

Министерство образования и науки Украины
Днепродзержинский государственный технический университет

На правах рукописи

КРУПНИК АЛЕКСАНДР АЛЕКСАНДРОВИЧ

УДК:621.3.07, 621.316.71, 621.6-52, 669.1, 621.165

АВТОМАТИЗАЦИЯ ПРОЦЕССА УПРАВЛЕНИЯ ВЫРАБОТКОЙ

ХОЛОДНОГО ДУТЬЯ В ДОМЕННОМ ПРОИЗВОДСТВЕ

Специальность 05.13.07 – Автоматизация процессов управления

Диссертация на соискание ученой степени

кандидата технических наук

Научный руководитель:
доктор техн. наук,
профессор Садовой А.В.

Днепродзержинск -2015

СОДЕРЖАНИЕ

ПЕРЕЧЕНЬ ПРИНЯТЫХ СОКРАЩЕНИЙ	4
ВВЕДЕНИЕ	5
РАЗДЕЛ 1. СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА И ЗАДАЧИ ИССЛЕДОВАНИЯ	11
1.1 Технологический процесс выработки холодного дутья и элементы доменного производства	11
1.2 Управление технологическим процессом подготовки холодного дутья	18
1.3 Недостатки существующих систем управления технологическим процессом	19
1.4 Пути устранения недостатков системы управления процессом подготовки холодного дутья	22
1.5 Математический аппарат оптимизации	23
1.6 Обзор методов синтеза систем оптимального управления	29
1.7 Постановка задач исследования	41
РАЗДЕЛ 2. МАТЕМАТИЧЕСКОЕ ОПИСАНИЕ ОБЪЕКТА УПРАВЛЕНИЯ	43
2.1 Элементы системы выработки дутья и их взаимодействие	43
2.2 Математическое описание динамики паровой конденсационной турбины	44
2.3 Математическое описание воздуходувки	57
2.4 Математическое описание тракта дутья	59
2.5 Выводы по 2-му разделу	66
РАЗДЕЛ 3. СИНТЕЗ СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ	68
3.1 Синтез СУ сервоприводом устройства подачи пара в турбину	68
3.2 Алгоритмический синтез регулятора скорости вращения турбины	81
3.3 Структурная реализация алгоритма управления скоростью турбины	89
3.4 Уточнение математического описание воздуходувки	91
3.5 Линеаризация нелинейных объектов газотранспортной сети	94

3.6 Синтез регулятора расхода воздуха на выходе газотранспортной сети	95
3.7 Синтез регулятора давления на выходе газотранспортной сети	96
3.8 Выводы по 3-му разделу	99
РАЗДЕЛ 4. МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ И ИССЛЕДОВАНИЕ СИНТЕЗИРОВАННЫХ СТРУКТУР	101
4.1 Исследование динамики сервопривода устройства подачи пара в турбину	101
4.2 Структура системы управления выработкой холодного дутья	107
4.3 Исследование системы "ЭМП – Паровая турбина"	108
4.4 Проверка адекватности математической модели ГТС	112
4.5 Моделирование системы управления расходом дутья	115
4.6 Исследование работы регулятора давления дутья на выходе ГТС	118
4.7 Управление расходом дутья на выходе воздухонагревателей	126
4.8 Выводы по 4-му разделу	131
ЗАКЛЮЧЕНИЕ	133
СПИСОК ИСПОЛЬЗУЕМОЙ ЛИТЕРАТУРЫ	135
ПРИЛОЖЕНИЯ	148

ПЕРЕЧЕНЬ ПРИНЯТЫХ СОКРАЩЕНИЙ

- АКР – аналитическое конструирование регуляторов;
- АПК – антипомпажный клапан;
- АСУТП – автоматизированная система управления технологическим процессом;
- БДПТ – бесконтактный двигатель постоянного тока;
- ВД – воздуходувка;
- ВН – воздухонагреватель;
- ВРК – воздушно-разгрузочный клапан;
- ГДХ – газодинамическая характеристика;
- ГТС – газотранспортная сеть;
- ДП – доменная печь;
- ОУ – объект управления;
- НУ – наблюдающее устройство;
- РП – регулятор положения;
- РС – регулятор скорости;
- РТ – регулятор тока;
- САУ – система автоматического управления;
- СР – система регулирования;
- СУ – система управления;
- ТЕЦ-ПВС – теплоэлектроцентраль – паровоздушная станция;
- УПП – устройство подачи пара;
- ЭМП – электромеханический позиционер;
- ЭП – электропривод;

ВВЕДЕНИЕ

Актуальность темы. Себестоимость выплавляемого чугуна существенно зависит от энергетической эффективности комплекса производства холодного дутья, обогащенного кислородом.

В этом комплексе очищенный и обогащенный кислородом воздух сжимается воздуходувкой и по газотранспортной системе подается к воздухонагревателям (кауперам) для подогрева и подачи в доменную печь.

Количество дутья определяет интенсивность хода печи, являющуюся критерием максимально допустимой скорости схода подач и минимального времени пребывания шихты в печи, совместимых с рациональным расходом кокса. Ход печи обрывами при давлении дутья, значительно повышенном против нормального, свидетельствует о плохом принятии печью дутья и требует уменьшения его количества [1].

В современном доменном производстве Украины не осуществляется управление выработкой холодного дутья, а для уменьшения или полного прекращения подачи дутья в доменную печь без изменения режима работы воздуходувной машины на воздухопроводе холодного дутья в непосредственной близости от блока воздухонагревателей установлен воздушно-разгрузочный клапан через который по команде мастера доменной печи происходит выброс в атмосферу до 30% обогащенного кислородом сжатого воздуха, производство которого требует значительных затрат электрической и тепловой энергии.

Существенного снижения потерь обогащенного кислородом сжатого воздуха можно достичь путем целенаправленного управления производительностью турбовоздуходувки. Поэтому определение закономерностей энергообменных процессов в ходе выработки и транспортировки холодного дутья и построение на базе этих закономерностей алгоритмов управления процессами сжатия, изменения расхода и транспортирования по газотранспортной системе обогащенного кислородом воздуха для подачи в доменную печь является актуальной научно-прикладной задачей.

Связь с научными программами, планами, темами. Диссертационная работа выполнена в Днепропетровском государственном техническом университете в рамках госбюджетных НИР, финансируемых Министерством образования и науки Украины: «Оптимизация по критерию максимума энергетической эффективности технологического процесса производства горячего дутья» (№0110U002302), «Разработка научных основ анализа и синтеза оптимального энергоэффективного управления электромеханическими системами» (№0112U000343).

Цели и задачи исследования. Целью диссертационной работы является повышение энергетической эффективности доменного производства путем поиска и выявления новых закономерностей и взаимосвязей процесса выработки и транспортировки холодного дутья для его автоматизации, позволяющей максимально снизить выбросы в атмосферу сжатого воздуха, обогащенного кислородом, через воздушно-разгрузочные клапаны.

Для достижения указанной цели поставлены и решены следующие задачи:

1. Обеспечение постоянства дутьевого режима при нормальном ходе доменной печи.
2. Снижение влияния на работу системы подготовки холодного дутья транспортных задержек газодинамического характера, вызванных протяженностью газотранспортной сети.
3. Снижение отклонений расхода дутья от заданного при изменении структуры ГТС на входе воздухонагревателей и доменной печи.
4. Уточнить математическое описание совокупности физических процессов, происходящих в тракте выработки холодного дутья, с учетом динамики агрегатов газотранспортной сети.
5. Уточнение математического описания динамики паровой конденсационной турбины для установления взаимосвязи между количеством подаваемого пара и скоростью вращения вала турбины с учетом суммарной пропускной способности клапанов устройства подачи пара.

6. Синтез системы автоматического управления производством дутья и транспортировкой его в доменную печь, обеспечивающую снижение выбросов в атмосферу сжатого воздуха, обогащенного кислородом, через воздушно-разгрузочный клапан.

7. Осуществить математическое моделирование и экспериментальные исследования, подтверждающие справедливость основных теоретических положений диссертационной работы.

Предмет исследования – процессы выработки и транспортировки холодного дутья в доменном производстве.

Объект исследования – автоматизированная система управления выработкой и транспортировкой холодного дутья при изменении топологии газотранспортной сети.

Методы исследований. В диссертации использованы общие законы физики и термодинамики для построения математической модели паровой турбины, методы вариационного, интегрального и дифференциального исчисления для нахождения законов управления, теории автоматического управления для идентификации параметров передаточной функции, методы математического моделирования для получения графиков переходных процессов. Экспериментальная проверка выполнена на комбинированном экспериментальном стенде.

Научные положения и результаты, их новизна:

Положения

1. Предотвращения выбросов в атмосферу сжатого воздуха, обогащенного кислородом, через воздушно-разгрузочные и повышения энергетической эффективности доменного производства осуществляется путем автоматического управления скоростью вращения воздуходувки по законам, которые обеспечивают стабилизацию заданных давления дутья в режиме прямого продувания и расхода дутья в режиме переключения воздухонагревателей.

2. Упреждающее управления воздуходувкой с учетом циклических изменений в топологии газотранспортной сети повышает стабильность подачи горячего дутья и процесса доменной плавки.

Результаты

1. Впервые в отличии от известных получены аналитические выражения, описывающие динамику изменения скорости паровой конденсационной турбины при изменении расхода пара на ее входе с учетом изменений пропускного сечения клапанов устройства подачи пара от положения траверсы.

2. Впервые выявлена взаимосвязь между коэффициентом усиления паровой конденсационной турбины и сигналом задания на устройство подачи пара, которая позволила установить, что при синтезе регулятора скорости вращения турбины она может быть рассмотрена как объект, состоящий из последовательного соединения апериодического звена второго порядка и звена чистого запаздывания с переменными коэффициентами усиления и постоянными времени.

3. Доказана эффективность применения модифицированного принципа симметрии при решении задач аналитического конструирования регуляторов агрегатов выработки холодного дутья, представляющих собой объекты управления с переменными коэффициентами усиления и постоянными времени, за счет придания синтезированным системам свойства устойчивости при неограниченном увеличении коэффициентов усиления.

4. В отличии от общеизвестного математического описания уравнениями в частных производных по нескольким параметрам процессов, протекающих в трубопроводах, резервуарах, запорной арматуре и прочих элементах газотранспортной сети, что препятствует его применению для построения и исследования систем управления, на основании общих свойств системы в целом и известных физических законов установлена в виде нелинейных дифференциальных уравнений динамическая взаимосвязь между давлением и расходом на выходе газотранспортной сети и их значениями на ее входе при постоянных изотермических условиях, положенная в основу синтеза контуров управления расходом и давлением газа на выходе сети.

Практическое значение полученных результатов. Предложен способ получения динамических механических характеристик паровых конденсационных турбин при различных расходах пара, который позволил построить и вне-

дрить в производство систему оптимального управления с наблюдателем состояния турбовоздуходувки, динамика которой представлена нелинейной математической моделью.

На основании установленной динамической взаимосвязи между давлением и расходом на выходе газотранспортной сети значительной протяженности и их значениями на выходе синтезирована система управления расходом и давлением дутья на входах воздухонагревателей, которая позволяет исключить выбросы в атмосферу через воздушно-разгрузочные клапаны большого сечения обогащенного кислородом сжатого воздуха.

Личный вклад соискателя. Автор самостоятельно выполнил анализ существующий систем управления выработкой и транспортировкой холодного дутья, сформулировал научные положения и результаты, выполнил теоретическую и практическую часть работы, моделирование и экспериментальные исследования.

Личный вклад диссертанта в работах, опубликованных в соавторстве: [5, 114, 116, 125, 118, 128] – предложено новое математическое описание ОУ, выполнен синтез регуляторов, разработаны структурные схемы, выполнено математическое моделирование и экспериментальное исследование.

Реализация результатов работы. Основные результаты диссертационной работы внедрены ООО НИП “ДІА” при построении системы управления устройством подачи пара в паровую турбину АВК-12, которая используется для привода воздуходувки паровоздушной станции металлургического завода, что подтверждено актом внедрения, использованы в учебном процессе Днепро-дзержинского государственного технического университета при изучении курсов «Энергосбережение в технологических процессах и установках», «Электромеханические системы автоматизации технологических процессов и комплексов».

Апробация работы. Основные положения и результаты диссертационной работы докладывались на конференции молодых специалистов «Дзержинка-2008» ПАО «ДМКД» (г. Днепродзержинск, 2008), XVIII международной

конференции «Проблемы автоматизированных электроприводов». (г. Одесса, 2011), международных форумах молодых ученых «Проблемы недропользования.» (г. Санкт-Петербург, 2009, 2011 - 2013), научной конференции «Информационные технологии в управлении сложными системами» (г. Днепропетровск, 2011), XXXVIII Международной научно-технической конференции молодежи ОАО «Запорожсталь» (г. Запорожье, 2011), научных семинарах НАН Украины «Оптимизация работы электромеханических систем» (г. Днепропетровск, 2008 - 2015).

Публикации. Основное содержание, научные положения, результаты и выводы диссертационной работы отражены в 13 печатных работах, опубликованных в сборниках научно-технических статей, материалов конференций и тезисов докладов, 6 из них в печатных научных специализированных изданиях Украины, утвержденных МОН Украины, в том числе 1 в издании, входящие в международные наукометрические базы.

Структура и объем диссертации. Работа состоит из введения, 4 глав и заключения, приложений, изложенных на 162 страницах машинописного текста, списка литературы из 128 наименований на 13 страницах.

РАЗДЕЛ 1. СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА И ЗАДАЧИ ИССЛЕДОВАНИЯ

1.1 Технологический процесс выработки холодного дутья и элементы доменного производства

На сегодняшний день в металлургической отрасли наиболее распространенным технологическим способом получения сплава железа с углеродом – чугуна является доменное производство. В его основу положен технологический процесс доменной плавки. Доменная плавка совершается в доменных цехах, которые делятся на 3 основных производственных участка: доменную печь, рудный двор, систему подготовки дутья (рис. 1.1).

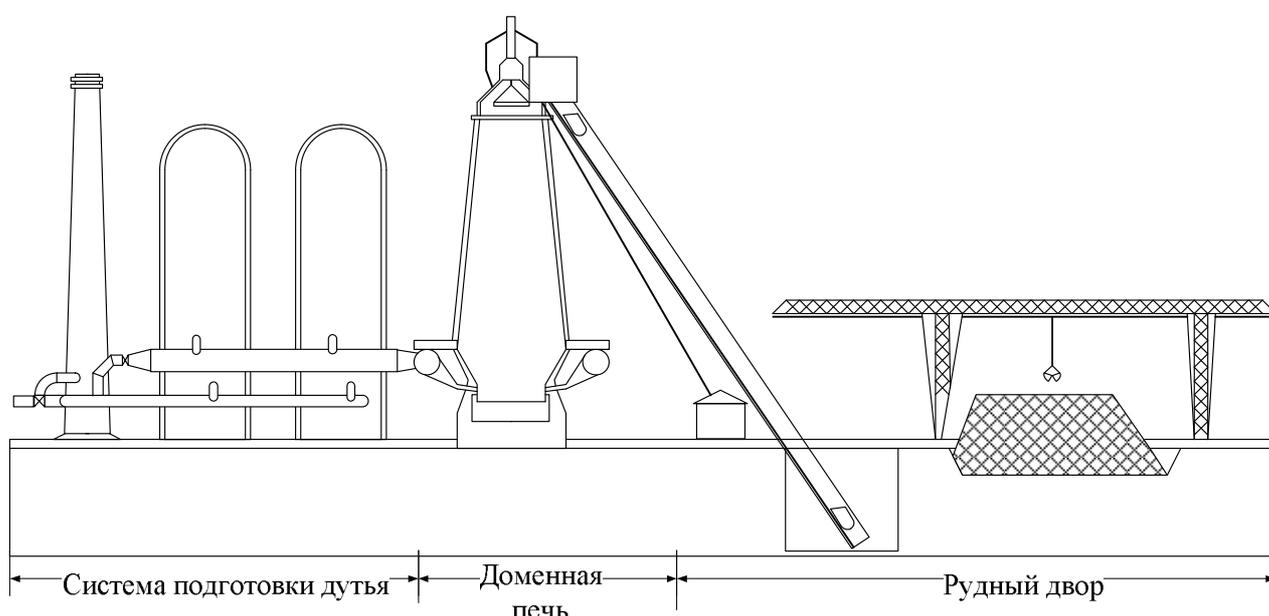


Рисунок 1.1 - Участки доменного цеха

Эксплуатация доменных печей предусматривает: организацию технологических режимов при выплавке заданной марки чугуна; обслуживание доменной печи; ликвидацию расстройств хода печи; ликвидацию аварийных ситуаций; остановку печей для выполнения ремонтов; задувку печей после остановок.

Все технологические операции регламентируются соответствующими технологическими инструкциями, которые учитывают как общие принципы, так и конкретные особенности доменных цехов.

Таким образом, доменная печь с комплексом основного и вспомогательного оборудования является сложной технологической системой.

Организация работ в доменном цехе рассматривается в рамках сложной управляемой технологической системы. Все процессы подвержены возмущающим воздействиям. Информация может содержать стохастическую составляющую или быть искаженной.

Обеспечение технологии производства в цехе осуществляется следующими системами:

- приемки и складирования материалов, состоящей из рудного двора, оборудования для разгрузки материалов, усреднения, грохочения и дозирования шихты;

- транспортирования и загрузки материалов на колошник доменной печи, которая служит для формирования столба шихтовых материалов, обладающего заданными свойствами;

- подготовки и подачи комбинированного дутья, состоящей из воздуходувки, воздухонагревателей, трубопроводов и фурменных приборов;

- переработки продуктов плавки, состоящей из устройств для открытия и закрытия чугунной и шлаковой леток, желобов, парка ковшей для уборки продуктов плавки, установок грануляции шлака и разливки чугуна;

- отвода колошникового газа, состоящей из комплекса пылегазоочистки и дроссельной группы.

Оптимальная работа каждой из этих систем обеспечивает решение главной технологической задачи, а именно выплавки чугуна заданного состава при заданной производительности доменной печи и минимальном расходе энергии. Технология выплавки чугуна определяется сырьевыми условиями, конструктивными особенностями доменной печи и вспомогательного оборудования.

Многочисленные средства технического контроля за ходом доменной плавки, применение различных моделей доменного процесса и экспертных систем, создаваемых для наблюдения за ходом печи и предупреждения всевозможных отклонений его от установленного режима, не исключают роли челове-

ского фактора: квалификации специалистов, ведущих плавку, их умения правильно и своевременно корректировать ход доменной печи и предупреждать возможные его расстройства и аварии. Это главное условие для сохранения стабильного режима печи, основным показателем которого является ровный ход.

Ровный ход - это нормальная работа доменной печи, которая устанавливается после задувки и окончания раздувочного периода, в течении которого в технологический режим постепенно вводятся все технологические параметры печи. Ровный ход печи, характеризуется:

- 1) плавным, устойчивым сходом шихты с разной но постоянной скоростью в различных зонах горизонтального сечения шахты печи;
- 2) стабильным распределением материалов и газов, отвечающим максимально возможному использованию их физической и химической энергии с минимальными для данных условий плавки расходом кокса и выносом колошниковой пыли;
- 3) устойчивым тепловым состоянием, обеспечивающим получение продуктов плавки заданного состава с наиболее высокими технико-экономическими показателями;
- 4) постоянными параметрами дутьевого режима, т.е. количеством, давлением и температурой горячего дутья;
- 5) наличием устойчивого гарнисажа, обеспечивающего постоянство рабочего профиля печи и его сохранность в процессе эксплуатации.

Обязательными условиями для обеспечения устойчивого ровного хода доменной печи являются постоянство шихтовых материалов, выполнение всех производственных операций по строго регламентированному графику, бесперебойная работа оборудования и соблюдение оптимальных параметров технологического процесса.

Для выполнения требований и условий технологического процесса используют комплекс технических средств, обеспечивающий несколько методов регулирования технологического процесса доменной плавки.

- 1) Регулирование «сверху» - управление распределением материалов на колошнике путем изменения режима загрузки - уровня засыпи, системы загрузки и величины подачи.
- 2) Регулирование «снизу» - изменение режима горна доменной печи путем корректирования количества, давления, температуры и состава комбинированного дутья, его влажности, повышенного давления на колошнике, диаметра и высова фурм, величины общего перепада статического давления газа в шахте.
- 3) Изменение качественного состава шихты, ее гранулометрического состава и соотношения отдельных компонентов.

Все методы за исключением управления «снизу» проявляют свое воздействие на ход доменной плавки спустя некоторое время.

Как утверждается в учебнике для ВУЗов [1]: “Наиболее оперативным из всех приемов является регулирование «сверху», поскольку оно призвано поддерживать постоянным режим печи снизу и должно подвергаться изменениям только в особых случаях. Чаще всего необходимость в регулировании «сверху» возникает в связи с отклонением газового потока от нормального.”

Управление доменной плавкой «снизу» является наиболее быстродействующим по сравнению с остальными способами и включает в себя регулирование количества дутья, подаваемого в печь, его компонентного и пропорционального состава. Количество дутья определяет интенсивность хода печи, являющуюся критерием максимально допустимой скорости схода подач и минимального времени переработки шихты в печи, совместимых с оптимальным расходом кокса [1].

Частые изменения дутьевого режима нежелательны, так как при этом изменяются объем окислительных зон и распределение температур по высоте и сечению печи с нарушением установленного газового потока и теплового режима. Поэтому изменение количества дутья должно предупреждаться своевременным регулированием хода доменной печи «сверху». Прибегают к регулированию «снизу» только в исключительных случаях.

Процесс получения холодного дутья является базовым для всех технологических процессов, участвующих в управлении доменной плавкой «снизу».

Холодное дутье – это воздух, обогащенный кислородом, подаваемый на вход воздухонагревателя доменной печи. Получение дутья – энергоемкий процесс, связанный с большими затратами энергоресурсов, большая часть которых уходит на подготовку его составляющих. Выработка холодного дутья происходит в несколько этапов, на каждом из которых присутствуют различного рода агрегаты, выполняющие функции очистки и транспортировки газа [2].

Состав, давление, температуру, расход и технологию получения холодного дутья задает технологический процесс доменной плавки [2-4].

Технологии получения дутья на каждом отдельно взятом доменном производстве отличаются очередностью этапов, среди них можно выделить общие: очистку, обогащение, сжатие и транспортировку [5].

Технологический процесс получения дутья можно упрощенно изобразить в виде функциональной схемы, представленной на рисунке 1.2.

Формирование состава дутья начинается с системы очистки атмосферного воздуха, в состав которой входит система фильтров, удаляющих из воздуха частицы пыли и другие загрязнения, ухудшающие работу агрегатов на последующих этапах.

Обогащение дутья осуществляется путем смешивания его с кислородом, полученным в результате криогенной ректификации воздуха. В зависимости от применяемой технологии смешивание происходит перед процессом сжатия или после него.

Далее дутье поступает на вход воздуходувки, в которой происходит повышение давления, обеспечивающее транспортировку дутья к воздухонагревателям. Приводом воздуходувки в большинстве случаев служит конденсационная паровая турбина малой мощности. Пар в турбину попадает из емкости паросборника через устройство подачи пара (УПП). Перегретый пар подается в паросборник из многотопливного котлоагрегата ТЭЦ.

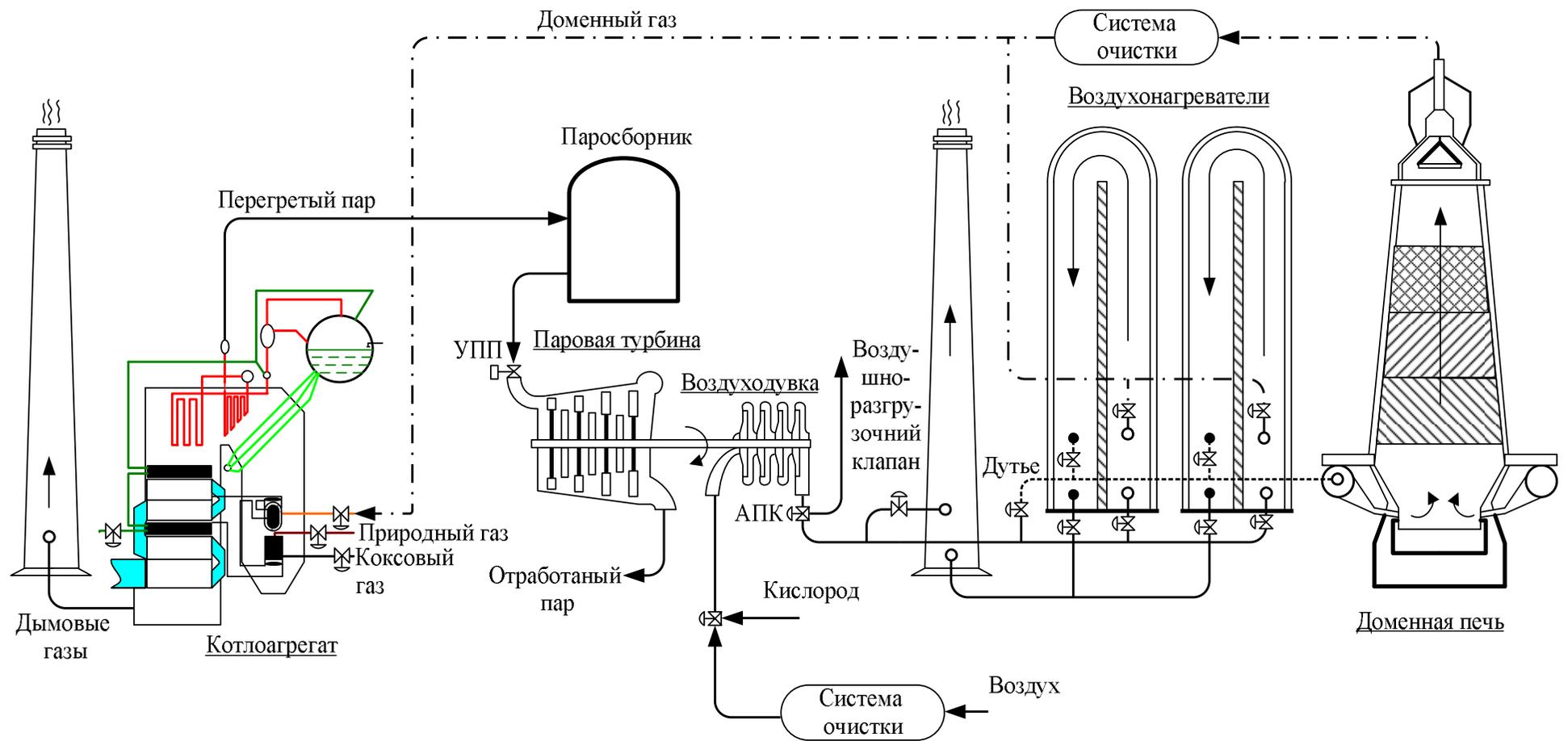


Рисунок 1.2 - Функциональная схема получения дутья

Поскольку пара агрегатов «турбина-воздуходувка» формируют паровоздушную станцию, которая обеспечивает подачу дутья на несколько доменных печей, с целью уменьшения тепловых потерь паровые турбины размещают вблизи котлоагрегатов.

Дутье доставляется к воздухонагревателям при помощи газотранспортной сети (ГТС). Протяженность ГТС может составлять от нескольких десятков до нескольких сотен метров. На пути ее следования установлены различные устройства, при помощи которых осуществляется распределение дутья по воздухонагревателям и регулирование расхода дутья.

На выходе воздуходувки установлен антипомпажный клапан (АПК), который выполняет функции защиты агрегата при пуске и возникновении явления помпажа. Установка АПК продиктована правилами безопасной и безаварийной эксплуатации воздуходувки. При работе АПК дутье стравливается в атмосферу или байпасируется.

На входе системы распределения дутья по воздухонагревателям установлен воздушно-разгрузочный клапан (ВРК), с помощью которого производится регулирование расхода дутья, подаваемого в доменную печь. Во время работы ВРК часть холодного дутья выбрасывается в атмосферу.

Повышение температуры дутья происходит в воздухонагревателях, которые работают в следующих режимах: нагрев, отсечка, дутье. Для нагрева решеток воздухонагревателя он переводится в режим работы на нагрев, во время которого происходит сжигание очищенного доменного газа. Смена режима работы воздухонагревателя может осуществляться автоматически или вручную.

Нагретое дутье поступает в фурмы доменной печи через кольцевой воздухопровод.

Нормальное и безопасное протекание всех технологических процессов подготовки дутья обеспечивается наличием локальных систем управления и регулирования.

1.2 Управление технологическим процессом подготовки холодного дутья

К объектам управления технологической линии выработки холодного дутья можно отнести все агрегаты, находящиеся на участке ГТС, начиная от очистки воздуха и заканчивая трубопроводом холодного дутья перед воздухонагревателями. Многие из этих агрегатов являются вспомогательными звеньями других технологических процессов или располагаются на других производственных участках металлургического предприятия, что затрудняет их замену или ремонт. Самым значимым для процесса транспортировки дутья является работа паровоздушной станции, на которой расположены воздуходувки.

В роли воздуходувки зачастую используют центробежный компрессор с приводом от паровой турбины или электродвигателя. Скорость вращения компрессора стабилизируют при помощи системы регулирования паровой турбины с гидравлическим приводом. Во время подачи дутья скорость компрессора поддерживают на заданном значении в допустимых пределах.

Управление всем технологическим процессом подготовки холодного дутья осуществляется посредством работы человеко-машинной системы управления.

Технолог доменного производства задает график изменения параметров дутья. Он зависит от длительности и интенсивности протекания этапов технологического процесса доменной плавки – нормальной работы печи, загрузки шихты, выгрузки металла, заполнения и переключения воздухонагревателей.

Наиболее требовательным к параметрам дутья является этап нормальной работы, при котором необходимо обеспечить постоянство дутьевого режима, который характеризуется количеством, температурой, влажностью и давлением дутья, расходом кислорода, природного газа и других составляющих комбинированного дутья, обеспечивающих заданный нагрев и ровность хода печи в соответствии с заданным химическим анализом чугуна при установившемся технологическом режиме плавки и стабильных его параметрах. Также важными

показателями являются стабильность общего и частных перепадов давлений по высоте печи, плавность опускания шихты [6].

Наиболее периодичным и кратковременным по сравнению с остальными этапами работы технологической линии подготовки дутья является этап заполнения и переключения воздухонагревателей. Во время него происходит изменение структуры ГТС за счет включения в работу еще одного воздухонагревателя. На этом этапе работы происходит резкое изменение параметров дутья на входе воздухонагревателей и доменной печи [2,6].

Регулирование расхода дутья на входе воздухонагревателей осуществляется мастером доменной печи путем открытия/закрытия ВРК. Излишки дутья при таком способе регулирования сбрасываются в атмосферу. По данным Днепропетровского металлургического комбината (г.Днепропетровск) потери дутья на ВРК доменных печей ежемесячно в 2005 году составляли от 20,3% до 27,5% (Приложение И).

1.3 Недостатки существующих систем управления технологическим процессом

Выделим основные недостатки в работе систем регулирования и управления, задействованных в технологическом процессе выработки холодного дутья.

При совместной работе воздуходувки и воздухонагревателей не учитывается протяженность ГТС холодного дутья, которая вносит в работу системы транспортные задержки газодинамического характера, существенно влияющие на работу систем управления.

Энергозатратным является регулирование расхода дутья на входе воздухонагревателей путем сброса излишков дутья в атмосферу, вместе с которыми в атмосферу выпускается кислород, на производство которого затрачивается в среднем 30-50% от общего потребления электрической энергии предприятием [7,8].

Большинство предприятий металлургической отрасли с доменным производством на территории Украины были построены в конце первой - начале второй половины XX века. Часть из них подверглась модернизации или полной

перестройке технологических линий, но большинство агрегатов, участвующих в выработке холодного дутья, остались прежними. Они либо отработали свой ресурс, либо по своему принципу действия морально устарели в сравнении с современным развитием технических средств. Действующие агрегаты зачастую работают с устаревшими, как и они, системами управления. Это касается и паровоздушных станций выработки холодного дутья.

Поскольку почти все агрегаты станции постоянно находятся в работе или в горячем резерве, то при плановом ремонте агрегатов происходит замена составляющих, наиболее подвергшихся износу, таких как вал турбины или компрессора, подшипниковых пар, но системы регулирования агрегатов остаются неизменными и лишь подвергаются корректировке и подстройке при пуско-наладочных работах.

Системы регулирования паровых турбин, выпущенных 30-40 лет назад, в подавляющем большинстве выполнены на гидравлических и механических приводах. Практически все они при нынешнем развитии техники морально устарели и по два, а то и по три раза отработали свой ресурс. Наличие люфтов, неконтролируемых протечек гидравлики, износа основных исполнительных компонентов не дают возможности обеспечить высокоточное управление скоростью вращения турбины.

При работе существующей системы стабилизации расхода дутья не учитывается изменение структуры ГТС, что приводит к резкому увеличению расхода дутья на входе в систему воздухонагревателей и снижению расхода дутья на входе доменной печи, негативно сказывающемся на нормальном ходе доменной плавки.

Обзор литературных источников, в которых приведены математические модели паровых турбин, показывает следующее:

- в статьях [9,10] приведена математическая модель паровой турбины, в которой в качестве входной переменной принято массовый расход энергоносителя, а выходной - мощность на валу.

- в литературных источниках [11,12] модель турбины представляется в виде нейронной сети в составе SCADA системы управления;
- в публикации [13] входом модели является давление, расход и температура пара, а выходом мощность на валу. Представленная модель взаимосвязана с термодинамическими и технологическими процессами работы котлоагрегата, что не позволяет использовать её без рассмотрения последних;
- в источнике [14] приводится описание динамики турбины как привода генератора судовой энергетической установки в виде ментально-вербальной схемы, которая по своей структуре представляет многомерную модель и в ней нет возможности выделить связь вход-выход;
- в статьях [15-17] представлено описание динамики многоступенчатой трехцилиндровой паровой турбины высокого давления, используемой при построении моделей для изучения работы энергетических систем. Математическое описание динамики одного цилиндра сводится к передаточной функции 1-го порядка, входом которой является требуемая мощность, а выходом - получаемая мощность, что является недопустимым упрощением описания динамики такого сложного объекта управления.

Из этих литературных источников следует, что представленные в них модели паровых турбин не могут быть применены для построения системы управления подготовкой и транспортировкой холодного дутья вследствие того, что они не устанавливают однозначную связь между количеством пара, подаваемого в турбину, и скоростью вращения её вала, не учитывают зависимость суммарного пропускного сечения клапанов устройства подачи пара от положения траверсы и не позволяют определять параметры модели на основании номинальных паспортных данных турбины.

В подавляющем большинстве случаев [18-22] для управления паровыми турбинами используются классические П, ПИ, ПИД регуляторы, которые обладают известными недостатками: высокой чувствительностью к изменениям параметров объекта управления, ограниченным коэффициентом усиления в резуль-

тате чего системы с П регуляторами обладают большим статическим падением скорости, а с ПИ - большим динамическим падением скорости. Кроме того системы с такими регуляторами имеют ограниченное быстродействие.

Исходя из приведенных выше недостатков существующих локальных системы регулирования и человеко-машинной системы управления, можно сделать вывод о необходимости проведения мероприятий, направленных на оптимизацию таких систем регулирования по критерию минимизации выбросов в атмосферу дутья, обогащенного кислородом, повышение количества автоматизируемых функций, снижение влияния человеческого фактора на процессы управления с учетом аспектов технологического процесса доменной плавки.

1.4 Пути устранения недостатков системы управления процессом подготовки холодного дутья

Внедрение новых систем управления процессом подготовки холодного дутья является дорогостоящей операцией по сравнению с частичной заменой основных износившихся узлов агрегатов.

Установка или замена измерительных устройств на более точные даст лишь кратковременный эффект, поскольку со временем в механических связях исполнительных механизмов появятся люфты.

Замена основных гидравлических исполнительных устройств существующих локальных систем регулирования современными электромеханическими в комплексе с оптимизацией систем управления выработкой холодного дутья позволит создать более быстродействующую и менее затратную в обслуживании систему автоматического управления.

Оптимизация работы системы управления процессом выработки холодного дутья по минимуму интегральной квадратичной суммы взвешенных по коэффициентам функции Ляпунова отклонений текущих значений переменных состояния объекта управления от заданных значений, требует также изменения или корректировки законов управления всеми исполнительными механизмами, задействованными в технологическом процессе. С этой целью необходимо иметь адекватное математическое описание совокупности физических процес-

сов, происходящих в тракте выработки холодного дутья, с учетом изменения топологии газотранспортной сети.

Математическая модель технологического процесса дает возможность исследовать законы изменения основных переменных состояния системы выработки холодного дутья и определить алгоритмы оптимального в смысле принятого критерия управления всеми агрегатами в её составе.

1.5 Математический аппарат оптимизации

Модернизация существующей автоматизированной системы управления технологическим процессом (АСУТП) может осуществляться на прикладном и программном уровнях. На прикладном уровне меняется комплекс технических средств, осуществляющих функции непосредственного влияния на технологический процесс, иначе говоря производится смена измерительных, регистрирующих и исполнительных устройств. На программном уровне происходит разработка и внедрение новых алгоритмов и законов управления уже существующими или вновь создаваемыми устройствами прикладного уровня.

Среди основных достоинств мер, направленных на улучшение работы АСУТП, следует выделить

- улучшение показателей качества выпускаемой продукции,
- сокращение временных и ресурсных затрат,
- смену технологии производства,
- наращивание производства,
- агрегирование производственных участков.

Большая часть достоинств имеет положительный экономический эффект.

Величина получаемого экономического эффекта часто зависит от затрат, которые понесет предприятие при проведении модернизации. Чтобы сократить затраты, модернизации подвергают лишь программный уровень.

Изменения на программном уровне модернизации АСУТП должны стремиться к установленной цели без снижения показателей технологического процесса. Такие изменения нередко затрагивают и прикладной уровень.

Модернизация на программном уровне подразумевает следующие действия:

- внесение изменений в алгоритмы работы АСУ,
- введение новых законов управления,
- программную интеграцию в АСУ верхнего уровня.

Каждое из этих действий направлено на решение задачи оптимизации работы АСУ или решение вариационной задачи.

Современная техническая литература, а также открытые электронные информационные источники располагают наработками решения таких задач в области теории автоматического управления и регулирования. Решение предполагает поиск экстремумов функционалов или же поиск оптимального управления системы, обеспечивающего достижение экстремального значения заданного функционала качества.

Сложность обеспечения заданных динамических свойств синтезируемой системы автоматического управления и поддержания их в условиях действия различных возмущающих воздействий, изменения параметров управляемого объекта, наличия нелинейностей и, как правило, при неполной априорной информации об объекте управления и условиях его функционирования привела к тому, что в современной теории автоматического управления и регулирования сложилось несколько направлений решения этой сложной и во многом противоречивой задачи.

Начиная с 50-х годов XX столетия, как одно из направлений технической кибернетики достаточно стремительно развивается теория самонастраивающихся систем, использующая принцип адаптации [23-32]. Применение принципа адаптации позволяет искусственно создать эффект приспособления к изменяющимся условиям в автоматических системах за счет того, что часть функций по получению, обработке и анализу недостающей информации об управ-

ляемом объекте осуществляется самой системой в процессе ее эксплуатации с помощью адаптивного управляющего устройства. Это позволяет существенно снизить влияние неопределенности на качество управления и скомпенсировать в определенной степени недостаток априорной информации об управляемом процессе на стадии проектирования. Принято различать непрямые адаптивные системы, в которых путем обработки доступных наблюдению параметров осуществляется идентификация объекта на основе использования его настраиваемой модели, прямые адаптивные системы, в которых непосредственно используется настраиваемая модель управляющего устройства, и квазипрямые, в которых осуществляется настройка прогнозирующей модели (упредителя), в общем случае отличающейся от модели объекта. Однако применение таких систем пока ограничено, так как требует достаточно сложной технической реализации, наличия быстродействующего контура самонастройки, сравнительно медленного изменения параметров объекта управления или точного аналитического его описания. Кроме того принцип адаптации не предусматривает устранения влияния координатных возмущений на свойства замкнутых систем.

Несколько иные подходы к построению систем с низкой чувствительностью к внешним возмущениям были сформированы в теории инвариантности [33-37]. В основу этой теории положен принцип комбинированного управления, т.е. управление ведется как по отклонению, так и по внешним задающему и возмущающему воздействиям. Введение дополнительных связей по задающему или возмущающему воздействиям не изменяет характеристического полинома замкнутой системы управления. Поскольку возможности непосредственного измерения возмущений на практике в значительной мере ограничены, большой интерес представляет метод косвенных оценок параметров с использованием текущей информации, получаемой в реальном масштабе времени. Соответствующие методы синтеза приводят к структурам управляющих устройств, включающих в себя модели возмущающих воздействий (метод внутренних моделей) [38]. Таким образом, необходимо задание достаточно точной модели возмущения в виде дифференциального или разностного уравнения

(модели формирующего фильтра), либо решение задачи идентификации возмущений с использованием имеющейся текущей информации. Указанные подходы, развивающие идеи селективной и адаптивной инвариантности, обоснованы в работах [37,38]. Неполная априорная и текущая информация о возмущениях в значительной мере затрудняет выбор адекватных математических моделей и их идентификацию по косвенным измерениям. Описание характерных для технологических объектов управления нестационарных и скачкообразно меняющихся возмущений требует использования сложных многопараметрических моделей, что приводит к значительному усложнению системы управления. При этом увеличение числа подлежащих оцениванию параметров приводит к увеличению ошибок оценивания вследствие некорректности задачи идентификации по косвенным измерениям. В ряде случаев имеющихся исходных данных вообще оказывается недостаточно для обоснованного выбора соответствующей модели, что делает невозможной саму постановку задачи идентификации возмущений. Кроме того, в рамках комбинированного управления не удастся обеспечить не только низкую чувствительность к параметрическим возмущениям, но и точность компенсации внешних воздействий оказывается в полной зависимости от изменений параметров системы управления.

Новый этап в развитии теории инвариантности связан с широким внедрением в теорию и практику автоматического управления методов пространства состояний [39], а также алгебраических и дифференциально-геометрических методов [40-42], что позволило перейти к рассмотрению задач синтеза многомерных инвариантных систем со многими входами и выходами. Однако практическое применение условий инвариантности в абстрактно-алгебраической форме затруднено и требует решения ряда вспомогательных задач, зачастую носящих нетривиальный характер.

Применение теории чувствительности [43-51] для синтеза высокоточных систем управления, обеспечивающих низкую чувствительность к параметрическим возмущениям, не дает необходимого эффекта вследствие значительного усложнения, а иногда и практической нереализуемости найденного алгоритма

управления. Кроме того, применение методов теории чувствительности не обеспечивает системе свойств инвариантности по отношению к внешним возмущениям.

Вопросы построения замкнутых систем управления с заданными прямыми показателями качества нашли отражение в теории модального управления [52-54]. Под модальным управлением обычно понимают один из методов синтеза регуляторов, с помощью которого можно разместить на комплексной плоскости полюсы замкнутой системы желаемым образом, а соответствующим им составляющим переходного процесса задать требуемую скорость изменения. В качестве желаемого распределения корней характеристического уравнения замкнутой системы обычно используют распределения корней на комплексной плоскости: Бесселя (томсоновская функция), Чебышева (неравномерность передачи 0,5 дБ), Баттерворта, биномиального распределения (Ньютона) [42, 55].

Требуемые прямые показатели качества управления могут быть математически представлены в виде эталонного движения или эталонной управляемой системы (процедура синтеза систем управления по заданным переходным процессам регулируемых величин [56,57], представление управляющих функций в виде полиномов относительно времени [58,59]). Выбор эталонной системы не может быть произвольным, так как нужно учитывать возможность воспроизведения реальной системой эталонного движения при конкретных параметрах объекта управления, а также заданных ограничениях на управляющее воздействие и отдельные переменные состояния.

Большое распространение при проектировании систем управления получил принцип комбинированного управления. Однако, применение такого подхода требует определения знакопеременного возмущающего воздействия, изменяющегося по случайному закону. Это значительно усложняет процесс проектирования и технической реализации системы управления.

Необходимо отметить повышенный интерес к анализу и синтезу нелинейных систем управления. Обзор некоторых доступных для свободного про-

смотра периодических изданий IFAC и IEEE показывает, что в последнее время значительно повысилось количество как сугубо теоретических, так и прикладных публикаций, посвященных нелинейным системам. В первую очередь следует отметить работы по кусочно-непрерывным функциям Ляпунова [60, 61]. Содержащиеся в этих работах идеи исследования систем с переключающейся структурой могут быть расширены на некоторую область систем управления, содержащих существенные нелинейности, однако авторы не рассматривают возможности получения апериодических переходных процессов и не затрагивают вопросы технической реализации предлагаемой ими методики. Следующее не менее интересное направление основывается на применении функциональных рядов Вольтерра [62-66]. Применение этих рядов позволяет представить нелинейные системы в виде последовательно-параллельного соединении линейных и нелинейных частей и приводит к многомерным передаточным функциям, на основании которых осуществляется синтез управляющего воздействия. Этому методу свойственна трудоемкость вывода формул ядер и наглядного представления в графической форме обобщенных частотных характеристик.

Весьма общей является идея *feedback linearization* [67], согласно которой для любой нелинейной системы может быть найдено такое пространство состояния, в котором она будет линейна. Т.е. для синтеза управляющего воздействия необходимо перейти в новый координатный базис, определить известными методами управление, которое затем переносится в исходное фазовое пространство. Сколь либо общих рекомендаций или методик определения требуемого пространства состояния и формул перехода из одного базиса в другой не известно. Кроме того, возникает вопрос о возможности технической реализации управления, полученного после таких преобразований.

Известны и другие методы [68,69], применение которых однако не позволяет решить задачи обеспечения высокого быстродействия и точности воспроизведения заданных траекторий движения объекта управления при низкой чувствительности к различным дестабилизирующим факторам.

Комплексное решение задачи обеспечения высокой динамической и статической точности при низкой чувствительности к параметрическим и координатным возмущениям может быть найдено в классе систем, устойчивых при неограниченном увеличении коэффициента усиления [70-74].

1.6 Обзор методов синтеза систем оптимального управления

Синтез системы управления произвольным динамическим объектом начинается с выбора цели управления, которая задается функционалом вида:

$$I = \int_{t_0}^{t_1} F(\eta_1, \dots, \eta_n, U_1, \dots, U_j) dt, \quad (1.1)$$

где η_1, \dots, η_n – компоненты вектора состояния объекта управления в пространстве возмущенного движения; U_1, \dots, U_j – составляющие вектора управляющего воздействия

Динамические свойства синтезируемых оптимальных систем сильно зависят от вида оптимизирующего функционала, который является критерием качества управления. Общих правил выбора критериев качества для различных управляемых объектов не существует и назначение критерия оптимальности в каждом конкретном случае является самостоятельной задачей, которая решается на основании анализа требований, предъявляемых к синтезируемой системе. При этом необходимо помнить, что функционал качества должен наилучшим образом характеризовать цель управления и конкретная вариационная задача должна быть аналитически разрешимой.

Качество управления линейными и линеаризованными объектами чаще всего задается интегральным квадратичным функционалом вида:

$$I = \int_0^{\infty} \left(\sum_{i=1}^n W_i \eta_i^2 + c U^2 \right) dt. \quad (1.2)$$

Функционал (1.2) является обобщенным скалярным критерием, полученным в результате объединения обобщенной квадратичной интегральной оценки, используемой в теории автоматического управления для косвенной оценки

качества переходных процессов, и критерия, характеризующего расход энергии управления.

Весовые коэффициенты $W_i > 0$ накладывают «штрафы» на величину и длительность отклонений координат ОУ в переходном процессе, а коэффициент $c > 0$ ограничивает энергию управления. Положительность этих коэффициентов обеспечивает положительную определенность подинтегральной функции, что исключает возможность больших и длительных отклонений координат состояния и управления при оптимальном переходном процессе.

