x – степень повышения давления (на основе газодинамической характеристики); T^{BC} – температура воздуха на

всасе, К; T_x^{BC} – температура воздуха на всасе, К (по характеристике).

По соотношению массового расхода компримируемого воздуха и частоты вращения ротора по аппроксимированным газодинамическим характеристикам определяется степень сжатия в каждой секции компрессора. Массовый расход определяется в зависимости от граничных условий (давления и температуры воздуха).

Воздух после первой ступени поступает в промежуточный воздухоохладитель, параметры которого заданы в блоке «Теплообменник кожухотрубный». В составе турбокомпрессора K-5500-41-1М используется теплообменник марки ВОР-2000. На основе информации о трубном пучке (материал, толщина, длина, количество трубок, внешний диаметр трубки и др.) и межтрубном пространстве (абсолютная шероховатость, площадь проходного сечения и др.) происходит моделирование промежуточного воздухоохладителя. Начальные параметры охлаждающей воды задаются граничными условиями (давление, температура и расход) (блок «Подпитка»).

Паровая турбина марки K-22-90-2М с номинальными параметрами (мощностью 23 МВт, расходом пара 82,6 т/ч, давлением пара 8,83 МПа и температурой пара 535 °С) является приводной турбиной компрессора. Данная конденсационная паровая турбина не имеет регенеративных отборов и модернизирована для выработки максимальной мощности.

Для моделирования работы паровой турбины в целях определения мощности на валу требуется знать параметры пара на входе и давление пара в конденсаторе. Эти данные неизвестны для переменных режимов, поэтому моделирование производилось по упрощенному способу задания характеристики турбины [8].

Модель позволяет производить расчеты от минимального расхода пара на турбину до максимального (110 % от номинального). Между этими точками находятся промежуточные режимы работы турбокомпрессора, в том числе и номинальный режим.

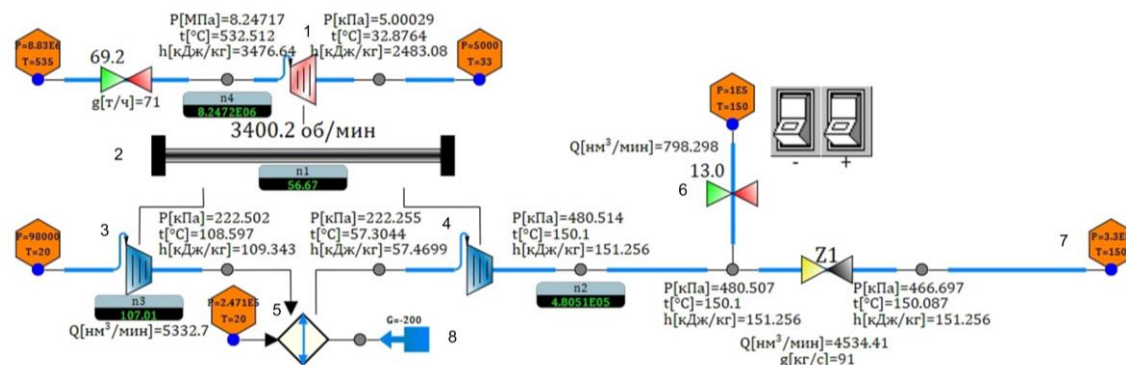


Рис. 1. Общий вид имитационной модели: 1 – паровая турбина; 2 – ротор турбокомпрессора; 3 – первая секция компрессора; 4 – вторая секция компрессора; 5 – теплообменник кожухотрубный; 6 – воздушно-разгрузочный клапан; 7 – потребитель (ДП); 8 – блок «Подпитка»

Моделирование режимов работы турбокомпрессора осуществляется при помощи «контура» изменения числа оборотов. Изменение частоты вращения ротора в большую или меньшую сторону приводит к изменению положения рабочей точки (РТ) на характеристике сети (рис. 2). Повышая число оборотов, перемещаемся в РТ2, а понижая обороты, переходим в РТ1. По положениям рабочих точек определяем расход и давление воздуха на нагнетании.

