

Федеральное государственное автономное образовательное учреждение высшего образования «Уральский федеральный университет имени первого Президента России Б.Н. Ельцина»

Уральский энергетический институт

Кафедра «Турбины и двигатели»

АО «Уральский турбинный завод»

На правах рукописи

Турецков Алексей Васильевич

**РАЗРАБОТКА И СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ СОВРЕМЕННОЙ СИСТЕМЫ
ПАРОРАСПРЕДЕЛЕНИЯ ТЕПЛОФИКАЦИОННОЙ ТУРБИНЫ**

05.04.12 — Турбомашины и комбинированные турбоустановки

Диссертация на соискание учёной степени

кандидата технических наук

Научный руководитель

доктор технических наук

Новосёлов Владимир Борисович

Екатеринбург — 2021

ОГЛАВЛЕНИЕ

| | |
|--|----|
| ВВЕДЕНИЕ..... | 4 |
| 1. Состояние вопроса и анализ работ по теме исследования. Постановка задач исследования..... | 12 |
| 1.1. Обзор литературных источников по методам учёта пролётного пара при расчёте турбины на сброс нагрузки | 12 |
| 1.2. Обзор литературных источников по вопросу оптимизации режима работы регулирующей ступени..... | 20 |
| 1.3. Обзор литературных источников по вопросу применения электромеханических приводов в системах регулирования паровых турбин | 27 |
| 1.4. Выводы. Постановка задач исследования..... | 34 |
| 2. Исследования сбросов нагрузки турбины при разных схемах управления регулирующими клапанами | 36 |
| 2.1. Разработка математической модели для исследования..... | 36 |
| 2.2. Исследование на математической модели сбросов нагрузки при разных схемах управления регулирующими клапанами | 49 |
| 2.3. Выводы по главе | 54 |
| 3. Разработка алгоритма управления турбиной для систем парораспределения с минимальным дросселированием..... | 55 |
| 3.1. Разработка способа управления сопловыми сегментами регулирующей ступени | 55 |
| 3.2. Разработка системы регулирования для реализации алгоритма управления | 64 |
| 3.3. Разработка математической модели для исследования..... | 70 |
| 3.4. Исследование на математической модели алгоритма управления турбиной для систем парораспределения с минимальным дросселированием..... | 83 |
| 3.5. Результаты технико-экономического расчёта повышения эффективности паровой турбины при парораспределении с минимальным дросселированием | 91 |
| 3.6. Выводы по главе | 94 |

| | |
|---|-----|
| 4. Разработка кинематической схемы электромеханического привода поворотной регулирующей диафрагмы | 95 |
| 4.1. Разработка кинематической схемы устройства возврата | 95 |
| 4.2. Определение параметров пружины | 100 |
| 4.3. Определение параметров винтовой передачи | 105 |
| 4.4. Определение параметров приводного электродвигателя | 110 |
| 4.5. Разработка математической модели и исследование аварийных режимов работы привода..... | 113 |
| 4.6. Выводы по главе | 116 |
| ЗАКЛЮЧЕНИЕ | 117 |
| СПИСОК СОКРАЩЕНИЙ И УСЛОВНЫХ ОБОЗНАЧЕНИЙ..... | 119 |
| СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ..... | 123 |
| ПРИЛОЖЕНИЯ..... | 139 |
| Приложение 1 Справка об использовании результатов диссертационной работы Турецкова А.В. | 140 |

ВВЕДЕНИЕ

Актуальность темы и степень её разработанности. Особенностью энергосистемы России является большая доля теплофикационных турбин в составе её генерирующих мощностей. Это обусловлено высокой потребностью в теплоснабжении страны и экономической целесообразностью комбинированной выработки энергии. Теплофикационные турбины являются важным элементом в энергетической инфраструктуре и поэтому должны быть надёжным поставщиком энергоресурсов. В настоящее время проблемой в области комбинированной выработки энергии является поиск таких решений, которые позволяли бы повысить качество и экономичность работы турбины и устраняли бы неполадки в её работе, приводящие к остановам, в том числе связанные с системами автоматического регулирования (САР). Исследование работы САР в штатных и аварийных режимах с целью её совершенствования позволит повысить надёжность и экономичность работы, а также снизить долю unplanned остановов турбин.