Таким образом, отыскание искомого оптимального управления сводится к задаче минимизации заданного функционала качества и является вариационной задачей.

Методы вариационного исчисления условно можно разделить на классические и современные. К классическим относятся методы, основанные на решениях уравнения Эйлера, Лагранжа, Якоби, Вейерштрасса, а к современным – базирующиеся на принципе максимума Понтрягина и методе динамического программирования Беллмана [75-76]. Использование этих методов значительно расширяет класс функций, описывающих искомое управление, и, благодаря высокой формализации задачи, создает предпосылки к широкому применению различных вычислительных систем и комплексов.

Среди современных методов решения вариационных задач широкое распространение получила задача аналитического конструирования регуляторов (АКР) [77-83], как задача об оптимальной стабилизации линейных стационарных объектов при квадратичном функционале качества.

В соответствие с известными методами построения систем управления, оптимальных по точности воспроизведения заданных траекторий движения или по минимуму интегральных отклонений реального движения объекта управления от траектории невозмущенного движения [84, 85-89], синтез управляющего воздействия начинается с записи уравнений возмущенного движения.

С известной степенью точности исходные уравнения движения любого линейного или линеаризованного стационарного объекта всегда можно представить в виде

$$py_i = f_i(y_1, \dots, y_n, u), \quad i = 1, \dots, n, \quad (1.3)$$

где y_i – координаты объекта управления, u – управляющее воздействие, $f_i(y_1, \dots, y_n, u)$ – произвольные функции, описывающие динамику объекта управления, $p = d/dt$ – оператор дифференцирования.

Тогда среди множества ограниченных по модулю решений системы (1.3)

$$|y_i(t)| \leq |y_{i \max}(t)|, \quad |u(t)| \leq |u_{\max}(t)|, \quad (1.4)$$

всегда можно выделить искомое движение

$$y^* = (y_1^*, \dots, y_n^*), \quad (1.5)$$

которое сообщается объекту управления желаемым управляющим воздействием u^* .

Реальное движение всегда отличается от желаемого из-за неточного знания начальных условий функционирования объекта, неточной информации о внешних возмущениях, действующих на систему, неточной реализации желаемого управления, неустойчивости параметров САУ и т.д.

Следовательно, для любого объекта управления всегда будут выполняться зависимости

$$\eta_i(t) = y_i(t) - y_i^*(t), \quad U(t) = u(t) - u^*(t), \quad (1.6)$$

где $\eta_i(t)$ – отклонение координаты объекта управления $y_i(t)$ от ее желаемого значения $y_i^*(t)$, $U(t)$ – стабилизирующее управление.

Заменив в системе (1.3) переменные состояния y_i и управляющее воздействие u их отклонениями (1.6), в новом фазовом пространстве получим следующую систему дифференциальных уравнений

$$p\eta_i = H_i(\eta_1, \dots, \eta_n, U), \quad i = 1, \dots, n, \quad (1.7)$$

где

$$H_i(\eta_1, \dots, \eta_n, U) = f_i(y_1^* + \eta_1, \dots, y_n^* + \eta_n, u^* + U) - f_i(y_1^*, \dots, y_n^*, u^*). \quad (1.8)$$

Если функции $f_i(y_1^*, \dots, y_n, u)$ являются линейными, то линейными будут и их комбинации (1.8). В этом случае уравнения динамики объекта управления (1.7) можно представить в виде

$$p\eta_i = \sum_{k=1}^n b_{ik}\eta_k + m_i U, \quad i = 1, \dots, n, \quad (1.9)$$

где b_{ik} и m_i – некоторые константы.

Вследствие того, что большинство объектов являются нелинейными, известные источники предлагают осуществлять линейризацию функции $H_i(\eta_1, \dots, \eta_n, U)$. Эта линейризация может осуществляться несколькими методами. Наиболее распространенным в теории и практике автоматического управления является разложение нелинейной зависимости в ряд Тейлора в окрестностях точки $(y_1^*, \dots, y_n^*, u^*)$. В этом случае уравнения (1.7) можно представить следующим образом

$$p\eta_i = \sum_{k=1}^n b_{ik}(t)\eta_k + m_i U + \xi(\eta_1, \dots, \eta_n, U), \quad i = 1, \dots, n, \quad (1.10)$$

$$\text{где } b_{ik} = \left. \frac{\partial f_i}{\partial y_k} \right|_*; \quad m_i = \left. \frac{\partial f_i}{\partial u} \right|_*, \quad (1.11)$$

здесь $\xi(\eta_1, \dots, \eta_n, U)$ – функции, являющиеся членами ряда Тейлора второго и более высоких порядков малости.

При синтезе оптимального управления объектом (1.10) составляющей $\xi(\eta_1, \dots, \eta_n, U)$ пренебрегают, тогда система (1.10) преобразуется к виду (1.9).

Очевидно, что если функция $f_i(y_1, \dots, y_n, u)$ является существенно нелинейной, то при выполнении подобной процедуры происходит значительная потеря информации о движении объекта управления (1.7). Последнее обусловлено линейризацией функций H_i в окрестностях рабочей точки и исключением из рассмотрения составляющей $\xi(\eta_1, \dots, \eta_n, U)$. Синтезированное для объекта (1.9) управляющее воздействие обеспечивает устойчивость движения исходного объекта (1.7) лишь в отдельных случаях [83] за счет наличия скользящего режима, возникающего в результате применения разрывных управлений. В боль-

шинстве случаев в такую систему управления оказывается необходимым вводить специальные цепи коррекции. Следовательно, синтезированную на основании (1.9) систему управления, которая не учитывает нелинейных связей и функций, нельзя считать оптимальной [89,90]. Более того, системы управления нелинейными объектами, построенные на основании линеаризованных уравнений динамики, склонны к колебательности [91-94]. Т.о. для того чтобы система управления нелинейным объектам была оптимальной, необходимо искать управляющее воздействие на основе нелинейной системы уравнений, описывающих исходный объект.

Несколько реже при анализе и синтезе систем управления нелинейная функция $H_i(\eta_1, \dots, \eta_n, U)$ аппроксимируется более простой полиномиальной функцией [85]

$$H_i(\eta_1, \dots, \eta_n, U) = \sum_{i=1}^n a_i \eta_k^i + \sum_{i=1}^j c_i U_v^i, \quad (1.12)$$

где a_i и c_i – коэффициенты аппроксимации.

К недостаткам такого подхода следует отнести необходимость точного знания траектории движения объекта.

Представление нелинейной функции в виде переменных коэффициентов, которые определяются на основе метода гармонической линеаризации нелинейной зависимости

$$F(x) = \left(q + \frac{q'}{\omega} p \right) x, \quad (1.13)$$

где

$$q = \int_0^{2\pi} [H_i(A \cdot \sin(\omega_c t), \omega_c t) \cdot \sin(\omega_c t)] d\omega_c t;$$

$$q' = \int_0^{2\pi} [H_i(A \cdot \sin(\omega_c t), \omega_c t) \cdot \cos(\omega_c t)] d\omega_c t,$$

A и ω_c – амплитуда и частота сигнала x , приводит к системе уравнений:

$$\frac{d}{dt}\eta = \frac{q(\eta, \omega_c) \times \eta + q(U, \omega_c) \times U}{q'(\eta, \omega_c) + 1}. \quad (1.14)$$

и дает хорошие результаты для простых нелинейных функций, не содержащих петлевых зависимостей [91, 95, 96]. Однако представление обобщенной функции $H_i(\eta_1, \dots, \eta_n, U)$ в виде $H(A \cdot \sin(\omega t), \omega t)$ требует выполнения ряда вычислений, которые сложно поддаются формализации и является самостоятельной довольно сложной задачей. К тому же, в виду того, что сам метод гармонической линеаризации является приближенным, то приближенными будут и уравнения (1.14).

Оптимальное управление U , принадлежащее к классу кусочно-непрерывных функций, подчиненных ограничению

$$|U| \leq 1, \quad (1.15)$$

и минимизирующее функционал

$$I = \int_0^{\infty} F(\eta, U) dt = \int_0^{\infty} \left(\sum_{i,k=1}^n w_{ik} \eta_i \eta_k + c U^2 \right) dt, \quad w_{ik} = w_{ki} \quad (1.16)$$

на траекториях движения системы (1.11), определяется из основного функционального уравнения Беллмана, в котором функция Беллмана заменена функцией Ляпунова V

$$U = -\text{sat} \left(\sum_{i=1}^n \frac{m_i}{2c} \frac{\partial V}{\partial \eta_i} \right), \quad (1.17)$$

$$V = \sum_{i,k=1}^n v_{ik} \eta_i \eta_k, \quad v_{ik} = v_{ki}. \quad (1.18)$$

Матрица коэффициентов функции Ляпунова v_{ik} состоит из положительных корней матричного уравнения Риккати

$$\mathbf{V}\mathbf{B} + \mathbf{B}^T \mathbf{V} - c^{-1} \mathbf{V} \mathbf{m} \mathbf{m}^T \mathbf{V} + \mathbf{W} = 0, \quad (1.19)$$

где \mathbf{W} – матрица весовых коэффициентов минимизируемого функционала качества.

Таким образом, управляющее воздействие (1.17) можно представить в виде

$$U_j = -\text{sat} \left(\sum_{k=1}^n \frac{m_i}{c} v_{ki} \eta_k \right), \quad i = 1, \dots, n. \quad (1.20)$$

Основным недостатком приведенных выше методов синтеза систем оптимально управления является то, что синтезированная система оптимальна лишь в смысле минимизации априори выбранного функционала качества. Однако минимизация такого функционала не гарантирует достижение желаемых динамических свойств. Поэтому при синтезе систем оптимального управления целесообразно использовать методы, устанавливающие однозначную связь между показателями качества переходных процессов, интегральными критериями качества и видом алгоритмов управления, а также позволяющие обеспечить низкую чувствительность синтезированной системы к изменению как параметров объекта управления, так и внешних воздействий.

Одним из таких методов является модифицированный принцип симметрии [84,97]. Структурная схема системы управления, построенной по этому принципу, представлена на рис.1.3.

Здесь передаточная функция регулятора $W_y(p)$ связана с передаточной функцией объекта управления $W_o(p)$ зависимостью $W_y(p) = \frac{1}{W_o(p)}$.

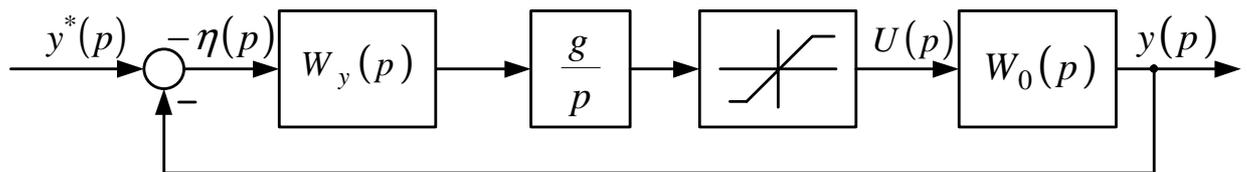


Рисунок 1.3 - Структурная схема системы управления, построенной на основании модифицированного принципа симметрии

Введение в прямой канал интегрирующего звена с передаточной функцией $W(p) = \frac{g}{p}$ совместно с нелинейным звеном типа «насыщение» способствует формированию реально достижимых предельных динамических характеристик и обеспечивает устранение статической ошибки.

Согласно этому методу управляющее воздействие может быть однозначно определено через параметры объекта управления. Так если динамика объекта описывается системой дифференциальных уравнений возмущенного движения в форме Коши

$$p\eta_i = \sum_{k=1}^n b_{ik}\eta_k + m_n U, \quad i=1, \dots, n, \quad (1.21)$$

то закон управления вида

$$U_j = -\text{sat}\left(\frac{m_n}{c_j} \sum_{i=0}^n v_{in}^j \eta_i\right) = -\text{sat}\left(\frac{g_j}{m_n} \sum_{i=0}^n v_{in}^j \eta_i\right), \quad (1.22)$$

где \tilde{g} - коэффициент усиления разомкнутого контура регулирования, j - номер контура регулирования, n - размерность системы уравнений, минимизирует интегральный квадратичный функционал качества

$$\begin{aligned} I_j &= \int_0^{\infty} \left(\frac{m_n^2}{c_j} \left(\sum_{i=0}^n v_{in}^j \eta_i \right)^2 + c_j U_j^2 \right) dt = \int_0^{\infty} \left(g_j \left(\sum_{i=0}^n v_{in}^j \eta_i \right)^2 + \frac{m_n^2}{g_j} U_j^2 \right) dt = \\ &= \int_0^{\infty} \left(\sum_{i,k=0}^n w_{ik} \eta_i \eta_k + c_j U_j^2 \right) dt, \quad w_{ik} = w_{ki}, \end{aligned} \quad (1.23)$$

гарантируя при этом экспоненциальный характер управляемого движения регулируемой переменной $\eta_j = -\exp\left(\frac{1}{g_j} t\right)$ при ступенчатом изменении задающего

воздействия $y_i^* = 1(t)$ и обеспечивая замкнутой системе астатические свойства

за счет наличия в своем составе интегральной составляющей $\eta_0 = \frac{1}{p} \eta_j$ [84].

Критерий оптимальности (1.23) представляет собой интегральную квадратичную сумму взвешенных по коэффициентам функции Ляпунова отклонений текущих значений переменных состояния $y = (y_1, \dots, y_n)$ объекта управления от желаемых траекторий движения $y^* = (y_1^*, \dots, y_n^*)$.

Минимизация интеграла (1.23) обеспечивает замкнутой системе гранично-апериодические переходные процессы с требуемой постоянной времени,

которая определяется величиной коэффициента усиления регулятора.

Коэффициентами алгоритма управления (1.22) являются коэффициенты функции Ляпунова

$$V(\eta) = \sum_{i,k=0}^n v_{ik} \eta_i \eta_k, \quad v_{ik} = v_{ki}, \quad (1.24)$$

которые связанные между собой соотношением

$$v_{ik}^j = \frac{v_{in}^j v_{kn}^j}{v_{nn}^j}, \quad (i, k = 0, 1, 2, \dots, n). \quad (1.25)$$

Коэффициенты $v_{ik}^j, v_{kn}^j, v_{nn}^j$, входящие в управляющее воздействие (1.22) и в выражение (1.25), определяются соответственно минорами i -ых, k -ых или n -ых элементов j -го столбца определителя коэффициентов системы (1.21)

$$\Delta = \begin{vmatrix} b_{11} & b_{12} & \dots & b_{1(n-1)} & b_{1n} \\ b_{21} & b_{22} & \dots & b_{2(n-1)} & b_{2n} \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ b_{i1} & b_{i2} & \dots & b_{i(n-1)} & b_{in} \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ b_{n1} & b_{n2} & \dots & b_{n(n-1)} & b_{nn} \end{vmatrix}$$

по формуле

$$v_{in}^j = (-1)^{i+n} (-1)^{j+1} M_{ij}, \quad i = 1, 2, \dots, n. \quad (1.26)$$

Коэффициент v_{0n} при интегральной составляющей в законе управления равен

$$v_{0n} = (-1)^n \Delta \quad (1.27)$$

вне зависимости от номера регулируемой переменной.

Весовые коэффициенты w_{ik} функционала (1.23) однозначно связаны с коэффициентами функции Ляпунова (1.18) соотношениями [84]

$$w_{ik} = \frac{m_n^2}{c_j} v_{in}^j v_{kn}^j = g_j v_{in}^j v_{kn}^j. \quad (1.28)$$

Если динамика объекта управления описана системой дифференциальных уравнений возмущенного движения в форме Фробениуса

$$p\tilde{\eta}_i = \tilde{\eta}_{i+1}; \quad i = 1, \dots, n-1$$

$$p\tilde{\eta}_n = \sum_{i=1}^n -a_i \tilde{\eta}_i + M_n \tilde{U}, \quad (1.29)$$

то управляющее воздействие вида

$$U_j = -\text{sat}\left(\frac{M_n}{c} \sum_{i=0}^n \tilde{v}_{in} p^{i-j} \eta_j\right) = -\text{sat}\left(\frac{g_j}{M_n} \sum_{i=0}^n \tilde{v}_{in} p^{i-j} \eta_j\right) \quad (1.30)$$

гарантирует апериодический переходный процесс с эквивалентной постоянной времени $T_{ekv} = 1/g_j$ перевода регулируемой переменной η_j из начального положения в начало координат возмущенного движения в замкнутой астатической системе, минимизируя при этом интегральный квадратичный функционал

$$\begin{aligned} \tilde{I}_j &= \int_0^{\infty} \left(\frac{M_n^2}{c_j} \left(\sum_{i=0}^n \tilde{v}_{in} p^{i-j} \eta_j \right)^2 + c_j U^2 \right) dt = \int_0^{\infty} \left(g_j \left(\sum_{i=0}^n \tilde{v}_{in} p^{i-j} \eta_j \right)^2 + \frac{M_n^2}{g_j} U^2 \right) dt = \\ &= \int_0^{\infty} \left(\sum_{i,k=0}^n \tilde{w}_{ik} p^{i-j} \eta_j p^{k-j} \eta_j + c_j U^2 \right) dt = \int_0^{\infty} \left(\sum_{i,k=0}^n \tilde{w}_{ik} \tilde{\eta}_i \tilde{\eta}_k + c_j U^2 \right) dt, \quad w_{ik} = w_{ki} \end{aligned} \quad (1.31)$$

на траекториях движения системы (1.29).

Весовые коэффициенты приведенного функционала качества однозначно определяются через коэффициенты функции Ляпунова

$$\tilde{V}(\tilde{\eta}) = \sum_{i,k=0}^n \tilde{v}_{ik} \tilde{\eta}_i \tilde{\eta}_k, \quad \tilde{v}_{ik} = \tilde{v}_{ki}, \quad (1.32)$$

по формуле

$$\tilde{w}_{ik} = \frac{M_n^2}{c_j} \tilde{v}_{in} \tilde{v}_{kn} = g_j \tilde{v}_{in} \tilde{v}_{kn}. \quad (1.33)$$

В свою очередь коэффициенты функции (1.32) связаны с параметрами объекта управления (1.29) соотношениями

$$\tilde{v}_{ik} = a_{(i+1)} a_{(k+1)}, \quad (i, k = 0, 1, \dots, n). \quad (1.34)$$

Если в выражении (1.34) $i = n$ или $k = n$, то $a_{(i+1)}$ или $a_{(k+1)}$ принимают значения, равные 1.

Следует особо отметить, что синтезированная таким образом замкнутая

САУ является устойчивой при любом сколь угодно большом значении коэффициента усиления g .

Действительно, устремление к нулю весового коэффициента c_j в функционале (1.23) приводит к неограниченному увеличению коэффициента усиления g_j регулятора, реализующего алгоритм (1.22), при этом справедливо выражение

$$\lim_{c_j \rightarrow 0} \operatorname{sat} \left(\frac{m_n}{c_j} \sum_{i=0}^n v_{in}^j \eta_i \right) = \operatorname{sign} \left(m_n \sum_{i=0}^n v_{in}^j \eta_i \right).$$

Определение функционала качества, который минимизируется управлением

$$U_j = -\operatorname{sign} \left(m_n \sum_{i=0}^n v_{in}^j \eta_i \right) \quad (1.35)$$

на траекториях движения системы (1.21), путем предельного перехода

$$I_j = \lim_{c_j \rightarrow 0} \int_0^{\infty} \left(\frac{m_n^2}{c_j} \left(\sum_{i=0}^n v_{in}^j \eta_i \right)^2 + c_j U^2 \right) dt$$

приводит к неопределенности [84]. Для ее устранения необходимо решить основное функциональное уравнение Беллмана для системы (1.21) с управлением (1.35) относительно интегранта оптимизируемого функционала.

Как показано в [84], для объекта (1.21) управляющее воздействие (1.35) минимизирует функционал качества

$$I_j = \int_0^{\infty} 2 \left| m_n \sum_{i=0}^n v_{in}^j \eta_i \right| dt. \quad (1.36)$$

Если исключить из алгоритма (1.35) интегральные составляющие, то управляющее воздействие

$$U_j = -\operatorname{sign} \left(m_n \sum_{i=1}^n v_{in}^j \eta_i \right) \quad (1.37)$$

будет минимизировать на траекториях движения системы (1.21) интегральный функционал качества

$$I_j = \int_0^{\infty} \left[\sum v_{0i}^j \eta_i \eta_j + \left| m_n \sum_{i=1}^n v_{in}^j \eta_i \right| \right] dt. \quad (1.38)$$

Если динамика объекта управления задана в виде уравнений в форме Фробениуса (1.29), то управляющее воздействие

$$U_j = -\text{sign} \left(M_n \sum_{i=0}^n \tilde{v}_{in}^j p^{i-j} \eta_j \right) \quad (1.39)$$

минимизирует на траекториях движения системы (1.29) функционал

$$I_j = \int_0^{\infty} \left| M_n \sum_{i=0}^n \tilde{v}_{in}^j p^{i-j} \eta_j \right| dt. \quad (1.40)$$

Управляющее воздействие

$$U_j = -\text{sign} \left(M_n \sum_{i=j}^n \tilde{v}_{in}^j p^{i-j} \eta_j \right), \quad (1.41)$$

полученное путем исключения интегральных составляющих $\sum_{i=0}^j \tilde{v}_{in}^j p^{i-j} \eta_j$ из алгоритма (1.39), минимизирует на траекториях возмущенного движения системы (1.29) интегральный функционал качества

$$I_j = \int_0^{\infty} \left[\sum_{i=1}^j \sum_{k=j}^n \tilde{v}_{(i-1)k} p^{i-j} \eta_j p^{k-j} \eta_j + \left| M_n \sum_{i=j}^n \tilde{v}_{in}^j p^{i-j} \eta_j \right| \right] dt. \quad (1.42)$$

Таким образом, модифицированный принцип симметрии устанавливает однозначную связь между весовыми коэффициентами интегральных функционалов и прямыми показателями качества процесса управления в замкнутых системах. Для замкнутой системы управления определяется функция Ляпунова и в аналитической форме выражаются через параметры объекта управления ее коэффициенты, позволяющие получить решение задачи аналитического конструирования регуляторов в общем виде, а также синтезировать алгоритмы оптимального управления нейтральными объектами, не прибегая к процедуре регуляризации. Синтез алгоритмов управления в различных фазовых пространствах значительно расширяет технические возможности реализации оптимального управления (структуры с последовательной, параллельной и смешанной кор-

рекция) за счет рационального выбора базиса вектора состояния объекта управления.

Алгоритмы (1.35), (1.37) и (1.39) реализуются релейными регуляторами в скользящем режиме, который обеспечивает низкую чувствительность к координатным и параметрическим возмущениям, действующим на ОУ [70-74,84,89,98].

В дальнейшем при построении систем управления сервоприводом УПП, турбиной, трактом дутья будем использовать решение задачи АКР модифицированным принципом симметрии.

1.7 Постановка задач исследования

Проведенный анализ технологического процесса доменной плавки и выработки холодного дутья, способов регулирования подачи дутья и технического состояния агрегатов тракта дутья и их реализации показал:

1. В технологическом процессе доменной плавки применяется наиболее неэкономичный способ регулирования подачи дутья в воздухонагреватели путем выработки заведомо избыточного объема сжатого воздуха, обогащенного кислородом и выбросом его излишков в атмосферу, что приводит к нерациональному использованию энергоемкого сырья, получение которого связано со значительными затратами электроэнергии.

2. Игнорирование протяженности и технологических циклов смены структуры ГТС тракта дутья приводит к снижению основных показателей процесса выработки дутья и подачи его в доменную печь, что может привести к нарушению хода доменной плавки.

3. Известные математические описания динамики паровых конденсационных турбин и основных агрегатов тракта холодного дутья не позволяют установить однозначные связи между:

- количеством пара, подаваемого в паросборник турбины, и скоростью вращения ее вала;
- изменением расхода и давления дутья на входе и на выходе ГТС.

Целью диссертационной работы является повышение энергетической эффективности доменного производства путем поиска и выявления новых закономерностей и взаимосвязей процесса выработки и транспортировки холодного дутья для его автоматизации, позволяющей максимально снизить выбросы в атмосферу сжатого воздуха, обогащенного кислородом, через ВРК.

Для достижения сформулированной выше цели в диссертационной работе необходимо решить следующие научные задачи:

1. Обеспечение постоянства дутьевого режима при нормальном ходе доменной печи.

2. Снижение влияния на работу системы подготовки холодного дутья транспортных задержек газодинамического характера, вызванных протяженностью газотранспортной сети.

3. Снижение отклонений расхода дутья от заданного при изменении структуры ГТС на входе воздухонагревателей и доменной печи.

4. Уточнить математическое описание совокупности физических процессов, происходящих в тракте выработки холодного дутья, с учетом динамики агрегатов газотранспортной сети.

5. Уточнить математическое описание динамики паровой конденсационной турбины с целью установления однозначной взаимосвязи между количеством пара, подаваемого в турбину, и скоростью вращения её вала с учетом суммарного пропускного сечения клапанов устройства подачи пара в зависимости от положения траверсы.

6. Синтезировать интегрированную систему автоматического управления производством дутья и транспортировкой его в доменную печь, обеспечивающую снижение выбросов в атмосферу сжатого воздуха, обогащенного кислородом, через воздушно-разгрузочный клапан.

7. Осуществить математическое моделирование и экспериментальные исследования, подтверждающие справедливость основных теоретических положений диссертационной работы.

РАЗДЕЛ 2. МАТЕМАТИЧЕСКОЕ ОПИСАНИЕ ОБЪЕКТА УПРАВЛЕНИЯ

2.1 Элементы системы выработки дутья и их взаимодействие

Процесс выработки дутья протекает в несколько этапов. Основными из них являются повышение давления, транспортировка, подогрев. Процесс транспортировки дутья обеспечивается воздуходувкой, работа которой связана с этапом повышения давления.

Весь технологический процесс выработки дутья можно представить в виде функциональной схемы.

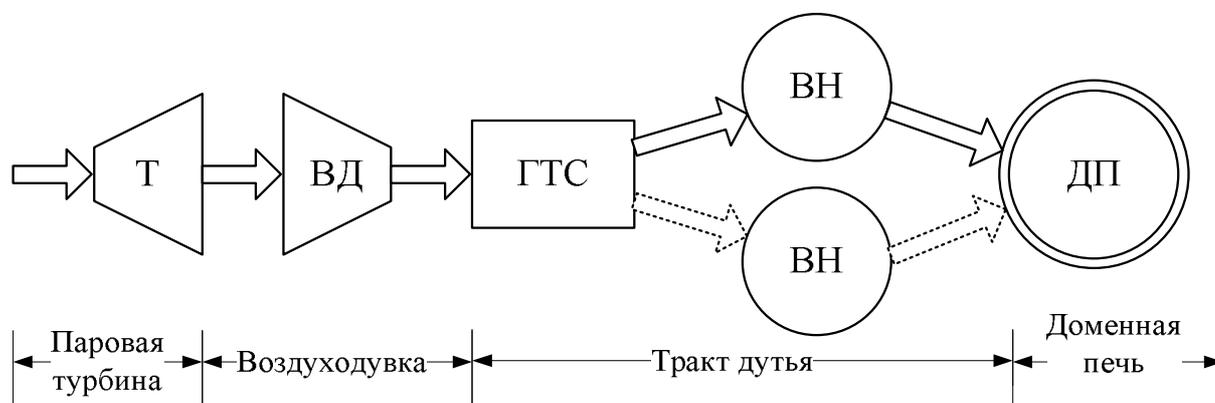


Рисунок 2.1 - Упрощенная функциональная схема процесса выработки дутья в доменном производстве:

Т- паровая турбина; ВД – воздуходувка;

ГТС – газотранспортная сеть;

ВН – воздухонагреватель; ДП – доменная печь.

В металлургической отрасли Украины в качестве приводов воздуходувок как правило применяют паровые конденсационные турбины малой мощности.

Для транспортировки дутья к воздухонагревателям используют трубопроводы, которые формируют газотранспортную сеть доменного цеха. Протяженность таких сетей в некоторых случаях весьма значительна, что объясняется расположением теплоэлектроцентрали-паровоздушной станции (ТЕЦ-ПВС) и доменного цеха.

Подогрев дутья осуществляется в воздухонагревателях (кауперах). Они могут работать, как правило, в четырех технологических режимах: дутье, нагрев, отсечка и взятие печи на тягу. Во время переключений воздухонагреватель находится в двух из них одновременно.

В доменной печи в результате химических реакций образуется доменный газ, который создает внутреннее давление в печи. Чтобы процесс доменной плавки металла не нарушался, а также для предотвращения взрывоопасных ситуаций необходимо поддерживать давление доменного газа в соответствии с технологическими требованиями. Поэтому на выходе из доменной печи на газопроводе доменного газа устанавливается регулирующее устройство – клапан. Управление клапаном осуществляется по сигналу от регулятора избыточного давления газа на колошнике.

Технология получения дутья затрагивает механические, термодинамические, транспортные, тепловые и химические процессы. Описать математически одной системой уравнений все эти процессы не представляется возможным ввиду специфики работы каждого отдельного агрегата, который задействован в процессе производства дутья. Поэтому получим уравнения динамики этих агрегатов, руководствуясь функциональной схемой, представленной на рис. 2.1. С этой целью рассмотрим каждый агрегат в отдельности.

2.2 Математическое описание динамики паровой конденсационной турбины

Для привода воздуходувки преимущественно используется паровая конденсационная турбина.

В паровой турбине (рис. 2.2) потенциальная энергия пара при его расширении в соплах 1 преобразуется в кинетическую энергию движущегося с большой скоростью пара. Струя направляется на изогнутые лопатки 2, закрепленные по окружности диска 4 или барабана, насаженного на вал 3. Воздействие струй на лопатки приводит вал во вращение.

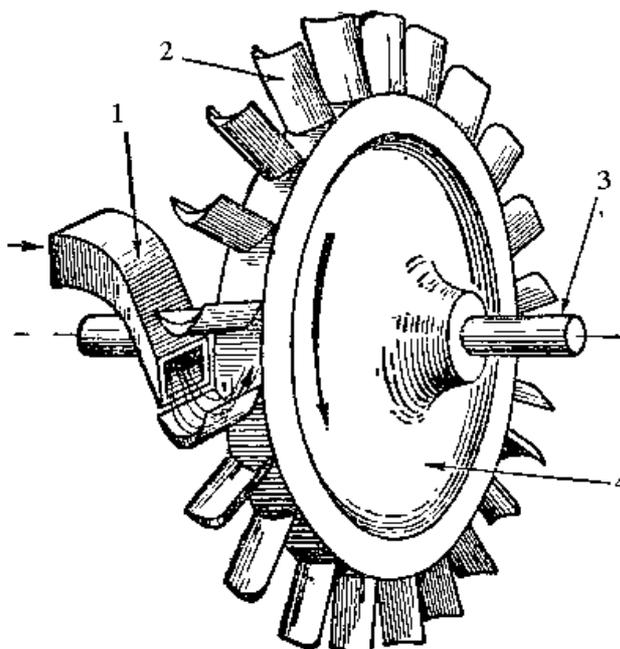


Рисунок 2.2 - Схема устройства простейшей турбины

Для того чтобы преобразовать потенциальную энергию пара в кинетическую энергию вращения вала турбины нужно дать ему выход из котла или паропровода, где он находится под давлением, через сопло в пространство с меньшим давлением. Скорость истечения пара зависит от его давления и температуры до расширения, от давления в пространстве, куда он вытекает, и от формы канала (сопла), через который он вытекает. Чем выше были до расширения давление пара и его температура и чем ниже противодействие, тем большую скорость истечения можно получить, выпуская пар через сопло соответствующей формы. Геометрические размеры и степень шероховатости стенок сопла также влияют на скорость истечения пара.

Скорость истечения пара определяется разностью энтальпий пара до и после расширения.

По способу течения пара в лопатках ступени турбины разделяют на 2 типа: активные и реактивные.

Скорость истечения пара из сопел (решеток) в ступени реактивной турбины может быть получена из формулы сохранения кинетической энергии пара при его расширении без потерь [99]

$$h_1 - h_2 = \frac{c_1^2 - c_2^2}{2}, \quad (2.1)$$

где h_1 и h_2 - удельные энтальпии пара до и после расширения, Дж/кг;

c_1 и c_2 - скорости истечения пара на входе и на выходе из сопла (решетки), м/с.

Для паровых турбин скорость c_2 на выходе принимается равной нулевому значению, тогда

$$c_1 = \sqrt{2(h_1 - h_2)}. \quad (2.2)$$

Для одноколесных турбин скорость c_1 принимает значения 1200 - 1300 м/с, что значительно больше допустимых окружных скоростей колес турбины. Выход из такого положения был найден путем уменьшения перепадов энтальпий за счет использования не одного, а нескольких колес. Конструктивно турбины выполняют таким образом, чтобы перепад энтальпий сделать одинаковым для каждого колеса. Скорость при этом на каждом отдельном колесе остается одинаковой, а суммарный перепад энтальпий не меняется по сравнению с одноколесной турбиной. Исходя из этого формула (2.2) примет вид

$$c_1 = \sqrt{\frac{2}{z}(h_1 - h_2)}, \quad (2.3)$$

где z - число колес, шт.

Из вышесказанного можно сделать вывод, что любую многоступенчатую турбину можно привести к эквивалентной одноступенчатой.

Рассмотрим треугольники скоростей протекания пара через лопатки реактивной ступени одноколесной паровой турбины (рис. 2.3) [100].

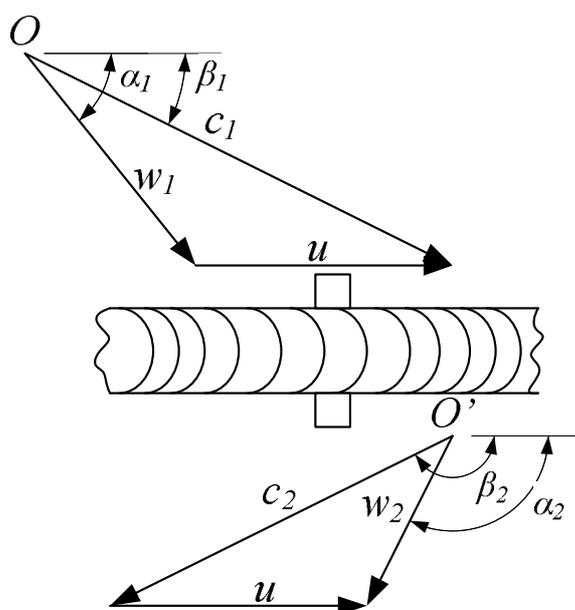


Рисунок 2.3 - Треугольники скоростей протекания пара через ступень турбины:

u - линейная скорость вращения колеса турбины, м/с;

c_1, c_2 - скорости истечения пара из сопла и из лопаток турбины соответственно, м/с;

w_1, w_2 - относительные скорости истечения пара относительно колеса ступени, м/с; $\alpha_1, \alpha_2, \beta_1, \beta_2$ - углы наклона векторов скоростей.

Относительная скорость истечения пара в лопатках колеса турбины в векторной форме определяется формулой:

$$\overline{w_1} = \overline{c_1} - \overline{u}. \quad (2.4)$$

Для одноступенчатой паровой турбины $c_2 = 0$, соответственно $w_2 = 0$. Если пренебречь углами наклона векторов скоростей, формула (2.4) преобразуется к виду

$$w_1 = c_1 - u. \quad (2.5)$$

Усилие, которое создает пар на лопатках колеса ступени турбины при $w_2 = 0$, определяется по формуле

$$F = D_{np} \cdot w_1 \quad (2.6)$$

где F - усилие, Н;

D_{np} - массовый расход пара из паросборника через турбину, кг/с.

Суммарное усилие для всей многоступенчатой турбины находится по формуле

$$F_c = z \cdot F = D_{np} \cdot w_1 \cdot z. \quad (2.7)$$

Угловую скорость на валу турбины можно получить из основного уравнения движения

$$J_C \frac{d\omega}{dt} = M_T - k_N \omega^2 - M_C, \quad (2.8)$$

где J_C - суммарный момент инерции всех вращающихся частей турбины и воздуходувки, кг·м²;

ω - скорость вращения вала турбины и воздуходувки, рад/с;

M_T - вращающий момент, создаваемый турбиной, Н·м;

$k_N \omega^2$ - вентиляторная нагрузка, Н·м;

M_C - момент сопротивления, создаваемый нагрузкой турбины, Н·м.

Линейная скорость на окружности колеса турбины связана с угловой скоростью выражением

$$u = R_{cp} \cdot \omega, \quad (2.9)$$

где R_{cp} - среднее значение радиуса колес турбины, м.

Вращающий момент турбины формируется по следующему закону

$$M_T = R_{cp} \cdot F_c \quad (2.10)$$

При истечении пара из сопел он расширяется, давление его снижается, а скорость повышается — происходит преобразование энергии из потенциальной в кинетическую. Во время этого процесса происходит снижение температуры, которая является косвенным показателем уровня потенциальной энергии.

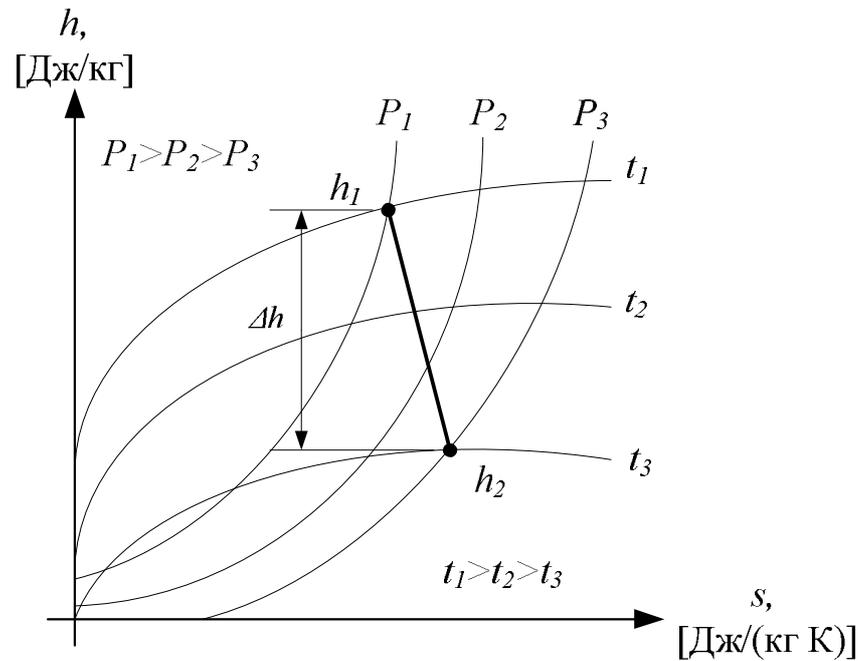


Рисунок 2.4 - $h s$ – диаграмма расширения пара

Рассматривая процесс расширения по $h s$ - диаграмме (рис. 2.4), можно в первом приближении сказать, что зависимость энтальпии пара от давления имеет линейный или пропорциональный характер т.е.

$$h_1 = k^* \cdot P_{np}, \quad (2.11)$$

где k^* - постоянная изменения удельного объема по времени, м³с/кг;

P_{np} - давление пара в паросборнике, Па.

Массовый расход пара из паросборника определяется формулой

$$D_{np} = S_l \cdot \sqrt{(P_{np} - P_0) \cdot \rho}, \quad (2.12)$$

где P_0 - давление на выходе из турбины, Па;

ρ - плотность пара, кг/м³;

S_l - суммарная площадь сечения, через которое происходит истечение пара из паросборника, м².

Плотность пара в паросборнике изменяется по следующему закону

$$\frac{d\rho}{dt} = \frac{1}{V_{np}} (D_n - D_{np}), \quad (2.13)$$

где V_{np} - объем паросборника, м³;

D_n - массовый расход пара, подаваемого в паросборник, кг/с.

Плотность пара имеет следующую зависимость от температуры и давления

$$\rho = \frac{P_{np} \cdot M}{R \cdot T}, \quad (2.14)$$

где M - молярная масса воды, кг/моль;

R - газовая постоянная, (Н м)/(моль К);

T - температура пара, К.

Приняв, что температура остается постоянной, подставим формулу (2.14) в (2.13) и получим закон изменения давления пара в паросборнике

$$\frac{dP_{np}}{dt} = \frac{1}{V_{np} C_g} (D_n - D_{np}), \quad (2.15)$$

где $C_g = \frac{M}{R \cdot T}$ - коэффициент, характеризующий вещество, кг/(Н м).

На основании формул (2.3), (2.5), (2.7), (2.8) - (2.15) можно записать систему уравнений

$$\begin{cases} \frac{d\omega}{dt} = \frac{1}{J_C} \left(R_{cp} S_l \sqrt{(P_{np} - P_0)} \rho \left(\sqrt{\frac{2}{z}} \sqrt{k^* P_{np} - h_2} - R_{cp} \omega \right) z - k_N \omega^2 - M_C \right); \\ \frac{dP_{np}}{dt} = \frac{1}{V_{np} C_g} (D_n - S_l \sqrt{(P_{np} - P_0)} \rho). \end{cases} \quad (2.16)$$

Принимаем, что в начальный момент времени расход $D_n|_{t=0} = 0$, давление в паросборнике $P_{np}|_{t=0} = P_0$, энтальпия пара $h_1|_{t=0} = h_2$, а также заменяем операцию $\frac{d}{dt} = s$ - оператор дифференцирования. С учетом этого структурную схему паровой турбины можно представить в виде изображенном на рис. 2.5.

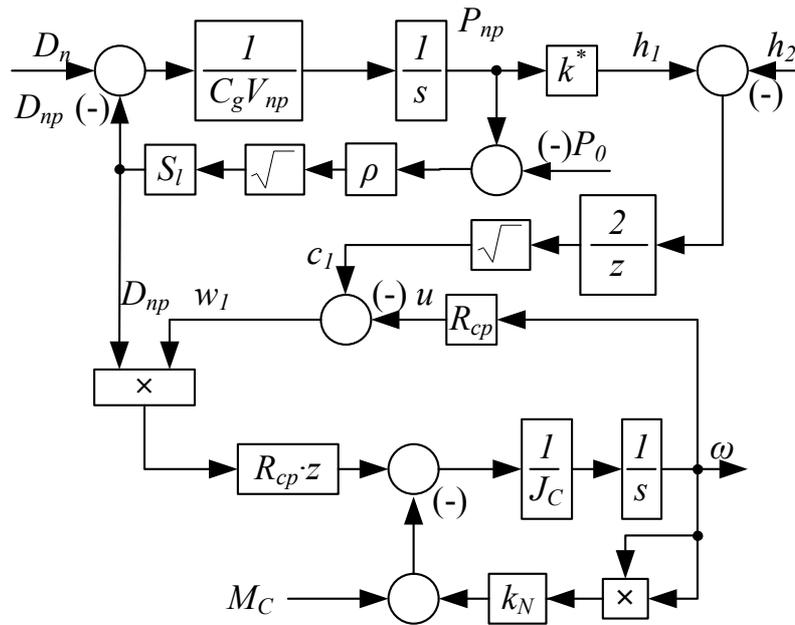


Рисунок 2.5 - Структурная схема паровой турбины

Как видно из структурной схемы, скорость вращения вала паровой турбины является основной выходной величиной. Регулирование угловой скорости осуществляется путём изменения расхода пара.

Полезная мощность турбины может быть определена по формуле[101]

$$N_{П} = M_T \cdot \omega. \quad (2.17)$$

Повышение угловой скорости вращения вала ω сопровождается уменьшением момента движущих сил. При этом КПД турбины снижается и ее мощность уменьшается. Внутренняя мощность турбины определяется выражением

$$N_{BT} = D_n \cdot \Delta h, \quad (2.18)$$

где $\Delta h = h_1 - h_2$ - располагаемый теплоперепад, Дж/кг.

Эффективная мощность, развиваемая турбиной на валу приводимой машины, равна

$$N_{ЭТ} = N_{BT} \cdot \eta_{о.е.} = D_n \cdot \Delta h \cdot \eta_{о.е.}, \quad (2.19)$$

где $\eta_{о.е.}$ - эффективный КПД турбины [102,103].

Можно принять, что мощности в формулах (2.17) и (2.19) равны

$$M_T \cdot \omega = D_n \cdot \Delta h \cdot \eta_{о.е.} \quad (2.20)$$

Из соотношения (2.20) следует, что принципиально скоростью турбины можно управлять путем изменения расхода пара через неё либо теплоперепада, т.е. начальных и конечных параметров пара.

Наиболее просто изменить скорость турбины можно путем изменения параметров пара перед ней за счет регулирования паропроизводящей установки. Такой способ называется регулированием мощности скользящим давлением. При нем меняется теплопрепад турбины, а расход пара через нее изменяется пропорционально начальному давлению. Тепловая инерция паропроизводящей установки велика и поэтому турбоагрегат не может быстро изменять свою мощность в соответствии с требованиями технологического процесса. Этого недостатка лишены турбины, снабженные системами парораспределения, основными элементами которых являются регулирующие клапаны.

В общем случае при регулировании нагрузки клапанами происходит изменение и расхода пара и теплоперепада проточной части турбины. Для современных турбин используются два вида парораспределения: дроссельное и сопловое.

При дроссельном парораспределении (рис. 2.6,а) весь пар, подводимый к турбине, подается в общую сопловую камеру и распределяется по всей окружности после дросселирования в одном или нескольких одновременно открывающихся клапанах.

При сопловом парораспределении (рис.2.6,б) дросселированию подвергается только та часть пара, которая проходит через частично открытый клапан.

Главное преимущество такого способа управления мощностью турбины – заключается в сохранении высокой экономичности при отклонениях режима работы от номинального из-за малых потерь от дросселирования при полностью открытых регулирующих клапанах.

Один из вариантов системы парораспределения приведен на рис. 2.7.

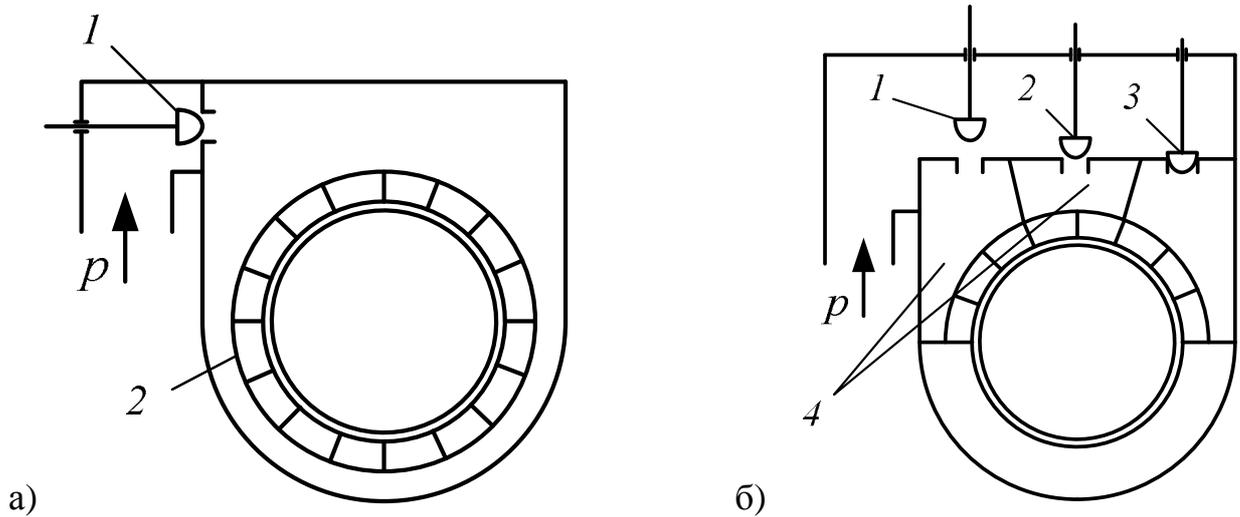


Рисунок 2.6 - Схемы парораспределения:

а) дроссельного (1 – дроссельный регулирующий клапан, 2 – сопла первой ступени);

б) соплового (1,2,3 – регулирующие клапаны, 4 – группы сопел).