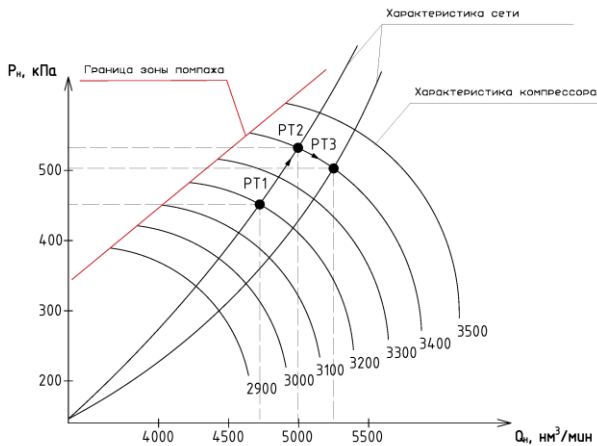


Рис. 2. Изменение положения рабочей точки

Для моделирования частоты вращения ротора используется алгоритм управления регулировочным клапаном для изменения расхода пара на турбину. Реализация алгоритма П-регулятора производится отдельно от теплогидравлического HS кода в модели (проект) общего вида [9].

Изменять характеристику сети и осуществлять регулирование работы турбокомпрессора можно путем изменения положения воздушно-разгрузочного клапана (СНОРТ). В этом случае при увеличении степени открытия клапана рабочая точка на газодинамической характеристике будет перемещаться вправо (РТ3) по линии частоты вращения ротора. В среде SimInTech имеется возможность выбирать типы запорно-регулирующей арматуры и задавать их характеристики.

Результаты исследования. Общая газодинамическая характеристика компрессора получена с учетом аппроксимированных характеристик каждой секции компрессора (рис. 3). Имитационная модель компрессора, разработанная с учетом аэродинамического сопротивления (коэффициентов местного сопротивления, арматуры, отводов и т.д.), позволяет определить положение рабочей точки на газодинамической характеристике и осуществлять ее визуализацию в динамике.

Как было сказано выше, на положение рабочей точки компрессора (РТ3) оказывает влияние фактическая характеристика сети. На модели можно определять следующие значения: расход пара на турбину; вырабатываемую мощность паровой турбины; объемный расход воздуха; давление и температуру воздуха после каждой секции компрессора; частоту вращения ротора; мощность на валу компрессора; параметры дутья у потребителя с учетом аэродинамических сопротивлений газозвукового тракта.