Одним из критически важных режимов работы паровой турбины, на который она должна быть рассчитана, является сброс полной электрической нагрузки. Для правильной оценки такого режима необходимо учитывать как аккумулированный пар в проточной части турбины, так и поступающий в турбину (пролётный) пар в процессе закрытия регулирующих клапанов (РК). В настоящее время отечественные заводы-изготовители паровых турбин, в частности Уральский турбинный завод (УТЗ), начали применять индивидуальные приводы регулирующих клапанов (ИПРК), построенные по технологии высокого давления (давление рабочей жидкости 16–20 МПа). В связи с этим при новой системе парораспределения необходимо корректно учитывать количество пролётного пара (ПП), поступающего в турбину при сбросе нагрузки.

Применение ИПРК также открывает возможности для реализации новых алгоритмов управления регулирующими клапанами для реализации парораспределения с минимальным дросселированием. Это позволяет оптимизировать режимы работы регулирующей ступени (РС) и повысить КПД РС

и турбины в целом. Различные приёмы оптимизации режимов РС предлагались и ранее, но их реализация была затруднена, в частности, из-за жёсткого порядка открытия РК. В настоящее время уже широко распространены микропроцессорные САР турбин, которые в сочетании с ИПРК позволяют реализовать алгоритмы управления РК любой сложности.

Ещё одной современной тенденцией является применение в САР электромеханических приводов взамен электрогидравлических. Некоторыми компаниями уже опробована установка электромеханических приводов на основные парораспределительные органы турбины и запорно-регулирующие органы на отборах пара. Особенностью теплофикационных турбин УТЗ является наличие поворотных регулирующих диафрагм для управления давлением в отборе, приводимых в штатном варианте гидравлическим двусторонним сервомотором. Вопрос замены гидравлического привода ПРД на электромеханический возникал на УТЗ неоднократно как по просьбе заказчиков, так и с позиций нового проектирования и производства УТЗ. Поэтому разработка и исследование электромеханического привода поворотных регулирующих диафрагм также является сегодня актуальной задачей. Кроме того, установка электромеханического привода, в первую очередь на ПРД, позволяет опробовать его работу на менее опасном парораспределительном органе с точки зрения его отказа.

В настоящее время для исследования переходных режимов САР паровых турбин применяются методы математического моделирования. Эти методы позволяют безопасно исследовать работу САР в штатных, предаварийных и аварийных режимах. Результаты таких исследований имеют высокую точность благодаря возможности учёта при моделировании как расчётных, так и полученных в ходе натурных опытов характеристик оборудования.

Цель и задачи исследования.

Целью работы является разработка и исследование методами математического моделирования для совершенствования современной системы парораспределения теплофикационной турбины.

Для достижения указанной цели исследования необходимо решить следующие **задачи**:

- выполнить критический обзор литературы по теме исследования;
- провести анализ современных методов математического моделирования паровых турбин и определить наиболее подходящие для проведения исследования;
- разработать математические модели теплофикационных паровых турбин и их узлов, для которых проводится исследование;
- с помощью разработанной математической модели теплофикационной паровой турбины выявить и оценить влияние схемы парораспределения с ИПРК на динамическое повышение частоты вращения при сбросе нагрузки;
- разработать новый способ управления паровой турбиной и цифровую адаптивную систему регулирования для реализации парораспределения с минимальным дросселированием;
- исследовать и оценить разработанный способ управления на математической модели;
- разработать концепцию (кинематическую схему) электромеханического привода поворотных регулирующих диафрагм и исследовать его основные параметры.

Научная новизна работы заключается в следующем:

- Разработана динамическая математическая модель турбины Т-120/130-130-8МО и её парораспределения, учитывающая расходные и силовые характеристики регулирующих клапанов и расходные характеристики регулирующей ступени.
- На динамической модели турбины Т-120/130-130-8МО исследованы режимы сброса нагрузки с традиционной и индивидуальной схемой управления регулирующими клапанами. При этом получены количественные результаты расчёта частоты вращения и массы пролётного пара.