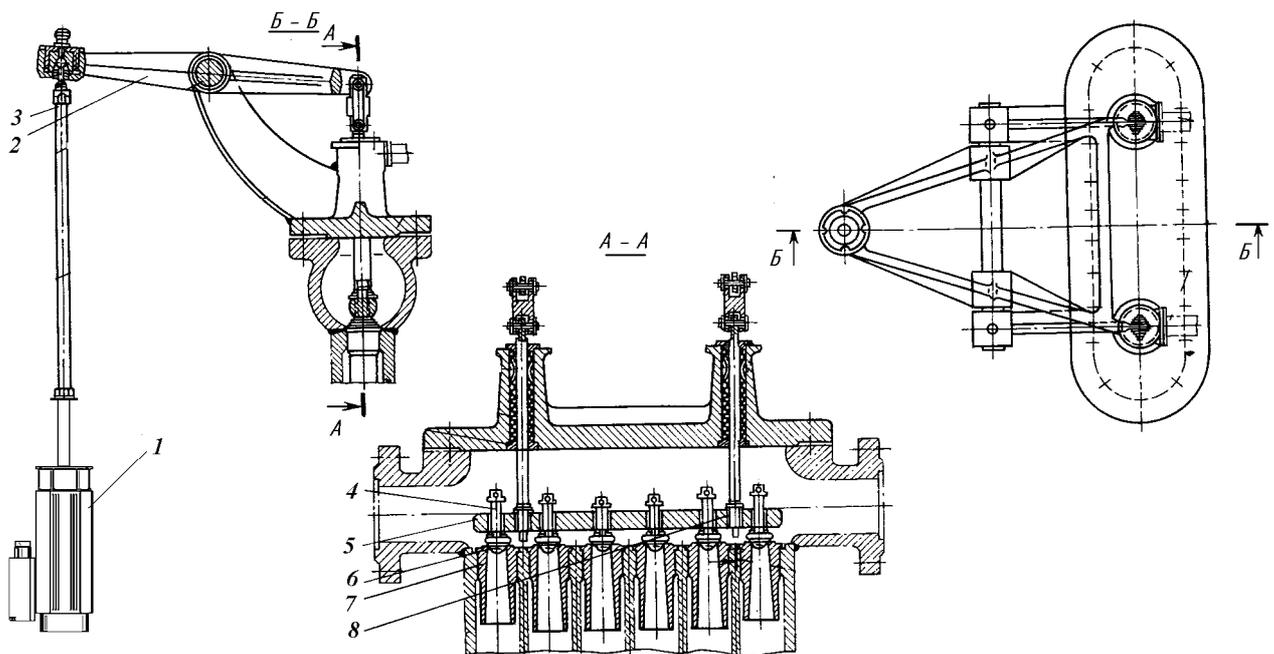


Рисунок 2.7 - Устройства соплового парораспределения турбин КТЗ

1 – сервопривод; 2 – рычаг; 3 – тяга; 4 – хвостовик клапана;

5 – траверса; 6 – клапан; 7 – диффузорное седло клапана;

8 – шток.

Из рисунка видно, что подача пара в турбину определяется величиной площади пропускания пара через диффузорные седла клапанов. Между хвостовиком клапана и траверсой (рис. 2.8, а) существует зазор. Поэтому площадь открытия каждого клапана будет изменяться нелинейно в зависимости от положения траверсы. При перемещении траверсы из начального положения на величину L (рис. 2.8, б), некоторые клапаны откроются, некоторые будут находиться в процессе открытия, а остальные будут закрыты.

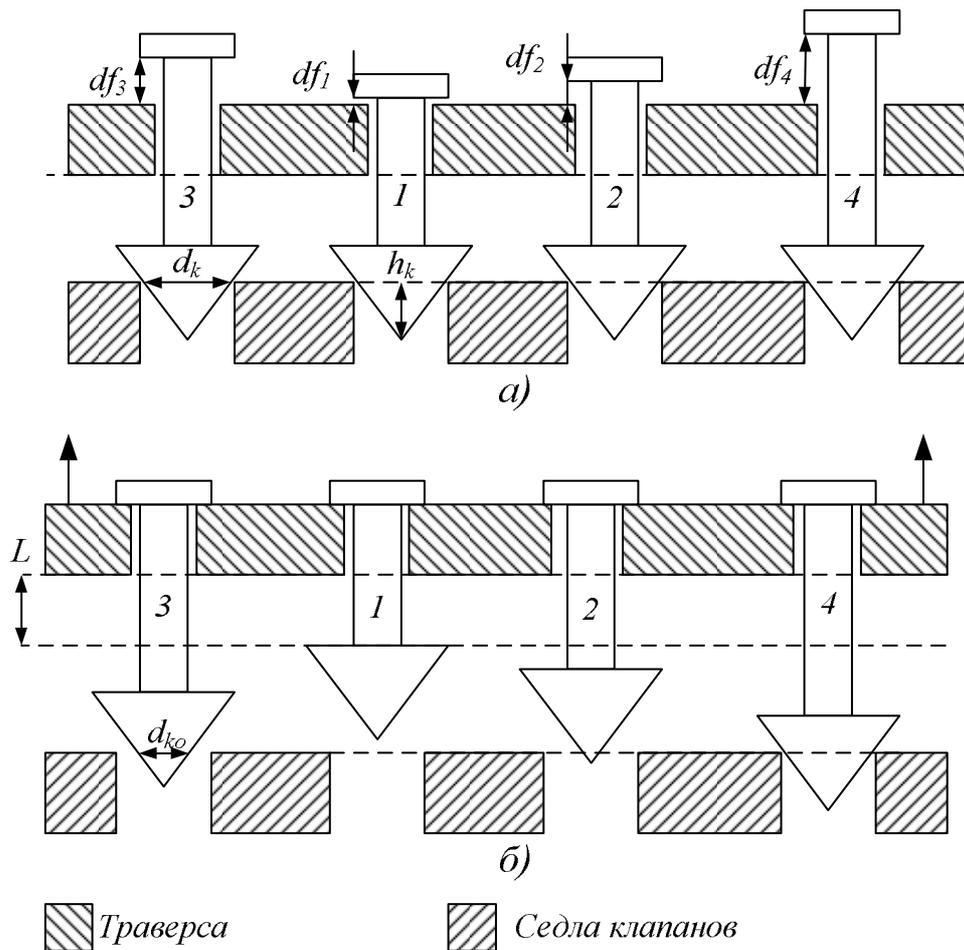


Рисунок 2.8 - Изменение положения клапанов при перемещении траверсы: 1,2,3,4 – клапаны.

Площадь открытия для каждого клапана может быть найдена по формулам.

$$S_{oi} = \left(\left(\frac{d_k}{2} \right)^2 - r_{oi}^2 \right) \cdot \pi, \quad (2.21)$$

$$ro_i = \begin{cases} \frac{d_k}{2} & \text{при } h_i \leq -h_k \\ d_k \cdot \frac{|h_i|}{2 \cdot h_k} & \text{при } -h_k \leq h_i \leq 0, \\ 0 & \text{при } h_i > 0 \end{cases} \quad (2.22)$$

где $i = 1 \dots n$, n - количество клапанов;

$h_i = L - df_i - h_k$, df_i - зазор i -го клапана, $ro_i = \frac{d_{koi}}{2}$ - радиус среза отрывающегося клапана.

Нелинейность зависимости площади открытия клапана объясняется тем, что клапан может находиться в 3 различных положениях: открыт, закрыт, открывается или закрывается.

Суммарная площадь пропускания пара в турбину может быть найдена по формуле

$$So = \sum_{i=1}^n So_i. \quad (2.23)$$

Нелинейность (2.22) с учетом (2.21) и (2.23) и её аппроксимация линейной функцией вида $So(L) = 1.065 \cdot L$ представлены в виде графических зависимостей суммарной площади пропускания пара от положения траверсы на рис.2.9 в относительных единицах.

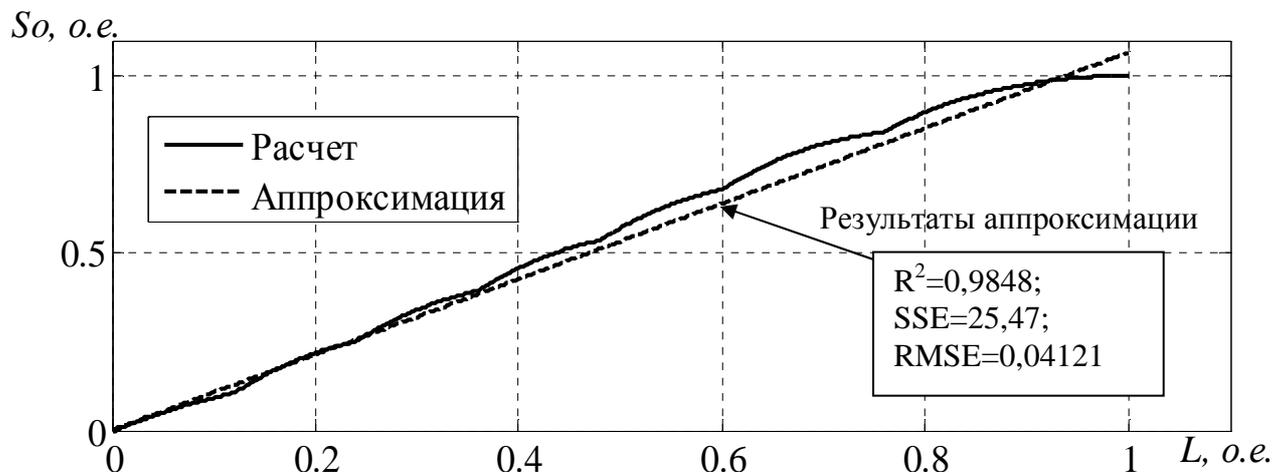


Рисунок 2.9 - Зависимость суммарной площади открытия клапанов от положения траверсы

Расход пара, подаваемого в турбину через клапаны, может быть определен из выражения

$$D_n = S_o \cdot \sqrt{(P_H - P_{np}) \cdot \rho}, \quad (2.24)$$

где P_H - начальное значение давления пара в паропроводе, Па.

Тогда, дополнив систему уравнений (2.16) выражениями (2.21), (2.22), (2.23), (2.24), получим систему уравнений, которая описывает динамику паровой турбины с учетом конструкции устройства подачи пара

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{d\omega}{dt} = \frac{1}{J_C} \left(z R_{CP} S_l \sqrt{(P_{np} - P_0) \rho} \times \right. \\ \quad \left. \times \left(\sqrt{\frac{2}{z}} \sqrt{k^* P_{np} - h_2} - R_{CP} \omega \right) - k_N \omega^2 - M_C \right), \\ \frac{dP_{np}}{dt} = \frac{\sqrt{\rho}}{V_{np} C_g} \left(\sum_{i=1}^n S_{o_i} \sqrt{(P_H - P_{np})} - S_l \sqrt{(P_{np} - P_0)} \right), \\ S_{o_i} = \left(\left(\frac{d_k}{2} \right)^2 - r_{o_i}^2 \right) \pi, \\ r_{o_i} = \begin{cases} d_k/2 & \text{при } h_i \leq -h_k \\ d_k/|h_i/2h_k| & \text{при } -h_k \leq h_i \leq 0, \\ 0 & \text{при } h_i > 0 \end{cases} \\ h_i = L - d f_i - h_k. \end{array} \right. \quad (2.25)$$

Воспользовавшись уравнениями системы (2.25), можно построить семейство механических характеристик паровой турбины при разных значениях S_o от $S_{o_{\max}}$, изображенное на рис. 2.10.

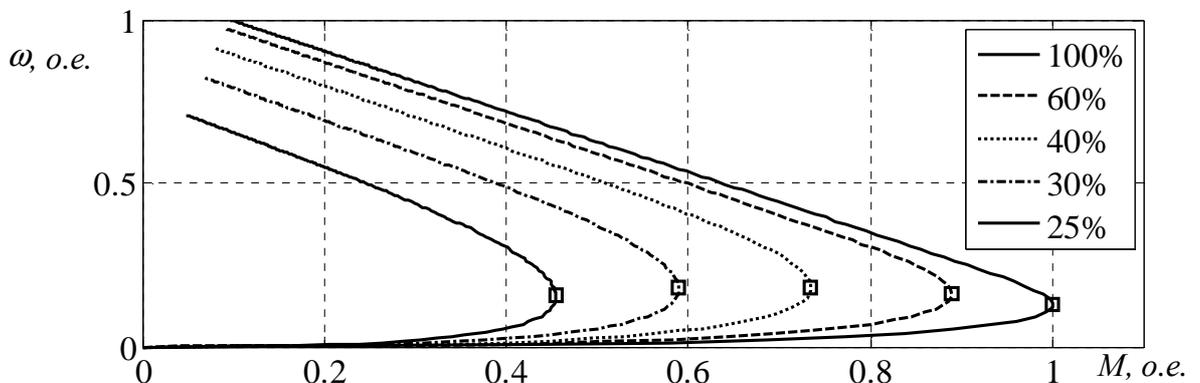


Рисунок 2.10 - Семейство механических характеристик конденсационной турбины при различных значениях S_o

2.3 Математическое описание воздуходувки

Воздуходувка по своему устройству является центробежным компрессором. Процессы повышения давления и изменения мощности в воздуходувке описываются семейством кривых, которые носят название газодинамических характеристик (ГДХ). Для каждой отдельно взятой воздуходувки они разные и могут быть представлены в табличном или графическом виде. Завод-изготовитель при поставке воздуходувки снабжает её документацией с газодинамическими характеристиками, снятыми во время испытаний. На протяжении срока службы воздуходувки подвергаются ремонтам, после которых ГДХ изменяются. Поэтому точного математического описания, учитывающего все изменения, не существует и на практике пользуются характеристиками, полученными экспериментальным путем.

Для построения систем управления воздуходувкой используют различные приближенные математические модели, параметры которых определяются формой газодинамических характеристик. При описании динамических процессов изменения давления и расхода воздуха воспользуемся математическим описанием воздуходувки уравнениями Мура-Грейтцера [104]

$$\begin{cases} \frac{d\Psi}{d\xi} = \frac{1}{4B^2 l_c} (\Phi - \Phi_t(\Psi)), \\ \frac{d\Phi}{d\xi} = \frac{1}{l_c} (\Psi_c(\Phi) - \Psi), \end{cases} \quad (2.26)$$

где Ψ_c - степень сжатия газа в сети, о.е.;

Φ - относительный расход газа через воздуходувку, о.е.;

$\xi = \frac{Ut}{R}$ - относительное время, о.е.;

U - скорость газа на входе импеллера, м/с;

R - радиус импеллера, м;

t - текущее время, с;

l_c - длина трубопровода и воздуходувки, м;

$$B = \frac{U_1}{2a_{01}} \sqrt{\frac{V_p}{A_L l_c}} - \text{параметр модели, предложенный Грейтцером};$$

U_1 - скорость газа на выходе импеллера, м/с;

a_{01} - скорость звука, м/с;

V_p - объем емкости после воздухоудовки, м³;

A_L - площадь поперечного сечения трубопровода, соединяющего воздухоудовку и емкость на выходе, м²;

$\Phi_t(\Psi)$ - ГДХ сети в о.е.;

$\Psi_c(\Phi)$ - ГДХ воздухоудовки в о.е.

Зависимость $\Psi_c(\Phi)$ можно представить в следующем виде

$$\Psi_c(\Phi) = \Psi_{c0} + H \left[\left(1 + \frac{3}{2} \left(\frac{\Phi}{W} - 1 \right) - \frac{1}{2} \left(\frac{\Phi}{W} - 1 \right)^3 \right) \right], \quad (2.27)$$

где H , W , Ψ_{c0} - параметры, величина которых определяется параметрами ГДХ воздухоудовки (рис. 2.11) [104].

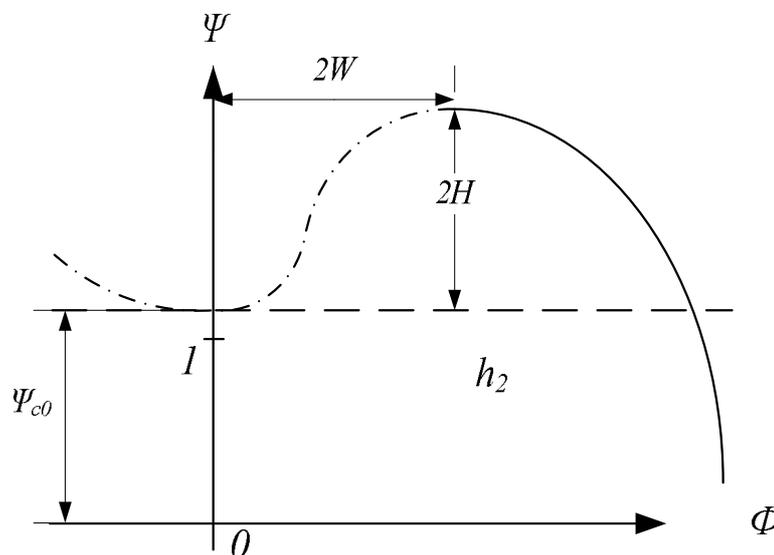


Рисунок 2.11 - Общий вид типовой ГДХ

ГДХ напрямую или косвенно зависит от скорости вращения воздухоудовки. Предположим, что параметры H , W , Ψ_{c0} математической модели, предло-

женной Грейтцером, изменяются в зависимости от скорости вращения по следующим законам

$$H = (k_H y_{00})^2, W = k_W y_{00}, \Psi_{c0} = 1 + k_O y_{00}^2, \quad (2.28)$$

где $y_{00} = \frac{\omega}{\omega_{\max}}$ - относительная скорость вращения воздуходувки;

k_H, k_W, k_O - коэффициенты [105].

Во втором уравнении системы (2.26) не совпадают размерности физических величин левой и правой частей. Поэтому для устранения выявленного несоответствия дополним правую часть уравнения операцией извлечения квадратного корня

$$\frac{d\Phi}{d\xi} = k_{pr} \sqrt{\Psi_c(\Phi) - \Psi}, \quad (2.29)$$

где k_{pr} - коэффициент, который зависит от площади сечения участка трубопровода, через который протекает газ, и его плотности.

Запишем систему уравнений (2.26) с учетом выражений (2.28) и (2.29)

$$\begin{cases} \frac{d\Psi}{d\xi} = \frac{1}{4B^2 l_c} (\Phi - \Phi_t(\Psi)), \\ \frac{d\Phi}{d\xi} = k_{pr} \sqrt{\Psi_m(\Phi, y_{00}) - \Psi}, \end{cases} \quad (2.30)$$

где

$$\Psi_m(\Phi, y_{00}) = 1 + k_O y_{00}^2 + (k_H y_{00})^2 \left[\left(1 + \frac{3}{2} \left(\frac{\Phi}{(k_W y_{00})} - 1 \right) - \frac{1}{2} \left(\frac{\Phi}{(k_W y_{00})} - 1 \right)^3 \right) \right].$$

Система уравнений (2.30) описывает динамику воздуходувки, которая является основным агрегатом на этапе повышения давления при выработке холодного дутья.

2.4 Математическое описание тракта дутья

Весь тракт дутья можно представить упрощенной функциональной схемой (рис. 2.12). По технологии воздух, поступающий в воздуходувку ВД с ан-

типомпажным клапаном АПК, подвергается сжатию и по трубопроводу газо-транспортной сети (ГТС) движется к воздухонагревателям ВН через шиберы холодного дутья Х. Далее после нагрева он попадает в доменную печь ДП через шиберы Г. Дроссели З служат для заполнения воздухонагревателей и выравнивания давления в них. Перед воздухонагревателями установлен воздушно-разгрузочный клапан (ВРК).

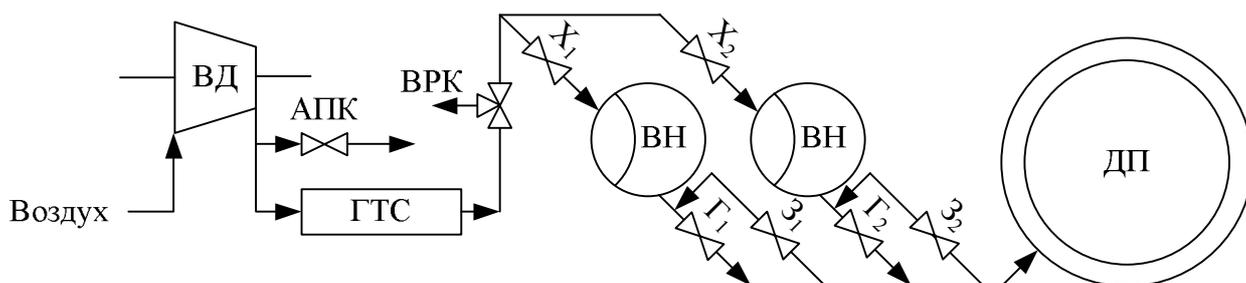


Рисунок 2.12 - Упрощенная функциональная схема технологического процесса выработки дутья

Проводя анализ физических процессов в ГТС, можно заметить, что все ее составляющие - трубопроводы, резервуары, запорная арматура и прочие элементы имеют общие характеристики. Описание процессов, протекающих в этих элементах, осуществляется уравнениями газодинамики в частных производных. С известной степенью точности все процессы, происходящие в газоз-воздушной смеси, описываются уравнением неразрывности, подчинены законам сохранения импульса и энергии, фазового состояния вещества [106-110]. Математическое описание таких процессов предполагает наличие частных производных по нескольким параметрам, что в свою очередь препятствует его применению для построения и исследования систем управления. Поэтому опишем процессы в ГТС, основываясь на общих свойствах системы в целом при условии, что все процессы являются изотермическими.

Определим характеристики ГТС, которые оказывают существенное влияние на характер динамических процессов при транспортировке газов. Одним из основных влияющих факторов, определяющих статические и динамические свойства трубопровода, является его протяженность.

Рассмотрим движение элементарного объема e газа в магистрали объемом V и длиной l со скоростью v от нерегулируемого источника с давлением P_1 к приемнику с давлением P_T через дросселирующее устройство 3 с пропускной способностью k_v (рис. 2.13).

Транспортирование объема газа по трубопроводам связано с движением переднего фронта, поэтому изменение расхода и давления на концах магистрали не происходит мгновенно, а характеризуется временем запаздывания

$$\tau = \frac{l}{v}, \quad (2.31)$$

где l – длина трубопровода, м;

v – скорость звука в газе, м/с.

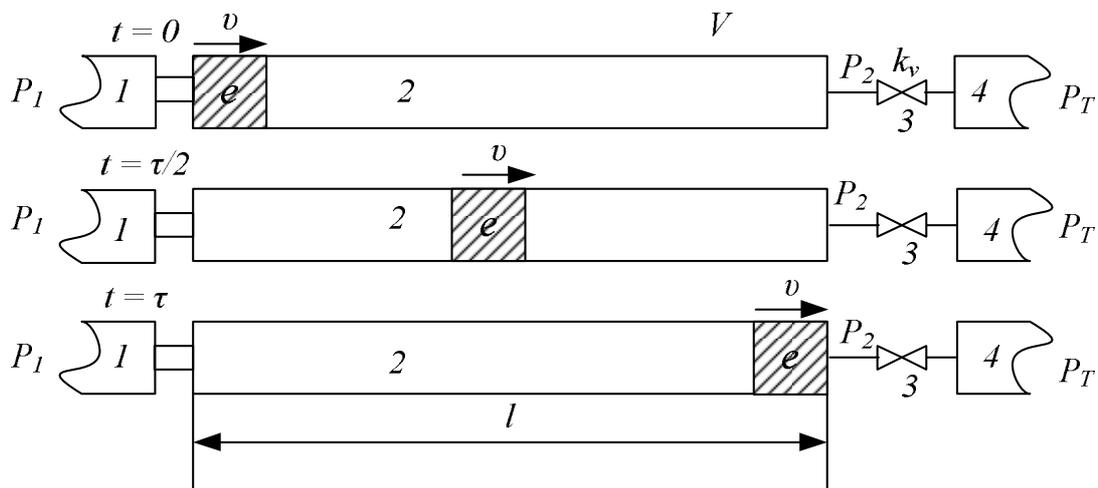


Рисунок 2.13 - Функциональная схема движения фронта газовых смесей в трубопроводе:

- 1-нерегулируемый источник давления ограниченной мощности;
- 2-магистраль; 3-переменное сопротивление трубопровода;
- 4-приемник.

Трубопровод 2, как элемент динамической системы может быть представлен звеном чистого запаздывания (2.32), поскольку движение переднего фронта связано с преодолением пути l со скоростью v

$$W(s) = e^{-\tau s} = \frac{P_2(s)}{P_1(s)} = \frac{Q_2(s)}{Q_1(s)}. \quad (2.32)$$

Тогда для расхода и давления газа на выходе трубопровода без регулируемого сопротивления на входе будут справедливы следующие зависимости, представленные в виде функций времени [111].

$$P_2(t) = P_1(t - \tau), \quad (2.33)$$

$$Q_2(t) = Q_1(t - \tau), \quad (2.34)$$

где $Q_1(t)$, $Q_2(t)$ – временные функции изменения расходов на концах трубопровода;

$P_1(t)$, $P_2(t)$ – временные функции изменения давления на концах трубопровода.

Любой объект газотранспортной системы характеризуется емкостью, которая определяет интенсивность роста давления в ней и вносит свое влияние на динамику системы. Если рассматривать трубопровод как емкость с регулируемым сопротивлением на выходе, то справедлива следующая зависимость без учета характеристик газа [112]

$$\frac{dP}{dt} = k_{PT1}(Q_2 - Q_T), \quad (2.35)$$

где $k_{PT1} = 1/V$, $1/\text{м}^3$;

Q_T – объемный расход газа после регулируемого сопротивления Z , $\text{м}^3/\text{с}$.

Расход газа на входе в магистраль определяется давлениями на входе и выходе трубопровода [113]

$$Q_1 = k_{Q1}\sqrt{P_1 - P_2}, \quad (2.36)$$

где k_{Q1} – определяется характеристиками трубопровода, $(\text{м}^{7/2})/\sqrt{\text{кг}}$.

Инерционность потока газа, перемещаемого от источника 1 с расходом Q_1 к приемнику 4, расход которого Q_2 , может быть описан следующей зависимостью [114]:

$$\frac{dQ_2}{dt}T_1 + Q_2 = Q_1, \quad (2.37)$$

где T_1 – постоянная времени потока, с.

Используя уравнения (2.32), (2.35) - (2.37) можно построить структурную схему (рис. 2.14), ГТС в соответствии с функциональной схемой на рис. 2.13.

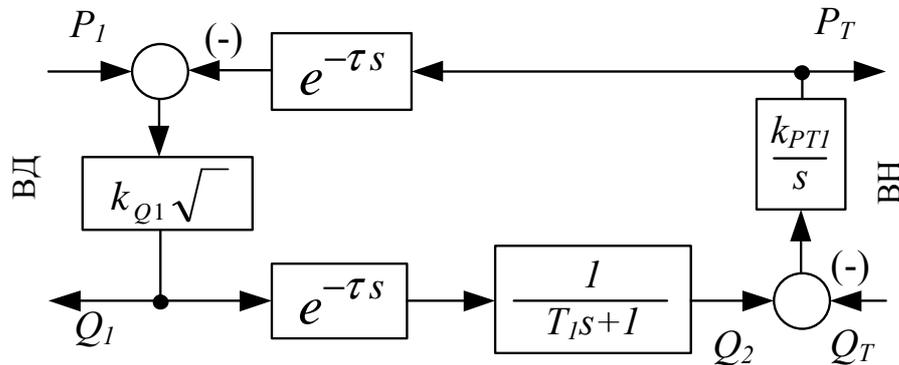


Рисунок 2.14 - Структурная схема ГТС

Сравнивая технологические режимы работы и физические процессы в трубопроводе и воздухонагревателях, можно прийти к выводу, что структурная схема на рис. 2.14 без звеньев запаздывания может быть использована для описания законов изменения давления и расхода в сосредоточенной емкости, которой являются воздухонагреватель и доменная печь, при изотермических условиях, что показано на рис.2.15 [114].

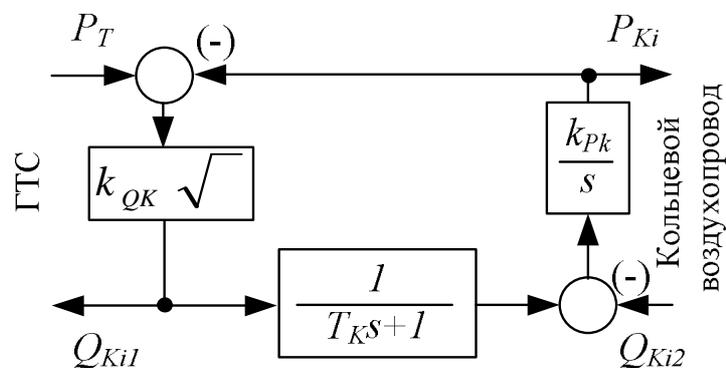


Рисунок 2.15 - Структурная схема воздухонагревателя:

Q_{Ki1} , Q_{Ki2} - расходы на входе и на выходе

i -го воздухонагревателя;

P_{Ki} - давление в i -м воздухонагревателе;

k_{QK} , k_{PK} , T_K - коэффициенты и постоянная времени воздухонагревателя соответственно.

К трубопроводу может быть подключено несколько воздухонагревателей, поэтому суммарный расход газовой смеси формируется по следующему закону

$$Q_T = \sum_{i=1}^n Q_{Ki1}, \quad (2.38)$$

где n - количество воздухонагревателей, подключенных к ГТС.

Динамику изменения давления и расхода дутья в кольцевом воздухопроводе, тракте горячего дутья, соединяющего выходы нескольких воздухонагревателей, по аналогии с ГТС можно представить структурной схемой на рис. 2.16, в которой отсутствуют звенья, отражающие инерционность потока и его запаздывание.

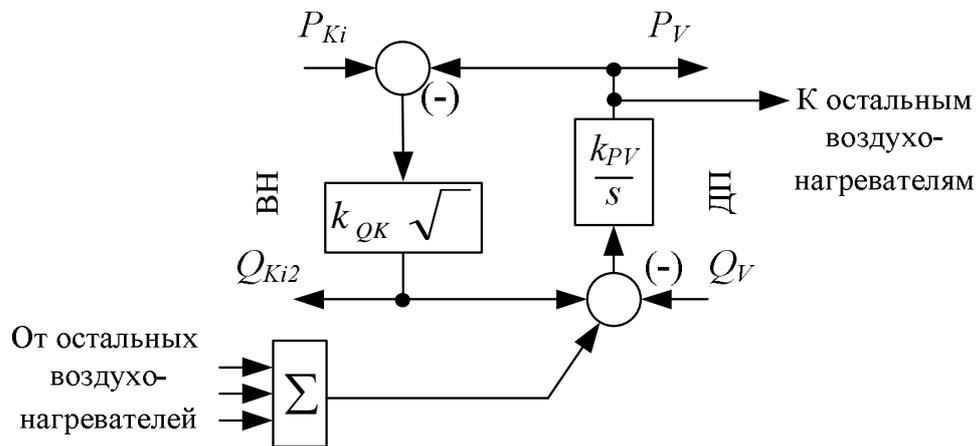


Рисунок 2.16 - Структурная схема кольцевого воздухопровода горячего дутья для одного воздухонагревателя:

P_V , Q_V – давление и расход на выходе из кольцевого воздухопровода.

Рассмотрение работы и устройства доменной печи на определенном временном интервале показывает, что ее можно представить как сосредоточенную емкость постоянного объема, в которую непрерывно подается дутье. Регулятор, стабилизирующий давление колошниковых газов, может быть реализован как однополярная отрицательная обратная связь по перепаду давления на входе и выходе доменной печи с коэффициентом k_R [114].

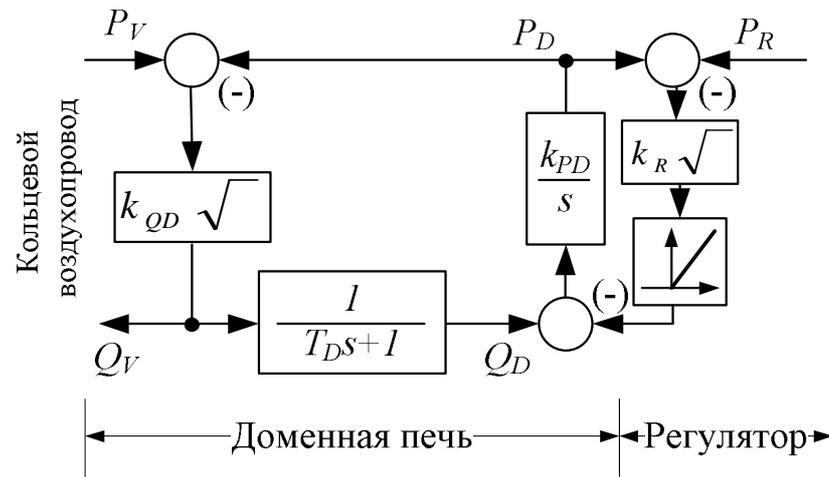


Рисунок 2.17 - Структурная схема доменной печи и регулятора давления колошниковых газов:

P_D , Q_D - давление и расход газа внутри домны;

k_{QV} , k_{PD} , T_D - коэффициенты и постоянная времени домны;

P_R - давление газа на колошнике.

Изменение структуры тракта дутья происходит в моменты переключения воздухонагревателей. Совместный режим работы воздухонагревателей приводит к снижению сопротивления ГТС и к изменению значений давления и расхода как на входе доменной печи, так и на воздуходувке.

Последовательное соединение рассмотренных динамических элементов функциональной схемы 2.12 образует упрощенную структурную схему тракта дутья с двумя воздухонагревателями и доменной печью (рис. 2.18).

Адекватность разработанных математических моделей элементов и потребителей дутья доказана в публикации [114].

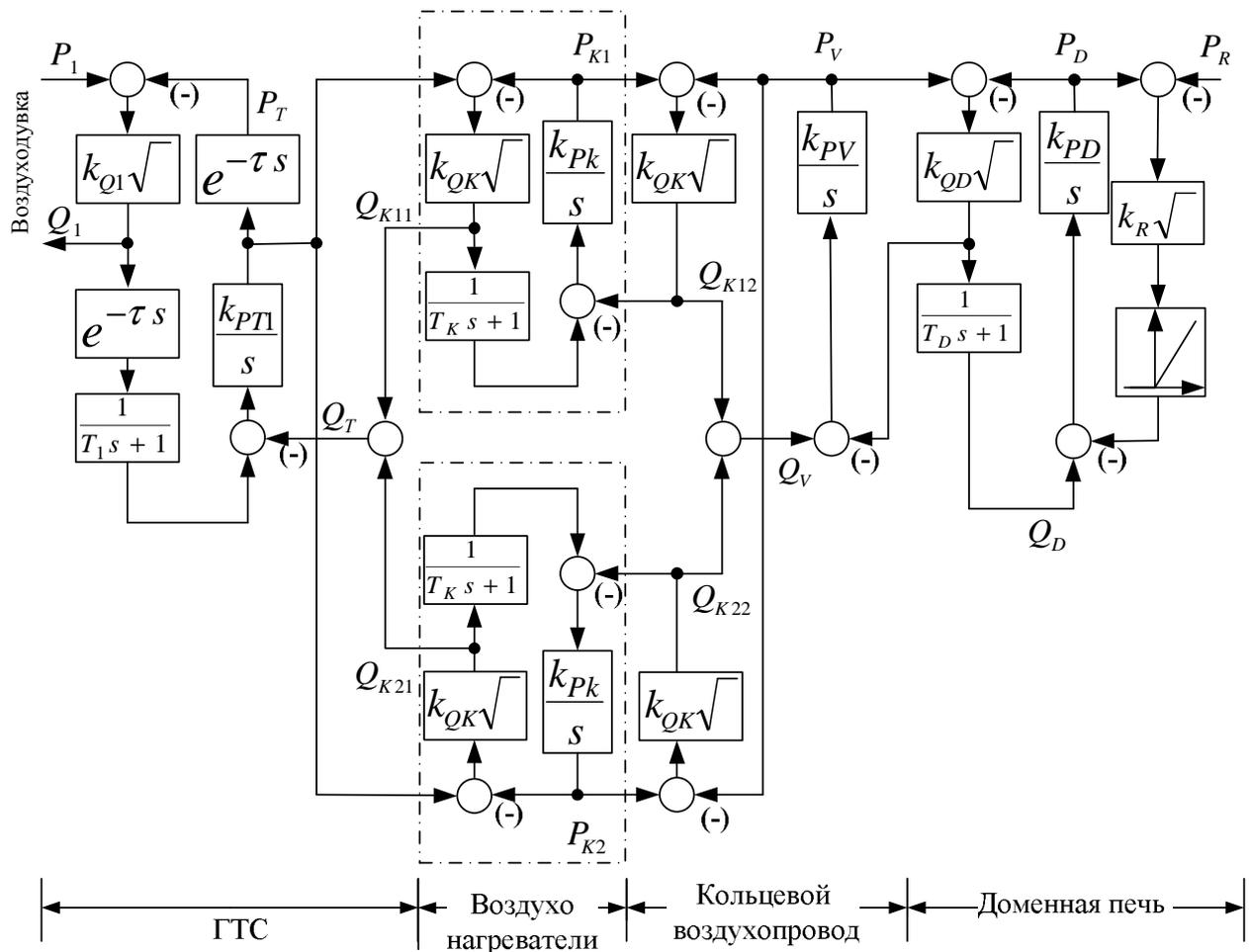


Рисунок 2.18 - Структурная схема тракта дутья с двумя воздухонагревателями и доменной печью

2.5 Выводы по 2-му разделу

Материалы второго раздела диссертационной работы позволяют сделать следующие выводы:

1. Составленная в результате аналитического поиска система уравнений, описывающих динамику паровой турбины, может быть использована для построения системы управления скоростью вращения воздуходувки. Наличие нелинейностей в математическом описании паровой турбины не позволяет напрямую использовать его для синтеза регулятора скорости.
2. Агрегирование уточненного математического описания воздуходувки уравнениями Мура-Грейтцера и паровой турбины позволяет строить динамические и статические характеристик основного агрегата тракта

дутья, на основе которых можно производить синтез систем управления расходом и давлением дутья на выходе воздуходувки.

3. Использованный подход к рассмотрению процессов в газодинамических объектах тракта дутья предоставил возможность получить математическое описание динамики газодинамических объектов тракта дутья, необходимое для исследования технологического процесса транспортировки дутья, а также создает предпосылки для построения энергоэффективной системы управления технологическим процессом выработки холодного дутья.
4. Универсальность математического описания компонентов тракта дутья позволяет путем соответствующей компоновки описать математически любую по сложности систему транспортировки газа при условии, что все процессы на рассматриваемом участке времени принять изотермическими.

РАЗДЕЛ 3. СИНТЕЗ СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ

3.1 Синтез СУ сервоприводом устройства подачи пара в турбину

Для сервопривода устройства подачи пара в турбину может быть использован электромеханический преобразователь (ЭМП) с бесконтактным двигателем постоянного тока (БДПТ). Динамика такого ЭМП описывается системой уравнений в операторной форме:

$$\begin{cases} pL = k_L \cdot \omega_d, \\ p\omega_d = \frac{R_a}{C\Phi T_m} i_d, \\ pi_d = -\frac{C\Phi}{R_a T_a} \omega_d - \frac{1}{T_a} i_d + \frac{1}{R_a T_a} E_n, \\ pE_n = -\frac{1}{T_n} E_n + \frac{k_n}{T_n} u_y. \end{cases} \quad (3.1)$$

где L - линейное положение исполнительного механизма, м;

k_L - коэффициент передачи преобразовательного механизма;

ω_d - угловая скорость двигателя, рад/с;

$T_m = \frac{JR_a}{(C\Phi)^2}$ - электромеханическая постоянная времени якорной цепи, с;

J - момент инерции привода, приведенный к валу двигателя, кг·м²;

$T_a = \frac{L_a}{R_a}$ - электромагнитная постоянная времени якорной цепи

двигателя, с;

R_a - сопротивление якорной цепи, Ом;

L_a - индуктивность якорной цепи, Гн;

C - конструктивная постоянная двигателя, Вс;

Φ - магнитный поток двигателя, Вб;

i_d - ток якорной цепи двигателя, А;

E_n - э.д.с. усилителя-преобразователя мощности, В;

k_n - коэффициент усиления преобразователя мощности;

T_n - постоянная времени усилителя-преобразователя мощности, с;

u_y - напряжение управления преобразователем, В;

$p = d/dt$ - оператор дифференцирования.

Систему уравнений (3.1) можно представить в виде структурной схемы:

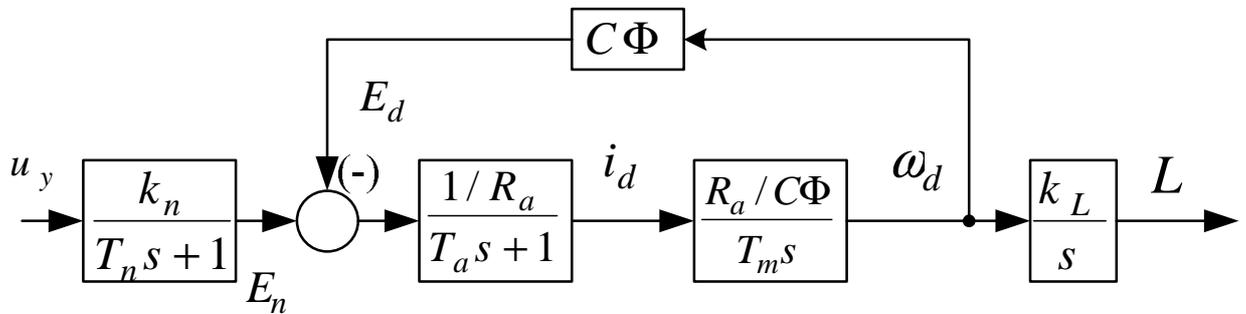


Рисунок 3.1 - Структурная схема ЭМП

Для удобства выполнения математических преобразований и упрощения дифференциальных уравнений динамики (3.1) выполним операцию направленного нормирования, для чего введем относительные единицы [84]:

$$y_1 = \frac{L}{L_m}; \quad y_2 = \frac{\omega_d}{\omega_{dm}}; \quad y_3 = \frac{i_d}{i_{dm}}; \quad y_4 = \frac{E_n}{E_{nm}}; \quad u = \frac{u_y}{u_{ym}}, \quad (3.2)$$

где u_{ym} - максимальное значение напряжения управления;

$E_{nm} = k_n \cdot u_{ym}$ - максимальная э.д.с. управляемого усилителя-преобразователя, соответствующая u_{ym} ;

$i_{dm} = \frac{E_{nm}}{R_a}$ - ток короткого замыкания двигателя при максимальной

э.д.с. E_{nm} ;

$\omega_{dm} = \frac{E_{nm}}{C\Phi}$ - скорость идеального холостого хода двигателя, соответст-

вующая E_{nm} ;

$L_m = k_L \cdot \omega_{dm}$ - угол поворота исполнительного механизма за 1 с при скорости вращения вала двигателя ω_{dm} .

С учетом относительных единиц (3.2) нормированная система (3.1) будет иметь вид:

$$\begin{aligned} p y_1 &= b_{12} y_2; \\ p y_2 &= b_{23} y_3; \\ p y_3 &= b_{32} y_2 + b_{33} y_3 + b_{34} y_4; \\ p y_4 &= b_{44} y_4 + m_4 u, \end{aligned} \quad (3.3)$$

где

$$b_{12} = 1 c^{-1}; b_{23} = \frac{1}{T_m}; b_{32} = b_{33} = -\frac{1}{T_a}; b_{34} = \frac{1}{T_a}; b_{44} = -\frac{1}{T_n}; m_4 = \frac{1}{T_n}. \quad (3.4)$$

Из множества траекторий движения системы (3.3) выделим невозмущенное движение под действием программного управления u^* как решение дифференциальных уравнений

$$\begin{aligned} p y_1^* &= b_{12} y_2^*; \\ p y_2^* &= b_{23} y_3^*; \\ p y_3^* &= b_{32} y_2^* + b_{33} y_3^* + b_{34} y_4^*; \\ p y_4^* &= b_{44} y_4^* + m_4 u^*, \end{aligned} \quad (3.5)$$

Произведем замену переменных

$$\eta_k = y_k - y_k^*, \quad (k = 1, \dots, 4) \quad (3.6)$$

и преобразуем уравнения (3.3) в систему дифференциальных уравнений возмущенного движения

$$\begin{aligned} p \eta_1 &= b_{12} \eta_2; \\ p \eta_2 &= b_{23} \eta_3; \\ p \eta_3 &= b_{32} \eta_2 + b_{33} \eta_3 + b_{34} \eta_4; \\ p \eta_4 &= b_{44} \eta_4 + m_4 U, \end{aligned} \quad (3.7)$$

где $U = u - u^*$ - дополнительное стабилизирующее управление, представляющее собой отклонение реального управляющего воздействия u от программного u^* .

Следовательно, истинное движение системы будет описываться векторами $y = y^* + \eta$ и $u = u^* + U$.

Очевидно, что если на объект управления не подается программное управляющее воздействие u^* , то истинное управление $u = U$.

Для предотвращения значительных бросков тока в цепи якоря двигателя, защиты машины от аварийных режимов работы и продления срока её службы необходимо использовать регулятор тока, ограничивающий ток якоря на допустимом уровне.

3.1.1 Алгоритмический синтез регулятора тока

Выделим из системы (3.7) дифференциальные уравнения, описывающие движение $\eta_3(U)$

$$\begin{aligned} p\eta_2 &= b_{23}\eta_3; \\ p\eta_3 &= b_{32}\eta_2 + b_{33}\eta_3 + b_{34}\eta_4; \\ p\eta_4 &= b_{44}\eta_4 + m_4U, \end{aligned} \quad (3.8)$$

введем новые обозначения для переменных состояния

$$\eta_2 = x_1; \eta_3 = x_2; \eta_4 = x_3; U = U_3 \quad (3.9)$$

и приведем систему (3.8) к виду

$$\begin{aligned} px_1 &= b_{23}x_2; \\ px_2 &= b_{32}x_1 + b_{33}x_2 + b_{34}x_3; \\ px_3 &= b_{44}x_3 + m_4U_3, \end{aligned} \quad (3.10)$$

где U_3 – искомое оптимальное управление регулятора тока.