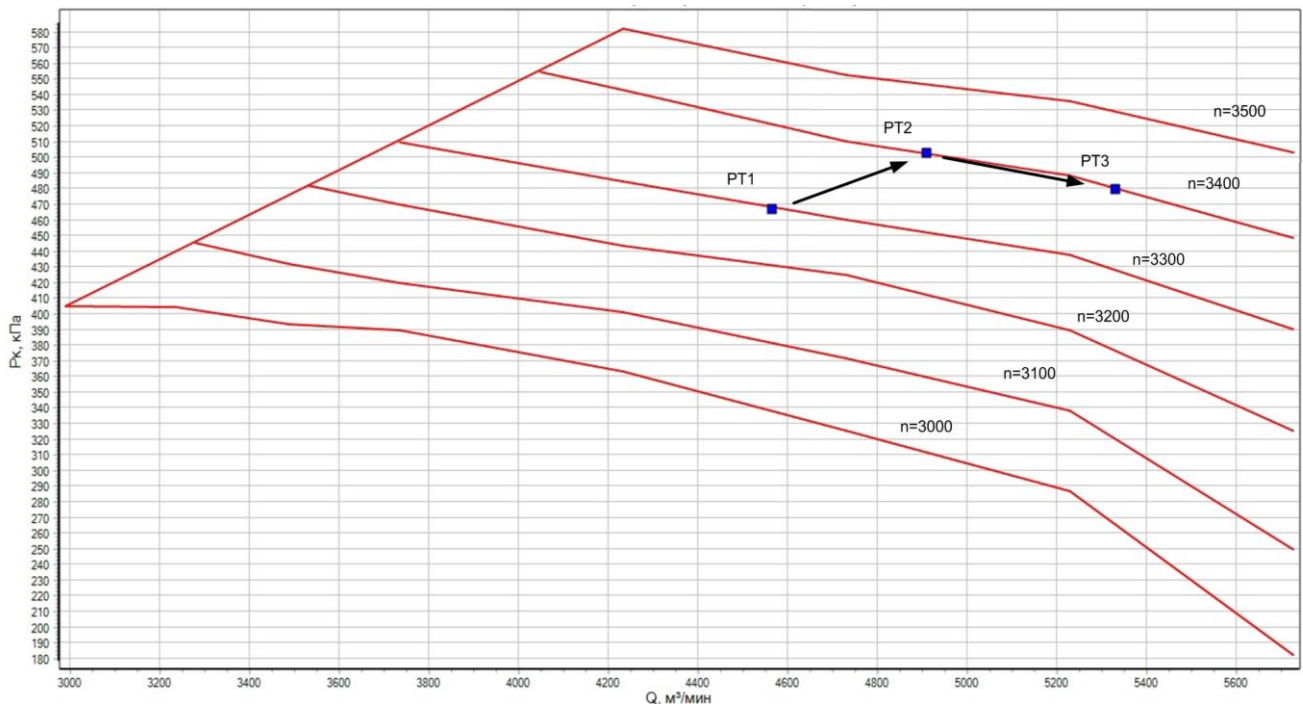


Рис. 3. Газодинамическая характеристика турбокомпрессора К-5500-41-1М при начальных условиях ($T = +20\text{ }^{\circ}\text{C}$, $P = 98\text{ кПа}$)

Общий вид реализованного алгоритма П-регулятора приведен на рис. 4.

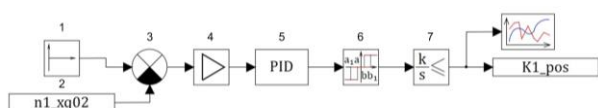


Рис. 4. Реализация алгоритма П-регулятора: 1 – датчик; 2 – регулируемая величина (число оборотов); 3 – сумматор; 4 – масштабный коэффициент; 5 – блок настройки параметров П-регулятора; 6 – блок настройки зоны нечувствительности; 7 – интегратор

На сумматор 3 поступает сигнал задания 1, который сравнивается с сигналом фактической частоты вращения 2. Сигнал рассогласования, отмасштабированный коэффициентом 4, подается на П-регулятор 5, допускающий настройку коэффициента пропорциональности (K_p) и изменение типового закона регулирования. Блок 6 обеспечивает задание зоны нечувствительности регулирования. Динамика изменения регулирующего клапана паровой турбины задается интегратором 7.

Масштабный коэффициент позволяет регулировать чувствительность П-регулятора путем усиления или ослабления сигнала рассогласования: увеличение коэффициента повышает реакцию на небольшие отклонения, что позволяет осуществлять быструю коррекцию, а уменьшение коэффициента, наоборот, снижает чувствительность, обеспечивая стабильность системы и уменьшая влияние помех и шумов.

Выводы. Разработанная в программном комплексе SimInTech имитационная модель турбокомпрессора позволяет моделировать режим его работы при изменении температуры наружного воздуха, параметров дутья и газодинамической характеристики сети.

Модель адаптирована к фактическим характеристикам компрессора K-5500-41-1М и позволяет в динамике определять положение рабочей точки и границы помпажа при изменении температуры наружного воздуха; выбирать режимы регулирования турбокомпрессора за счет изменения числа оборотов ротора или путем открытия-закрытия СНОРТ.

На основе имитационной модели турбокомпрессора и алгоритма П-регулятора можно прогнозировать зону срабатывания противопомпажной защиты.

Разработанный алгоритм может быть внедрен в верхний уровень АСУТП турбокомпрессора противопомпажной защиты.

Список литературы

1. Шомов П.А. Повышение энергетической эффективности магистральных газопроводов за счет изменения режимных и конструктивных параметров // Промышленная энергетика. – 2023. – № 11. – С. 28–35.

2. Коршиков Г.В. Энциклопедический словарь-справочник по металлургии. – Липецк: Липецкое издательство Госкомпечати РФ, 1998. – 779 с.

3. Черкасский В.М., Романова Т.М., Кауль Р.А. Насосы, компрессоры, вентиляторы: учеб. пособие для энергетических вузов и факультетов. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Энергия, 1968. – 304 с.

4. Проектирование и эксплуатация промышленных центробежных компрессоров / И.Г. Хисамеев, В.А. Максимов, Г.С. Баткис, Я.З. Гузельбаев. – Казань: Изд-во «ФЭН», 2010. – 671 с.

5. Осинцев В.В., Форостов В.М., Жиргалова Т.Б. Газодинамические расчеты центробежных компрессорных машин: учеб. пособие / Челябин. ин-т им. Ленинского комсомола. – Челябинск: ЧПИ, 1989. – 89 с.

6. Среда динамического моделирования технических систем SimInTech: Практикум по моделированию систем автоматического регулирования / Б.А. Карташов, Е.А. Шабаетов, О.С. Козлов, А.М. Щекатуров. – М.: ДМК Пресс, 2017. – 424 с.

7. Хадиев М.Б., Зиннатуллин Н.Х., Нафиков И.М. Механизм помпажа в центробежных компрессорах // Вестник Казанского технологического университета. – 2013. – № 16. – С. 249–255.

8. Щекатуров А.М., Корсаков А.Р. SimInTech: Методика моделирования динамики паротурбинной установки. – М.: ДМК Пресс, 2021. – 242 с.

9. Шинкевич Д.А., Муравьев И.К., Сурков М.Д. Особенности регулирования центробежного компрессора при работе на потребителя с жестко заданными параметрами // Энергетические системы: X Междунар. науч.-техн. конф. (ICES-2024B): сб. трудов. Белгород, 2024. – Т. 9, № 3. – С. 66–71.

References

1. Shomov, P.A. Povyshenie energeticheskoy effektivnosti magistral'nykh gazoprovodov za schet izmeneniya rezhimnykh i konstruktivnykh parametrov [Improving the energy efficiency of main gas pipelines by changing operating and design parameters]. *Proyshlen-naya energetika*, 2023, no. 11, pp. 28–35.

2. Korshikov, G.V. *Entsiklopedicheskiy slovar'-spravochnik po metallurgii* [Encyclopedia Dictionary – Reference Book on Metallurgy]. Lipetsk: Lipetskoe izdatel'stvo Goskompechaty RF, 1998. 779 p.

3. Cherkasskiy, V.M., Romanova, T.M., Kaul', R.A. *Nasosy, kompressory, ventilyatory* [Pumps, Compressors, Fans]. Moscow: Energiya, 1968. 304 p.

4. Khisameev, I.G., Maksimov, V.A., Batkis, G.S., Guzel'baev, Ya.Z. *Proektirovanie i ekspluatatsiya promyshlennyykh tsentrobezhnykh kompressorov* [Design and Operation of Industrial Centrifugal Compressors]. Kazan': Izdatel'stvo «FEN», 2010. 671 p.

5. Osintsev, V.V., Forostov, V.M., Zhirgalova, T.B. *Gazodinamicheskie raschety tsentrobezhnykh kompressorov* [Gas Dynamic Calculations of Centrifugal Compressor Machines]. Chelyabinsk: ChPI, 1989. 89 p.

6. Kartashov, B.A., Shabaev, E.A., Kozlov, O.S., Shchekaturov, A.M. *Sreda dinamicheskogo modelirovaniya tekhnicheskikh sistem SimInTech: Praktikum po modelirovaniyu sistem avtomaticheskogo regulirovaniya* [SimInTech Dynamic Modeling Environment for Technical

Systems: Workshop on Modeling Automatic Control Systems]. Moscow: DMK Press, 2017. 424 p.

7. Khadiev, M.B., Zinnatullin, N.Kh., Nafikov, I.M. Mekhanizm pompazha v tsentrobezhnykh kompressorakh [Mechanism of surge in centrifugal compressors]. *Vestnik Kazanskogo tekhnologicheskogo universiteta*, 2013, no. 16, pp. 249–255.

8. Shchekaturov, A.M., Korsakov, A.R. *SimInTech: Metodika modelirovaniya dinamiki paroturbinnoy ustanovki* [SimInTech: Methodology for Modeling the Dynamics of a Steam Turbine Unit]. Moscow: DMK Press, 2021. 242 p.

9. Shinkevich, D.A., Murav'ev, I.K., Surkov, M.D. Osobennosti regulirovaniya tsentrobezhnogo kompressora pri rabote na potrebitelya s zhestko zadannymi parametrami [Features of centrifugal compressor regulation when working on a consumer with rigidly defined parameters]. *Sbornik trudov X Mezhdunarodnoy nauchno-tekhnicheskoy konferentsii «Energeticheskie sistemy» (ICES-2024B)* [Collected works X International Scientific and Technical Conference “Energy Systems” (ICES-2024B)]. Belgorod, 2024, vol. 9, no. 3, pp. 66–71.