Преобразуем систему уравнений (3.10) к форме Фробениуса, совместив переменную x_2 с \tilde{x}_2

$$\begin{aligned} p\tilde{x}_1 &= \tilde{x}_2; \\ p\tilde{x}_2 &= \tilde{x}_3; \\ p\tilde{x}_3 &= -a_1\tilde{x}_1 - a_2\tilde{x}_2 - a_3\tilde{x}_3 + M_3U_3. \end{aligned} \quad (3.11)$$

Коэффициенты последнего уравнения системы (3.11) определяются путем приравнивая характеристических определителей систем (3.10) и (3.11),

$$\begin{vmatrix} -\lambda & b_{23} & 0 \\ b_{32} & b_{33} - \lambda & b_{34} \\ 0 & 0 & b_{44} \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} -\lambda & 1 & 0 \\ 0 & -\lambda & 1 \\ -a_1 & -a_2 & -a_3 - \lambda \end{vmatrix},$$

или

$$\begin{aligned} & \lambda^3 + (-b_{33} - b_{44})\lambda^2 + (b_{33}b_{44} - b_{23}b_{32})\lambda + b_{23}b_{32}b_{44} = \\ & = \lambda^3 + a_3\lambda^2 + a_2\lambda + a_1 \end{aligned}$$

где λ – корни характеристического уравнения, откуда

$$\begin{aligned} a_1 &= b_{23}b_{32}b_{44} ; \\ a_2 &= b_{33}b_{44} - b_{23}b_{32} ; \\ a_3 &= -b_{33} - b_{44} . \end{aligned} \tag{3.12}$$

Коэффициент M_3 определяется из уравнения

$$\begin{vmatrix} -\lambda & 0 & 0 \\ b_{32} & 0 & b_{34} \\ 0 & m_4 & b_{44} \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} -\lambda & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \\ -a_1 & M_3 & -a_3 - \lambda \end{vmatrix} ,$$

откуда следует

$$M_3 = b_{34}m_4 \tag{3.13}$$

Определим оптимальное управление $U_3(\eta_3)$ регулятора тока (РТ), минимизирующее интегральный критерий качества управления вида (1.40)

$$\tilde{I}_3 = \int_0^{\infty} |M_3(\tilde{v}_{03}\tilde{x}_0 + \tilde{v}_{13}\tilde{x}_1 + \tilde{v}_{23}\tilde{x}_2 + \tilde{v}_{33}\tilde{x}_3)| dt , \tag{3.14}$$

где $\tilde{x}_0 = \frac{1}{p^2}\tilde{x}_2$; $\tilde{x}_1 = \frac{1}{p}\tilde{x}_2$; n - размерность системы уравнений.

Весовые коэффициенты функционала качества (3.14) являются коэффициентами функции Ляпунова

$$\tilde{V}(\tilde{x}) = \sum_{i,k=0}^3 \tilde{v}_{ik}\tilde{x}_i\tilde{x}_k , \quad \tilde{v}_{ik} = \tilde{v}_{ki} .$$

Коэффициенты функции Ляпунова находятся из системы (3.11) по формуле [97,115]

$$\tilde{v}_{ik} = a_{(i+1)}a_{(k+1)}, \quad \begin{cases} a_{(i+1)} = 1, \text{ при } i = n \\ a_{(k+1)} = 1, \text{ при } k = n \end{cases} , \tag{3.15}$$

откуда

$$\tilde{v}_{03} = a_1, \quad \tilde{v}_{13} = a_2, \quad \tilde{v}_{23} = a_3, \quad \tilde{v}_{33} = 1 .$$

На основании выражения (1.39) искомое оптимальное управление релейного регулятора тока следует искать в виде

$$U_3 = -\text{sign} \left[M_3 \left(\tilde{v}_{03} \frac{1}{p^2} + \tilde{v}_{13} \frac{1}{p} + \tilde{v}_{23} + \tilde{v}_{33} p \right) \tilde{x}_2 \right]. \quad (3.16)$$

С учетом (3.15), (3.12) и (3.9) получим управляющее воздействие

$$U_3 = -\text{sign} \left[M_3 \left(b_{23} b_{32} b_{44} \frac{1}{p^2} + (b_{33} b_{44} - b_{23} b_{32}) \frac{1}{p} + (-b_{33} - b_{44}) + p \right) \eta_3 \right]. \quad (3.17)$$

При стабилизации тока на заданном уровне релейный регулятор с алгоритмом (3.17) работает в скользящем режиме, обеспечивая при этом равенство бесконечности коэффициента усиления прямого канала контура управления током. Это позволяет полностью устранить влияние противо-э.д.с. двигателя на точность стабилизации тока и исключить из алгоритма (3.17) интегральные составляющие, которые в линейных системах управления служат для компенсации дифференцирующего действия внутренней обратной связи двигателя по противо-э.д.с. Тогда алгоритм (3.17) примет вид [84],

$$U_3 = -\text{sign} [M_3 ((-b_{33} - b_{44}) + p) \eta_3]. \quad (3.18)$$

В процессе управления электроприводом в режиме стабилизации тока изображающая точка движется по гиперплоскости скольжения релейного РТ и по мере разгона двигателя достигает гиперплоскости скольжения релейного регулятора скорости (РС). Последующее движение осуществляется в новой гиперплоскости, если статический ток двигателя не превышает заданного уровня ограничения полного тока. Скользящий режим РТ при этом прекращается и на вход силовой части электропривода должно поступать управляющее воздействие регулятора скорости. Если в процессе движения изображающей точки по гиперплоскости скольжения РС статический ток двигателя достигнет уровня ограничения полного тока, изображающая точка начнет двигаться по линии пересечения двух гиперплоскостей. Однако такое движение окажется неустойчивым, поскольку малейшее увеличение нагрузки на валу двигателя будет возвращать изображающую точку на гиперплоскость скольжения регулятора тока,

а снижение нагрузки при стабилизированном токе обеспечит вновь достижение гиперплоскости скольжения регулятора скорости. Таким образом, в релейной системе подчиненного управления электроприводом с БДПТ, обеспечивающей ограничение фазовых координат на предельно допустимом уровне, исключена возможность одновременной работы в скользящем режиме РТ и РС. В связи с этим при работе релейного регулятора скорости в скользящем режиме контур регулирования тока разомкнут и не оказывает влияния на динамику силовой части ЭП. Это позволяет при синтезе релейных регуляторов скорости считать, что синтезируемое управляющее воздействие прикладывается непосредственно ко входу силовой части электропривода [98].

3.1.2 Алгоритмический синтез регулятора скорости

Для осуществления процедуры синтеза релейного регулятора скорости БДПТ воспользуемся системой уравнения (3.8), относящуюся к контуру регулирования скорости

$$\begin{aligned} p\eta_2 &= b_{23}\eta_3; \\ p\eta_3 &= b_{32}\eta_2 + b_{33}\eta_3 + b_{34}\eta_4; \\ p\eta_4 &= b_{44}\eta_4 + m_4U_2, \end{aligned} \quad (3.19)$$

где U_2 - управляющее воздействие релейного РС.

Приведем систему (3.19) к форме Фробениуса, совместив переменные η_2 и η_3 :

$$\begin{aligned} p\tilde{\eta}_0 &= \tilde{\eta}_2; \\ p\tilde{\eta}_2 &= \tilde{\eta}_3; \\ p\tilde{\eta}_3 &= \tilde{\eta}_4; \\ p\tilde{\eta}_4 &= -a_1\tilde{\eta}_2 - a_2\tilde{\eta}_3 - a_3\tilde{\eta}_4 + M_4U_2, \end{aligned} \quad (3.20)$$

где $\tilde{\eta}_0 = \frac{1}{s}\tilde{\eta}_2$, коэффициенты a_1, a_2, a_3 определяются из выражения (3.12), а

M_4 из соотношения определителей

$$\begin{vmatrix} 0 & b_{23} & 0 \\ 0 & b_{33} - \lambda & b_{34} \\ m_4 & 0 & b_{44} \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} 0 & 1 & 0 \\ 0 & -\lambda & 1 \\ M_4 & -a_2 & -a_3 - \lambda \end{vmatrix}. \quad (3.21)$$

В результате вычислений (3.21) с учетом выражений (3.12) получим

$$\begin{aligned} a_1 &= b_{23}b_{32}b_{44} ; \\ a_2 &= b_{33}b_{44} - b_{23}b_{32} ; \\ a_3 &= -b_{33} - b_{44} ; \\ M_4 &= b_{23}b_{34}m_4 . \end{aligned} \quad (3.22)$$

Управляющее воздействие вида (1.39)

$$U_2 = -\text{sign} \left[M_4 \left(\tilde{v}_{24}^{(2)} \eta_2 + \tilde{v}_{34}^{(2)} p \eta_2 + \tilde{v}_{44}^{(2)} p^2 \eta_2 \right) \right] \quad (3.23)$$

минимизирует функционал

$$I_2 = 2 \int_0^{\infty} \left[\tilde{v}_{02}^{(2)} \eta_2^2 + \tilde{v}_{03}^{(2)} \eta_2 p \eta_2 + \tilde{v}_{04}^{(2)} \eta_2 p^2 \eta_2 + M_4 \left| \tilde{v}_{24}^{(2)} \eta_2 + \tilde{v}_{34}^{(2)} p \eta_2 + \tilde{v}_{44}^{(2)} p^2 \eta_2 \right| \right] dt \quad (3.24)$$

на траекториях движения системы (3.19) в расширенном фазовом пространстве.

Коэффициенты функции Ляпунова

$$\begin{aligned} V(\eta) &= \tilde{v}_{00}^{(2)} \eta_0^2 + 2\tilde{v}_{02}^{(2)} \eta_0 \eta_2 + 2\tilde{v}_{03}^{(2)} \eta_0 \eta_3 + 2\tilde{v}_{04}^{(2)} \eta_0 \eta_4 + \tilde{v}_{22}^{(2)} \eta_2^2 + \\ &+ 2\tilde{v}_{23}^{(2)} \eta_2 \eta_3 + 2\tilde{v}_{24}^{(2)} \eta_2 \eta_4 + \tilde{v}_{33}^{(2)} \eta_3^2 + 2\tilde{v}_{34}^{(2)} \eta_3 \eta_4 + \tilde{v}_{44}^{(2)} \eta_4^2 , \end{aligned} \quad (3.25)$$

входящие в управляющее воздействие (3.23), определяются на основании соотношений (3.15), с учетом (3.22)

$$\begin{aligned} \tilde{v}_{24}^{(2)} &= a_2 = b_{33}b_{44} - b_{23}b_{32} ; \\ \tilde{v}_{34}^{(2)} &= a_3 = -b_{33} - b_{44} ; \\ \tilde{v}_{44}^{(2)} &= 1 . \end{aligned} \quad (3.26)$$

Подставив найденные коэффициенты в алгоритм управления (3.23) и вынеся общий множитель за знак sign , получим уравнение оптимального регулятора скорости в функции регулируемой координаты и её старших производных

$$\begin{aligned} U_2 &= -\text{sign} \left[\eta_2 - \frac{b_{33} + b_{44}}{b_{33}b_{44} - b_{23}b_{32}} p \eta_2 + \frac{1}{b_{33}b_{44} - b_{23}b_{32}} p^2 \eta_2 \right] \times \\ &\times \text{sign} (M_4 (b_{33}b_{44} - b_{23}b_{32})) , \end{aligned} \quad (3.27)$$

или с учетом знаков коэффициентов $M_4, b_{33}, b_{44}, b_{23}, b_{32}$

$$U_2 = -\text{sign} \left[\eta_2 - \frac{b_{33} + b_{44}}{b_{33}b_{44} - b_{23}b_{32}} p \eta_2 + \frac{1}{b_{33}b_{44} - b_{23}b_{32}} p^2 \eta_2 \right] . \quad (3.28)$$

3.1.3 Алгоритмический синтез регулятора положения штанги УПП

Регулирование массового расхода пара в паровой турбине осуществляется при помощи устройства подачи пара. Входным управляющим воздействием для него является положение штанги (рис.2.7), которое в итоге определяет положение траверсы y (рис. 2.8) с клапанами и соответственно суммарную площадь поперечного сечения открытия клапанов S_0 . Таким образом основным в системе управления подачей пара является регулятор положения.

В процессе стабилизации скорости вращения двигателя на заданном уровне релейный регулятор с алгоритмам (3.28) работает в скользящем режиме. При этом изображающая точка движется по гиперплоскости скольжения РС и приближается к гиперплоскости скольжения регулятора положения (РП). Если на линии переключения этих гиперплоскостей соблюдаются условия возникновения устойчивого скользящего режима РП, то дальнейшее движение системы происходит в новой гиперплоскости скольжения. Это соответствует тому, что на вход объекта управления подается управляющее воздействие РП, а контуры регулирования тока и скорости разомкнуты и не оказывают влияния на динамику силовой части электропривода.

На основании сказанного выше при алгоритмическом синтезе регулятора положения динамика силовой части электропривода описывается дифференциальными уравнениями возмущенного движения

$$\begin{aligned} p\eta_1 &= b_{12}\eta_2; \\ p\eta_2 &= b_{23}\eta_3; \\ p\eta_3 &= b_{32}\eta_2 + b_{33}\eta_3 + b_{34}\eta_4; \\ p\eta_4 &= b_{44}\eta_4 + m_4U_1, \end{aligned} \quad (3.29)$$

где U_1 – управляющее воздействие регулятора положения.

Преобразуем систему (3.27) к форме Фробениуса

$$\begin{aligned} p\tilde{\eta}_1 &= \tilde{\eta}_2; \\ p\tilde{\eta}_2 &= \tilde{\eta}_3; \\ p\tilde{\eta}_3 &= \tilde{\eta}_4; \\ p\tilde{\eta}_4 &= -a_1\tilde{\eta}_1 - a_2\tilde{\eta}_2 - a_3\tilde{\eta}_3 - a_4\tilde{\eta}_4 + M_4U_1, \end{aligned} \quad (3.30)$$

где коэффициенты a_1, a_2, a_3, a_4 находятся путем приравнивания характеристических определителей объектов (3.29) и (3.30)

$$\begin{vmatrix} -\lambda & b_{12} & 0 & 0 \\ 0 & -\lambda & b_{23} & 0 \\ 0 & b_{32} & b_{33} - \lambda & b_{34} \\ 0 & 0 & 0 & b_{44} - \lambda \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} -\lambda & 1 & 0 & 0 \\ 0 & -\lambda & 1 & 0 \\ 0 & 0 & -\lambda & 1 \\ -a_1 & -a_2 & -a_3 & -a_4 - \lambda \end{vmatrix},$$

$$a_1 = 0;$$

$$a_2 = b_{23}b_{32}b_{44};$$

$$a_3 = b_{33}b_{44} - b_{23}b_{32};$$

$$a_4 = -b_{33} - b_{44}.$$

Коэффициент при управляющем воздействии в системе (3.30)

$$M_4 = b_{12}b_{23}b_{34}m_4 \quad (3.31)$$

вычислим из условия равенства между собой характеристических определителей систем (2.29) и (3.30) после замены в них первых столбцов столбцами коэффициентов m_4 и M_4 .

Система уравнений (3.29) описывает ОУ с одним нулевым корнем. Модифицированный принцип симметрии [98] позволяет определить управляющее воздействие U_1 для такого объекта в общем виде

$$U_j = -\text{sign} \left(M_n \sum_{i=1}^n \tilde{v}_{in} p^{i-1} \eta_j \right). \quad (3.32)$$

Управляющее воздействие (3.32) минимизирует функционал качества

$$\tilde{I}_j = \int_0^{\infty} 2 \left| M_n \sum_{i=1}^n \tilde{v}_{in} p^{i-1} \eta_j \right| dt \quad (3.33)$$

на траекториях движения системы (3.30).

В соответствии с (3.32) управляющее воздействие

$$U_1 = -\text{sign} \left[M_4 \left(\tilde{v}_{14} \eta_1 + \tilde{v}_{24} p \eta_1 + \tilde{v}_{34} p^2 \eta_1 + \tilde{v}_{44} p^3 \eta_1 \right) \right] \quad (3.34)$$

минимизирует функционал

$$\tilde{I}_1 = \int_0^{\infty} 2 \left| M_4 \left(\tilde{v}_{14} \eta_1 + \tilde{v}_{24} p \eta_1 + \tilde{v}_{34} p^2 \eta_1 + \tilde{v}_{44} p^3 \eta_1 \right) \right| dt \quad (3.35)$$

на траекториях движения систем (3.29) и (3.30).

Коэффициенты функции Ляпунова, входящие в подсигнатурное выражение управляющего воздействия (3.34), определяются соотношением (3.15)

$$\begin{aligned} \check{v}_{14} &= a_2 = b_{23}b_{32}b_{44}; \\ \check{v}_{24} &= a_3 = b_{33}b_{44} - b_{23}b_{32}; \\ \check{v}_{34} &= a_4 = -b_{33} - b_{44}; \\ \check{v}_{44} &= 1. \end{aligned} \quad (3.36)$$

3.1.4 Структурная реализация алгоритмов управления ЭМП

При описании динамики электропривода УПП дифференциальными уравнениями в форме Фробениуса координатами изображающей точки являются отклонение основной регулируемой переменной от желаемой траектории и его производные до $(n-1)$ -го порядка включительно. Такой координатный базис назовем $\tilde{\eta}$ - базисом. Алгоритмы оптимального управления положением (3.34), скоростью (2.28) и током (3.18) в $\tilde{\eta}$ - базисе можно привести к виду

$$U_1 = \text{sign} \left[\left(-1 - B_{11}p - B_{12}p^2 - B_{13}p^3 \right) \eta_1 \right]; \quad (3.37)$$

$$U_2 = \text{sign} \left[\left(-1 - B_{21}p - B_{22}p^2 \right) \eta_2 \right]; \quad (3.38)$$

$$U_3 = \text{sign} \left[\left(-1 - B_{31}p \right) \eta_3 \right], \quad (3.39)$$

где

$$\begin{aligned} B_{11} &= T_m + T_n; & B_{12} &= T_m(T_a + T_n); & B_{13} &= T_a T_m T_n; \\ B_{21} &= \frac{T_m(T_a + T_n)}{T_m + T_n}; & B_{22} &= \frac{T_a T_m T_n}{T_m + T_n}; & B_{31} &= \frac{T_a T_n}{T_n + T_a}. \end{aligned} \quad (3.40)$$

С учетом соотношений (3.2) и (3.6) оптимальные управления (3.37) - (3.39) в $\tilde{\eta}$ - базисе выражаются через доступные непосредственному измерению переменные состояния ЭМП

$$u_{y1} = u_{y1m} \text{sign} \left[\left(1 + B_{11}p + B_{12}p^2 + B_{13}p^3 \right) (L^* - L) \right]; \quad (3.41)$$

$$u_{y2} = u_{y2m} \text{sign} \left[\left(1 + B_{21}p + B_{22}p^2 \right) (\omega_d^* - \omega_d) \right]; \quad (3.42)$$

$$u_{y3} = u_{y3m} \text{sign} \left[\left(1 + B_{31}p \right) (i_d^* - i_d) \right]. \quad (3.43)$$

Произведя замену в алгоритмах (3.41)-(3.43) производных их значениями в соответствии с уравнениями (3.29), то получим алгоритм оптимального управления, выраженный через абсолютные значения переменных состояния в η -базисе (см. Приложения А и В).

$$u_{y1} = u_{y1m} \operatorname{sign} [L^* - L - \beta_{12}\omega_d - \beta_{13}i_d - \beta_{14}E_n]; \quad (3.44)$$

$$u_{y2} = u_{y2m} \operatorname{sign} [\omega_d^* - \beta_{22}\omega_d - \beta_{23}i_d - \beta_{24}E_n]; \quad (3.45)$$

$$u_{y3} = u_{y3m} \operatorname{sign} [i_d^* + \beta_{32}\omega_d - \beta_{33}i_d - \beta_{34}E_n], \quad (3.46)$$

где

$$\begin{aligned} \beta_{12} &= k_L T_m; \beta_{13} = T_a \frac{k_L R_a}{C\Phi}; \beta_{14} = T_n \frac{k_L}{C\Phi}; \beta_{22} = \frac{T_m}{T_m + T_n}; \\ \beta_{23} &= \frac{T_a R_a}{(T_m + T_n)C\Phi}; \beta_{24} = \frac{T_n}{(T_m + T_n)C\Phi}; \beta_{32} = \frac{T_n C\Phi}{(T_a + T_n)R_a}; \\ \beta_{33} &= \frac{T_a}{T_a + T_n}; \beta_{34} = \frac{T_n}{(T_a + T_n)R_a}. \end{aligned}$$

Максимальная производительность позиционных электроприводов, работающих в напряженном повторно-кратковременном режиме с частыми пусками, реверсами и торможениями, обеспечивается тогда, когда координаты силовой части последовательно от входа к выходу системы будут выведены на максимально допустимый по условиям безаварийной работы уровень и оставаться стабилизированными на этом уровне до тех пор, пока следующая координата не достигнет своего ограничения. Таким образом, при перемещении рабочего органа из исходного положения в конечное на вход силовой части ЭП должны быть последовательно поданы оптимальные управляющие воздействия регуляторов тока, скорости и положения. Существенным при этом является то, что стабилизация любой координаты на заданном уровне осуществляется соответствующим регулятором в скользящем режиме. Указанное обстоятельство позволяет использовать сами релейные регуляторы в качестве коммутатора, обеспечивающего подключение на вход силовой части требуемого в конкретный момент времени управляющего воздействия. Это достигается путем последовательного включения релейных регуляторов в соответствии с принципом подчиненного управления. Структурная схема системы подчиненного управления позиционным ЭП с релейными регуляторами, реализующими алгоритмы оптимального управления (3.44), (3.45) и (3.46), изображена на рис.3.2.

Задающее воздействие L^* формируется регулятором скорости вращения турбины, синтез которого приведен ниже.

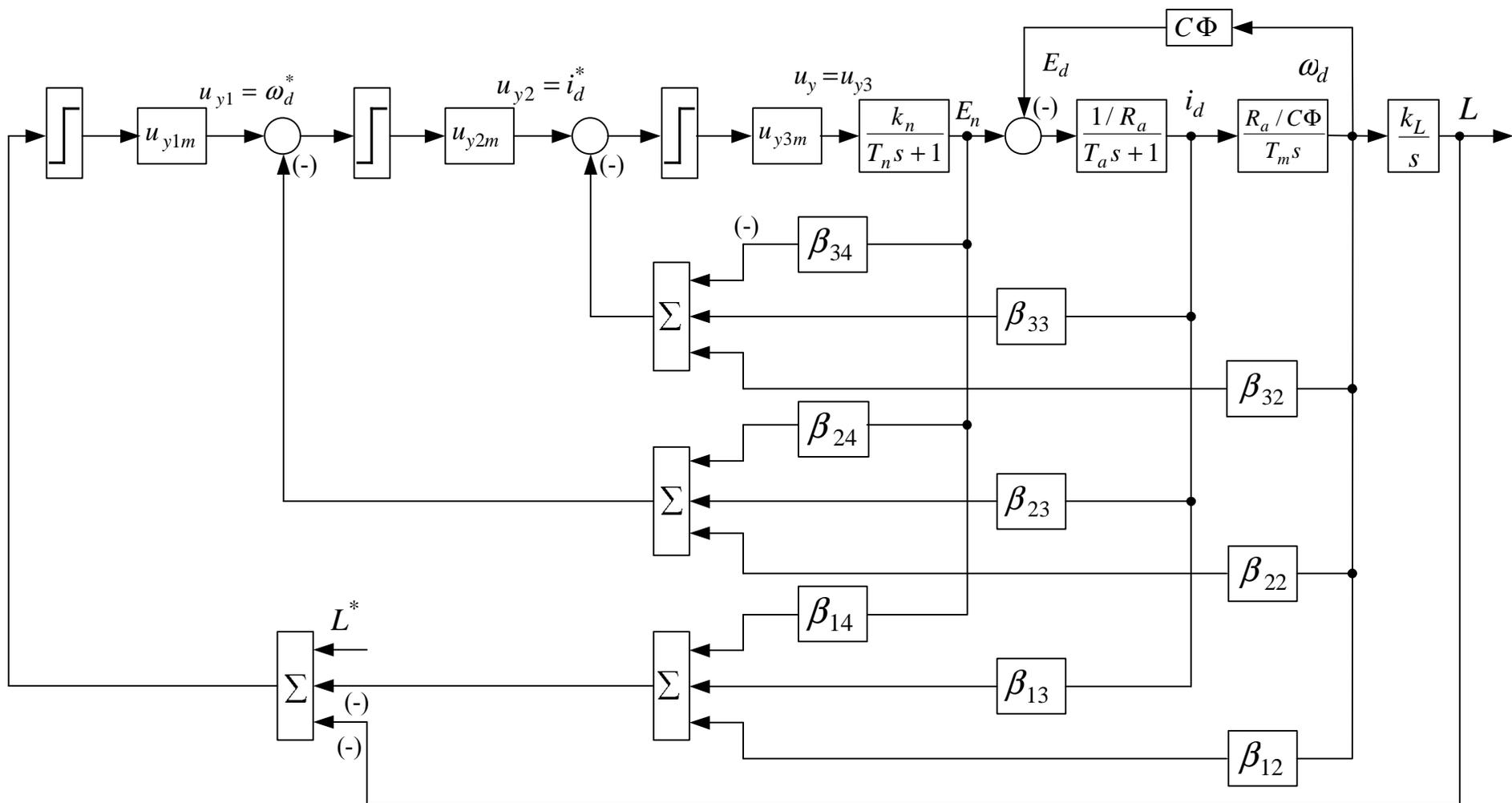


Рисунок 3.2 - Структурная схема синтезированной релейной системы управления ЭМП с регуляторами (3.44),(3.45),(3.46)

3.2 Алгоритмический синтез регулятора скорости вращения турбины

Рассмотрим более детально систему уравнений (2.25) динамики турбины. Запишем её в операторной форме приняв, что с достаточной точностью суммарная площадь открытия клапанов $So(L)$ (рис.2.9) изменяется линейно в зависимости от изменения положения траверсы [116]:

$$\begin{cases} p\omega = \frac{1}{J_C} \left(zR_{CP}S_l\sqrt{(P_{np} - P_0)}\rho \times \right. \\ \left. \times \left(\sqrt{\frac{2}{z}}\sqrt{k^*P_{np} - h_2} - R_{CP}\omega \right) - k_N\omega^2 - M_C \right), \\ pP_{np} = \frac{\sqrt{\rho}}{V_{np}C_g} \left(So(L)\sqrt{(P_H - P_{np})} - S_l\sqrt{(P_{np} - P_0)} \right), \end{cases} \quad (3.47)$$

где $p = d/dt$ - оператор дифференцирования.

Значения функции $So(L)$ имеют ограничения на значения от 0 до So_{\max} , которые определяются по формуле

$$So_{\max} = \sum_{i=1}^n So_i, \quad (3.48)$$

где n - количество клапанов УПП, а значение So_i рассчитывается отдельно для каждого клапана в соответствии с (2.21) и (2.22).

Приняв за нулевые начальные условия $P_{np}|_{t=0} = P_0$ и $h_1|_{t=0} = h_2$ ($h_1 = k^*P_{np}$) на основании системы уравнений (3.47) можно структурную схему паровой турбины представить в виде, изображенной на рис. 3.3.

Наличие квадратных корней в уравнениях системы (3.47) усложняет их линеаризацию и приведение к нормированному виду подобно (3.3). Процедура линеаризации статическими методами относительно заданной опорной траектории в окрестностях рабочей точки изменяет показатель степени в исходной системе уравнений и не избавляет её от нелинейных элементов.

Поэтому известные статические методы линеаризации не могут быть применены к системе уравнений (3.47) [117].

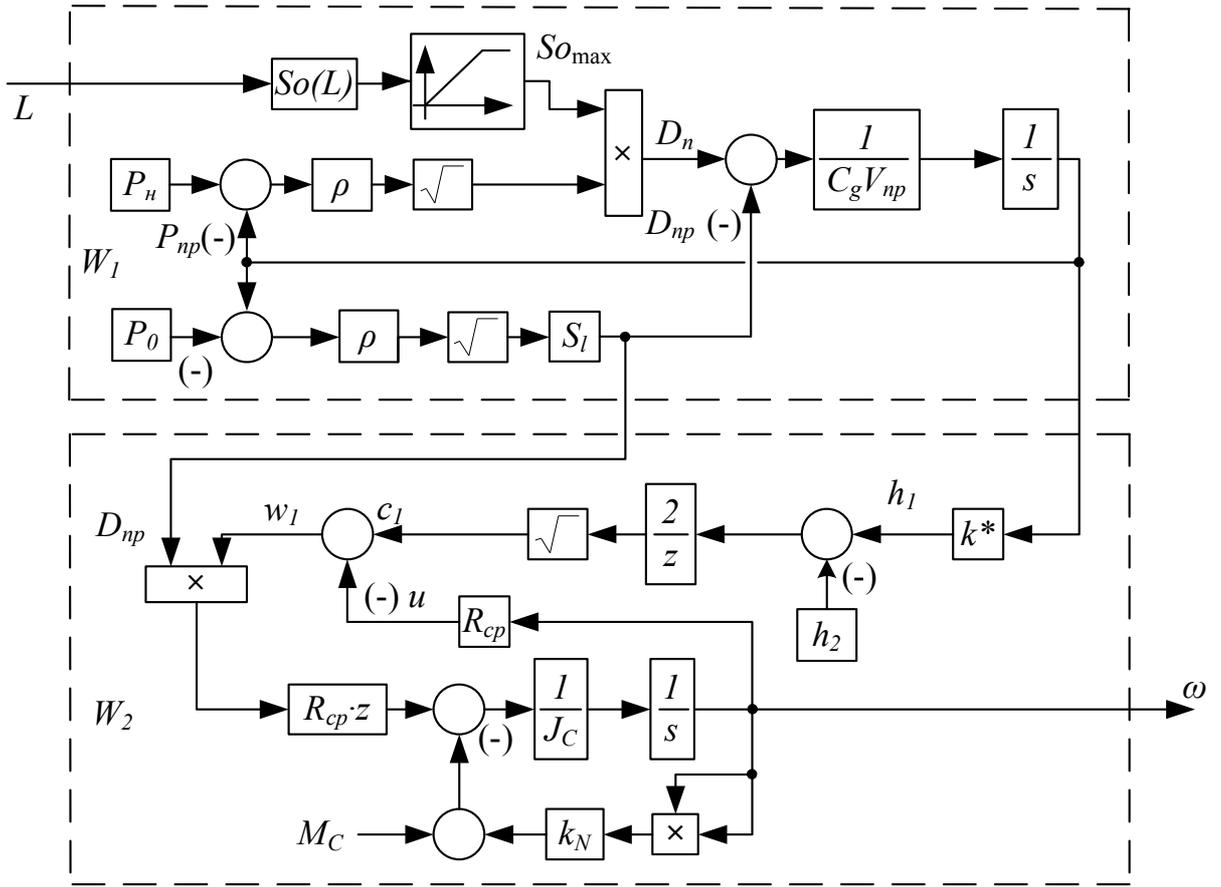


Рисунок 3.3 - Структурная схема паровой турбины

Рассмотрим структурную схему паровой турбины (рис.3.3) с точки зрения «черного ящика». Входом для него будет положение планки с клапанами L , а выходом - скорость вращения вала турбины ω (рис.3.4)

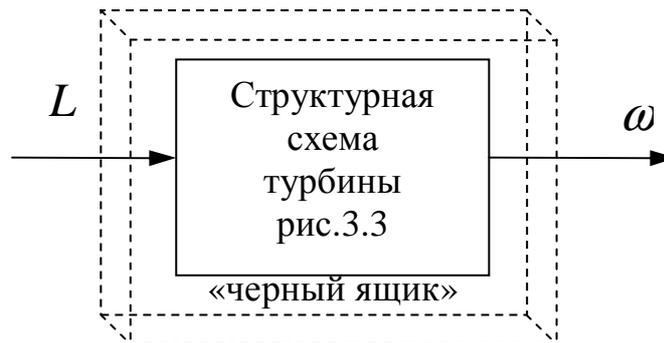


Рисунок 3.4 - Представление турбины «черным ящиком»

Исследуем реакцию «черного ящика» на входное воздействие в виде функции $\alpha \cdot 1(t)$, где α - коэффициент, $\alpha \in [0,1]$. Параметры структурной схемы

рассчитываются по номинальным и конструктивным данным реальной паровой турбины (Приложение Б).

В результате такого подхода путем математического моделирования турбины получены графики переходных процессов $\omega(t)$. На основании их данных построена поверхность (рис.3.5) для различных значений коэффициента α [118].

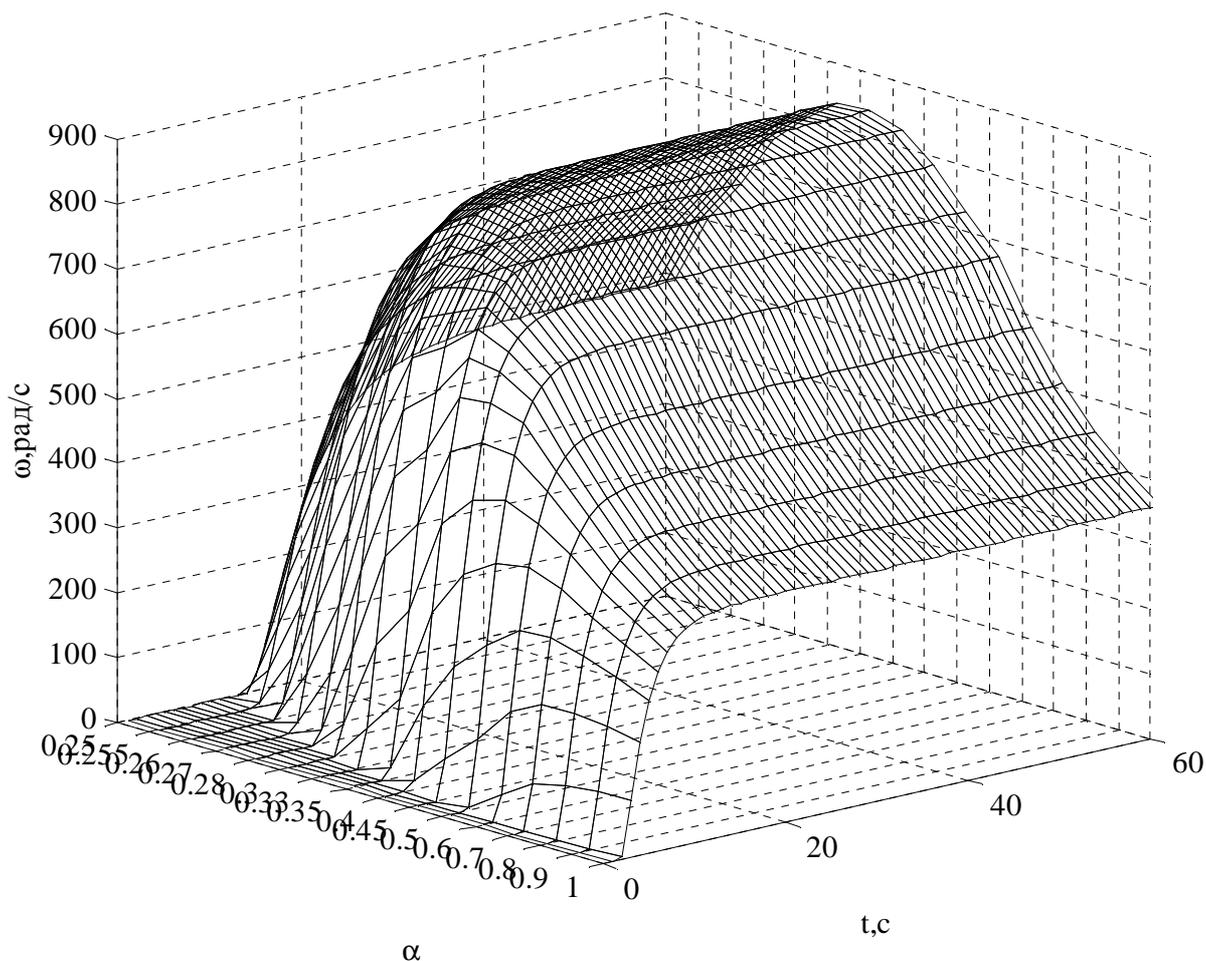


Рисунок 3.5 - Семейство переходных функции турбины при различных значениях коэффициента α

Рассмотрение трендов поверхности реакции системы показало, что все они имеют вид, характерный для последовательного включения апериодического звена второго порядка и звена запаздывания. В таком случае «черный ящик» при синтезе регулятора скорости вращения турбины может рассматриваться как объект с передаточной функцией вида

$$G(s) = e^{-s\tau_b(\alpha)} \frac{k_b(\alpha)}{(T_{1b}(\alpha)s + 1)(T_{2b}(\alpha)s + 1)}, \quad (3.49)$$

где $\tau_b(\alpha)$, $k_b(\alpha)$, $T_{1b}(\alpha)$, $T_{2b}(\alpha)$ - функции, значения которых зависят от уровня сигнала задания $L = \alpha \cdot 1(t)$.

С использованием методов идентификации параметров передаточной функции по переходной характеристике [119] получены следующие зависимости между коэффициентами передаточной функции (3.49) и коэффициентом α , представленные на рис. 3.6.

Рассматривая полученные графики с точки зрения технологии регулирования скорости турбины, можно выделить диапазон значений коэффициента α , соответствующий наиболее частому положению планки с клапанами L [101].

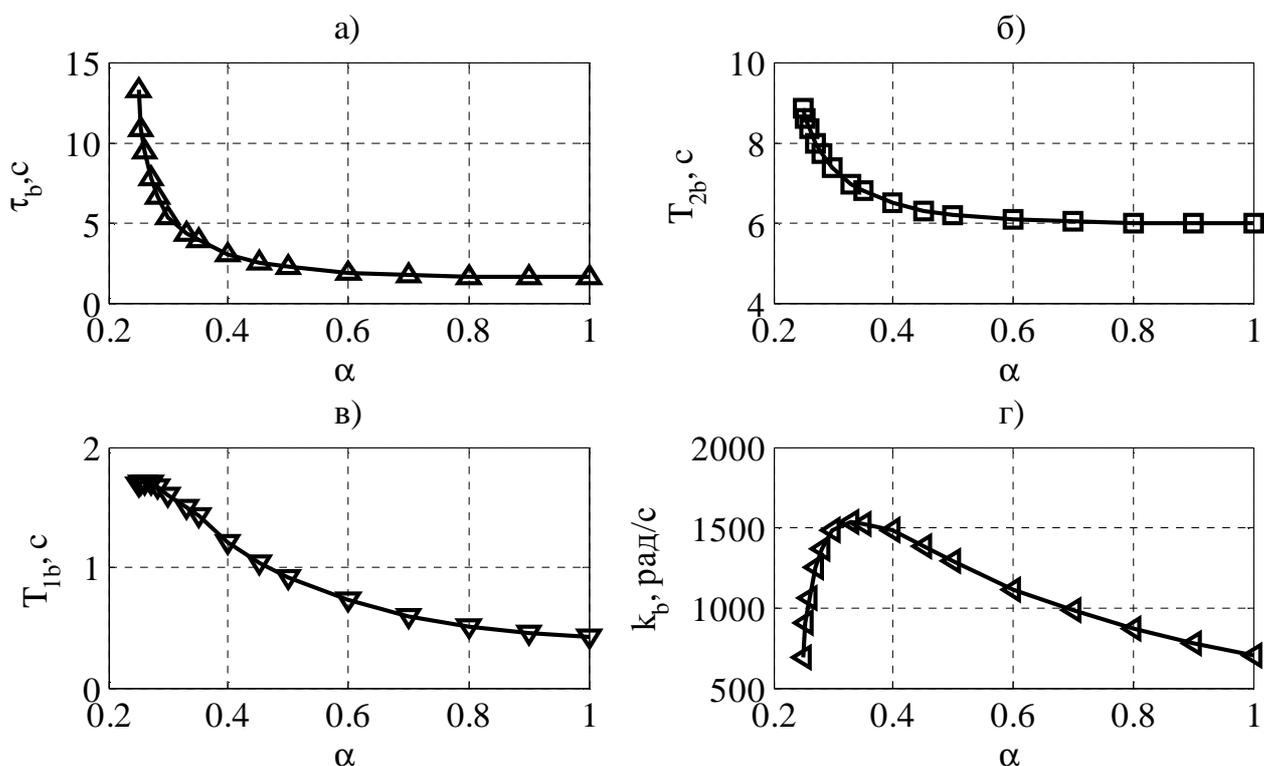


Рисунок 3.6 - Зависимости коэффициентов передаточной функции $G(p)$ при различных значениях коэффициента α

Рассмотрим закономерности изменения коэффициентов передаточной функции, когда $0,5 \leq \alpha \leq 1$ (рис. 3.7).

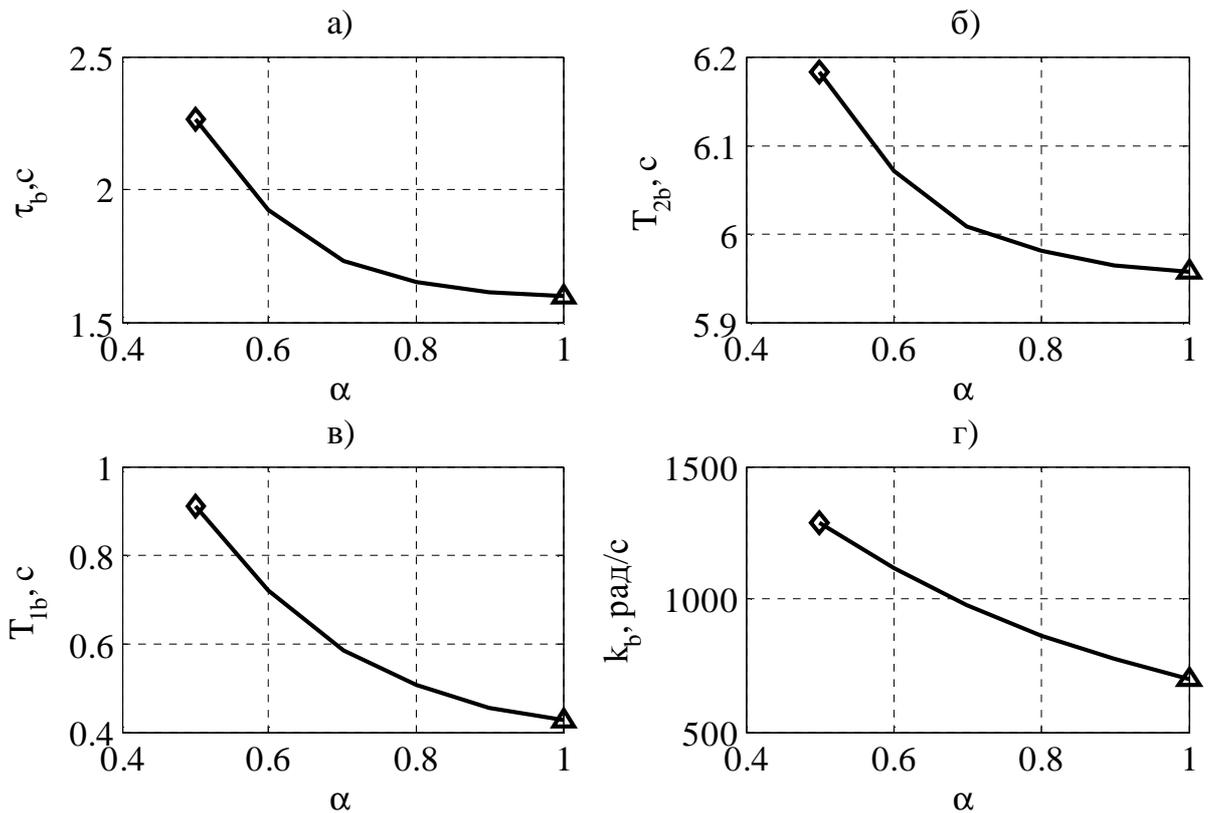


Рисунок 3.7 - Изменение параметров передаточной функции $G(p)$ при $0,5 \leq \alpha \leq 1$

Анализ значений крайних точек зависимостей (рис.3.7) показал, что наибольший коэффициент усиления ОУ будет в точке с маркером \diamond . Поэтому для обеспечения достаточного запаса устойчивости замкнутой системы регулирования скорости вращения турбины в условиях изменения её параметров при синтезе законов управления приняты функции $\tau_b(0.5) = \tau_b$, $k_b(0.5) = k_b$, $T_{1b}(0.5) = T_{1b}$, $T_{2b}(0.5) = T_{2b}$. Тогда передаточную функцию (3.49) можно представить в виде

$$G(s) = e^{-s\tau_b} \frac{k_b}{(T_{1b}s + 1)(T_{2b}s + 1)}. \quad (3.50)$$

С учетом рекомендаций и практики разработки регуляторов для ОУ с запаздыванием передаточная функция (3.50) должна подвергнуться операции линеаризации, в результате которой она примет вид [120 - 122]

$$G(s) = Z(s) \times W(s) \times M(s) \times W_b(s), \quad (3.51)$$

где

$$Z(s) = \frac{1}{T''s + 1}, \quad W(s) = \frac{1}{T's + 1}, \quad M(s) = \frac{k_b}{T_{1b}s + 1}, \quad W_b(s) = \frac{1}{T_{2b}s + 1},$$

где T' , T'' - постоянные времени, с,

При синтезе регулятора скорости вращения турбины в состав ОУ входит турбина с передаточной функцией (3.51) поскольку, как будет показано на рисунке 4.2, время разгона и торможения ЭМП ничтожно мало по сравнению с временем перемещения планки с клапанами, замкнутая релейная СУ ЭМП может быть представлена структурной схемой, изображенной на рис.3.8.

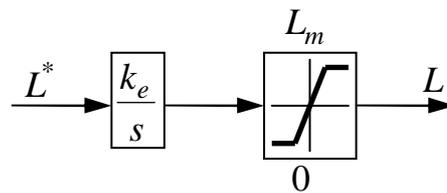


Рисунок 3.8. Структурная схема упрощенной релейной СУ ЭМП

Наличие ограничения объясняется конструктивными ограничениями положения штока ЭМП. Коэффициент усиления k_e определяется по формуле

$$k_e = \frac{L_m}{L_m^* \tau_e},$$

где τ_e - время перемещения штока ЭМП из одного крайнего положения в другое, с.

Поскольку $L_m = L_m^*$, то $k_e = 1/\tau_e$. Передаточная функция упрощенной релейной СУ ЭМП без учета ограничения может быть представлена в виде

$$G_e(p) = \frac{k_e}{s}. \quad (3.52)$$

Тогда передаточная функция паровой турбины с ЭМП может быть представлена как

$$G_T(s) = G_e(s) \times Z(s) \times W(s) \times M(s) \times W_b(s). \quad (3.53)$$

Приведем передаточную функцию (3.53) к виду, удобному для синтеза регулятора скорости вращения турбины

$$\left\{ \begin{array}{l} p\omega = -\frac{1}{T_{2b}}\omega + \frac{1}{T_{2b}}M; \\ pM = -\frac{k_b}{T_{1b}}M + \frac{1}{T_{1b}}W; \\ pW = -\frac{1}{T''}W + \frac{1}{T''}Z; \\ pZ = -\frac{1}{T'}Z + \frac{1}{T'}L; \\ pL = k_e L^* \end{array} \right. \quad (3.54)$$

где M , W , Z - значения промежуточных переменных на выходах динамических звеньев с передаточными функциями $M(s)$, $W(s)$, $Z(s)$ соответственно; ω - скорость вращения паровой турбины, рад/с; k_b - коэффициент.

Перейдем к относительным единицам, для чего осуществим замену

$$\frac{\omega}{\omega_{\max}} = x_1, \quad \frac{M}{M_{\max}} = x_2, \quad \frac{W}{W_{\max}} = x_3, \quad \frac{Z}{Z_{\max}} = x_4, \quad \frac{L}{L_m} = x_5, \quad \frac{L^*}{L_m^*} = u_{00}, \quad (3.55)$$

где $\omega_{\max} = M_{\max} = k_b W_{\max} = k_b Z_{\max} = k_b L_m = k_b k_e L_m^*$.

В относительных единицах система (3.54) примет вид

$$\left\{ \begin{array}{l} px_1 = c_{11}x_1 + c_{12}x_2; \\ px_2 = c_{22}x_2 + c_{23}x_3; \\ px_3 = c_{33}x_3 + c_{34}x_4; \\ px_4 = c_{44}x_4 + c_{45}x_5; \\ px_5 = mu_{00}, \end{array} \right. \quad (3.56)$$

где $c_{11} = -\frac{1}{T_{2b}}$; $c_{12} = \frac{1}{T_{2b}}$; $c_{22} = -\frac{k_b}{T_{1b}}$; $c_{23} = \frac{1}{T_{1b}}$; $c_{33} = -\frac{1}{T''}$; $c_{34} = \frac{1}{T''k_b}$;

$$c_{44} = -\frac{1}{T'}; \quad c_{45} = \frac{1}{T'}; \quad m = \frac{k_e L_m^*}{L_m}.$$

Выполним нормирование системы уравнений (3.56) и запишем её в координатах возмущенного движения

$$\begin{cases} p\eta_1 = c_{11}\eta_1 + c_{12}\eta_2; \\ p\eta_2 = c_{22}\eta_2 + c_{23}\eta_3; \\ p\eta_3 = c_{33}\eta_3 + c_{34}\eta_4; \\ p\eta_4 = c_{44}\eta_4 + c_{45}\eta_5; \\ p\eta_5 = mU_{00}. \end{cases} \quad (3.57)$$

где $U_{00} = u_{00} - u_{00}^*$, $\eta_i = x_i - x_i^*$.

Приведем систему (3.57) к форме Фробениуса, совместив $\tilde{\eta}_1$ и η_1 :

$$\begin{cases} p\tilde{\eta}_1 = \tilde{\eta}_2; \\ p\tilde{\eta}_2 = \tilde{\eta}_3; \\ p\tilde{\eta}_3 = \tilde{\eta}_4; \\ p\tilde{\eta}_4 = \tilde{\eta}_5; \\ p\tilde{\eta}_5 = -A_1\tilde{\eta}_1 - A_2\tilde{\eta}_2 - A_3\tilde{\eta}_3 - A_4\tilde{\eta}_4 - A_5\tilde{\eta}_5 + M\tilde{U}_{00}. \end{cases} \quad (3.58)$$

Найдем значения коэффициентов A_1, \dots, A_5 , приравняв характеристические определители систем (3.57) и (3.58)

$$\begin{vmatrix} c_{11} - \lambda & c_{12} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & c_{22} - \lambda & c_{23} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & c_{33} - \lambda & c_{34} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & c_{44} - \lambda & c_{45} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -\lambda \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} -\lambda & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -\lambda & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -\lambda & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -\lambda & 1 \\ -A_1 & -A_2 & -A_3 & -A_4 & -A_5 - \lambda \end{vmatrix},$$

откуда

$$A_5 = -(c_{11} + c_{22} + c_{33} + c_{44}); \quad A_4 = -(-c_{11}(c_{33} + c_{44} + c_{22}) - c_{44}(c_{33} + c_{22}) - c_{22}c_{33});$$

$$A_3 = -(c_{11}(c_{33}c_{44} + c_{22}c_{33} + c_{22}c_{44}) + c_{22}c_{33}c_{44}); \quad A_2 = c_{11}c_{22}c_{33}c_{44}; \quad A_1 = 0.$$

Найдем значение коэффициента M из равенства характеристических определителей

$$\begin{vmatrix} 0 & c_{12} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & c_{22} - \lambda & c_{23} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & c_{33} - \lambda & c_{34} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & c_{44} - \lambda & c_{45} \\ m & 0 & 0 & 0 & -\lambda \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -\lambda & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -\lambda & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -\lambda & 1 \\ M & -A_2 & -A_3 & -A_4 & -A_5 - \lambda \end{vmatrix},$$

откуда

$$M = mc_{12}c_{23}c_{34}c_{45}. \quad (3.59)$$

В соответствии с (3.32) управляющее воздействие

$$U_{00} = -\text{sign}\left[M\left(\tilde{v}_{15}\eta_1 + \tilde{v}_{25}p\eta_1 + \tilde{v}_{35}p^2\eta_1 + \tilde{v}_{45}p^3\eta_1 + \tilde{v}_{55}p^4\eta_1\right)\right] \quad (3.60)$$

минимизирует функционал

$$\tilde{I}_{00} = \int_0^{\infty} 2\left|M\left(\tilde{v}_{15}\eta_1 + \tilde{v}_{25}p\eta_1 + \tilde{v}_{35}p^2\eta_1 + \tilde{v}_{45}p^3\eta_1 + \tilde{v}_{55}p^4\eta_1\right)\right| dt \quad (3.61)$$

на траектория движения систем (3.57) и (3.58).

Коэффициенты функции Ляпунова, входящие в подсигнатурное выражение управляющего воздействия (3.60), определяются соотношениями (3.15)

$$\tilde{v}_{15} = A_2, \tilde{v}_{25} = A_3, \tilde{v}_{35} = A_4, \tilde{v}_{45} = A_5, \tilde{v}_{55} = 1. \quad (3.62)$$

Подставив значения (3.62) в (3.60), получим

$$U_{00} = -\text{sign}\left[\left(A_2 + A_3p + A_4p^2 + A_5p^3 + p^4\right)\eta_1\right] \times \text{sign}\left[mc_{12}c_{23}c_{34}c_{45}\right]$$

или с учетом (3.56)

$$U_{00} = -\text{sign}\left[\left(1 + \frac{A_3}{A_2}p + \frac{A_4}{A_2}p^2 + \frac{A_5}{A_2}p^3 + \frac{1}{A_2}p^4\right)\eta_1\right] \quad (3.63)$$

Используя обратную замену переменных состояния с учетом (3.57), получим оптимальное управление, выраженное через текущее и заданное значения скорости паровой

$$L^* = L_m^* \text{sign}\left[\left(1 + \frac{A_3}{A_2}p + \frac{A_4}{A_2}p^2 + \frac{A_5}{A_2}p^3 + \frac{1}{A_2}p^4\right)(\omega^* - \omega)\right]. \quad (3.64)$$

Если в выражении (3.64) произвести замену производных их значениями в соответствии с уравнениями (3.54) и (3.55), то можно получить алгоритм оптимального управления, выраженный через абсолютные значения переменных состояния.

3.3 Структурная реализация алгоритма управления скоростью турбины

В рассматриваемом ОУ невозможно технически произвести измерения промежуточных переменных состояния объекта. Поэтому выполним построе-

ние наблюдающего устройства (НУ), с помощью которого получим старшие производные основной регулируемой координаты.

Поскольку ОУ может быть представлен последовательным соединением апериодических звеньев 1-го порядка с передаточной функций (3.51), то такую же структуру и выберем для НУ, представив ее в форме Фробениуса. Система уравнений НУ имеет вид

$$\begin{cases} p\tilde{z}_1 = \tilde{z}_2; \\ p\tilde{z}_2 = \tilde{z}_3; \\ p\tilde{z}_3 = \tilde{z}_4; \\ p\tilde{z}_4 = -A_{01}\tilde{z}_1 - A_{02}\tilde{z}_2 - A_{03}\tilde{z}_3 - A_{04}\tilde{z}_4 + M_1U_o, \end{cases} \quad (3.65)$$

где $A_{01} = c_{11}c_{22}c_{33}c_{44}$; $A_{02} = (-c_{11}c_{22}c_{33} - c_{44}c_{11}c_{22} - c_{44}c_{11}c_{33} - c_{44}c_{22}c_{33})$;

$A_{03} = (c_{11}c_{33} + c_{44}c_{11} + c_{11}c_{22} + c_{22}c_{33} + c_{44}c_{22} + c_{44}c_{33})$; $A_{04} = (-c_{11} - c_{33} - c_{44} - c_{22})$;

$c_{11} = -\frac{1}{T_{2b}}$; $c_{12} = \frac{1}{T_{2b}}$; $c_{22} = -\frac{k_b}{T_{1b}}$; $c_{23} = \frac{1}{T_{1b}}$; $c_{33} = -\frac{1}{T''}$; $c_{34} = \frac{1}{T''k_b}$; $c_{44} = -\frac{1}{T'}$,

$m_1 = 1$, $M_1 = m_1c_{12}c_{23}c_{34}$.

Система уравнений НУ (3.65) может быть представлена следующей структурной схемой

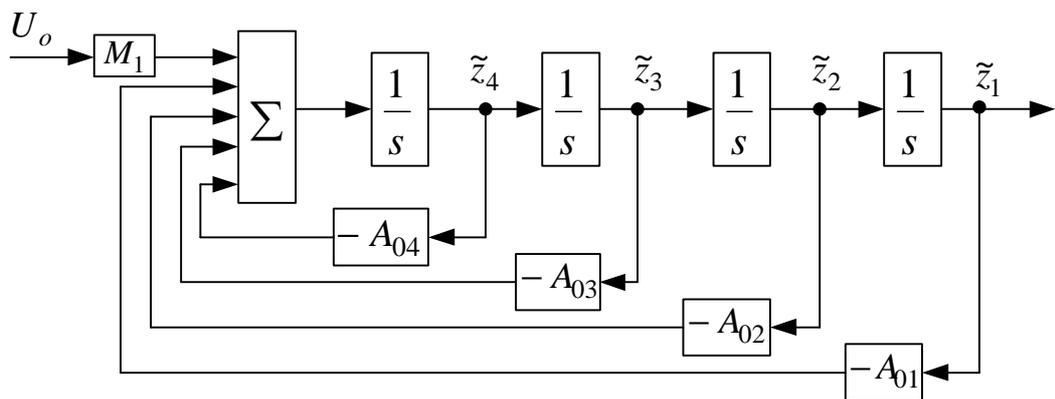


Рисунок 3.9 - Структурная схема НУ в форме Фробениуса

Введем новые переменные $\tilde{x}_1 = \tilde{z}_1 - \eta_1$, $\tilde{x}_2 = \tilde{z}_2 - s\eta_1$, $\tilde{x}_3 = \tilde{z}_3 - s^2\eta_1$, $\tilde{x}_4 = \tilde{z}_4 - s^3\eta_1$, $U_{o2} = U_o - U_{00}$ и преобразуем систему (3.65) в форме Фробениуса к виду

$$\begin{cases} p\tilde{x}_1 = \tilde{x}_2; \\ p\tilde{x}_2 = \tilde{x}_3; \\ p\tilde{x}_3 = \tilde{x}_4; \\ p\tilde{x}_4 = -A_{01}\tilde{x}_1 - A_{02}\tilde{x}_2 - A_{03}\tilde{x}_3 - A_{04}\tilde{x}_4 + M_1 U_{o2}, \end{cases} \quad (3.66)$$

Закон управления НУ

$$U_{o2} = -\frac{\tilde{g}_1}{M_1} (\tilde{v}_{14}x_1 + \tilde{v}_{24}px_1 + \tilde{v}_{34}p^2x_2 + \tilde{v}_{44}p^3x_1) \quad (3.67)$$

минимизирует функционал качества

$$I_{o2} = \int_0^T \left(8(\tilde{v}_{01}x_1^2) + \tilde{g}_1(\tilde{v}_{14}x_1 + \tilde{v}_{24}px_1 + \tilde{v}_{34}p^2x_2 + \tilde{v}_{44}p^3x_1)^2 + \frac{M_1^2}{\tilde{g}_1} U_{o2}^2 \right) dt \quad (3.68)$$

на траекториях движения системы (3.66).

Коэффициенты закона управления (3.67) в соответствии с (3.15) будут равны $\tilde{v}_{44} = 1$, $\tilde{v}_{34} = A_4$, $\tilde{v}_{24} = A_3$, $\tilde{v}_{14} = A_2$, $\tilde{v}_{04} = A_1$.

В результате преобразований, а также возврата к старым переменным $\tilde{\eta}_1$ и \tilde{z}_1 получаем закон управления НУ

$$U_o = U_{00} + \frac{\tilde{g}_1}{M_1} \left[(A_{02} + A_{03}p + A_{04}p^2 + p^3)(\eta_1 - \tilde{z}_1) \right] \quad (3.69)$$

Структурная реализация НУ и закона управления скоростью турбины представлена на рис. 3.10. Значения коэффициентов приведены табл. В.2.

3.4 Уточнение математического описание воздуходувки

Управление работой воздуходувки осуществляется несколькими способами, образующими распределенную систему управления, каждая подсистема которой отвечает за свой участок работы. Одни защищают турбину от механических повреждений, другие обеспечивают безаварийную и безотказную работу воздуходувки, производя ее защиту со стороны потребителя.

Быстродействие таких систем зачастую больше по сравнению с механическим быстродействием привода воздуходувки – паровой турбины.

Рассмотрим более детально систему уравнений динамики воздуходувки

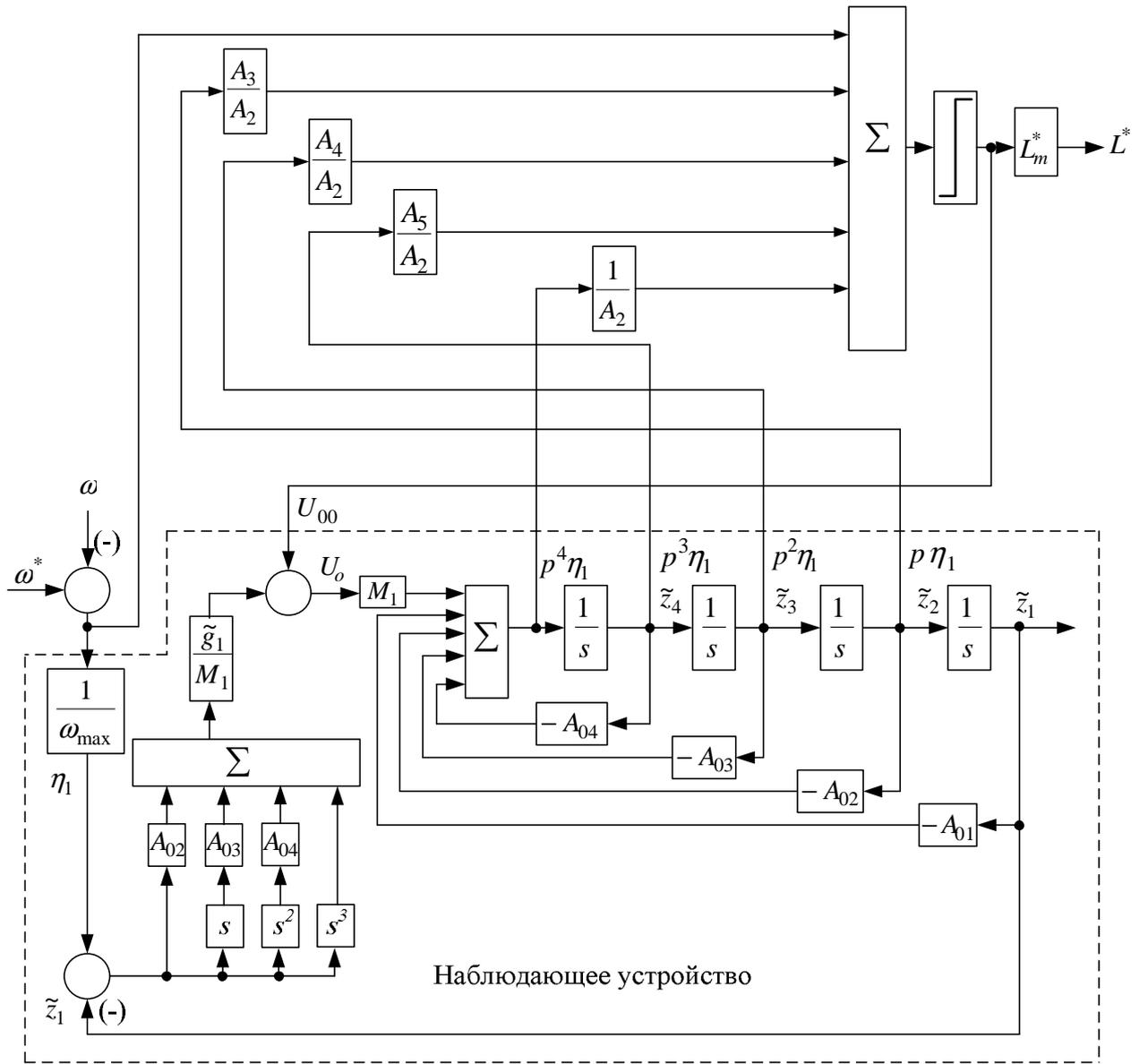


Рисунок 3.10 - Структурная реализация закона управления скоростью турбины с НУ

$$\begin{cases} \frac{d\Psi}{d\xi} = \frac{1}{4B^2 l_c} (\Phi - \Phi_t(\Psi)), \\ \frac{d\Phi}{d\xi} = k_{pr} \sqrt{\Psi_m(\Phi, y_{00}) - \Psi}, \end{cases} \quad (3.70)$$

где $\Psi_m(\Phi, y_{00}) = \sqrt{1 + k_O y_{00}^2 + (k_H y_{00})^2 \left[1 + \frac{3}{2} \left(\frac{\Phi}{(k_W y_{00})} - 1 \right) - \frac{1}{2} \left(\frac{\Phi}{(k_W y_{00})} - 1 \right)^3 \right]}$.

На практике принято считать, что для осевых компрессорных машин изменение расхода через агрегат прямо пропорционально изменению скорости

вращения [113]. Методики расчета газодинамических характеристик, а также результаты математического моделирования, приведенные в [110, 113, 123], дают возможность предположить, что второе уравнение системы (3.70) описывает резкое изменение расхода газа через воздухоудвку.

Для создания системы управления расходом на выходе ГТС воспользуемся первым уравнением системы (3.70), а исходя из выше сказанного, выполним замену 2-го уравнения.

Первое уравнение системы (3.70) в реальных единицах будет иметь следующий вид

$$pP_1 = k_3(Q_k - Q_1), \quad (3.71)$$

где

$$k_3 = \frac{P_a}{4B^2 l_c Q_{k \max}};$$

P_a - атмосферное давление, Па;

Q_k - расход газа из компрессора, м³/с;

$Q_{k \max}$ - максимальный расход газа из компрессора, м³/с;

$Q_1 = \Phi_t \cdot Q_{k \max}$ - расход газа из сети, приведенный к максимуму расхода газа из компрессора, м³/с;

$P_1 = P_a \Psi$ - давление газа на выходе из компрессора, Па.

Исходя из предположения о том, что расход газа прямопропорционален частоте вращения, запишем следующую зависимость

$$Q_k = \Phi \cdot Q_{k \max} = \omega k \frac{Q_{k \max}}{\omega_{\max}} = \omega \cdot k_{ck}, \quad (3.72)$$

где k_{ck} - коэффициент, м³/рад.

Воспользовавшись выражениями (3.71) и (3.72), а также структурными схемами (рис. 2.14, 2.18), динамику совместной работы воздухоудвки и ГТС можно представить в виде структурной схемы, приведенной на рис.3.11

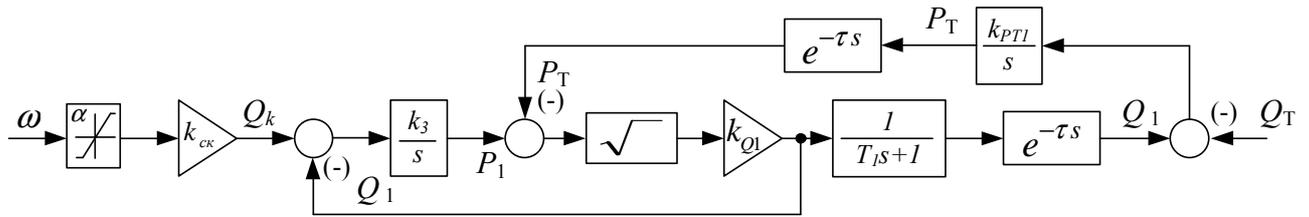


Рисунок 3.11 - Структурная схема ГТС и воздухоудвки

Для адекватности математической модели САУ регулирования скорости паровой турбины в структурную схему (рис. 3.11) добавлен блок ограничения интенсивности нарастания скорости вращения с коэффициентом α , имитирующий инерционность системы "паровая турбина - воздухоудвка".

Объект управления, представленный структурной схемой рис. 3.11, является существенно нелинейным, поэтому для него невозможно определить структуру и параметры регулятора путем решения задачи АКР. Для осуществления процедуры синтеза регулятора расхода газа выполним линеаризацию составных блоков структурной схемы.

3.5 Линеаризация нелинейных объектов газотранспортной сети

В математическом описании ГТС присутствуют два вида нелинейностей: звено запаздывания и операция извлечения корня. С учетом рекомендаций, приведенных в публикациях [120-122], звено запаздывания может быть линеаризовано такими функциями:

- 1) приближением Паде второго порядка

$$e^{-\tau s} \approx \frac{\tau^2 s^2 - 6\tau s + 12}{\tau^2 s^2 + 6\tau s + 12}; \quad (3.73)$$

- 2) апериодическим звеном 1-го порядка

$$e^{-\tau s} \approx \frac{1}{T_\tau s + 1}, \quad T_\tau = \tau/3 \div 4. \quad (3.74)$$

- 3) последовательным соединением звеньев 1-го порядка

$$e^{-\tau s} \approx \frac{1}{(T_{\tau 1} s + 1)(T_{\tau 2} s + 1)} \quad (3.75)$$

После линеаризации звеньев запаздывания аperiodическими звеньями 1-го порядка структурная схема, представленная на рис.3.11, примет вид, показанный на рис.3.12.

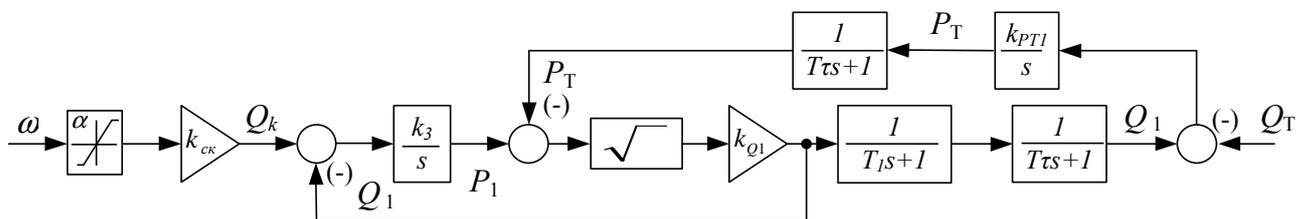


Рисунок 3.12 - Структурная схема ГТС и воздухоудвки после линеаризации звена запаздывания

Блок извлечения квадратного корня не может быть линеаризован в окрестностях рабочей точки разложением в ряд Тейлора, поскольку перепад давлений $\Delta P = P_1 - P_T$ не постоянен. Поэтому для синтеза регулятора расхода воздуха, подаваемого на воздухонагреватели, будем использовать модифицированный принцип симметрии [84].

3.6 Синтез регулятора расхода воздуха на выходе газотранспортной сети

Применив модифицированный принцип симметрии, рассмотренный в 1-м разделе диссертационной работы, к объекту управления, структурная схема которого приведена на рис.3.12, получим замкнутую систему автоматического регулирования расхода воздуха на выходе из газотранспортной сети (рис.3.13). Численные значения коэффициентов контура регулирования расхода воздуха на выходе из ГТС приведены в приложении В.

Регулятор расхода воздуха состоит из интегрирующего звена с коэффициентом усиления g_Q и ограничением выходящего сигнала на уровне максимального значения задания на скорость вращения турбины ω_{\max} и симметричной части, передаточная функция которой обратна передаточной функции ГТС [87,88].

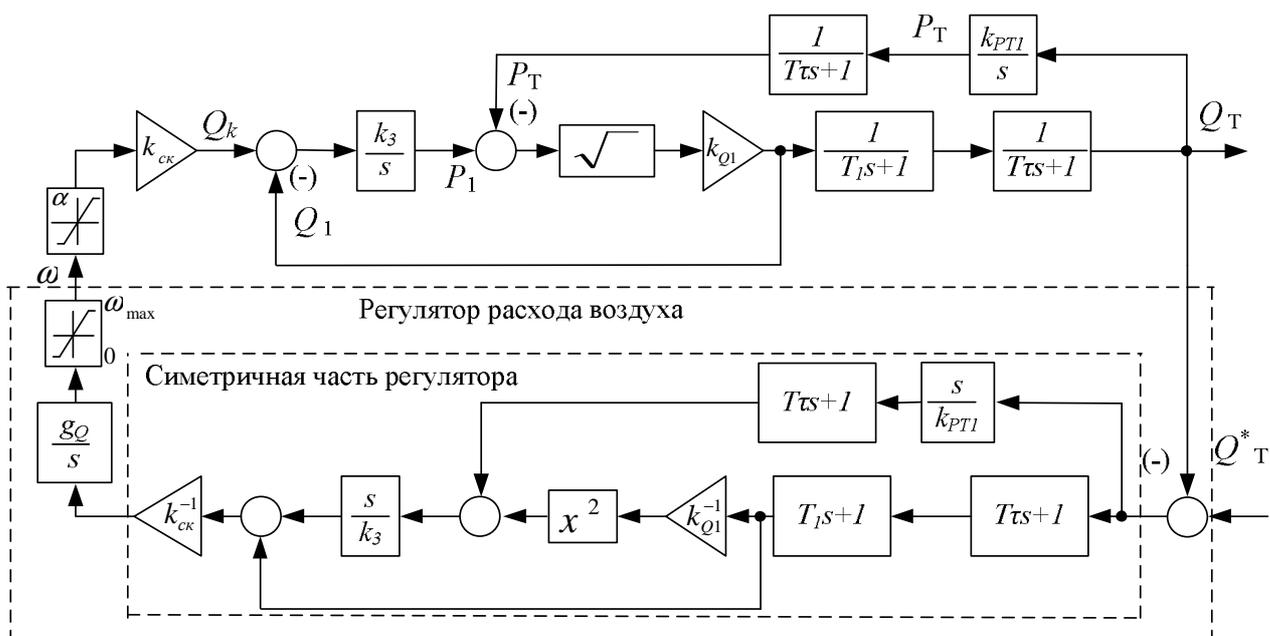


Рисунок 3.13 - Структурная схема контура регулирования расхода воздуха на выходе из ГТС

Добавление в схему интегрирующего звена с ограничением обеспечивает устранение статической ошибки по задающему воздействию при ограниченном коэффициенте усиления. Таким образом регулятор расхода воздуха построен в полном соответствии с модифицированным принципом симметрии [115].

3.7 Синтез регулятора давления на выходе газотранспортной сети

Из структурной схемы (рис. 2.18) следует, что к ГТС подключено несколько потребителей.

Рассмотрим режим работы тракта дутья для случая, когда к нему подключен лишь один воздухонагреватель. Тогда из схемы можно исключить блоки кольцевого воздухопровода. В результате таких преобразований получим упрощенную структурную схему потребителей дутья, приведенную на рис. 3.14.

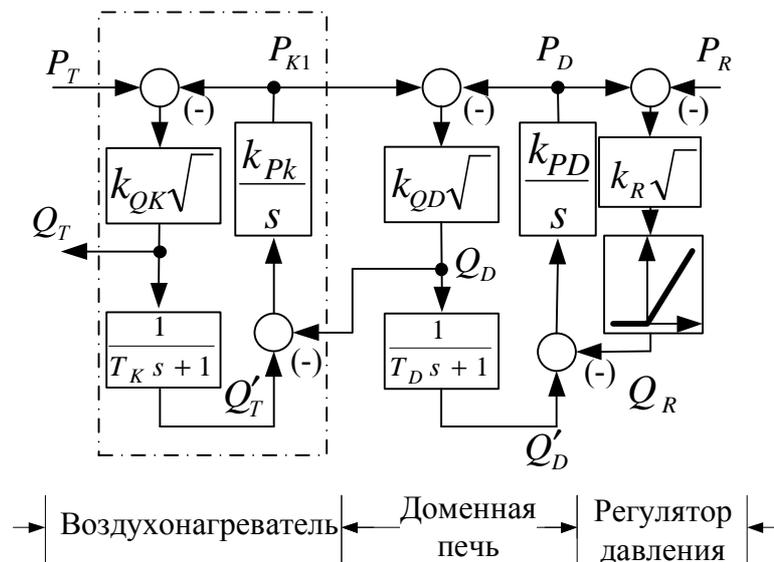


Рисунок 3.14 - Упрощенная структурная схема потребителей дутья

Структурные схемы воздухонагревателя и доменной печи схожи между собой и отличаются постоянными времени. Следовательно изменения расхода Q_T газа, потребляемого из ГТС, и расхода доменного Q_R газа на колошнике доменной печи подчинены общему закону. Приведем параметры регулятора расхода газа на колошнике к расходу газа на входе в воздухонагреватель. Структурной схеме, представленной рис. 3.14, соответствует система уравнений

$$\begin{cases} Q_R = k_R(P_D - P_R), \\ pP_D = k_{PD}(Q'_D - Q_R), \\ pQ'_D T_D = Q_D - Q'_D, \\ Q_D = k_{QD}\sqrt{P_{K1} - P_D}, \\ pP_{K1} = k_{PK}(Q'_T - Q_D), \\ pQ'_T T_K = Q_T - Q'_T, \\ Q_T = k_{QK}\sqrt{P_T - P_{K1}}. \end{cases} \quad (3.76)$$

Для определения влияния регулятора давления на выходе ГТС на выход ГТС рассмотрим систему (3.76) в статике:

$$\begin{aligned}
 0 &= k_{PD}(Q'_D - Q_R), \\
 0 &= Q_D - Q'_D, \\
 0 &= k_{PK}(Q'_T - Q_D), \\
 0 &= Q_T - Q'_T,
 \end{aligned}$$

откуда следует

$$Q_T = Q'_T = Q_D = Q'_D = Q_R. \quad (3.77)$$

С учетом выражения (3.77) на выходе ГТС в роли потребителя может выступать регулятор давления на колошнике доменной печи. Учитывая равенство (3.77), приведем структурную схему приведенную на рис.3.14, в виду, представленному на рис.3.15.

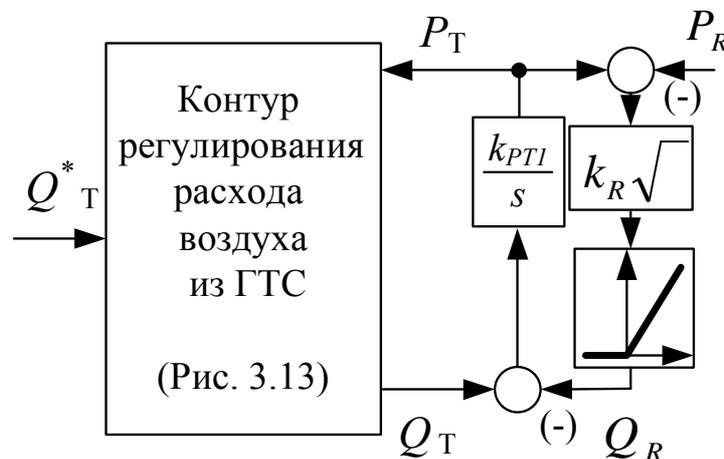


Рисунок 3.15 - Упрощенная структурная схема потребителя дутья из ГТС

Для безаварийного протекания процесса транспортировки газа в одном направлении необходимо выполнение условия

$$P_T - P_R > 0. \quad (3.78)$$

Поскольку $P_R \approx const$, то при выполнении условия (3.78) расход воздуха из ГТС Q_R всегда будет положительным, а его величина будет пропорциональна давлению P_T . При синтезе регулятора давления допустимо пренебречь влиянием отрицательной обратной связи по Q_R , считая его внешним возмущением, которое должно быть скомпенсировано системой управления.

Структура регулятора давления дутья на выходе ГТС определена на основании модифицированного принципа симметрии, что отображено на рис.3.16.

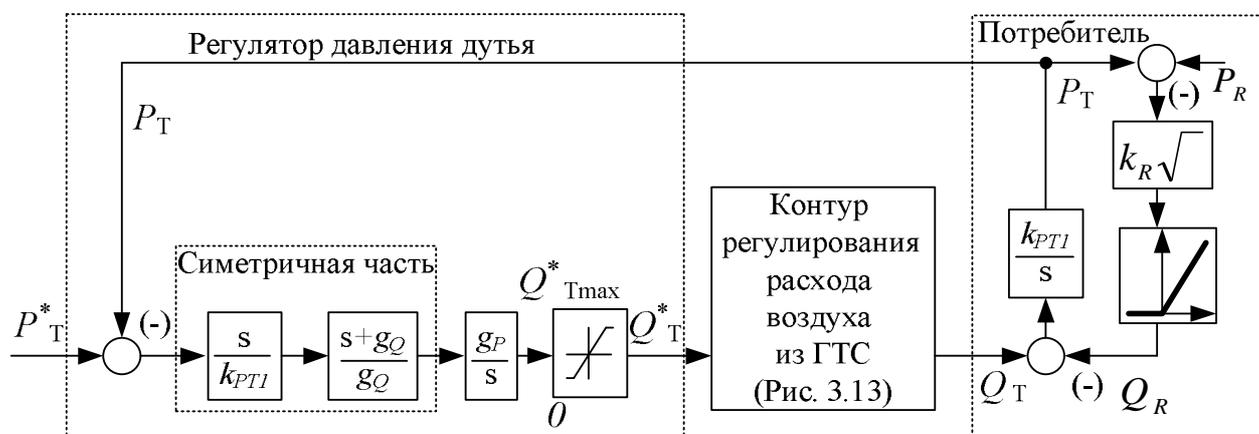


Рисунок 3.16 - Структура СУ давлением дутья на выходе ГТС

Структурная схема регулятора давления состоит из симметричной части - СЧ и блоков интегрирования с коэффициентом усиления и ограничения на управляющий сигнал регулятора расхода воздуха. Оператор s числителя СЧ и знаменателя интегрального звена сокращаются, в результате чего регулятор давления становится пропорциональным с коэффициентом усиления, равным g_P / k_{PT1} .

3.8 Выводы по 3-му разделу

Материалы третьего раздела диссертационной работы позволяют сделать следующие выводы:

1. Рассмотрение паровой турбины как нелинейного ОУ в виде «черного ящика» позволяет получить семейство переходных функций $\omega(t)$ в зависимости от амплитуды задающего воздействия $\alpha \cdot h(t)$.
2. Установлено, что передаточная функция паровой турбины по каналу управления с достаточной степенью точности может быть представлена в виде последовательно соединенных звена запаздывания, звена усиления и двух апериодических звеньев, постоянные времени кото-

рых и коэффициент усиления являются функциями величины входного сигнала.

3. Выбор вида передаточной функции «черного ящика» и идентификация её коэффициентов по семейству переходных функций дает возможность построить функциональные зависимости коэффициентов передаточной функции от величины входного сигнала, которые необходимы для построения системы управления реальным объектом.
4. Наличие в математическом описании квадратного корня от одной из переменных состояния системы выработки холодного дутья не позволяет провести линеаризацию нелинейности без потери информации об ОУ, необходимой для использования классических методов построения СУ.
5. Применение модифицированного принципа симметрии при построении СУ дает возможность не проводить операцию линеаризации при условии, что математическая нелинейность имеет обратную ей операцию.

РАЗДЕЛ 4. МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ И ИССЛЕДОВАНИЕ СИНТЕЗИРОВАННЫХ СТРУКТУР

4.1 Исследование динамики сервопривода устройства подачи пара в турбину

На основании результатов структурно алгоритмического синтеза, выполненного в 3 разделе диссертационной работы, составлена упрощенная функциональная схема системы подчиненного управления выработкой холодного дутья (рис. 4.1). В соответствии с этой схемой выполнено поконтурное исследование синтезированных регуляторов.

Сервопривод устройства подачи пара является основным исполнительным элементом синтезированной системы управления выработкой холодного дутья. От качества работы его системы управления зависит эффективность работы всего воздушного тракта доменной печи.

Проведем исследования синтезированных законов управления сервоприводом, для чего выполним математическое моделирование процесса позиционирования УПП при номинальных нагрузках.

Законы управления положением рабочего органа сервопривода синтезированы на основании структурной схемы ЭМП, приведенной на рис. 3.1.

Технические требования к параметрам ЭМП продиктованы конструктивными особенностями способа подачи пара на регулируемую ступень турбины, устройством и условиями эксплуатации позиционера. С использованием рекомендаций по проектированию гидроприводов УПП паровых турбин, а также конструкторских чертежей турбины К-12-35 рассчитаны усилия, которые испытывает шток позиционера при перемещении из исходного положения в конечное [124,125].

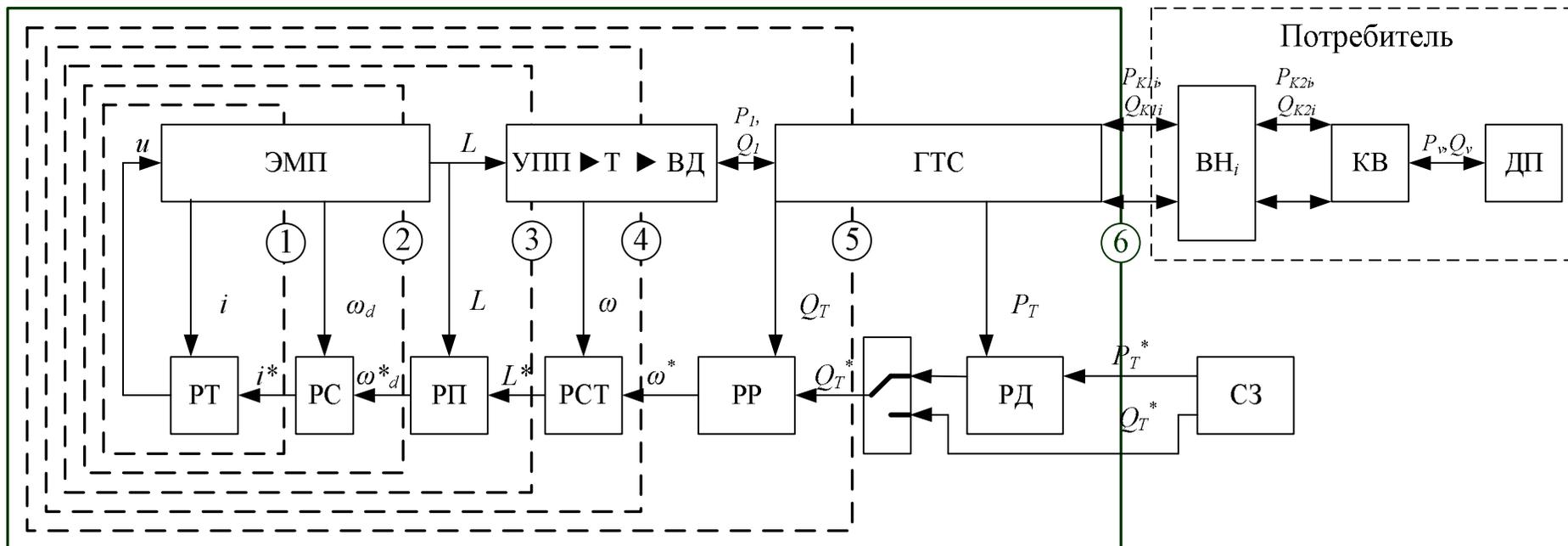


Рисунок 4.1. Функциональная схема системы подчиненного управления выработкой холодного дутья

На основании выполненных расчетов выбран сервопривод, обеспечивающий требуемое максимальное усилие и скорость перемещения штока УПП.

Для проведения исследований на математической модели ЭМП использованы номинальные данные выбранного сервопривода Exlar GSX20-0601-MFA-CT3-138, технические данные и параметры которого приведены в табл. Б.1 [126].

Преобразователь напряжения, питающий выбранный сервопривод, представлен апериодическим звеном первого порядка с параметрами $k_{II} = 23$, $T_{II} = 0,0001$ мс. Напряжение управления преобразователем $u_{Y_{max}} = 10$ В.

С использованием данных сервопривода и преобразователя напряжения выполнен расчет коэффициентов структурной схемы системы управления током, скоростью и положением штока двигателя с жесткими обратными связями (рис.3.2), синтезированной в разделе 3 диссертационной работы. Значения коэффициентов структурной схемы приведены в Приложении

В результате математического моделирования получены переходные процессы тока, скорости и положения при постоянном моменте сопротивления на штоке двигателя (рис.4.2).

Анализируя графики переходных процессов, можно сделать вывод, что система с предельным при заданных ограничениях на максимальные значения тока и скорости быстродействием выполняет задание по позиционированию управляющего органа УПП и может быть использована при создании электро-механической СУ скоростью турбины.

Выбранный сервопривод оснащен встроенным абсолютным многооборотным датчиком для контуров управления скоростью и положением. Силовая часть, а также система управления выполнена с использованием модульного преобразователя частоты Unidrive SP1202. Конструктивные и функциональные возможности привода позволяют производить поконтурную настройку ЭМП и визуализацию положения, скорости, тока.

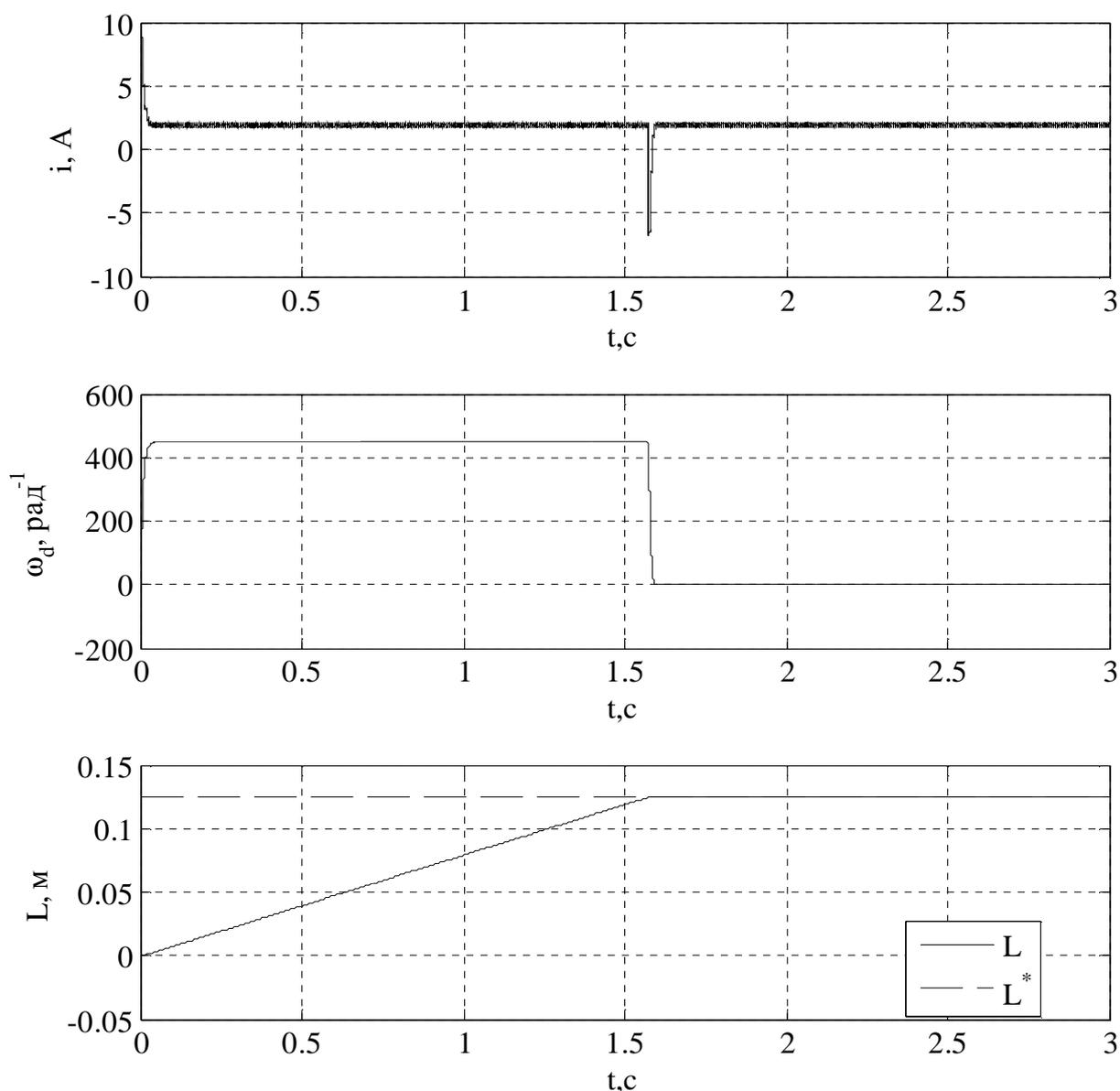


Рисунок 4.2 - Переходные процессы позиционирования серводвигателя

Для подтверждения адекватности полученных результатов математического моделирования сервопривода GSX20-0601-MFA-CT3-138, и возможности его применения в качестве привода УПП собран испытательный стенд, упрощенная схема которого приведена на рис. 4.3. Стенд состоит из 3-х основных составляющих: ЭМП – Exlar GSX20-0601-MFA-CT3-138-AR; ПЛК-ПН – программируемого логического контроллера и преобразователя напряжения Unidrive SP1202 с модулями расширения SM-Ethernet и SM-Applications; ЭВМ – на базе персонального компьютера с установленным программным обеспече-

нием для конфигурации и снятия показаний с ПЛК-ПН. Связь с ЭВМ обеспечивается по каналу COM.

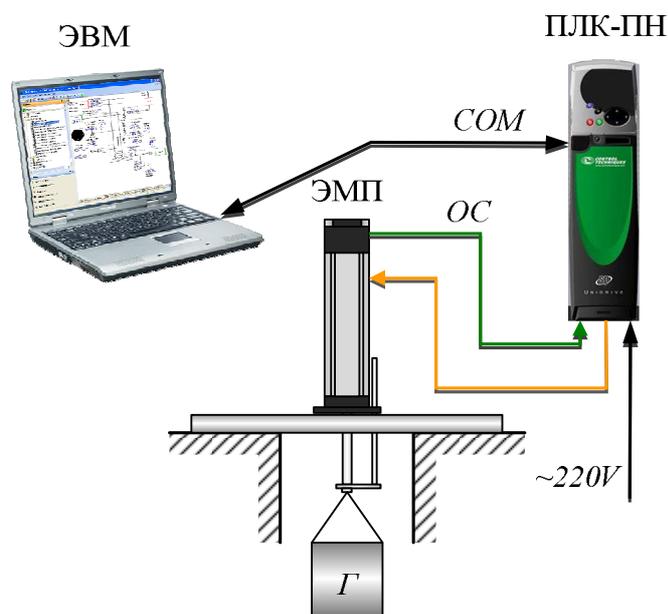


Рисунок 4.3 - Упрощенная схема стенда для снятия характеристик ЭМП

Постоянный активный момент нагрузки ЭМП обеспечивает груз Γ подвешенный к штоку ЭМП.

Фотографии испытательного стенда приведены в Приложении Е.

Настройка системы управления положением Exlar GSX20-0601-MFA-CT3-138-AR производилась поконтурно путем коррекции коэффициентов и ограничений в обратных связях и встроенных регуляторах тока в ПЛК-ПН. Доступное программное обеспечение и модули SM-Applications позволили произвести процедуру калибровки и запрограммировать ПЛК-ПН на максимальное быстродействие электродвигателя для контура положения с минимально возможным перерегулированием.

Во время проведения эксперимента на стенде сняты данные, по которым построены графики переходных процессов ЭМП при отработке задания на перемещение с постоянным активным моментом нагрузки, приведенные на рис.4.4.

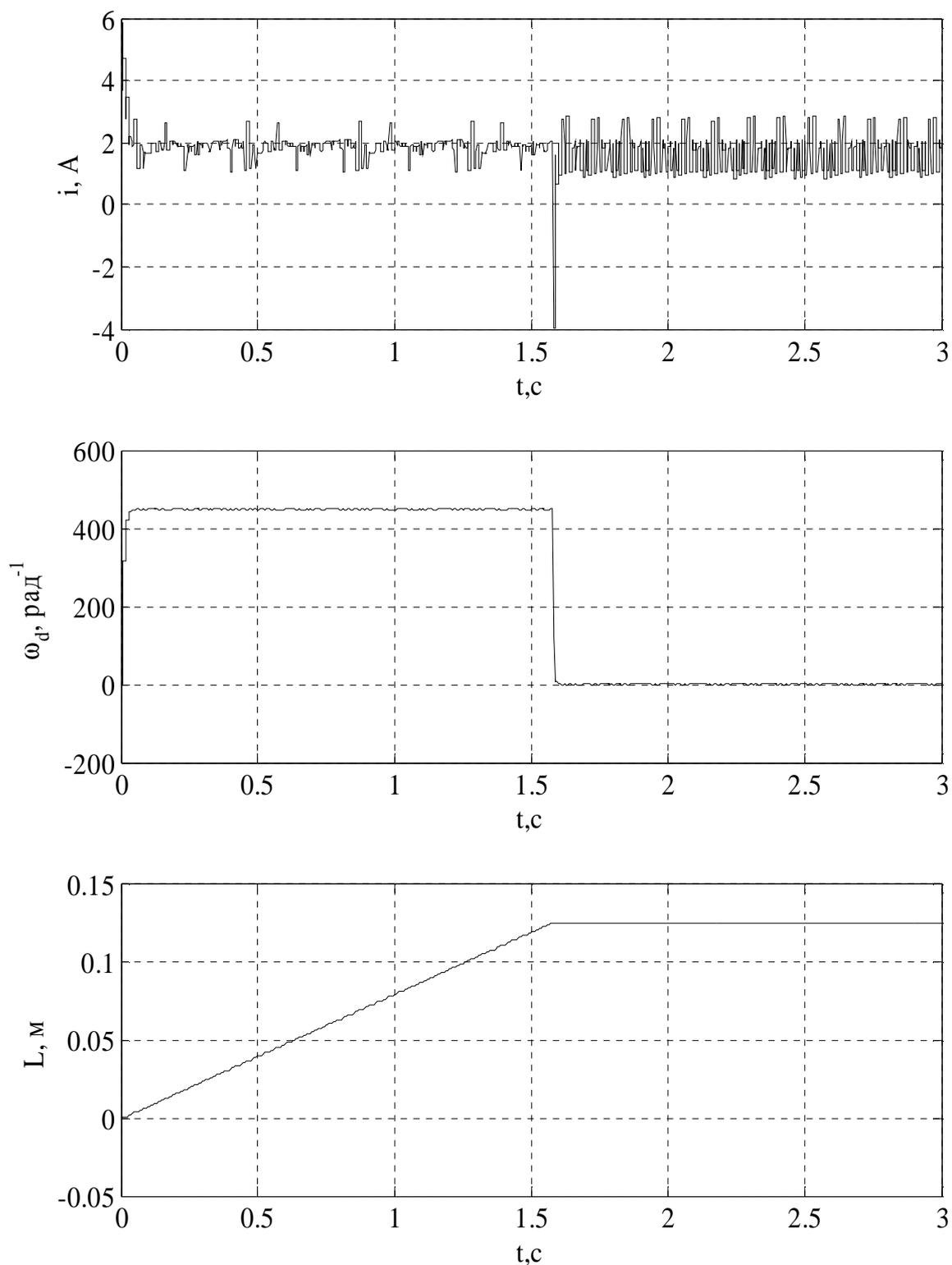


Рисунок 4.4 - Переходные процессы тока, скорости и положения
ЭМП – Exlar GSX20-0601-MFA-CT3-138-AR

Сравнивая графики переходных процессов Exlar GSX20-0601-MFA-CT3-138-AR, полученные на математической модели и снятые на испытательном стенде, можно сделать вывод об их идентичности и возможности использования такого ЭМП для привода УПП.

Использование ЭМП взамен гидравлического требует проведения исследований динамики совместной работы паровой турбины и ЭМП, как подсистемы системы управления выработкой холодного дутья.

4.2 Структура системы управления выработкой холодного дутья

На основании материалов, изложенных в предыдущих главах диссертационной работы, и за неимением возможности проведения эксперимента на реальных действующих технологических объектах все исследования системы управления выработкой холодного дутья и ее подсистем (контуров) проведены на комбинированном стенде, функциональная схема которого приведена на рис. 4.5.

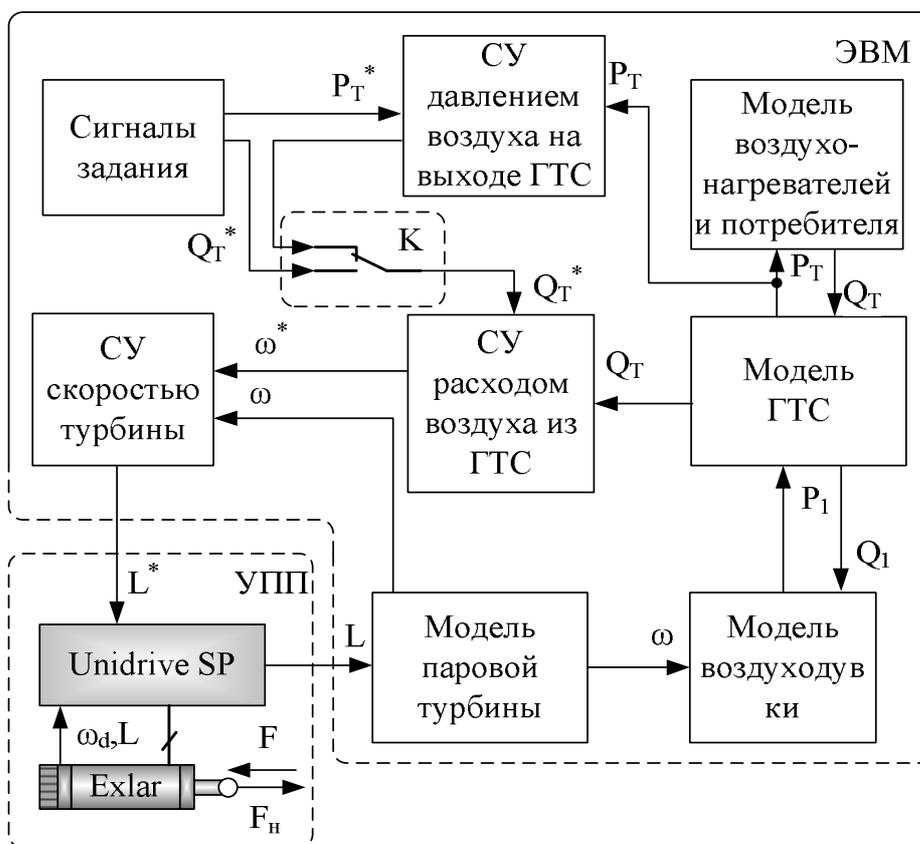


Рисунок 4.5 - Функциональная схема системы управления выработкой холодного дутья

Представленная система управления выработкой холодного дутья является системой подчиненного управления и содержит от 5 до 6 контуров регулирования. Самым вложенным является контур тока ЭМП, потом следуют контур скорости и положения ЭМП, далее контур скорости вращения паровой турбины, контур регулирования расхода на выходе ГТС. В зависимости от технологического режима работы выработки холодного дутья к системе управления подключается или отключается контур регулирования давления на выходе ГТС.

Дальнейшие исследования проведены последовательно поконтурно, при этом выполнены количественная и качественная оценки показателей процессов управления в подчиненных контурах СУ технологических агрегатов.

4.3 Исследование системы "ЭМП – Паровая турбина"

В соответствии с параметрами технологического процесса выработки холодного дутья для проведения исследований выбрана конденсационная турбина малой мощности, служащая приводом воздуходувки. Паспортные и конструктивные параметры турбины, необходимые для расчета коэффициентов математической модели, приведены в Приложении Д.

Проведем совместное исследование законов управления положением ЭМП УПП и закона управления скоростью вращения паровой конденсационной турбины.

Модель паровой турбины (2.25) является изотермической и не учитывает влияние температуры. Указанные факторы не позволяют использовать ее для исследования процессов пуска и останова реальной турбины, которые определяются рядом специфических технологических мероприятий, направленных на равномерный нагрев и остывание частей турбины [127].

Данные математического моделирования и идентификации параметров передаточной функции «черного ящика», полученные в 3-м разделе диссертационной работы, дают возможность рассчитать коэффициенты синтезированного закона управления (3.64) скоростью реальной паровой турбины для случая, когда её коэффициент усиления максимален.

Полученная при таких условиях СУ должна быть устойчивой и качественно работать при изменении постоянных времени «черного ящика» в соответствии с зависимостями, приведенными на рис.3.7.

Для исследования процессов, происходящих в реальной турбине, примем следующие начальные условия и допущения:

- турбина уже разогнана до номинальной скорости вращения;
- параметры пара на входе и выходе агрегата остаются постоянными в рассматриваемые моменты времени;
- нагрузкой на валу турбины является воздуходувка, обладающая вентиляторным моментом сопротивления;
- в рассматриваемом эксперименте дополнительная нагрузка на вал турбины имитируется как процесс резкой нагрузки и разгрузки генератора, сочлененного с валом турбины, на величину 10% от номинального момента паровой турбины;
- турбина имеет в своем составе локальные системы регулирования, которые обеспечивают безаварийную работу агрегата и его противоаварийную защиту.

В результате проведения эксперимента на комбинированном стенде получены графики переходных процессов изменения скорости вращения паровой турбины при изменении сигнала задания и нагрузки на валу (рис.4.6), а также переходные процессы сервопривода УПП, входящего в состав системы управления скоростью вращения турбины.

На рисунке 4.6,а изображены сигнал задания для СУ скоростью вращения паровой турбины ω^* и переходные процессы скорости паровой турбины ω . Момент нагрузки на валу турбины задается по графику, приведенном на рисунке 4.6,б. Переходные процессы изменения положения управляющего органа УПП L при работе СУ скоростью паровой турбины приведены на рисунке 4.6,в.

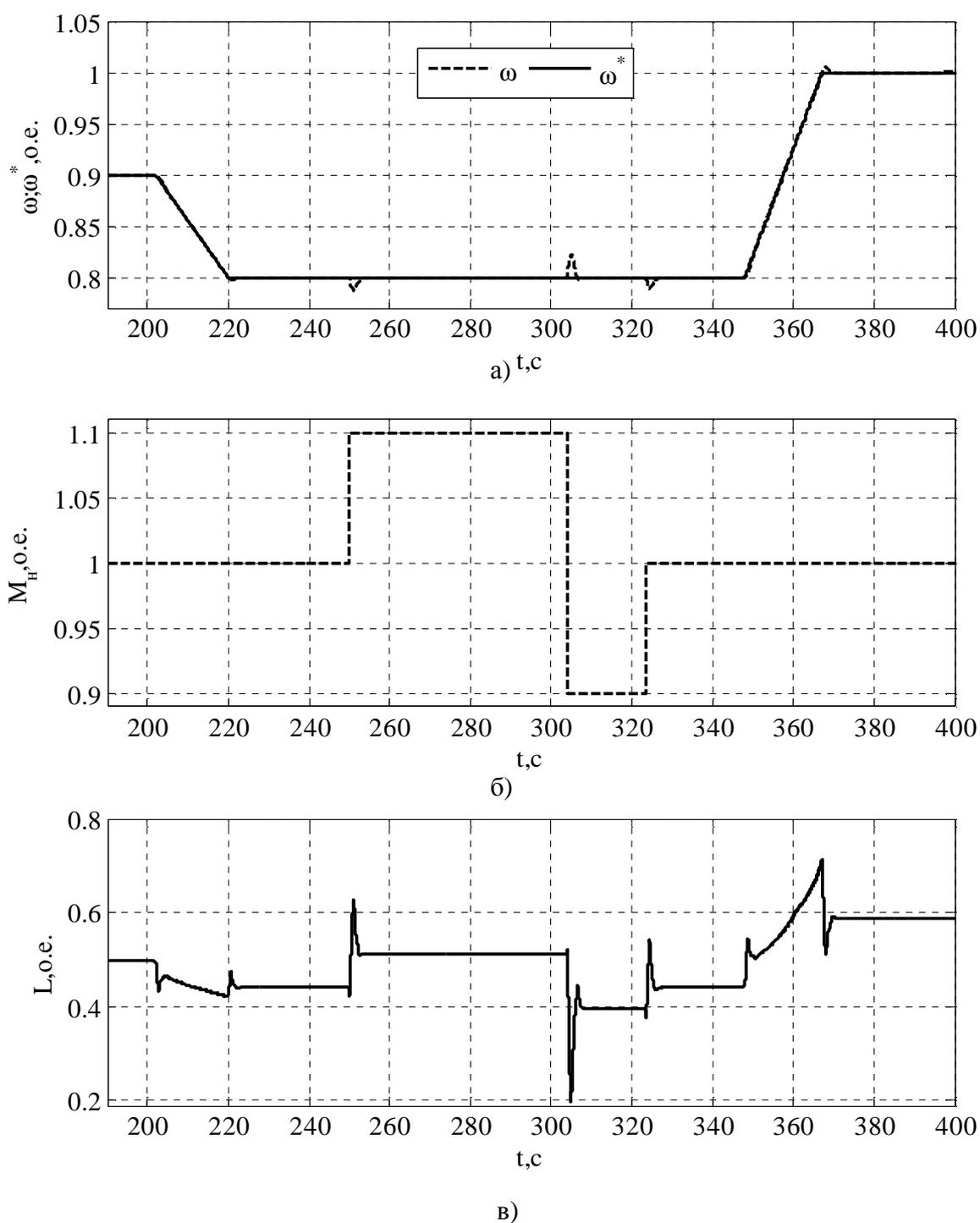


Рисунок 4.6 - Переходные процессы работы системы управления скоростью турбины

В промежутках времени с 205с до 220с происходит снижение задания на скорость вращения турбины с 90% до 80% ω , а с 345 по 370 с повышение с 80% его до 100% ω . На рисунке отчётливо видно, что отработка задания на

скорость вращения турбины осуществляется с незначительной динамической ошибкой.

В период с 250 с до 305 с происходит увеличение момента сопротивления на валу турбины на 10% M_H , а далее с 305 с до 325 с уменьшение сопротивления нагрузки на 20% M_H . После 325 с $M_H = 100\%$. Резкое увеличение нагрузки на 10% M_H приводит к повышению динамической ошибки величина которой не превышает 1% ω_H . СУ скоростью вращения паровой турбины компенсирует динамическое падение скорости путем увеличения подачи пара в турбину изменяя положение УПП L . Время восстановления скорости не превышает 8с. Уменьшение нагрузки на 20% M_H имеет обратный эффект, скорость ω увеличивается на 2%. При этом СУ уменьшает скорость ω за счет снижения подачи пара в турбину в течении 12с. Увеличение нагрузки на 10% M_H в момент времени 325с формирует на графиках те же переходные процессы что и в момент времени 250с.

Анализируя полученные результаты моделирования можно сделать следующие выводы:

- синтезированный регулятор (3.64) для ОУ 4-го порядка (3.51) может быть применен к рассматриваемому нелинейному ОУ, который описывается структурными схемами (рис. 3.2-3.3) и при объединении составляют ОУ 6-го порядка;

- система управления с регулятором скорости является астатической и характеризуется перерегулированием по возмущающему воздействию не более 3% при превышении/понижении нагрузки на 10% номинальной.

Для полноценной проверки работы системы управления скоростью вращения турбины дополним комбинированный стенд компьютерной моделью воздухоудовку с газотранспортной сетью и замкнем контур системы управления расходом дутья, предварительно выполнив проверку адекватности модели ГТС.

4.4 Проверка адекватности математической модели ГТС

Используя номинальные и конструктивные данные воздуходувки и ГТС, приведенных в табл.4.1, рассчитаны коэффициенты схемы, приведенной на рис.2.14.

Таблица 4.1

Параметры газотранспортной сети и воздуходувки

Наименование параметра	Обозначение	
Протяженность ГТС, м	l	700
Радиус окружности трубопровода, м	R	0,6
Производительность воздуходувки (номинальная), м ³ /с	Q_H	54,17
Производительность воздуходувки (технологический процесс), м ³ /с	Q_1	40
Давление на выходе воздуходувки (номинальное), ата	P_H	3,8
Давление на выходе воздуходувки (технологический процесс), ата	P_1	3,4
Давление на выходе из ГТС (технологический процесс), ата	P_2	3,3
Плотность дутья, кг/м ³	ρ	3,337
Коэффициент трубопровода, $(m^{7/2})/\sqrt{kg}$	k_{Q1}	0,3651

Для проверки адекватности модели ГТС выполнено математическое моделирование её работы согласно требованиям действующего технологического процесса транспортировки дутья к воздухонагревателям на предприятии и проведено сравнение результатов моделирования с переходными процессами на выходе и входе ГТС, зафиксированных в доменном цехе ЗАО «Донецксталь» - металлургический завод [128]. В процессе моделирования ко входу математической модели ГТС подключили модель воздуходувки, работающей в номинальном режиме с постоянной скоростью вращения. К выходу модели ГТС подсоединили модель потребителя, которая имитирует процесс подключения «нагретого» воздухонагревателя и отключения «остывшего». Результаты моделирования и экспериментов приведены на рисунках 4.7-4.10.

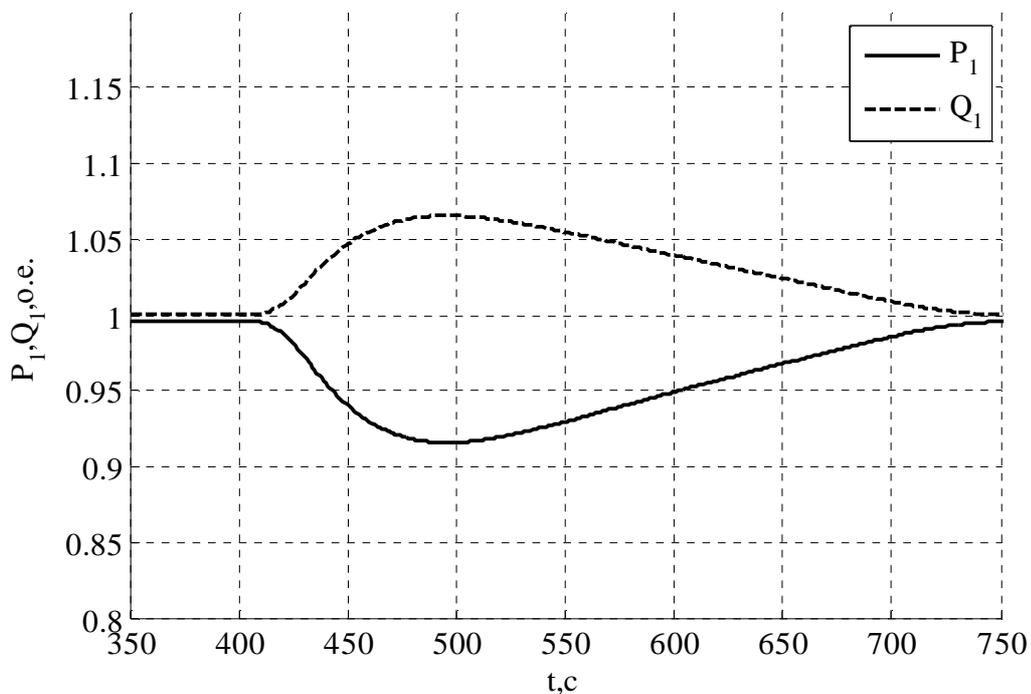


Рисунок 4.7 - Графики переходных процессов давления P_1 и расхода Q_1 воздуха на входе в ГТС, полученные с помощью математической модели

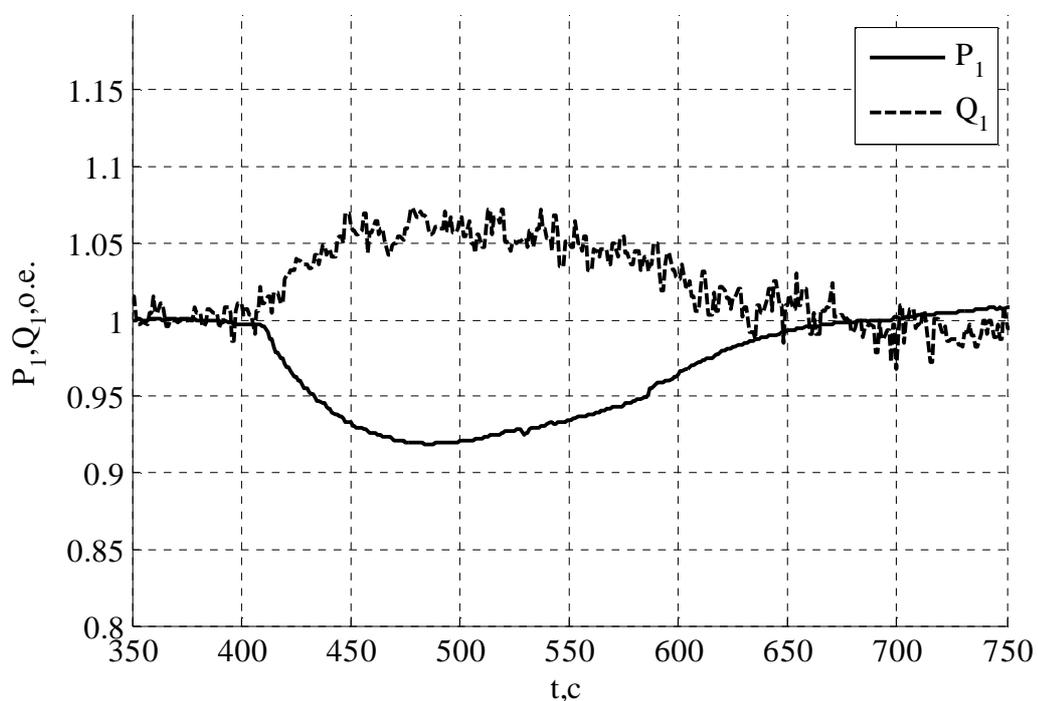


Рисунок 4.8 - Графики переходных процессов давления P_1 и расхода Q_1 воздуха на входе в ГТС, полученные экспериментально

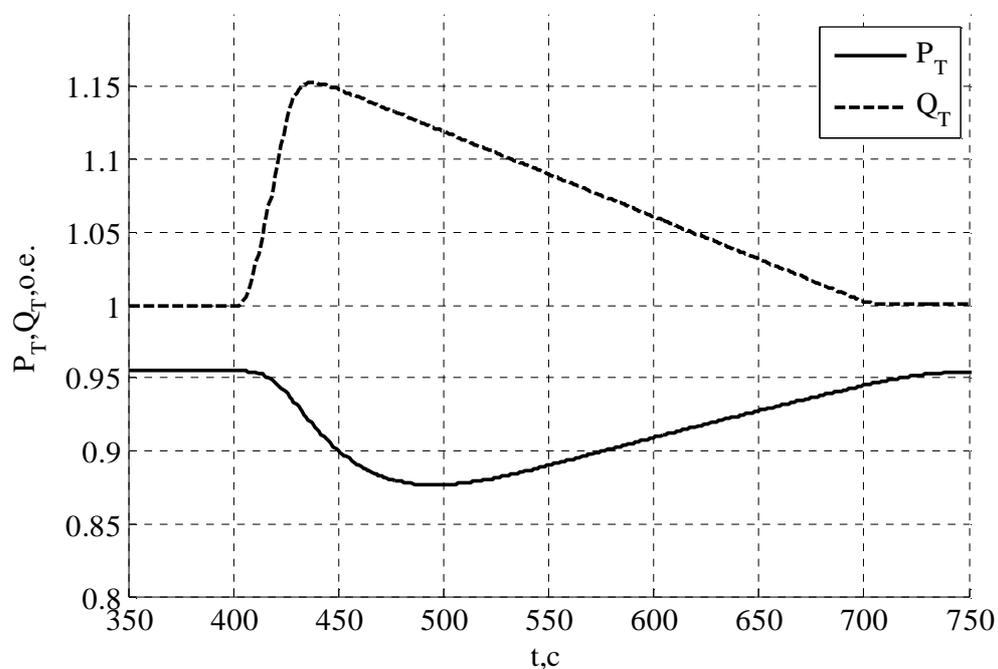


Рисунок 4.9. Графики переходных процессов давления P_T и расхода Q_T воздуха на выходе ГТС, полученные с на математической модели

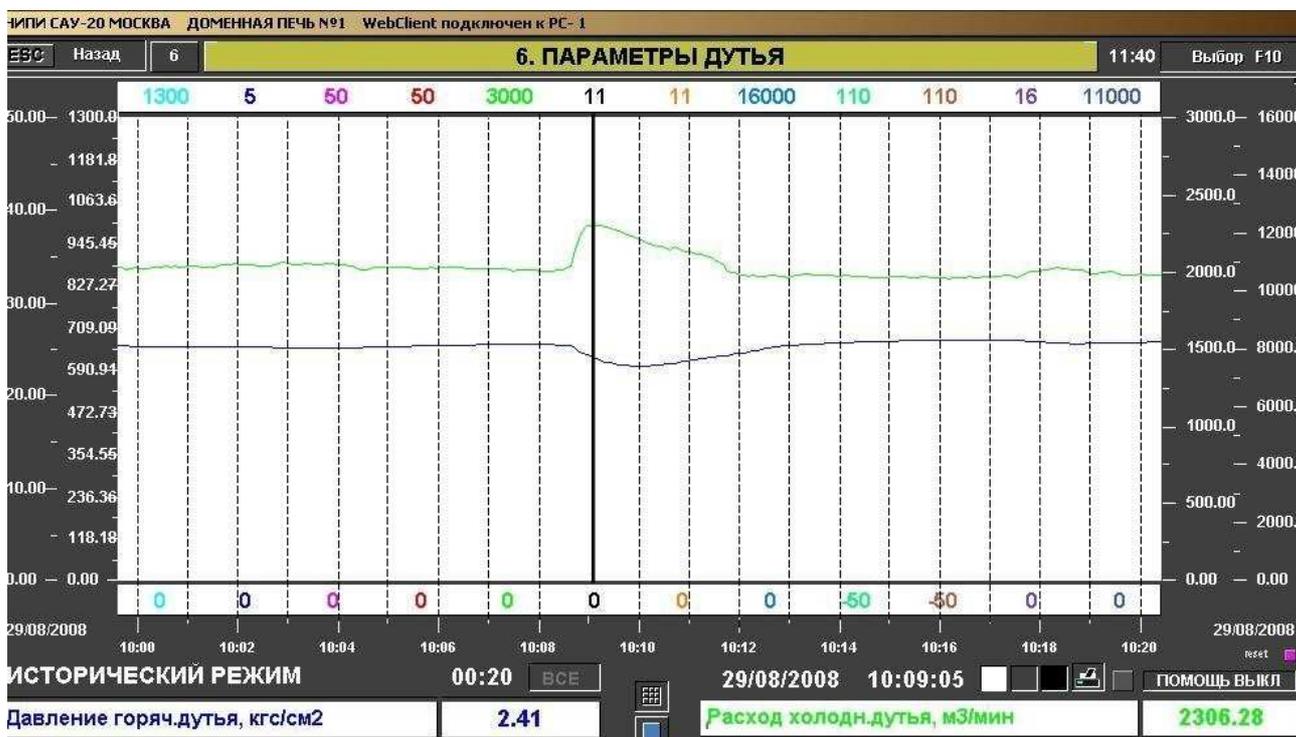


Рисунок 4.10 - Графики переходных процессов давления P_T и расхода Q_T воздуха на выходе ГТС, полученные экспериментально

Сравнение экспериментальных данных с результатами моделирования позволяет сделать вывод о совпадении законов изменения расхода и давления на концах ГТС и может служить доказательством адекватности математической модели ГТС. Расхождения результатов моделирования составляет не более 10% от снятых экспериментально. Это объясняется сложной геометрией реального трубопровода, которая не учитывалась при моделировании, и неучтенным взаимодействием с внешней средой.

4.5 Моделирование системы управления расходом дутья

Дополнение модели технологического процесса блоками воздуходувки и ГТС меняет начальные условия моделирования.

При исследовании регулятора расхода дутья скорректированы начальные условия моделирования:

- топология ГТС постоянна;
- нагрузкой для системы управления расходом дутья служит открытие АПК на 5% от величины номинального расхода $Q_A = 0,05Q_H$;
- момент нагрузки на валу турбины определяется выражением

$$M_{\text{нагр}} = \frac{P_1 Q_1}{\omega_T}. \quad (4.1)$$

На графике 4.11,а изображены сигнал задания Q_T^* , поступающий на вход СУ расходом воздуха из ГТС, и переходные процессы изменения расхода воздуха из ГТС Q_T .

График возмущающего воздействия Q_A , имитирующего расход воздуха через АПК воздуходувки, приведен на рисунке 4.12. Величина Q_A увеличивает и уменьшает свое значение с 0 до $0,05 Q_H$ и с $0,05 Q_H$ до 0 соответственно на интервале времени с 190с по 210с.

Увеличение расхода воздуха через АПК воздуходувки на 5% приводит к снижению расхода воздуха Q_T на выходе из ГТС также на 5%.

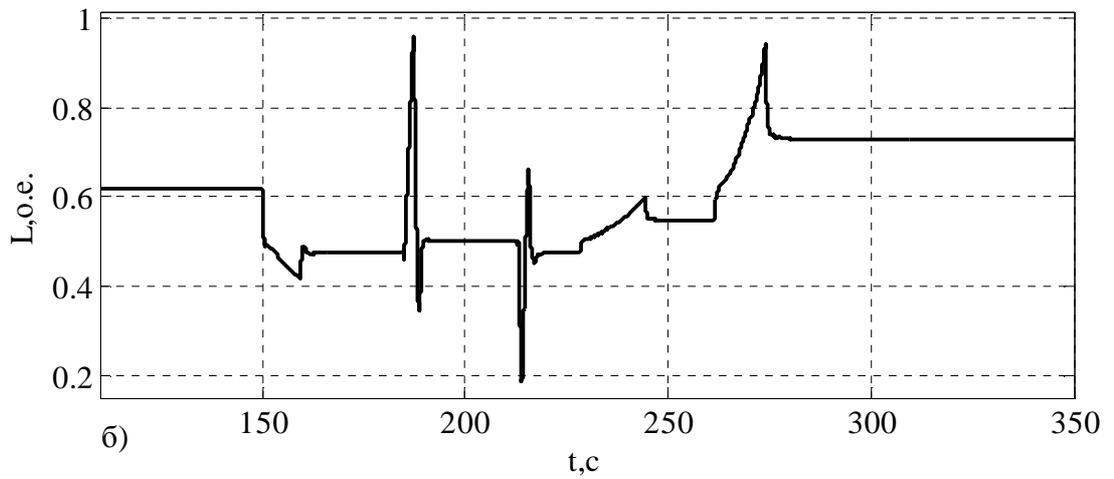
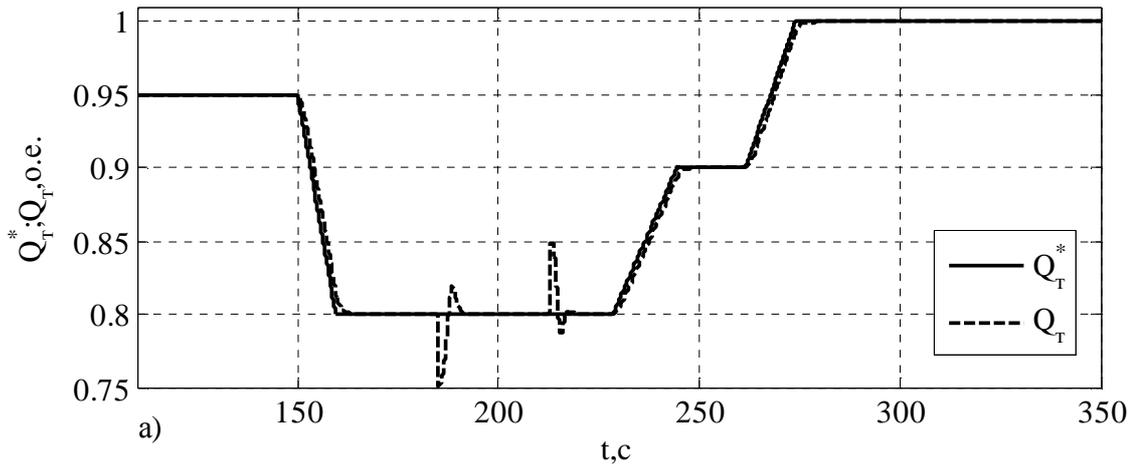


Рис 4.11. Переходные процессы изменения: а) расхода воздуха на выходе из ГТС б) положения L ЭМП при работе регулятора расхода;

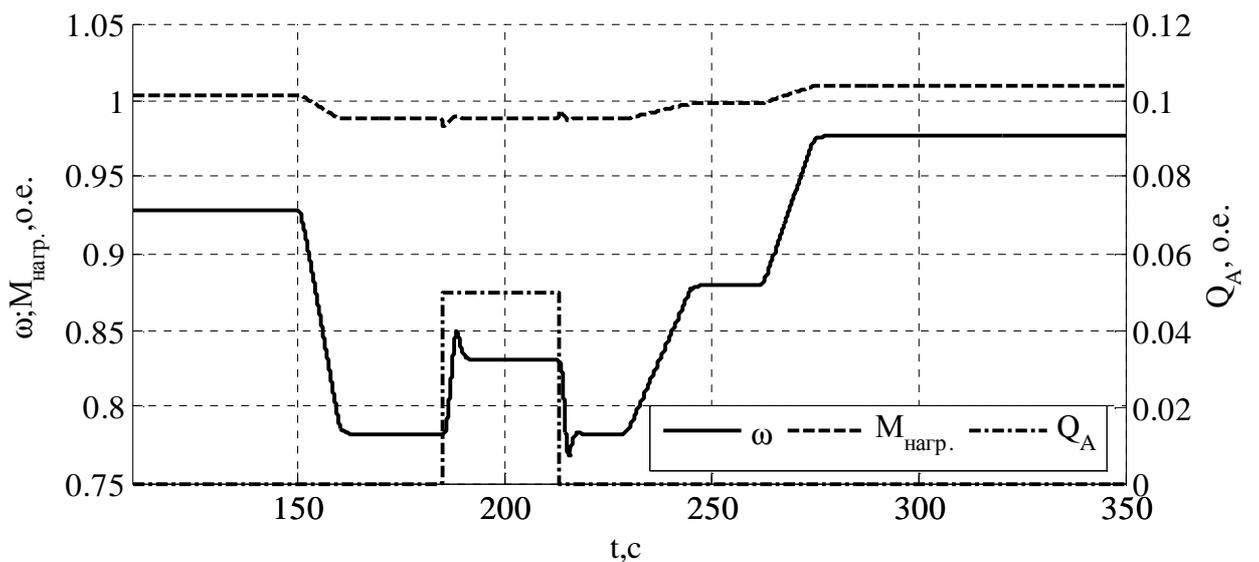


Рисунок 4.12 - Графики переходных процессов в паровой турбине при нагрузке системы расходом дутья через АПК

В результате момент нагрузки на валу турбины $M_{\text{нагр.}}$ временно снижается и повышается на $1\% M_H$. СУ расходом воздуха из ГТС компенсирует снижение расхода Q_T путем увеличения скорости ω , за счет увеличения величины количества пара поступающего в турбину при помощи УПП, о чем свидетельствуют переходные процессы положения L ЭМП приведенные на рисунке 4.11,б. Длительность переходных процессов при изменениях Q_A не превышает 10с.

Прекращение работы АПК в момент времени 210с вызывает обратные действия СУ расходом из ГТС и переходные процессы измеряемых величин по характеру и величине и длительности.

Линейное нарастание сигнала задания на интервала с 235с по 245с, а также с 265с по 275с Q_T^* , с одинаковыми углами наклона и величинами увеличения на $10\% Q_H$ (рис.4.11,а), обеспечивается характерным по виду сигналом скорости ω_T (рис.4.12). В то же время переходные процессы положения L ЭМП (рис. 4.11,б) имеют отличаются между собой на указанных временных интервалах. Такое отличие между переходными процессами объясняется нелинейностью математической модели паровой конденсационной турбины.

Проведя анализ переходных процессов работы регулятора расхода дутья можно сделать следующий вывод: система управления расходом воздуха на выходе ГТС имеет небольшую динамическую ошибку при отработке сигнала задания и является астатичной по отношению к внутренним возмущающим воздействиям и может быть применена для исследования работы регулятора давления на входе воздухонагревателей.

Для проверки работы регулятора давления дутья ключ К (рис.4.5) вводит в систему ещё один внешний контур. В итоге контур управления расходом дутья становится подчиненным контуру управлением давлением воздуха на выходе из ГТС.

4.6 Исследование работы регулятора давления дутья на выходе ГТС

Проведем исследования работы регулятора давления дутья на входе в воздухонагреватель. Для этой цели введем в работу блок комбинированного стенда, реализующий математическую модель выработки холодного дутья с регулятором расхода, регулятором давления и потребителем. В результате получим систему управления, соответствующую структурной схеме, приведенной на рис. 3.16.

Зададим новые начальные условия и скорректируем уже имеющиеся. При моделировании работы регулятора давления приняты следующие начальные условия и допущения:

- внешние возмущения системы осуществляются двумя способами:

1) увеличением давления на выходе из ГТС, имитирующим «обвал» в процессе схода шихты доменной печи;

2) увеличением расхода на выходе из ГТС на 5% от номинального, имитирующим процесс заполнения нагретого воздухонагревателя.

Графики переходных процессов работы СУ давлением на выходе ГТС представлены на рисунках 4.13-4.14.

На рисунке 4.13 приведены переходные процессы изменения давления на выходе ГТС P_T , в результате отработки задающего воздействия СУ давлением на выходе ГТС P_T^* , а также двух возмущающих воздействий, которые оказывают доменная печь и ГТС. Первое воздействие на СУ имитирует нарушение хода доменной плавки в результате "обвала" в сходе шихты, что вызывает увеличение давления на входе ГТС. Второе – изменение топологии ГТС, вызванное подключением нагретого воздухонагревателя.

В момент времени 200 с происходит «обвал» шихты, что вызывает увеличение давления на выходе ГТС на 1,5% от установившегося P_T . Чтобы уменьшить давление до заданного СУ снижает расход дутья на выходе ГТС Q_T на 21% (рис.4.13), уменьшая при этом скорость турбины ω на 22%, посредством изменения положения L ЭМП УПП (рис.4.14). Снижение скорости вызывает

уменьшение момента нагрузки на валу турбины не более чем на 1-2%. Окончательно переходные процессы, вызванные этим возмущением, завершаются через 10-50 с после начала.

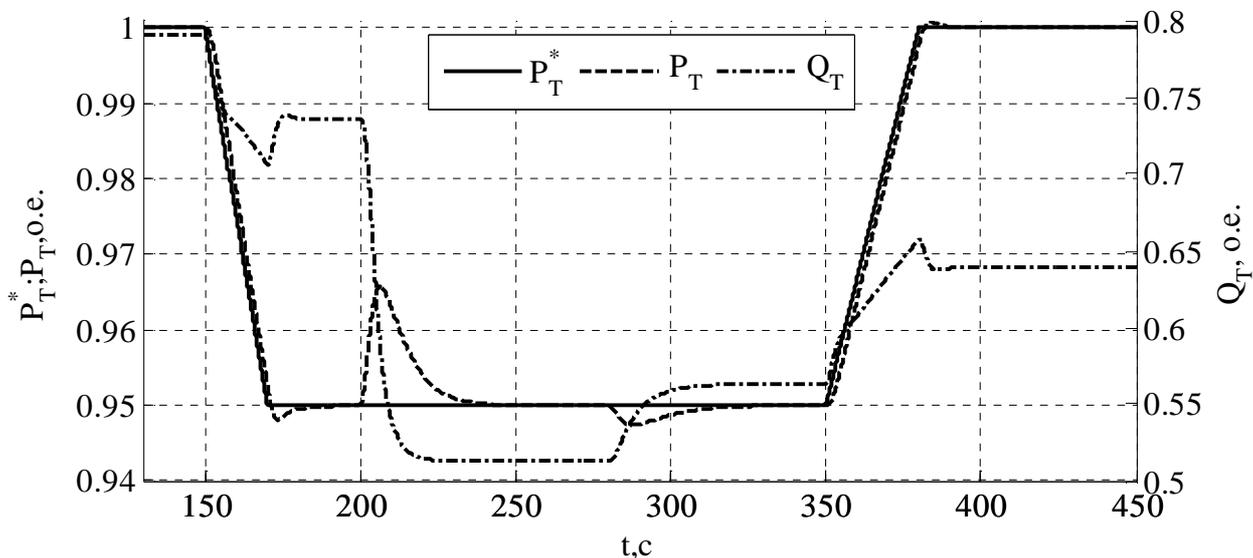


Рис 4.13. Переходные процессы изменения давления и расхода дутья

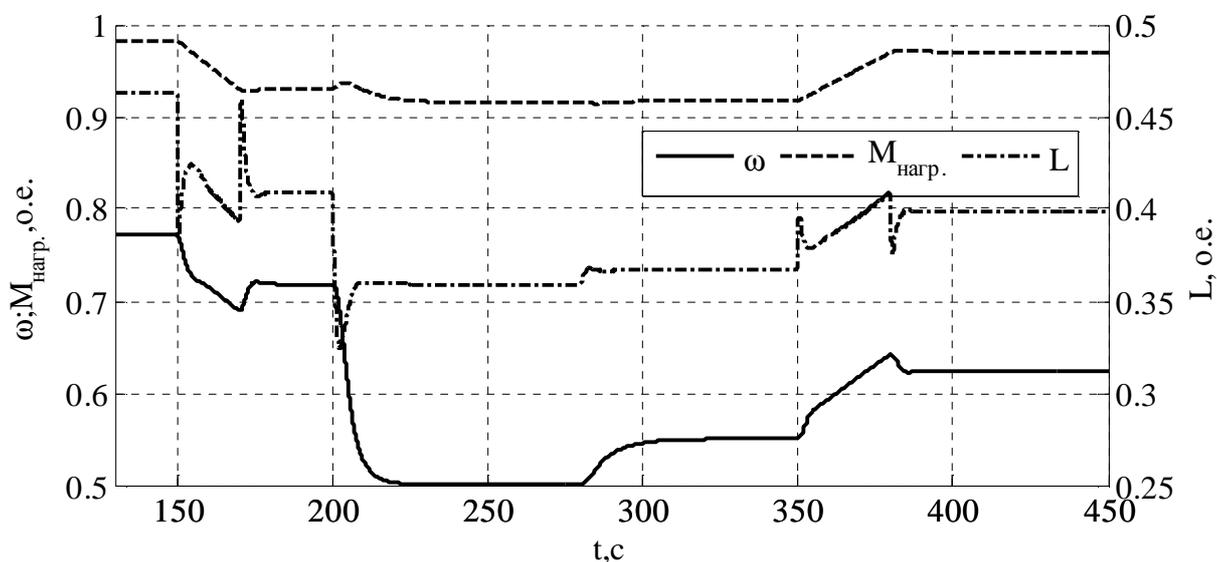


Рисунок 4.14 - Переходные процессы скорости вращения и момента нагрузки на валу турбины и изменения положения L ЭМП при работе регулятора давления

С 280с на СУ давлением воздуха действует второе возмущение, вызывающее увеличение на входе и снижение на выходе ГТС расхода воздуха Q_T

на 5%. Это приводит к уменьшению давления от установившегося на 0,5%. СУ устраняет снижение давления за счет увеличения расхода Q_T на 5% путём увеличения скорости турбины ω на 5%. Положение L ЭМП УПП при этом изменится на 2%. Длительность переходных процессов, вызванных этим возмущением, не превышает 40с.

Из графиков переходных процессов следует, что система управления давлением воздуха астатическая. Обвал в доменной печи приводит к повышению давления на выходе ГТС. Чтобы избежать дальнейшего его роста система управления снижает, соответственно, расход воздуха и скорость вращения воздуходувки, что иллюстрируется рисунками 4.13 и 4.14.

Для более полного изучения работы регулятора давления дутья на выходе ГТС исследуем его влияние на основной технологический процесс, а именно, на подключение нагретого воздухонагревателя.

Более детально процесс переключения воздухонагревателей рассмотрим на функциональной схеме, приведенной на рис. 4.15.

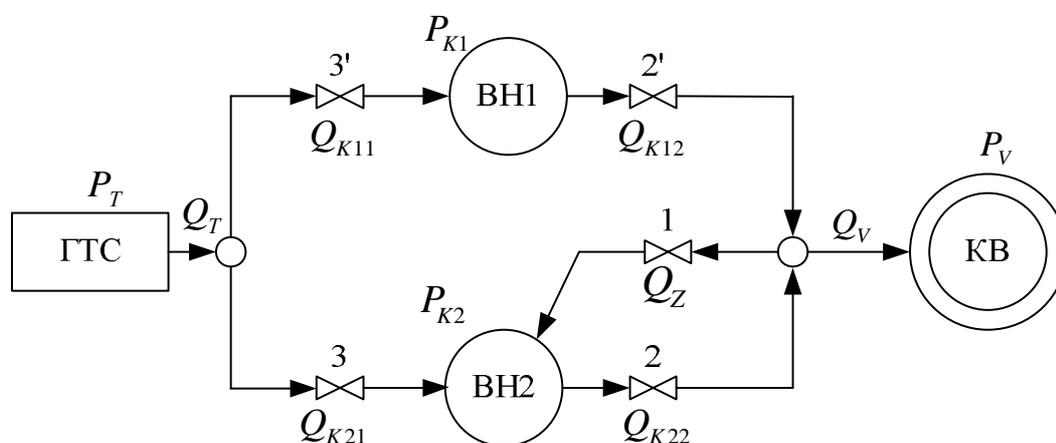


Рисунок 4.15 - Функциональная схема подключения нагретого и отключения остывшего воздухонагревателя

В рассматриваемый момент времени воздухонагреватель ВН1 остыл и переводится в режим нагревания, а воздухонагреватель ВН2 нагрет и подключается к ГТС. Вентили 3', 2' находятся в открытом состоянии, остальные в закрытом.

Процесс подключения нагретого воздухонагревателя ВН2 происходит следующим образом:

1) после достижения номинального давления P_T воздуха на выходе из ГТС происходит подключение второго воздухонагревателя ВН2 к выходу первого воздухонагревателя ВН1 путем открытия вентиля 1;

2) далее происходит заполнение воздухонагревателя ВН2 горячим дутьем до момента, пока давления P_{K2} и P_V не станут равными, после чего вентиль 1 закрывается;

3) происходит открытие вентиля 2 и подключение воздухонагревателя ВН2 к кольцевому воздухопроводу КВ;

4) по завершению процесса открытия вентиля 2 открывается вентиль 3 и оба воздухонагревателя начинают работать параллельно;

5) закрываются вентили 2', 3' и воздухонагреватель ВН1 отключается от сети.

В соответствии с функциональной схемой на рис. 4.15 внесем изменения в структурную схему потребителя (рис.3.16). Заменяем ее структурными схемами воздухонагревателей, кольцевого воздухопровода и доменной печи, взятыми из схемы на рис.2.18. Полученная при этом схема представлена на рис.4.16.

Структурная схема дополнена контуром, который описывает процесс заполнения воздухонагревателя нагретым воздухом, отбираемым из остывающего воздухонагревателя. Эта связь на структурной схеме отображает выражение

$$Q_z = k'_{QK} \sqrt{P_V - P_{K2}}, \quad (4.2)$$

где $k'_{QK} = 0,01 \cdot k_{QK}$.

В схему (рис.4.16) добавлены «условные» вентили, 1, 2, 3, 2', 3' из функциональной схемы (рис.4.15). С их помощью при моделировании процесса подключения воздухонагревателей выполняются подключение/отключение соответствующих сигналов.

При моделировании приняты следующие допущения и начальные условия:

- сохранение в силе начальных условий, заданных в предыдущем подразделе;
- работа системы управления давлением дутья начинается после того, как все измеряемые переменные застabilизированы;
- в начальный момент времени к ГТС подключен один остывающий воздухонагреватель (вентили 3' и 2' открыты, 1,2,3 - закрыты).

Переходные процессы системы управления давлением дутья при переключении воздухонагревателей приведены на рис.4.17-4.20.

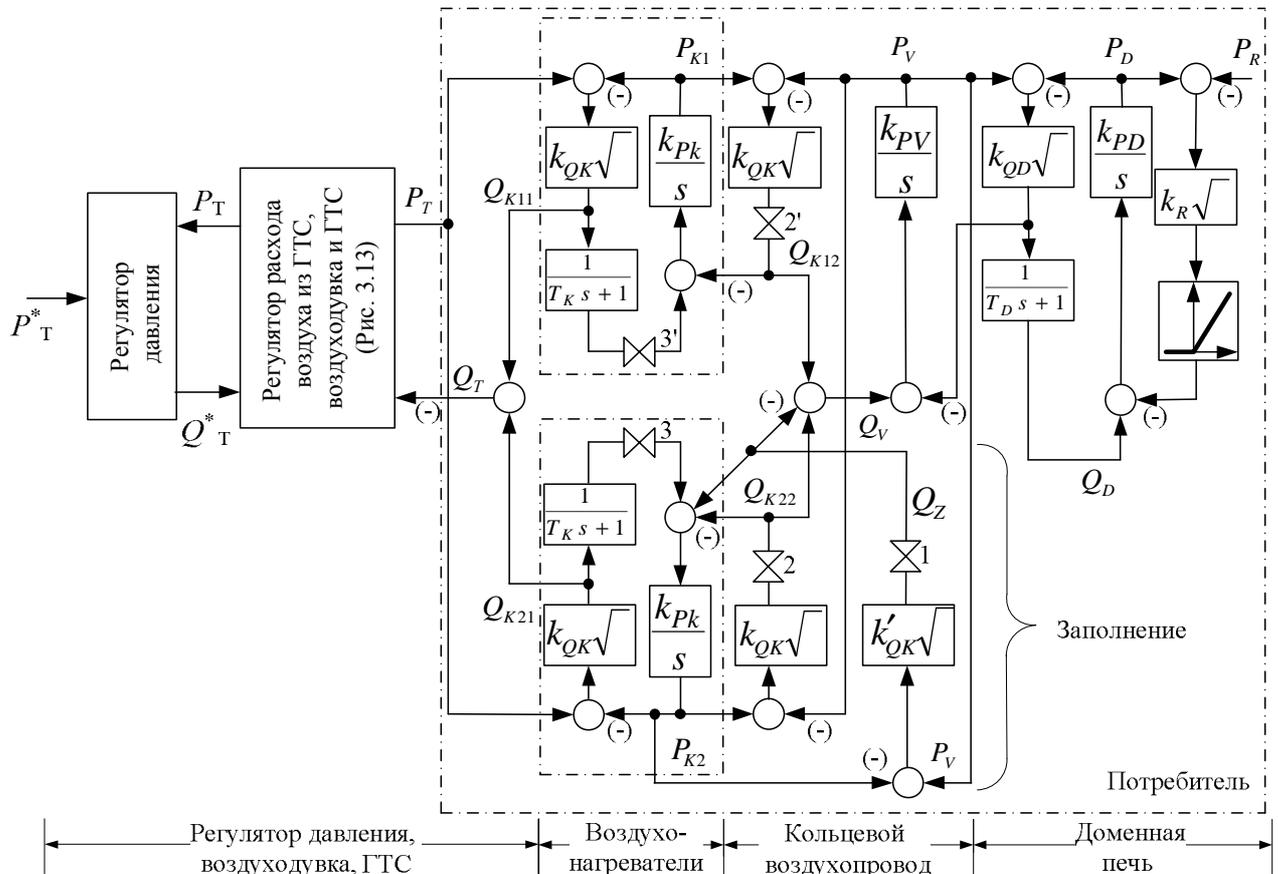


Рисунок 4.16 - Структурная схема контура управления давлением дутья

На рисунке 4.17 изображены сигнал задания для СУ давлением P_T^* и переходные процессы изменения давления дутья на выходе ГТС P_T . Интервалы 1,2,3,2' указывают на периоды работы соответствующих вентиляей.

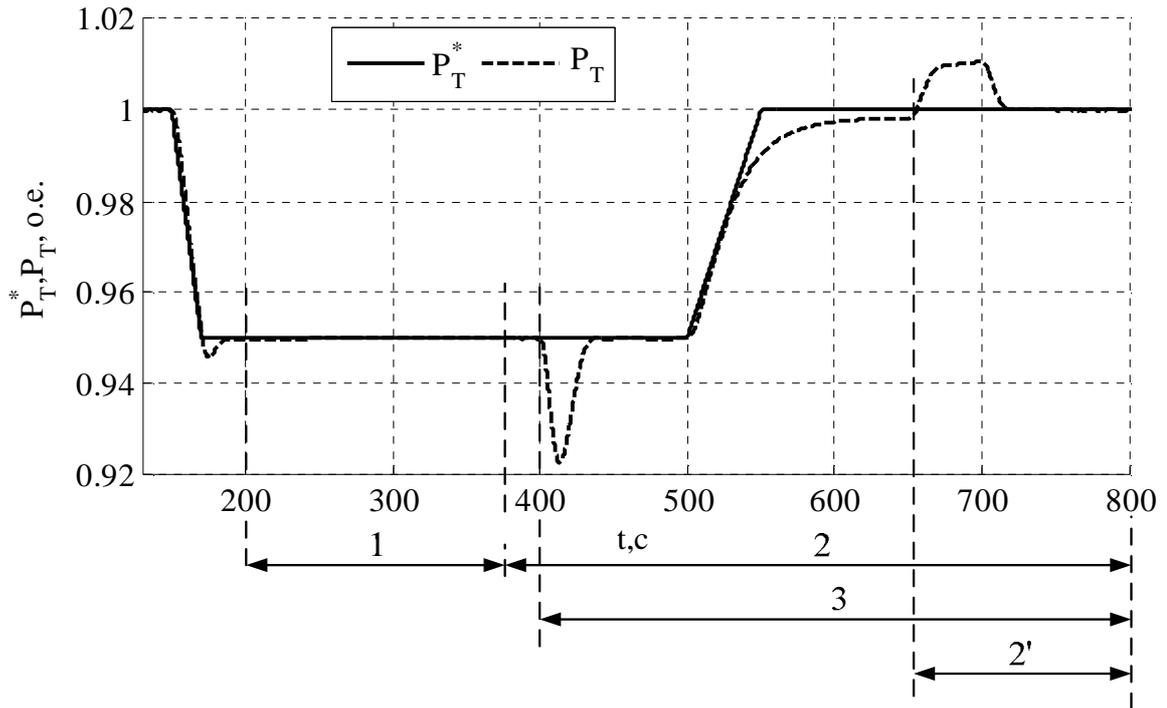


Рисунок 4.17 - Переходные процессы изменения давления на выходе ГТС: 1 – заполнение воздухонагревателя ВН2 через вентиль 1; 2 – подключение воздухонагревателя ВН2 к ГТС; 3 – включение воздухонагревателей ВН2 и ВН1 на параллельную работу; 2' – отключение остывшего воздухонагревателя ВН1.

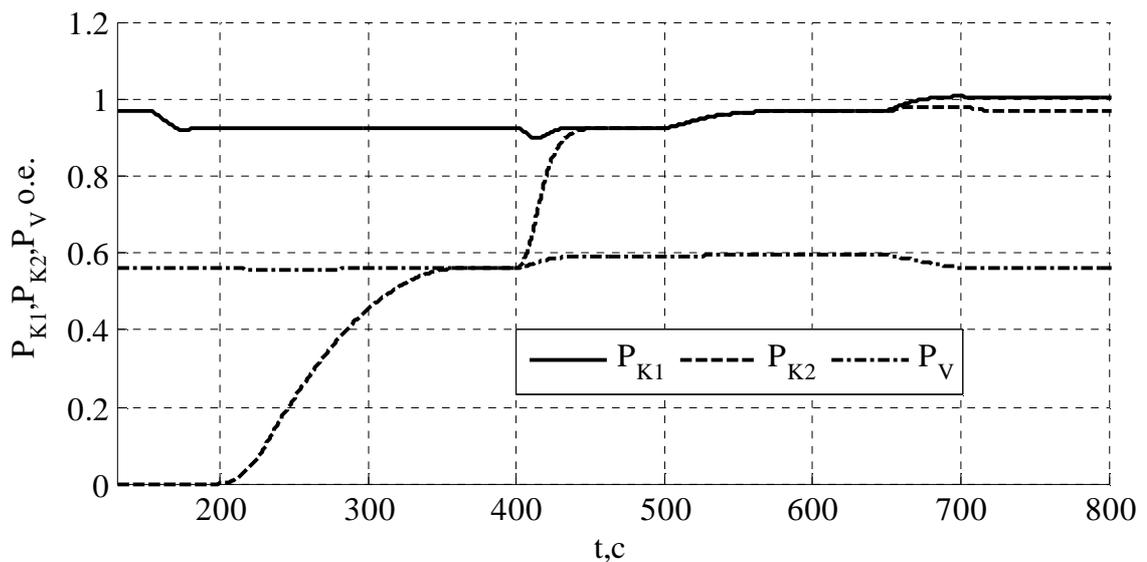


Рисунок 4.18 - Переходные процессы изменения давления P_{K1} , P_{K2} , P_V

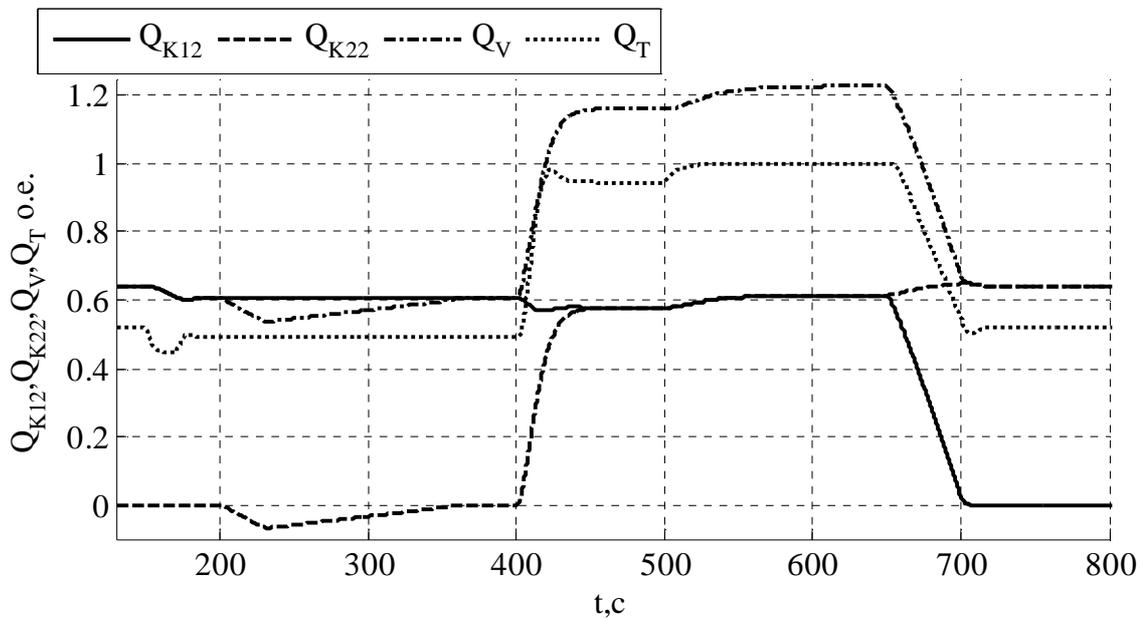


Рисунок 4.19 - Переходные процессы изменения расходов Q_T , Q_{K12} , Q_{K22} , Q_V .

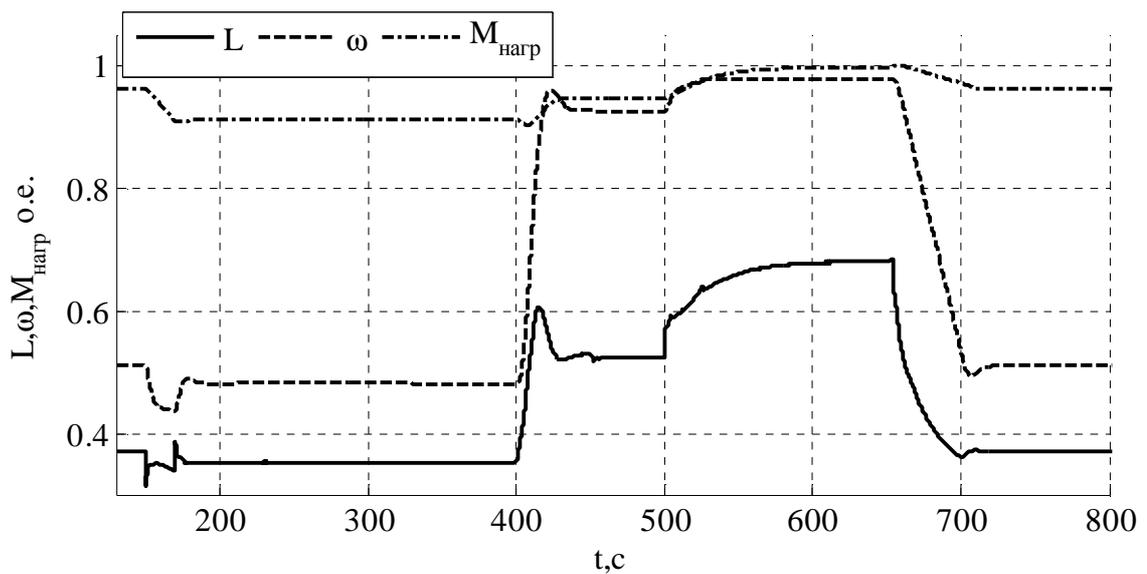


Рисунок 4.20 - Переходные процессы изменения момента нагрузки, скорости вращения паровой турбины и положения штока УПП

На интервале 1 происходит заполнение нагретого воздухонагревателя с выхода остывшего, о чем свидетельствует снижение расхода дутья из кольцевого воздухопровода Q_V не более чем на 4% (рис.4.19). Этот процесс продолжается до тех пор, пока давление в нагретом воздухонагревателе P_{K2} и кольцевом

воздухопроводе P_V не станут равными (рис.4.18). Открытие вентиля 2 практически не вносит возмущений в схему, поскольку P_{K2} равно P_V . Для полного подключения воздухонагревателя к ГТС и введения его в работу открывается вентиль 3. Разница давлений P_T и P_{K2} вызывает резкое увеличение расхода через воздухонагреватель Q_{K22} до 60%, а также увеличение расхода Q_T до 100% и, как следствие, суммарного расхода Q_V до 119%. Этот процесс продолжается до тех пор, пока расходы через первый Q_{K12} и второй Q_{K22} воздухонагреватели (рис.4.19), а также давления в первом P_{K1} и втором P_{K2} воздухонагревателе не станут равными (рис.4.18). Все это приводит к уменьшению давления P_T на 5% (рис.4.17). СУ давлением скомпенсирует падение давления P_T , увеличением расхода на выходе ГТС Q_T , которое обеспечивается увеличением скорости вращения турбины ω_T при изменении положения L штока УПП и возрастании момента $M_{\text{нагр}}$ (рис.4.20).

В интервале времени с 500с по 550 с происходит линейное нарастание сигнала задания P_T^* (рис.4.17) с 95% до 100%. СУ давлением реагирует увеличением расхода Q_T на 5%, скорости ω до 100%, расхода Q_V до 122%, значения L до 68% и, как следствие, момент нагрузки $M_{\text{нагр}}$ возрастает до 99%. Давления P_{K1} и P_{K2} возрастают на 1% (рис. 4.18), соответствующие расходы Q_{K12} и Q_{K22} возрастают на 2% (рис. 4.19).

На интервале 2' отключают остывший воздухонагреватель, что приводит к увеличению сопротивления и давления на выходе ГТС P_T на 1% (рис.4.17) снижению расхода Q_{K12} до 0 и, как следствие, падению расхода Q_V до 61% (рис.4.19). СУ давлением реагирует снижением расхода Q_T и скорости ω на 50%, при изменении значения L до 39%, и момента нагрузки $M_{\text{нагр}}$ до 96% (рис.4.20).

В режиме стабилизации давления дутья на выходе ГТС СУ, после подключения «нагретого» воздухонагревателя и в процессе работе с двумя возду-

хонагревателями, компенсирует падение давления P_T увеличивая при этом расход дутья. Такое поведения СУ негативно влияет на характер изменения расхода горячего дутья Q_V , подаваемого в печь, который в соответствии с технологическим процессом должен изменяться незначительно.

Таким образом, регулятор стабилизации давления на выходе ГТС положительно влияет на работу системы в режиме транспортировки холодного дутья и негативно в режиме параллельной работы воздухонагревателей.

Поэтому при переходе в режим переключения воздухонагревателей следует выводить из работы регулятор давления, задействовав ключ К (рис. 4.5), и передавать управление регулятору расхода воздуха на выходе ГТС.

4.7 Управление расходом дутья на выходе воздухонагревателей

Приведенные выше графики переходных процессов (рис.4.19) свидетельствуют о том, что в моменты времени, когда происходит заполнение воздухонагревателя, наблюдается просадка расхода Q_V . Её можно уменьшить, если увеличить время открытия вентиля 3 и одновременно увеличить расход на выходе ГТС до момента начала переключения воздухонагревателей. Этого можно достичь корректировкой времени подачи сигнала задания на регулятор расхода перед началом подключения воздухонагревателя.

Проведем эксперимент и исследуем предложенный способ. Для этого промоделируем данные технологические процессы в системе с регулятором расхода дутья.

Обеспечить процесс форсирования расхода дутья на выходе ГТС в момент начала переключения воздухонагревателей можно путем корректировки сигнала задания на расход Q_T^* . С учетом постоянных времени и переменных коэффициентов усиления турбины, воздуходувки и ГТС для рассматриваемого потребителя дутья и топологии ГТС форсирование увеличения расхода можно обеспечить путем разделения сигналов начала переключения воздухонагревателей. Для этого необходимо ввести в канал управления вентиля 1 временную задержку, величина которой определяется временным интервалом, необходи-

мым для увеличения расхода дутья на выходе из ГТС. Влияние временной задержки на технологический процесс может быть снижено путем корректировки сигнала начала переключения воздухонагревателей.

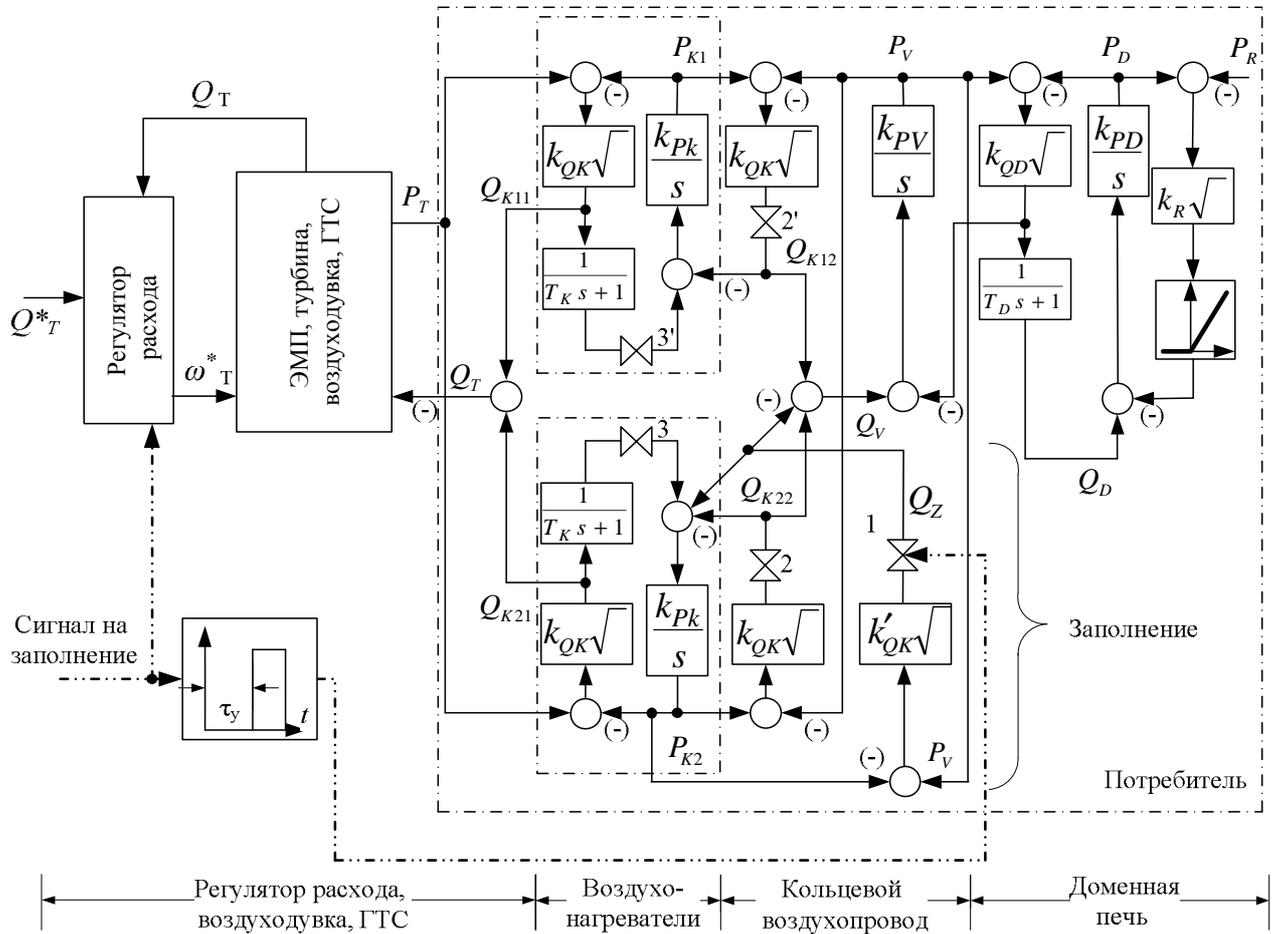


Рисунок 4.21 - Структурная схема контура регулирования расхода и потребителя для случая форсирования изменения расхода на выходе ГТС

Исследуем такой способ снижения просадки расхода дутья в кольцевом воздухопроводе при подключении нагретого воздухонагревателя. Для этого выполним моделирование процесса, используя структурную схему, приведенную на рис.4.21.

Алгоритм коммутации вентиля и начальные условия используются такие же, как для случая моделирования работы регулятора давления на выходе ГТС.

Сигнал на заполнение инициирует в регуляторе расхода временное увеличение расхода до 105% от установленного задания Q_T^* и постепенное его линейное снижение на протяжении интервала времени, отведенного на заполнение нагретого воздухонагревателя до уровня 100% Q_T^* .

Результаты моделирования приведены на рис. 4.22–4.25.

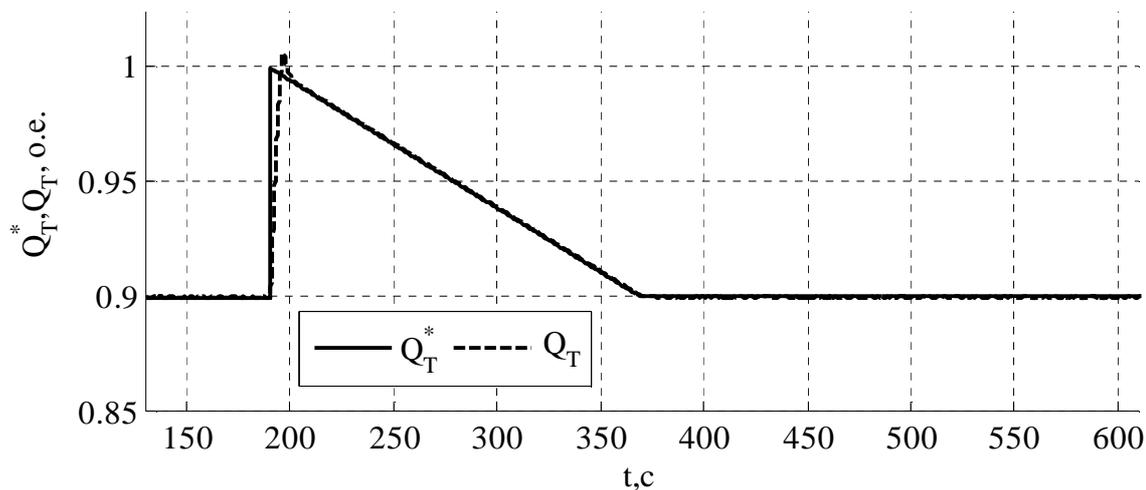


Рисунок 4.22 - Переходные процессы изменения расхода на выходе ГТС

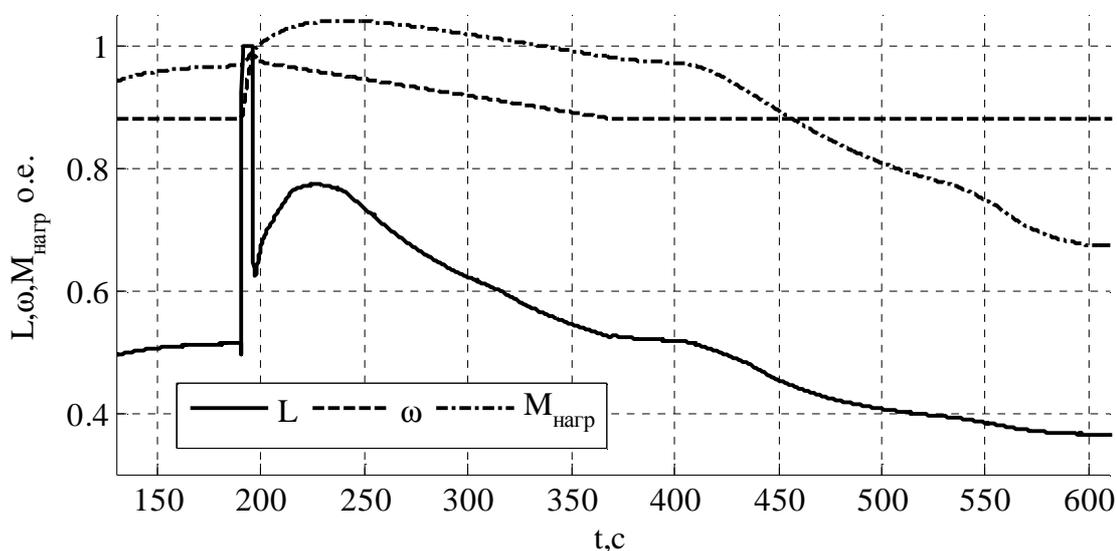


Рисунок 4.23 - Переходные процессы в паровой турбине и ЭМП

Следуя алгоритму коммутации вентилей и функциональной схеме (рис. 4.15) по завершении процесса заполнения воздухонагревателя теплым дутьем через вентиль 1 давления в воздухонагревателе P_{K2} и в кольцевом воздухопроводе P_V сравниваются. Во время открытия вентиля 3 в результате разли-

цы давлений P_T и P_{K2} возникает расход дутья, который увеличивает общий расход Q_V в кольцевой воздухопроводе, что негативно влияет на технологический процесс. Чтобы избежать резкого повышения расхода Q_V выравнивают давления P_T и P_{K2} путем постепенного открытия вентиля 3 [2]. Поэтому увеличим время открытия вентиля 3 с 50 с до 200 с по сравнению с предыдущим экспериментом.

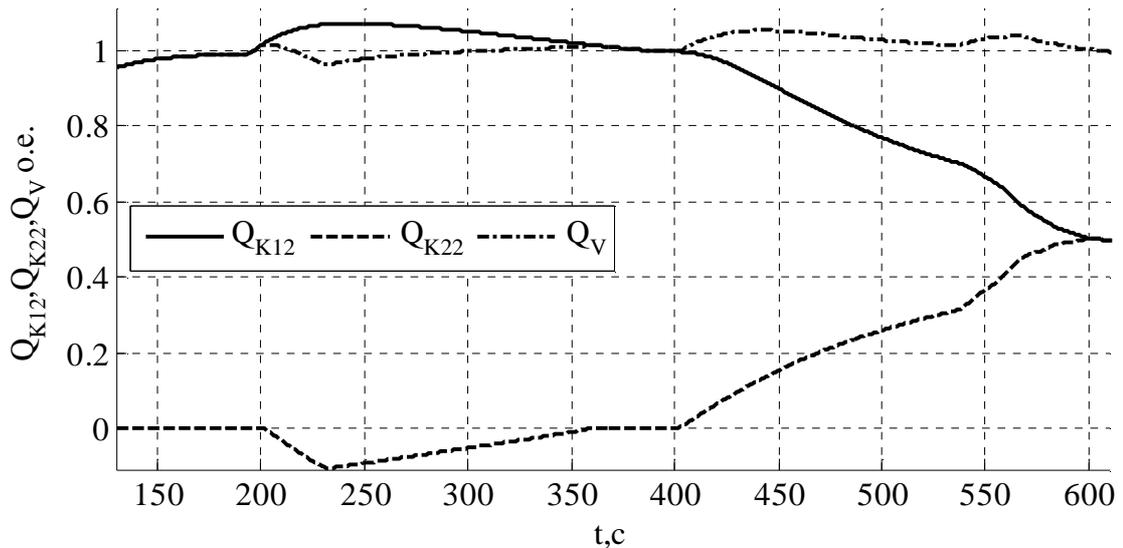


Рисунок 4.24 - Переходные процессы изменения расходов Q_{K12} , Q_{K22} и Q_V

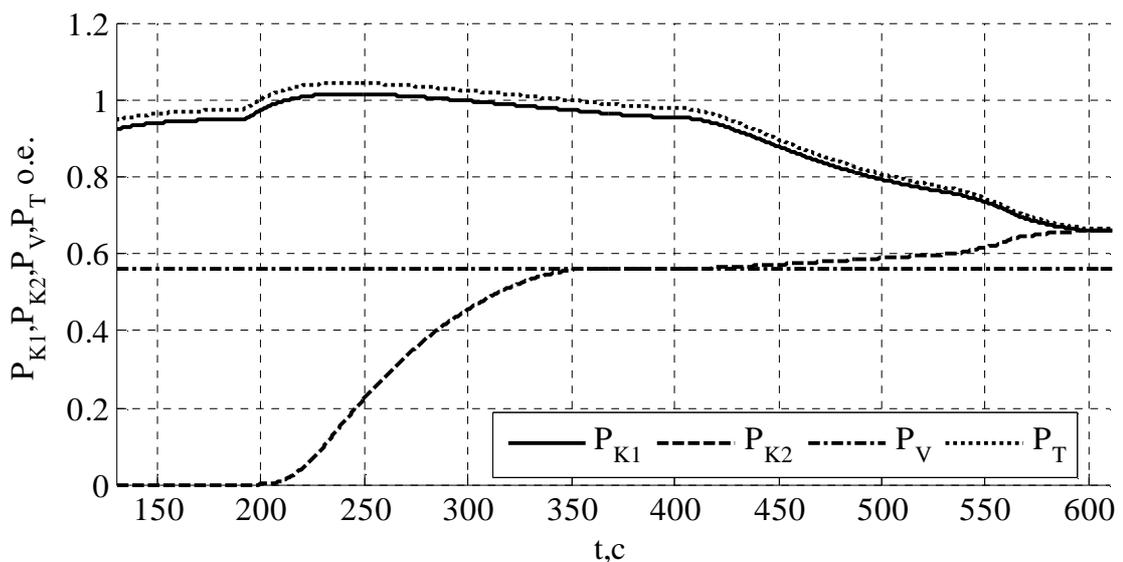


Рисунок 4.25 - Переходные процессы изменения давлений P_{K1} , P_{K2} , P_T и P_V

На рисунке 4.22 изображены график задания для СУ расходом Q_T^* и переходные процессы расхода на выходе ГТС Q_T . В момент времени 190с сигнал Q_T^* резко увеличивается на 10%, достигая номинального значения и линейно спадает до 90% в течении 195 с. СУ расходом реагирует на изменившееся задание резким скачком положения L ЭМП УПП до 100%, что приводит к форсированному увеличению скорости вращения турбины ω до 98%, а момент нагрузки на валу турбины M_H при этом возрастает до 110% (рис.4.23). Как результат расходы в воздухонагревателе Q_{K12} и кольцевом воздухопроводе Q_V увеличиваются на 3% (рис.4.24). Давления дутья на выходе P_T ГТС и в кольцевом воздухопроводе P_V , а также в воздухонагревателях изменились не более чем 1%.

С момента времени 200с на протяжении 180 с на ОУ действует возмущение, создаваемое процессом заполнения нагретого воздухонагревателя со стороны остывшего. На это действие реагируют расход Q_V , уменьшаясь на 6%, и расход Q_{K22} , увеличиваясь на 10% (рис.4.24). Расход воздуха Q_V определяется суммой расходов Q_{K12} и Q_{K22} .

Расход Q_{K22} вызывает увеличение давления P_{K2} до P_V (рис. 4.25). При этом СУ расходом все ещё отрабатывает возросшее задание Q_T^* . Давления на выходе ГТС P_T и в кольцевом воздухопроводе P_V увеличиваются не более чем на 10% и изменяются эквидистантно на всем интервале действия возмущения.

В промежутке времени с 385 до 400 с происходит подключение нагретого воздухонагревателя к ГТС. Это никак не сказывается на графиках переходных процессов, поскольку давления P_{K2} и P_V равны.

По завершении заполнения и подключения воздухонагревателя в момент времени 400 с ОУ подвергается следующему возмущению, которое создается открытием вентилей на входе нагретого воздухонагревателя. В результате этого расход Q_V увеличивается на 10%, расход Q_{K22} растёт, а расход Q_{K21} снижается до тех пор, пока не сравняются между собой.

После 700с «остывший» воздухонагреватель отключают от ГТС.

Проведя анализ переходных процессов, можно сделать следующие выводы:

- регулятор расхода дутья достаточно точно отрабатывает скорректированное задающее воздействие;
- характер переходных процессов изменения расходов Q_T и Q_V при открытии вентиля 3 удовлетворяют требованиям технологического процесса;
- момент нагрузки паровой турбины не выходит за допустимые ограничения;
- расход в кольцевом воздухопроводе в момент начала заполнения нагретого воздухонагревателя увеличивается не более чем на 1,5%, а в дальнейшем происходит «просадка» не более, чем на 3%.

4.8 Выводы по 4-му разделу

Материалы четвертого раздела диссертационной работы позволяют сделать следующие выводы:

1. Разработанная математическая модель технологического процесса может быть использована для дальнейшего исследования способов управления выработкой дутья, проверки предложенных технологических решений по управлению подачей дутья.
2. Использование релейных законов управления, синтезированных в результате решения задачи аналитического конструирования регуляторов, позволило получить достаточный запас устойчивости замкнутой системы управления объектом с переменным коэффициентом усиления.
3. Введение упреждающего сигнала задания на скорость турбины с временем упреждения, равным постоянной времени запаздывания ГТС относительно момента открытия вентилей, позволяет устранить влияние транспортного запаздывания на процесс стабилизации расхода дутья при подключении нагретого воздухонагревателя.

4. Регулирование скорости вращения паровой турбины дает возможность построения комбинированных и интегрированных систем управления расходом и давлением дутья.
5. Предложенная система может быть технически реализована и внедрена в производство. Её применение позволит минимизировать влияние человеческого фактора на систему за счет интегрирования предложенной АСУ в АСУ ТП верхнего уровня, полный отказ от воздушно-разгрузочного клапана.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Результаты исследований, выполненных в диссертации, позволяют сформулировать выводы:

1. Применение ЭМП в качестве привода устройства подачи пара обеспечивает возможность построения подчиненной, распределенной АСУ ТП выработки холодного дутья.

2. Изменение способа регулирования подачи холодного дутья к воздухонагревателям путем управления производительностью воздуходувки и исключения из работы воздушно-разгрузочного клапана позволяет снизить выбросы в атмосферу обогащенного кислородом сжатого воздуха и снизить тем самым энергетическую составляющую в себестоимости чугуна.

3. Использованный подход к описанию газодинамических процессов, протекающих в тракте дутья, может быть применен к описанию подобных технологических процессов с целью построения распределенной системы управления.

4. Исследование основных газодинамических и механических процессов, протекающих в паровой конденсационной турбине, обеспечило получение закономерностей изменения скорости вращения вала турбины от количества пара, подаваемого на её вход. На основе этого исследования впервые выполнено построение комбинированной динамической модели термодинамических и механических процессов, происходящих в рабочем пространстве паровой турбины.

5. Выполненные исследования математического описания динамики паровой турбины в виде «черного ящика» позволили идентифицировать объект исследования и получить его передаточную функцию. Дальнейшие исследования выявили нелинейный характер зависимости между параметрами передаточной функцией «черного ящика» и характером задающего воздействия, поступающего на его вход. Это позволило использовать аппарат АКР для создания релейного закона управления скоростью паровой турбины.

6. Созданный релейный закон управления скоростью паровой турбины в скользящем режиме, основанный на линеаризации идентифицированной модели, позволяет выполнять управление скоростью вращения воздуходувки и тем самым изменить способ управления подачей дутья.

7. Выполненное исследование газодинамических процессов, протекающих при подключении нагретого и отключении остывшего воздухонагревателей, позволило выявить причины и закономерности изменения давления и расхода в кольцевом воздухопроводе доменной печи.

8. Стабилизация давления горячего дутья при параллельной работе нагретого и остывшего воздухонагревателей вызывает увеличение расхода горячего дутья, что может послужить причиной нарушения хода доменной плавки.

9. Применение способа разделения во времени управляющих сигналов между системами переключения воздухонагревателей и управления расходом дутья на выходе ГТС позволяет путем форсирования работы системы управления скоростью паровой турбины уменьшить снижение расхода горячего дутья в кольцевом воздухопроводе.

СПИСОК ИСПОЛЬЗУЕМОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Металлургия чугуна: Учебник для вузов. 3-е изд., перераб. и дополненное. / Вегман Е.Ф., Жеребин Б.Н., Похвиснев А.Н. [и др.] ; под редакцией Ю.С.Юсфина. – М.:ИКЦ «Академкнига», 2004. – 774 с. – ISBN 5-96428-120-8
2. Гаврилов Е.Е Газовщик доменной печи. Технологические основы доменного производства. / Е.Е. Гаврилов, М.Т. Бузоверя, Н.М. Можаренко. – М.:Металлургия, 1986. – 175 с.
3. Глинков Г.М. АСУ ТП в черной металлургии: Учебник для вузов 2-е изд. перераб. и доп. / Г.М.Глинков, В.А. Маковский. – М.: «Металлургия», 1999. – 310 с.
4. Глинков Г.М. Проектирование систем контроля и автоматического регулирования металлургических процессов. Учебное пособие для вузов. 2-е изд., перераб. и доп. / Г.М. Глинков, В.А. Маковский, С.Л. Лотман, М.Р. Шапировский. – М.:Металлургия, 1986. – 352 с.
5. Черв'яков В.Д. Об'єктний аналіз технологічно системи нагнітання в доменному виробництві / В.Д. Черв'яков, О.О.Крупник // Восточно-европейский журнал передовых технологий. – 2007. – № 4/1 (28). - С.59–64.
6. Производство чугуна. Технологическая инструкция ТИ 107-Д-01-98 ОАО "Западно-Сибирский металлургический комбинат":Новокузнецк,1998.
7. Авдеев В.А. Основы проектирования металлургических заводов: Справочное издание / В.А. Авдеев, В.М. Друян, Б.И. Кудрин. - М.: Интернет Инжиниринг, 2002. – 464 с: ил. ISBN 5-89594-071-4
8. Справочник по электропотреблению в промышленности. Под ред. Г.П. Минина и Ю.В. Копытова. 2-е изд.перераб. и доп. – М.:Энергия, 1978. – 496 с.
9. M. Azubalis Identification of model parameters of steam turbine and governor / M. Azubalis, V. Azubalis, A. Jonaitis, R. Ponelis // Oil Shale. – 2009.– Vol. 26, Issue 3S. – pp. 254-268 – ISSN 1736-7492 Режим доступа: http://www.kirj.ee/public/oilshale_pdf/2009/issue_3s/oil-2009-3S-254-268.pdf

10. Mircea Dulau Mathematical modelling and simulation of the behaviour of the steam turbine / Mircea Dulau, Dorin Bica. // The 7 th International Conference Interdisciplinarity in Engineering (INTER-ENG 2013), Procedia Technology – 2014. – №12. – pp. 723 – 729 Режим доступа: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S2212017313007408>
11. Paulina Sobanska Neural modeling of steam turbines / Paulina Sobanska and Piotr Szczepaniak // Proceedings of the International Multiconference on Computer Science and Information Technology. – 2006. – pp. 197–205. – ISSN 1896-7094. – Режим доступа: <http://www.proceedings2006.imcsit.org/pliks/173.pdf>
12. Steam Turbine - SysCAD Documentation .– Режим доступа: http://help.syscad.net/index.php/Steam_Turbine
13. Ali Chaibakhsh Steam turbine model / Ali Chaibakhsh, Ali Ghaffari // Simulation Modelling Practice and Theory. – 2008. – №16 – pp. 1145–1162. – Режим доступа: <http://www.ewp.rpi.edu/hartford/~ernesto/F2011/EP/MaterialsforStudents/Gelardi/Chaibakhsh2008.pdf>
14. Josko Dvomik Simulation of behaviour dynamics of turbine drive generator set / Josko Dvomik, Enco Tireli, Ante Munitic. – 19th European Conference on Modelling and Simulation 2005, ECMS 2005, June 1-4, Riga, Latvia, ISBN: 1-84233-112-4, 140-144 str. – Режим доступа: http://www.researchgate.net/publication/254667206_SUMULATION_OF_BEHAVIOUR_DYNAMICS_OF_TURBINE_DRIVE_GENERATING_SET
15. Dynamic Models for Steam and Hydro Turbines in Power System Studies. – Power Apparatus and Systems, IEEE Transactions on (Volume: PAS-92 , Issue: 6), 1973. – pp.1904-1915 ISBN 0018-9510. – Режим доступа: http://ieeexplore.ieee.org/xpl/articleDetails.jsp?tp=&arnumber=4075292&url=http%3A//ieeexplore.ieee.org/xpls/abs_all.jsp%3Farnumber%3D4075292
16. TECHNICAL REPORT PES-TR1 Dynamic Models for Turbine-Governors in Power System Studies. – © IEEE 2013 The Institute of Electrical and Electronic

- Engineers, Inc. – IEEE Power & Energy Society, 2013. – Режим доступа: http://resourcecenter.ieee-pes.org/files/2013/11/PES_TR1.pdf
17. Pan Jiang A new non-linear model of steam turbine unit for dynamic analysis of power system / Pan Jiang, Lin Gao ; Yiping Dai // Power System Technology (POWERCON), 2010 International Conference on. – 2010. – pp. 1-6. –ISBN: 978-1-4244-5938-4. – Режим доступа: http://ieeexplore.ieee.org/xpl/articleDetails.jsp?tp=&arnumber=5666735&url=http%3A//ieeexplore.ieee.org/xpls/abs_all.jsp%3Farnumber%3D5666735
 18. Jan Lunze Simulation and Robust Control of Power Plants. Institute of Automation and Computer Control. – Режим доступа: http://www.atp.ruhr-uni-bochum.de/research/upload/finished/Projekt_Dastych1.pdf
 19. Nademi, H. Robust Controller Design for Governing Steam Turbine Power Generators / H. Nademi, F. Tahami // Electrical Machines and Systems, 2009. ICEMS 2009. International Conference on. – 2009. – ISBN: 978-4-88686-067-5 – Режим доступа: http://www.researchgate.net/publication/241165489_Robust_controller_design_for_governing_steam_turbine_power_generators
 20. Kyri Baker Model Predictive Control of a Steam Turbine / Kyri Baker, Tian Seng Leong // 18-879M Special Topics in Systems and Controls. – Режим доступа: http://www.andrew.cmu.edu/user/kabaker/MPC_report.pdf
 21. Zhixin Sun Modelling of Primary Frequency Control and Effect Analyses of Governing System Parameters on the Grid Frequency/ Zhixin Sun // Institute of Turbomachinery, Xi'an Jiaotong University. – 2013.– Режим доступа: <http://www.geos.ed.ac.uk/ccs/Meetings/Zhixin.pdf>
 22. Dynamic Models Package „Standard-1“. – GMB Dynamic Models for PSS® Software Product Suite. – 2010. – 62 p. Режим доступа: http://www.energy.siemens.com/hq/pool/hq/services/power-transmission-distribution/power-technologies-international/software-solutions/Dynamic_Models_Package_Standard-1.pdf

23. Цыпкин Я.З. Адаптация и обучение в автоматических системах. – М.: Наука, 1968. – 400 с.
24. Цыпкин Я.З. Основы теории обучающихся систем. – М.: Наука, 1970. – 252 с.
25. Петров Б.Н. Принципы построения и проектирования самонастраивающихся систем управления / Б.Н. Петров, В.Ю. Рутковский, И.Н. Круткова, С.Д. Земляков. – М.: Машиностроение, 1972. – 260 с.
26. Догановский С.А. Параметрические системы автоматического регулирования. – М.: Энергия, 1973. – 168 с.
27. Озеряный Н.А. Системы с параметрической обратной связью. – М.: Энергия, 1974. – 151 с.
28. Куржанский А.Б. Управление и наблюдение в условиях неопределенности. – М.: Наука, 1977. – 392 с.
29. Петров Б.Н. Адаптивное координатно-параметрическое управление нестационарными объектами / Б.Н. Петров, В.Ю. Рутковский, С.Д. Земляков. – М.: Наука, 1980. – 244 с.
30. Фомин В.Н. Адаптивное управление динамическими объектами / В.Н. Фомин, А.Л. Фрадков, В.А. Якубович. – М.: Наука, 1981. – 448 с.
31. Красовский А.А. Динамика непрерывных самонастраивающихся систем. – М.: Физматгиз, 1963. – 468 с.
32. Александров А.Г. Оптимальные и адаптивные системы.–М.: Высшая школа, 1989.–164 с.
33. Петров Б.Н., Кухтенко А.И. Современное состояние теории инвариантности //Теория инвариантности автоматических систем. – М.: Наука, 1970. – С. 4-35.
34. Емельянов С.В., Петров Б.Н., Уткин В.И. Принцип построения инвариантных систем автоматического регулирования с переменной структурой // ДАН СССР. – 1964. – Т 154, №6. – С. 1294-1296.
35. Уланов Г.М. Статистические и информационные вопросы управления по возмущению. – М.: Энергия, 1970. – 256 с.

36. Костенко Ю.Т. Системы управления с динамическими моделями / Ю.Т. Костенко, Л.М. Любчик. – Х.: Основа. 1996. – 212 с.
37. Цыпкин Я.З. Адаптивно инвариантные дискретные системы управления // Автоматика и телемеханика. 1991. №5. С. 96-124.
38. Цыпкин Я.З. Неминимально-фазовость в дискретных системах управления // Итоги науки и техники. Сер. Техническая кибернетика. М.: ВИНТИ. 1989. Том 26. С. 3-40.
39. Стрейц В. Метод пространства состояний в теории дискретных линейных систем управления. – М.: 1985. – 236 с.
40. Современные методы проектирования систем автоматического управления / Под ред Б.Н.Петрова. – М.: Машиностроение, 1967. – 703 с.
41. Андреев Ю.Н. Алгебраические методы пространства состояний в теории управления линейными объектами. (Обзор иностранной литературы) // Автоматика и телемеханика. – 1977. – №3. – С. 5-50.
42. Сергиенко А.Б. Цифровая обработка сигналов / А.Б. Сергиенко.– СПб.:Питер, 2002.– 687 с. – ISBN – 5-318-00666-3.
43. Розенвассер Е.Н., Юсупов Р.М.Чувствительность систем автоматического управления. – Л.: Энергия, 1969. – 208 с.
44. Методы теории чувствительности в теории автоматического управления /Под ред. Е.Н.Розенвассера и Р.М.Юсупова. – Л.: Энергия, 1971. – 334 с.
45. Анхимюк В.Л. Оптимизация систем стабилизации скорости электропривода с учетом чувствительности к вариациям параметров. – Электричество, 1973, №6, С. 36-42.
46. Кокотович П.В., Рутман Р.С. Матрица чувствительности и ее моделирование. – Автоматика и телемеханика, 1966, т.27, №6, С. 36-43.
47. Томович Р., Вукобратович М. Общая теория чувствительности. – М.: Сов. радио, 1972. – 280 с.
48. Розенвассер Е.Н., Юсупов Р.М. Чувствительность систем управления. – М.: Наука, 1981. – 464 с.

49. Боднер В.А., Васильев В.И., Шаймарданов Ф.А. Алгоритмический метод синтеза малочувствительной системы автоматического регулирования. – Автоматика и телемеханика. – 1974, №4, С. 14-18.
50. Ермаченко А.И., Юсупов О.М. Применение функций чувствительности в задаче синтеза линейных многосвязанных систем управления. – Изв. АН СССР. Техническая кибернетика. – 1976, №2, С. 170-178.
51. Кокотович П.В., Рутман Р.С. Теория чувствительности и алгоритмы воздействия на параметры системы управления. – В кн.: Многосвязные и инвариантные системы. Нелинейные дискретные системы. – М.: Наука, 1968, С. 131-149.
52. Кузовков Н.Т. Модальное управление и наблюдающие устройства –М.: Машиностроение, 1976. – 184 с.
53. Purter H., Grossley T.R. Modal Control. Theory and Applications. London. 1972, 233 p.
54. Автоматизированные электромеханические системы с модальными регуляторами и наблюдателями состояния. /Л.В.Акимов, А.Верма, О.Ю.Глебов и др. // Сборник научных статей под общей редакцией В.Б.Клепикова, Л.В.Акимова. – Харьков: ХГПУ, 1997. – 90 с.
55. Колганов А.Р. Электронный конспект лекций «Основные разделы современной теории автоматического управления» / А.Р.Колганов : [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://drive.ispu.ru/elib/kolganov2/16.html>
56. Бойчук Л.М. Обратный метод структурного синтеза нелинейных систем автоматического управления //К.: Автоматика. – 1966. – №6.
57. Бойчук Л.М. Оптимальные системы автоматического регулирования. – Киев: Наукова думка, 1965.
58. Батенко А.П. Управление конечным состоянием движущихся объектов // Изв. ВУЗов. Приборостроение. – 1977. – №4.
59. Батенко А.П. Системы терминального управления. – М.: Радио и связь, 1984.

60. M.S.Branicky Multiple Lyapunov functions and other analysis tools for switched and hybrid systems, IEEE Transactions on automated control, Vol 43, №3, April 1998,pp 475-482.
61. S.Prajna, A Papachristodoulou Analysis of switched and hybrid systems—beyond piecewise quadratic methods, Proceedings of ACC 2003,pp 1-6.
62. Volterra V. Theory of Functionals and Integral and Integro-Differential Equations. Dover Publications. New York, 1959.
63. Ван Трис Г.Л. Функциональные методы анализа нелинейного поведения систем фазовой автоподстройки частоты. IEEE (ТИИЭР), т.52, №8, 1964 г.
64. Parent R.B. Nonlinear differential equations and analytic system theory. SAIM, J.Appl.Math. vol. 18, January 1970.
65. Chen C.F., Chiu R.F. New theorems of association of variables in multiple dimensional Laplace Transform. INT. J. SYSTEM CSI., 1973, vol. 4, no. 4, p. 647664.
66. Техническая кибернетика. Теория автоматического управления. Кн.3, часть 2. Теория нестационарных, нелинейных и самонастраивающихся систем автоматического регулирования. Ред. Солодовников В.В. – М: Машиностроение, 1969 г. – с. 223 - 256.
67. F.Blanchini, A.Megretski Robust State Feedback Control of LTV Systems. Nonlinear Is Better Than Linear. Электронный документ http://www.mit.edu/people/ameg/bl_fin.pdf
68. Гайдук А. Р. Полиномиальный синтез нелинейных систем управления Автоматика и телемеханика. - 2003. - № 10. - С. 144-148
69. В.И.Капалин, Данг Ван Уи Синтез нелинейных систем управления с использованием минимаксных аппроксимаций нелинейностей и метода корневого годографа, Электронный документ <http://www.rusycon.ru/papers/014.html>.
70. Мееров М.В. Синтез структур систем автоматического регулирования высокой точности. – М.: Наука, 1967. – 424 с.

71. Цыпкин Я.З. Теория релейных систем автоматического регулирования. – М.: Гостехиздат, 1955. – 456 с.
72. Цыпкин Я.З. Релейные автоматические системы. М.: Наука, 1974. – 576 с.
73. Мееров М.В. Системы автоматического управления, устойчивые при сколь угодно большом коэффициенте усиления //Автоматика и телемеханика. – 1947. – т.8, №4. – С. 225-242.
74. Мееров М.В. Синтез систем с жесткой структурой, эквивалентных самонастраивающимся системам //Тр. II Международного конгресса ИФАК. – М.: Изд. АН СССР. – 1965. – С. 230-242
75. Беллман Р. Динамическое программирование. – М.: Иностранная литература, 1960.–232 с.
76. Понтрягин Л.С. Математическая теория оптимальных процессов / Л.С.Понтрягин, В.Г.Болтянский, Р.В.Гамкрелидзе. – М.:Наука, 1969. – 386 с.
77. Летов А.М. Аналитическое конструирование регуляторов I.–Автоматика и телемеханика, 1960, №4, С. 436-441.
78. Летов А.М. Аналитическое конструирование регуляторов II.–Автоматика и телемеханика, 1960, №5, С. 561-568.
79. Летов А.М. Аналитическое конструирование регуляторов III.–Автоматика и телемеханика, 1960, №6, С. 661-665.
80. Летов А.М. Аналитическое конструирование регуляторов IV.–Автоматика и телемеханика, 1961, №4, С. 425-435.
81. Летов А.М. Аналитическое конструирование регуляторов V.–Автоматика и телемеханика, 1962, №11, С. 1405-1413.
82. Красовский А.А. Системы автоматического управления полетом и их аналитическое конструирование. – М.: Наука, 1973. – 558 с.
83. Летов А.М. Устойчивость нелинейных регулируемых систем. – М.: Физматгиз, 1962. – 484 с.
84. Садовой А.В. Системы оптимального управления прецизионными электроприводами / А.В. Садовой, Б.В. Сухинин, Ю.В. Сохина.: Под ред. А.В. Садового. – К.: ИСИМО, 1996. – 298 с., ил. ISBN 5-7763-9322-1.

85. Нелепин Р.А. Методы исследования нелинейных систем автоматического управления.–М.: Наука. 1975. – 448 с.
86. Зеленов А.Б., Садовой А.В. Аналитическое конструирование регуляторов для астатического объекта управления. – К.: Техника, 1977, вып. 24, С.14-18.
87. Крутько П.Д. Обратные задачи динамики управляемых систем. Линейные модели. – М.: Наука, 1987. – 304 с.
88. Крутько П.Д. Обратные задачи динамики управляемых систем. Нелинейные модели. – М.: Наука, 1988. – 328 с.
89. Уткин В.И. Скользящие режимы в задачах оптимизации и управления.– М.: Наука, 1981. – 367 с.
90. Волянский Р.С., Садовой А.В. Синтез оптимальной системы управления нелинейным объектом// Вісник Кременчуцького Державного Політехнічного Університету: Наукові Праці КДПУ.- Кременчук: КДПУ, 2000.-Вип.2(9), С.20–22.
91. Волянский Р.С., Садовой А.В. Построение области существования скользящего режима релейного регулятора положения следящего электропривода с учетом запаса кинетической энергии// Проблемы создания новых машин и технологий – Научные труды Кременчугского государственного политехнического университета, выпуск 1/2001 (10), С.11-15.
92. Волянский Р.С., Садовой А.В. Повышение порядка астатизма релейных систем оптимального управления нелинейными объектами// Вісник Кременчуцького державного політехнічного університету: Наукові праці КДПУ.- Кременчук: КДПУ, 2002.-Вип.1(12), С.82–84
93. Волянский Р.С., Садовой А.В. Синтез оптимального управления существенно нелинейным электромеханическим объектом// Вестник ХГПУ. Серия: Электротехника, электроника и электропривод. Харьков: ХГПУ., Т1, 2002., С.62-63
94. Волянський Р.С., Садовой О.В. Синтез систем оптимального керування нелінійними електромеханічними об'єктами // Львів: Електроінформ, №1, 2002., С.6-9.

95. Волянский Р.С., Садовой А.В. Оптимальные алгоритмы управления нелинейными объектами// Збірник наукових праць Дніпродзержинського державного технічного університету (технічні науки), Дніпродзержинськ, 2001. – С.195-200.
96. Волянский Р.С., Садовой А.В. Статические свойства позиционного электропривода с релейным регулятором положения, синтезированным с учетом запаса кинетической энергии // Автоматизація технологічних об'єктів та процесів. Пошук молодих. Збірник наукових праць. Донецьк: ДонДТУ-2001. – С. 240-242.
97. Садовой А.В. Синтез линейных систем оптимального управления на основе принципа симметрии / А.В.Садовой, Ю.В.Сохина. – Проблемы автоматизированного электропривода. Теория и практика. / Харьков: Основа, 1995. – С. 44-48.
98. Садовой А.В. Релейные системы оптимального управления электроприводами / А.В.Садовой, Б.В.Сухинин, Ю.В.Сохина., А.Л.Дерец: Под ред. А.В.Садового. – Днепродзержинск:ДГТУ. – 2011. – 377с. ISBN 978-966-175-050-9
99. Шляхин П.Н. Паровые и газовые турбины. Учебник для техникумов. Изд. 2-е, перераб. и доп. / П.Н. Шляхин.– М.:Энергия, 1974. – 224 с.
100. Капелович Б.Э. Эксплуатация паротурбинных установок /Б.Э.Капелович. – М.:Энергия, 1975. – 228 с.
101. Веллер В.Н. Регулирование и защита паровых турбин / В.Н. Веллер. – М.: Энергоатомиздат, 1985.-104 с.
102. Щегляев А.В. Паровые турбины. Теория теплового процесса и конструкции турбин: Учеб. Для вузов: В 2 кн. Кн. 1.- 6-е изд., перераб., доп. и подгот. к печати Б.М. Трояновским. / А.В. Щегляев. – М.: Энергоатомиздат, 1993. – 384 с. – ISBN 5-283-00197-0 (Кн. 1). – ISBN 5-283-00261-6.
103. Щегляев А.В. Паровые турбины. Теория теплового процесса и конструкции турбин: Учеб. Для вузов: В 2 кн. Кн. 2.- 6-е изд., перераб., доп. и подгот.

- к печати Б.М. Трояновским. / А.В. Щегляев. – М.: Энергоатомиздат, 1993. – 416 с. – ISBN 5-283-00264-0 (Кн. 2). – ISBN 5-283-00261-6.
104. Helvoirt, Jan van Centrifugal compressor surge, modeling and identification for control / by Jan van Helvoirt. – Eindhoven: Technische Universiteit Eindhoven Profefschrift, 2007. – 218 p. – ISBN 978-90-386-1095-5.
105. Тищенко Н.Т. Формирование траектории торможения электропривода центробежного компрессора / Н.Т. Тищенко, А.В. Садовой. - Сборник научных трудов Днепродзержинского государственного технического университета (технические науки). Тематический выпуск «Проблемы автоматизированного электропривода. Теория и практика» / Днепродзержинск: ДГТУ, 2007. – С.280-282.
106. Абрамович Г.И. Прикладная газовая динамика. В 2 ч. Ч. 1: Учеб. руководство: Для вузов. 5-е изд., перераб и доп. / Г.И. Абрамович. – М.: Наука. Гл. ред. физ-мат. лит, 1991. – 600 с. – ISBN 5-02-014015-5.
107. Абрамович Г.И. Прикладная газовая динамика. В 2 ч. Ч. 2: Учеб. руководство: Для вузов. 5-е изд., перераб и доп. / Г.И. Абрамович. – М.: Наука. Гл. ред. физ-мат. лит, 1991. – 304 с. – ISBN 5-02-014962-4.
108. Дейч Михаил Ефимович Техническая динамика. Изд. 2-е, переработ. / М.Е. Дейч. М. – Л.: Госэнергоиздат, 1961 – 675 с.
109. Лойцянский Л.Г. Механика жидкости и газа: Учеб. для вузов. – 7-е изд., испр. / Л.Г. Лойцянский – М.:Дрофа, 2003. – 840 с., 311 ил., 22 табл. – (Классики отечественной науки). – ISBN 5-7107-6327-6.
110. Селезнев В.Е. Математическое моделирование трубопроводных сетей и систем каналов: методы, модели и алгоритмы / В.Е. Селезнев, В.В. Алешин, С.Н. Прялов. – М.: МАКС Пресс, 2007. – 695 с. – ISBN 978-5-317-02011-8.
111. Ким Д.П. Теория автоматического управления. Т.1. Линейные системы. / Д.П. Ким. – М.:Физматлит, 2003. – 288 с. – ISBN 5-9221-0379-2.
112. B.Roffel Process dynamics and control: modeling for control and prediction / Brian Roffel, Ben Betlem. - :John Wiley & Sons,Ltd, 2006. – 562 с. – ISBN -

13: 978-0-470-01663-3, ISBN-10:0-470-01663-9, ISBN-13: 978-0-470-01664-0, ISBN-10: 0-470-01664-7.

113. Gravdahl J.T. Modeling and control of surge and rotating stall in compressors / Jan Tommy Gravdahl. – Department of Engineering Cybernetics, Norwegian University of Science and Technology: Trondheim, Norway, 1998 – 152 p.
114. Крупник А.А. Закономерности изменения параметров дутья в технологическом процессе доменного производства / А.А. Крупник, А.В. Садовой, Н.Т. Тищенко. - Сборник научных трудов Днепродзержинского государственного технического университета (технические науки) Днепродзержинск: ДГТУ, 2011 – С.92-97.
115. Садовой А.В. Алгоритмический синтез систем управления, устойчивых при неограниченном коэффициенте усиления / А.В.Садовой, Ю.В.Сохина. – – Сборник научных трудов Днепродзержинского государственного технического университета (технические науки) Днепродзержинск: ДГТУ, 1995. – С.483-489.
116. Садовой А.В. Электромеханическая система регулирования скорости паровой турбины / А.В. Садовой, А.А. Крупник. – МОНМС України Одеський національний політехнічний університет Науково-технічний журнал “Електротехнічні та комп'ютерні системи”, Київ “Техніка”,2011. – С.198-199.
117. Методы классической и современной теории автоматического управления: Учебник в 5-и тт.; 2-е изд., перераб. и доп. Т.1: Математические модели, динамические характеристики и анализ систем автоматического управления / Под ред. К.А. Пупкова, Н.Д. Егупова. – М.:Издательство МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2004. – 656 с. – ISBN 5–7038–2189–4.
118. Крупник А.А. Автоматическое управление скоростью паровой турбины привода воздуходувки / А.А. Крупник, А.В. Садовой. - Сборник научных трудов Днепродзержинского государственного технического университета (технические науки) Днепродзержинск: ДГТУ, 2015 – С.121-129.

119. Ján Mikleš Process Modelling Identification, and Control-/ Ján Mikleš, Miroslav Fikar . – Berlin, Heidelberg, New York : Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2007. – 497 p. – ISBN 978-3-540-71969-4.
120. Гурецкий Х. Анализ и синтез систем управления с запаздыванием. Пер. с польского / Х. Гурецкий. – М.: Машиностроение, 1974. – 328 с.
121. Чаки Ф. Современная теория управления: нелинейные, оптимальные и адаптивные системы / Ф. Чаки. – М.: Издательство «МИР», 1975. – 423 с.
122. Клюев А.С. Синтез быстродействующих регуляторов для объектов с запаздыванием / А.С. Клюев, В.С.Карпов. – М.:Энергоатомиздат, 1990. – 176 с. – ISBN 5-283-01506-8.
123. Бухарин Н.Н. Моделирование характеристик центробежных компрессоров / Н.Н.Бухарин. – Л.: Машиностроение, Ленингр. отд-ние, 1983. – 214 с.
124. Ключев В.И. Теория электропривода: Учеб. для вузов. / В.И. Ключев. – М.: Энергоатом издат, 1998. – 704 с.: ил. – ISBN 5–283–00642-5.
125. Крупник А.А. Моделирование системы управления сопловой подачи пара в турбину / А.А. Крупник, А.В. Садовой, Н.Т. Тищенко. – VI Всеукраїнська науково-технічна конференція молодих вчених та спеціалістів. Тези доповідей. – Кременчук: КДПУ, 2008. – С.230-231.
126. GSX Series Motor / Actuators Ordering Guide Standard GSX [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.exlar.com/pages/164-Ordering-Guide-Standard-GSX>
127. Липсман В.С. Наладка и эксплуатация промышленных паровых турбин / В.С. Липсман, С.И. Липсман, А.Т.Музыка. – М.:Энергия, 1967. – 216 с.
128. Крупник А.А. Модель газотранспортной системы как объекта управления / А.А. Крупник, А.В. Садовой, Н.Т. Тищенко, Р.С. Волянский. – Сборник научных трудов Днепродзержинского государственного технического университета (технические науки) Днепродзержинск: ДГТУ, 2009. – 199 с. Выпуск 1(11) С.152-157

ПРИЛОЖЕНИЯ

Приложение А

Преобразование закона управления с производными по основной регулируемой переменной к закону с обратными связями по основным переменным состояния системы. Закон регулирования тока ЭМП

Релейный закон регулирования тока ЭМП имеет вид

$$U_3 = -\text{sign}[M_3((-b_{33} - b_{44}) + p)\eta_3], \quad (\text{A.1})$$

где $M_3 = b_{34}m_4 = 1/(T_a T_n)$, $b_{33} = -1/T_a$, $b_{44} = -1/T_n$, $T_a > 0$, $T_n > 0$.

Раскроем скобки и вынесем общий множитель за знак функции sign

$$U_3 = -\text{sign}[(1 + \gamma_{31}p)\eta_3] \times \text{sign}(M_3(-b_{33} - b_{44})), \quad (\text{A.2})$$

где $\gamma_{31} = \frac{T_a T_n}{T_a + T_n}$

В выражении (A.2)

$$\text{sign}(M_3(-b_{33} - b_{44})) = \text{sign}(M_3) \times \text{sign}(-b_{33} - b_{44}) = 1 \times 1 = 1, \quad (\text{A.3})$$

где $M_3 > 0$, $(-b_{33} - b_{44}) = \left(\frac{1}{T_a} + \frac{1}{T_n}\right) > 0$. Внесем под функцию sign знак

«минус». В результате получаем

$$U_3 = \text{sign}[(-1 - \gamma_{31}p)\eta_3]. \quad (\text{A.4})$$

Выполним обратную подстановку переменных и выразим выражении (A.4) через относительные переменные

$$u_3 - u_3^* = \text{sign}[(-1 - \gamma_{31}p)(y_3 - y_3^*)]. \quad (\text{A.5})$$

$U_3 = u_3 - u_3^*$ - дополнительное стабилизирующее управление, представляющее собой отклонение реального управляющего воздействия u_3 от программного u_3^* .

На объект управления не подается программное управляющее воздействие u_3^* , тогда истинное управление $u_3 = U_3$.

С учетом сказанного выше

$$u_3 = \text{sign}[(1 + \gamma_{31}p)(y_3^* - y_3)]. \quad (\text{A.6})$$

Выразим выражение (A.6) через реальные переменные состояния ЭМП

$$u_{y_3} = u_{y_{3m}} \text{sign}[(1 + \gamma_{31}p)(i_d^* - i_d)] \times \text{sign}[1/i_{dm}], \quad (\text{A.7})$$

где $(1/i_{dm}) > 0$.

Раскроем скобки в выражении (A.7)

$$u_{y3} = u_{y3m} \operatorname{sign} \left[i_d^* + \gamma_{31} p i_d^* - i_d - \gamma_{31} p i_d \right]. \quad (\text{A.8})$$

Учитывая то, что законе управления регулятором тока (A.8) выполняются условия $i_d^* = \text{const}$, $p i_d^* = 0$, то выражение (A.8) принимает вид

$$u_{y3} = u_{y3m} \operatorname{sign} \left[i_d^* - i_d - \gamma_{31} s i_d \right]. \quad (\text{A.9})$$

Проведем замену производной по току её значением в соответствии с уравнением исходной системы $p i_d = -\frac{C\Phi}{R_a T_a} \omega_d - \frac{1}{T_a} i_d + \frac{1}{R_a T_a} E_n$

$$u_{y3} = u_{y3m} \operatorname{sign} \left[i_d^* - i_d - \frac{T_a T_n}{T_a + T_n} \left(-\frac{C\Phi}{R_a T_a} \omega_d - \frac{1}{T_a} i_d + \frac{1}{R_a T_a} E_n \right) \right]. \quad (\text{A.10})$$

Упростив выражение (A.10) получаем релейный закон регулирования тока с жесткими обратными связями

$$u_{y3} = u_{y3m} \operatorname{sign} \left[i_d^* - (-\beta_{32} \omega_d + \beta_{33} i_d + \beta_{34} E_n) \right], \quad (\text{A.11})$$

где $\beta_{33} = \frac{T_a}{T_a + T_n}$, $\beta_{34} = \frac{T_n}{(T_a + T_n) R_a}$, $\beta_{32} = \frac{T_n C\Phi}{R_a (T_a + T_n)}$.

Преобразования для законов управления скоростью и положением ЭМП выполняются аналогичным образом.

Приложение Б
Параметры ЭМП

Таблица Б.1

Технические данные привода линейного перемещения

Exlar GSX20-0601-MFA-CT3-138-AR

Наименование параметра	Значение
Размер корпуса, мм	57
Ход, мм	150
Шаг винта, мм	2,54
Непрерывное усилие (1 пакет), Н	1632
Максимальная скорость, м/с	2,1167
Непрерывный крутящий момент двигателя, Нм	0,28
Максимальная статическая нагрузка, Н	5560
Момент инерции якоря, кг м ²	0,000129
Номинальная динамическая нагрузка, Н	9230
Масса, кг	3,2
Номинальный люфт, мм	0,1
Непрерывный крутящий момент двигателя, Нм	0,83
Постоянная крутящая момента, Нм/А	0,59
Номинальный пиковый ток, А	3,9
Постоянная напряжения, В ср. кв. тыс. об/мин	35,6
Конфигурация полюсов, шт.	8
Сопротивление, Ом	12,5
Индуктивность, Гн	0,0228
Момент инерции, кг м ²	0,0000028
Крутящий момент удерживания, Нм	2,71
Механическая постоянная времени, мс	6,5-9,2
Электрическая постоянная времени, мс	1,8
Постоянная демпфирования, Нм/тыс. об/мин	0,06
Напряжение шины, В ср.кв.	230
Скорость вращения при напряжении шины, об/мин	5000

Приложение В
Значение коэффициентов структурных схем

Таблица В.1

Значения коэффициентов структурной схемы
системы управления ЭМП (Приложение Б)

Обозначение на схеме	Размерность	Значение	Обозначение на схеме	Размерность	Значение
β_{12}	м·с	$1,155 \cdot 10^{-6}$	β_{32}	А·с	0,014
β_{13}	м/А	$1,223 \cdot 10^{-6}$	β_{33}	о.е.	0,9474
β_{14}	м/В	$5,435 \cdot 10^{-8}$	β_{34}	А/В	0,0042
β_{22}	о.е.	0,985			
β_{23}	1/с/А	36,207			
β_{24}	1/В/с	0,0463			

Таблица В.2

Значение коэффициентов
структурной схемы системы управ-
ления скоростью турбины с НУ

Обозначение на схеме	Размерность	Значение
$A_2 = A_{01}$	с	$2,8412 \cdot 10^4$
$A_3 = A_{02}$	с ²	$3,7179 \cdot 10^4$
$A_4 = A_{03}$	с ³	1,2604
$A_5 = A_{04}$	с ⁴	560,811
M_1	о.е.	0,0082
\tilde{g}_1	о.е.	50
L_m^*	м	0,125

Таблица В.3

Значение коэффициентов структур-
ной схемы контура регулирования
расхода воздуха, давления на выходе
из ГТС

Обозначение на схеме	Размерность	Значение
T_τ	с	0,001
T_1	с	0,01
k_{ck}	м ³ /рад	0,1317
k_3	Н·с/м ²	$3,521 \cdot 10^6$
k_{RT1}	1/м ³	444,7145
k_R	м ^{7/2} / $\sqrt{\text{кг}}$	0,11

Приложение Д
Параметры паровой турбины

Таблица Д.1

Номинальные и конструктивные параметры паровой конденсационной
турбины К-12-35

Наименование параметра	Обозначение	Значение
Суммарный момент инерции (вал воздуходувки и турбины), кг·м ²	J_c	536,87
Среднее значение радиуса колес турбины, м	R_{CP}	0,643
Суммарная площадь сечения, через которое происходит истечение пара из паросборника, м ²	S_l	0,002678
Давление пара на выходе из турбины, Па	P_0	101325
Плотность пара, кг/м ³	ρ	10,8807
Число колес паровой турбины, шт.	z	12
Постоянная изменения удельного объема газа по времени, с·м ³ /кг	k^*	0,25
Удельная энтальпия пара после расширения, Дж/кг	h_2	2612115
Коэффициент вентиляторной нагрузки турбины, (Н·м·рад)	k_N	0,42
Объем паросборника, м ³	V_{np}	0,01
Коэффициент, характеризующий состояние пара, кг/(Н·м)	C_g	0,0015
Максимальный диаметр среза клапана, м	d_k	0,06
Давление пара в паропроводе, МПа	P_H	3,43
Величина зазора хвоста: 1-го клапана, м	df_1	0,0005
2-го клапана, м	df_2	0,015
3-го клапана, м	df_3	0,03
4-го клапана, м	df_4	0,045
5-го клапана, м	df_5	0,06
6-го клапана, м	df_6	0,075
7-го клапана, м	df_7	0,095
Высота конуса клапана от вершины до диаметра максимального среза d_k , м (рис.2.8)	h_k	0,03
Максимальный ход траверсы с клапанами, м	L_m	0,125

Приложение Е Испытательный стенд

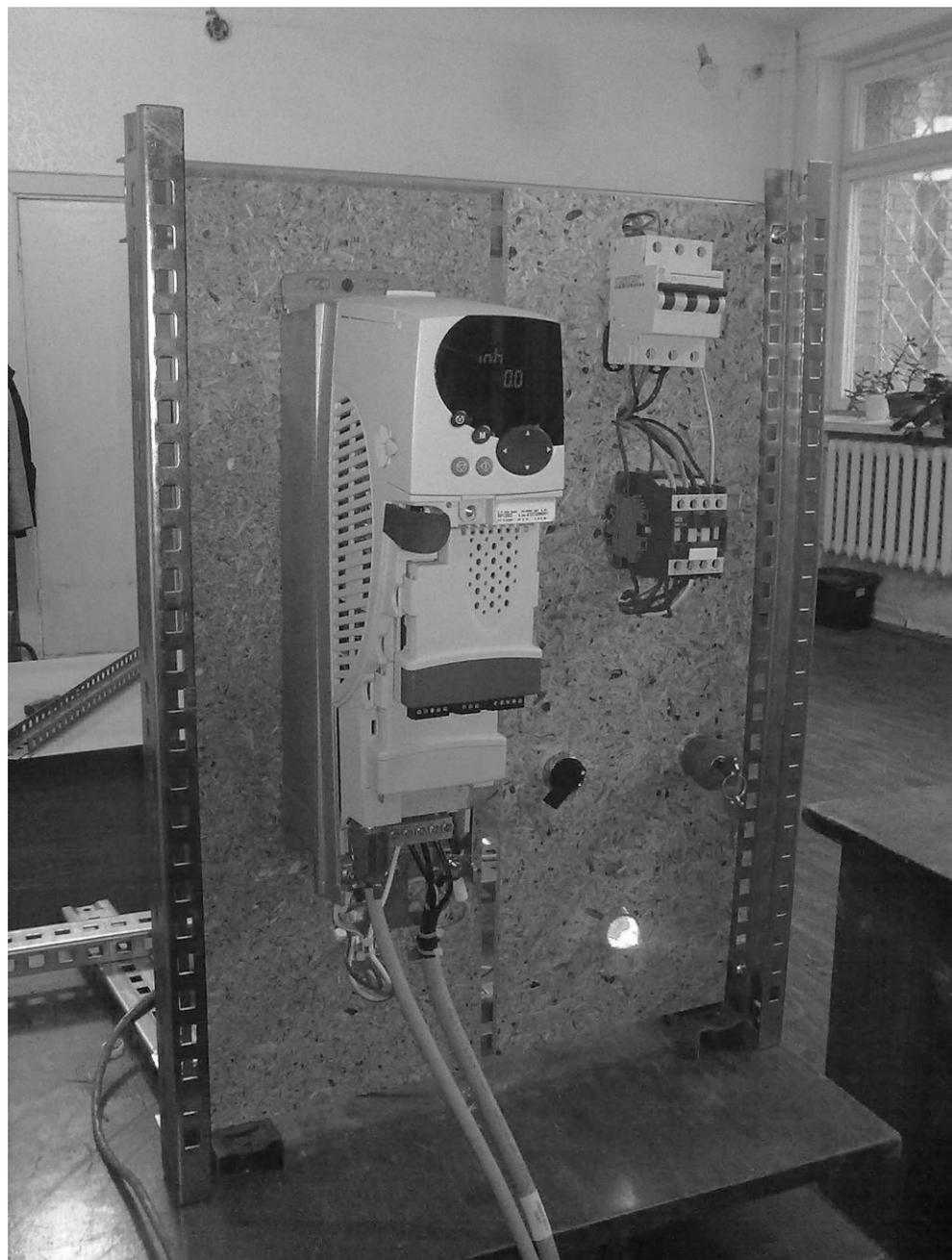


Рисунок Е.1 - ПЛК-ПТ (часть испытательного стенда)

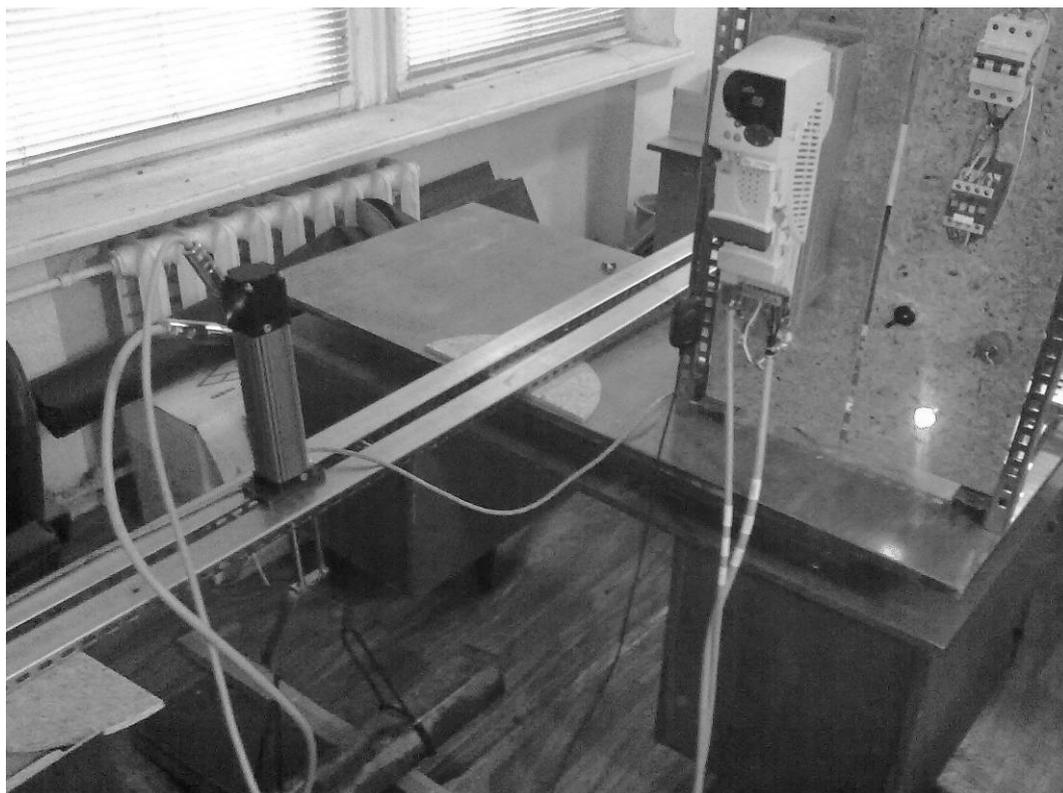
Приложение Е (продолжение)

Рисунок Е.2 - ПЛК-ПТ и ЭМП

Приложение Ж

Программное обеспечение ПЛК

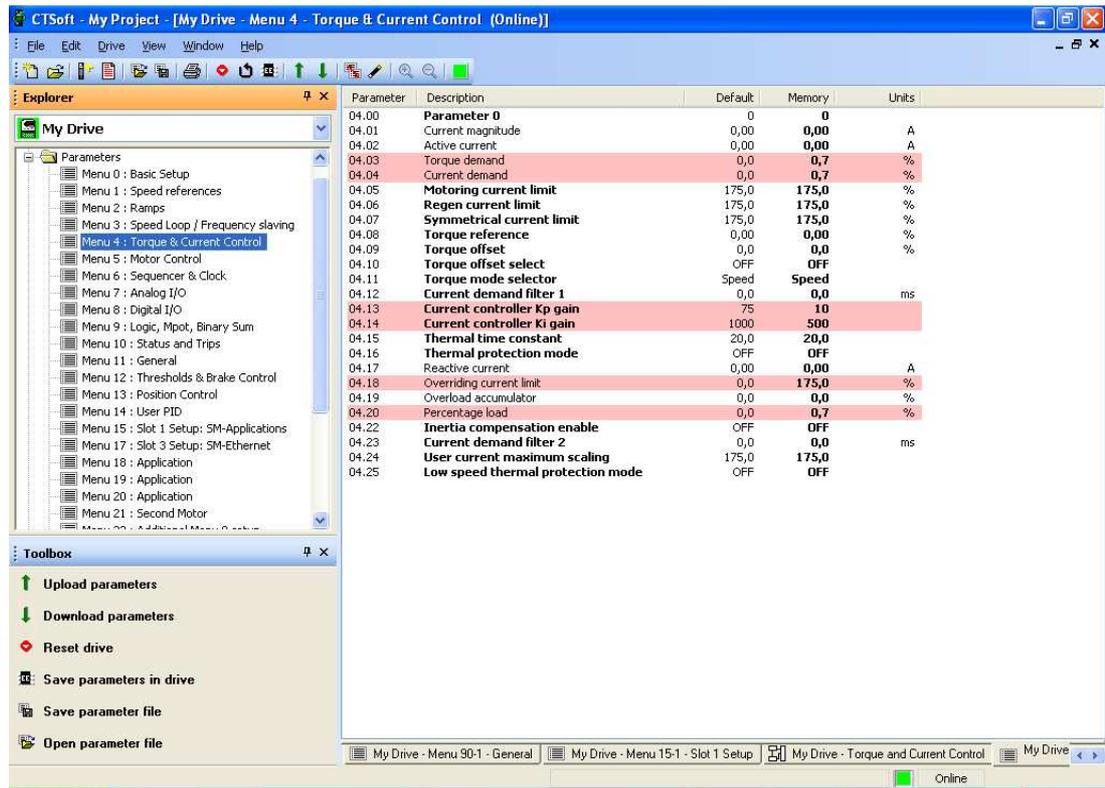


Рисунок Ж.1 - Окно просмотра текущих значений тока и момента ЭМП

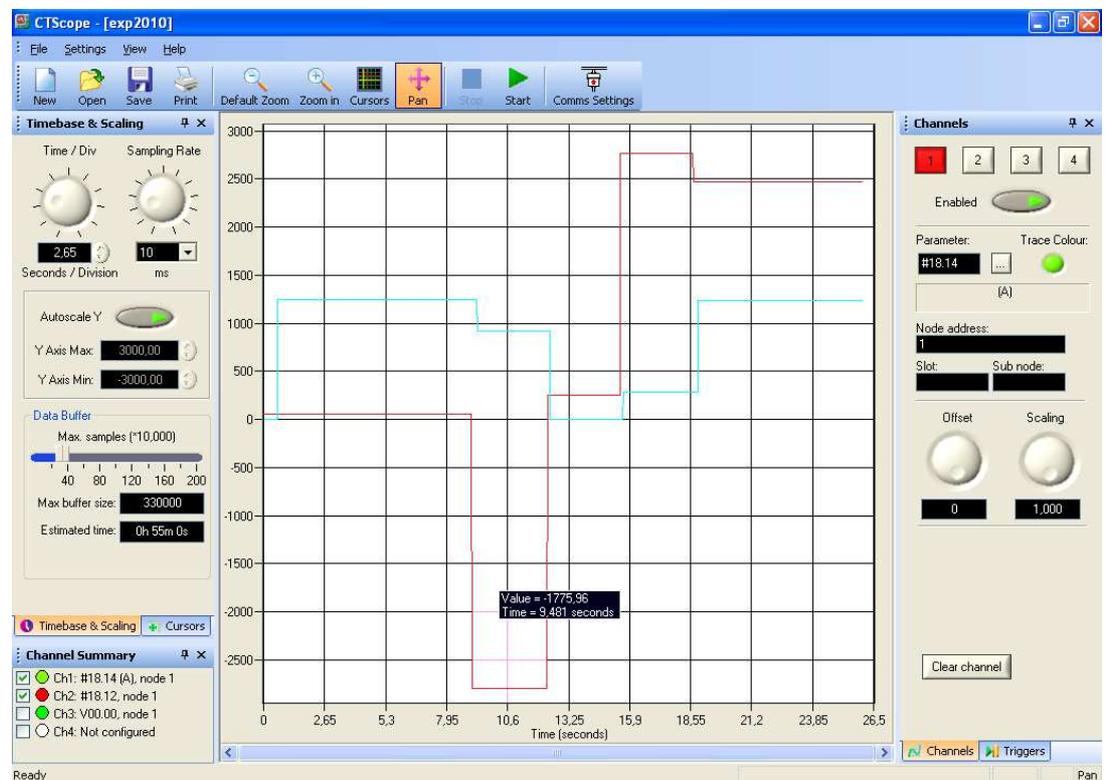


Рисунок Ж.2 - Окно программы осцилографирования данных ЭМП

Приложение 3 Акты внедрения и справки

Дніпродзержинський державний технічний університет

Затверджую

Перший проректор

" 19 " _____ 2015 р.
В.М. Пугачев



АКТ

впровадження в навчальний процес результатів дисертаційної роботи

Крупника Олександра Олександровича

на тему:

"Автоматизація процесу керування виробленням холодного дуття
в доменному виробництві"

Комісія в складі начальника навчального відділу Добрик Л.О., звідувача кафедри електротехніки та електромеханіки Нізімова В.Б., доцента кафедри електротехніки та електромеханіки Количева С.В. склали даний акт про використання в навчальному процесі результатів дисертаційної роботи Крупника Олександра Олександровича на тему: "Автоматизація процесу керування виробленням холодного дуття в доменному виробництві" при проведенні лекційних, практичних та лабораторних занять з дисциплін "Енергозбереження в технологічних процесах та установках", "Електромеханічні системи автоматизації технологічних процесів і комплексів", а також при курсовому та дипломному проектуванні для студентів спеціальності 7.05070204 "Електромеханічні системи автоматизації та електропривод", а саме використання:

- математичних моделей парової турбіни та повітрянагнітача для дослідження перехідних процесів та алгоритмів побудови систем керування такими об'єктами;
- принципів структурної та параметричної ідентифікації нелінійних об'єктів за їх часовими характеристиками;
- методик синтезу систем оптимального керування газотранспортними системами.

Використання методик синтезу систем оптимального керування газотранспортними системами та принципів структурної та параметричної ідентифікації нелінійних об'єктів дозволило підвищити теоретичний рівень підготовки спеціалістів з вищезгаданої спеціальності.

Голова комісії:

Члени комісії:



Л.О. Добрик

В.Б. Нізімов

С.В. Количев

Приложение 3 (продолжение)



АКТ

внедрения результатов диссертационной работы

Крупника Александра Александровича

на тему

“ Автоматизация процесса управления выработкой холодного дутья
в доменном производстве ”

Мы, нижеподписавшиеся, представители ООО НИП «ДІА» директор Тищенко Н.Т., главный инженер Касиянчук Н.В. и Днепропетровского государственного технического университета (ДГТУ) заведующий кафедрой Низимов В.Б., старший преподаватель Крупник А.А. составили настоящий акт о том, что результаты диссертационной работы Крупника Александра Александровича на тему “ Автоматизация процесса управления выработкой холодного дутья в доменном производстве ” внедрены ООО НИП «ДІА» при построении системы управления устройством подачи пара в паровую турбину АВК-12, которая используется для привода воздухоудвки паровоздушной станции металлургического завода.

Использование синтезированных в диссертационной работе алгоритмов управления электроприводом устройства подачи пара, соответствующих структурных схем и коэффициентов обратных связей позволило построить систему оптимального управления скоростью паровой турбины.

От ООО НИП «ДІА»

От ДГТУ

директор ООО НИП «ДІА»

Н.Т. Тищенко

Заведующий кафедрой ЭТЭМ

В.Б. Низимов

главный инженер ООО НИП «ДІА»

Н.В. Касиянчук

Ст. преп. кафедры ЭТЭМ

А.А. Крупник

Приложение 3 (продолжение)



МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

ДНІПРОДЗЕРЖИНСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
(ДДТУ)

вул. Дніпробудівська, 2 м. Дніпродзержинськ, 51918, тел./факс (0569) 551389
E-mail: science@dstu.dp.ua

17.01.2015 № 108-13-25/17

На № _____ від _____

ДОВІДКА

видана **Крупнику Олександрю Олександровичу** про те, що його дисертаційне дослідження **«Автоматизація процесу керування виробленням холодного дуття в доменному виробництві»** виконувалось відповідно до програми та планів держбюджетних НДР МОН України : **«Оптимізація за критерієм максимуму енергетичної ефективності технологічного процесу виробництва гарячого дуття»** (номер державної реєстрації №0110U002302), **«Розробка наукових основ аналізу та синтезу оптимального енергоефективного керування електромеханічними системами»** (номер державної реєстрації №0112U000343)

Проректор з наукової роботи



О.В.Садовой

Приложение И

Результаты топливоиспользования по котлоагрегатам и энергоиспользования по турбокомпрессорным установкам ТЭЦ за 2005 год

РЕЗУЛЬТАТЫ ТОПЛИВОИСПОЛЬЗОВАНИЯ ПО КОТЛОАГРЕГАТАМ И ЭНЕРГОИСПОЛЬЗОВАНИЯ ПО ТУРБОКОМПРЕССОРНЫМ УСТАНОВКАМ ТЭЦ ЗА 2005 ГОД							
ПОКАЗАТЕЛИ	ЯНВАРЬ	ФЕВРАЛЬ	МАРТ	АПРЕЛЬ	МАЙ	ИЮНЬ	
Суммарное потребление топлива энергетическими котлами, т у. т.	30198	26664	30949	26771	27025	19108	
Количество теплоты, отпущенной от энергетических котлов, Гкал	175524	152974	178838	150262	155078	106928	
КПД котельной брутто, %	по агрегатный учет	85	86	85	82	85	83
	по АСУ ГАЗ	84	83	83	81	83	81
Тепловые доли сжигаемых газов, % **	Природный газ	19,1	37,1	22,9	18,3	21,3	31,0
	Доменный газ	78,2	58,7	76,7	81,0	77,3	68,3
	Прир. домен. смесь	2,7	4,2	0,4	0,7	1,0	0,7
Количество теплоты, пошедшее на, %	выработку дутья	63,0	56,5	61,1	71,4	75,4	72,4
	отпуск с паром	26,4	31,1	29,4	22,9	17,8	17,6
	теплофикацию	3,4	4,1	3,2	0,4	-	-
	потери	7,0	8,3	6,3	5,3	6,8	10,0
Суммарное потребление топлива водогрейными котлами теплофикационной котельной, т у. т.	2008	2417	1971	225	-	-	
Количество теплоты, отпущенной от котлов ТМЖ, Гкал	11774	14316	11369	1229	-	-	
КПД теплофикационной котельной, %	84	85	82	82	-	-	
Удельный расход топлива на теплоту, отпущенную от энергетических котлов, кг. у. т. /Гкал	172,0	174,3	173,1	178,2	174,3	178,7	
Удельный расход топлива на теплоту, отпущенную от теплофикационных котлов, кг. у. т. /Гкал	170,6	168,9	173,4	173,3	-	-	
Удельный расход теплоты на отпуск энергии сжатого воздуха, Гкал/тыс. пр. м3	0,1277	0,1307	0,1265	0,131	0,1325	0,1439	
Потери дутья на "СНОРТах" доменных печей, % **	22,5	25,2	22,0	20,0	21,8	20,3	

Приложение И (продолжение)

РЕЗУЛЬТАТЫ ТОПЛИВОИСПОЛЬЗОВАНИЯ ПО КОТЛОАГРЕГАТАМ И ЭНЕРГОИСПОЛЬЗОВАНИЯ ПО ТУРБОКОМПРЕССОРНЫМ УСТАНОВКАМ ТЭЦ ЗА 2005 ГОД.

ПОКАЗАТЕЛИ		ИЮЛЬ	АВГУСТ	СЕНТЯБРЬ	ОКТАБРЬ	НОЯБРЬ	ДЕКАБРЬ
Суммарное потребление топлива энергетическими котлами, т у. т.		22566	23375	25613	27220	26643	28642
Количество теплоты, отпущенной от энергетических котлов, Гкал		134337	134075	148791	157208	150891	165609
КПД котельной брутто, %	по агрегатный учёт	88	85	87	87	84	84
	по АСУ ГАЗ	86	83	84	83	82	83
Тепловые доли сжигаемых газов, % *	Природный газ	28,8	34,1	20,0	18,9	23,8	30,4
	Доменный газ	70,4	65,3	78,6	78,8	73,3	68,9
	Прир. домен. смесь	0,8	0,6	1,4	2,3	2,9	0,7
Количество теплоты, послужившее на, %	выработку дутья	72,1	73,6	75,0	69,1	58,6	59,6
	отпуск с паром	22,9	17,7	16,2	21,4	27,6	24,8
	теплофикацию	-	-	-	0,9	3,9	2,8
	потери	10,6	8,7	8,8	8,6	9,9	12,8
Суммарное потребление топлива водогрейными котлами теплофикационной котельной, т у. т.		-	-	-	502	1761	2239
Количество теплоты, отпущенной от котлов ТФ, Гкал		-	-	-	2942	10411	13489
КПД теплофикационной котельной, %		-	-	-	84	84	86
Удельный расход топлива на теплоту, отпущенную от энергетических котлов, кг. у. т. /Гкал		168,4	174,3	172,1	173,1	176,6	172,9
Удельный расход топлива на теплоту, отпущенную от теплофикационных котлов, кг. у. т. /Гкал		-	-	-	170,7	169,1	166,0
Удельный расход теплоты на отпуск энергии сжатого воздуха, Гкал/тыс. пр. м3		0,1444	0,1441	0,1415	0,1378	0,1293	0,1267
Потери дутья на "СНОРТах" доменных печей, % **		21,1	24,6	25,2	27,2	26,7	26,7

Приложение И (продолжение)

Примечания:

* - с ноября месяца в состав смеси входит коксовый газ;

** - с января по сентябрь 2005 года потери дутья на "СНОРТе" доменной печи №9 из-за отсутствия учёта приняты 25%.

И.О.НАЧАЛЬНИКА ЛЭИ

Тогинцев
6.01.06г.

ТОГИНЦЕВ В.С.

Исполнитель:

и.о.начальника группы ЛЭИ Якивец Е.И.
тел. 58-65