– Разработана математическая модель турбины Т-295/335-23,5 и её парораспределения, учитывающая расходные характеристики регулирующих клапанов и расходные характеристики регулирующей ступени.

– Разработан и предложен новый способ управления регулирующими клапанами и система регулирования для реализации оптимизированного парораспределения с минимальным дросселированием.

– На динамической модели турбины Т-295/335-23,5 исследовано оптимизированное парораспределение для повышения эффективности работы турбины при традиционном и новом разработанном способе управления регулирующими клапанами. При этом получены качественные и количественные результаты расчёта переходных процессов.

– Предложено и разработано устройство возврата выходного звена в исходное положение, для использования его в составе электромеханического привода ПРД.

– На математической модели электромеханического привода ПРД проведено исследование его работы в аварийных режимах.

Теоретическая и практическая значимость работы:

– Показано положительное влияние индивидуальной схемы управления регулирующими клапанами при сбросах нагрузки, заключающееся в снижении динамического повышения частоты вращения.

– Показана возможность реализации оптимизированного парораспределения безударным способом, без резких переключений РК и положительный экономический эффект такого парораспределения.

– Предложена и разработана кинематическая схема электромеханического привода ПРД теплофикационной паровой турбины с функцией энергонезависимого аварийного закрытия ПРД. Исследованы основные параметры привода.

– Показана возможность замены гидравлического привода регулирующих диафрагм на электромеханический со сниженным

быстродействием без отрицательного влияния на повышение частоты вращения при сбросе нагрузки с индивидуальной схемой управления РК.

Методология и методы исследования. Для решения задач исследования в работе используются методы математического моделирования. Модели турбин были построены на базе известных из литературы способов моделирования с использованием уравнений как массовых, так и тепловых балансов паровых объёмов трубопроводов и камер турбины. При определении расходов пара через РК и сегменты РС, а также паровых усилий на штоках РК были использованы их расходные и силовые характеристики, полученные при экспериментальных продувках моделей или натурных опытах. Моделирование выполнялось в среде *Simulink* пакета *MATLAB*.

Достоверность и обоснованность результатов обеспечивается применением научно обоснованных принципов построения математических моделей паровых турбин, сертифицированного и общепризнанного программного обеспечения *Simulink* для моделирования динамических систем. Моделирование режимов работы турбин базируется на использовании режимных карт (тепловых балансов), полученных в результате подробных расчётов проточной части турбин и вспомогательного оборудования паротурбинной установки, проведённых ранее на заводе-изготовителе (УТЗ) и подтвердивших свою достоверность на множестве проектов. В основу моделирования регулирующих клапанов заложены реальные расходные характеристики, полученные в ходе продувок на испытательном стенде. Объёмы камер проточной части турбины, трубопроводов и сопротивления перепускных труб вычислены с учётом реальной геометрии и трассировки по чертежам завода-изготовителя (УТЗ).

Положения, выносимые на защиту:

– Результаты исследования режима сброса нагрузки турбины Т-120/130-130-8МО с традиционной и индивидуальной схемами управления РК, показывающие повышение надёжности турбоагрегата при индивидуальной схеме управления РК.

- Разработанный способ управления турбиной и цифровую адаптивную систему регулирования, позволяющие реализовать парораспределение с минимальным дросселированием без резких переключений РК, то есть безударно.
- Результаты исследования на динамической модели паровой турбины Т-295/335-23,5 оптимизированного парораспределения предложенным способом управления, которые показывают прирост мощности ЦВД до 2,7 МВт и экономию условного топлива на электроэнергию 1020 т у.т. в год или 0,77 г у.т./(кВт·ч).
- Устройство возврата выходного звена в исходное положение и кинематическая схема, позволяющие реализовать ЭМП поворотных регулирующих диафрагм с функцией их энергонезависимого аварийного закрытия.
- Результаты исследования аварийного режима работы ЭМП на основе предлагаемого устройства возврата, обосновывающие необходимость применения в составе ЭМП амортизатора для исключения пластических деформаций деталей.

Реализация результатов работы.

Полученные результаты исследований используются на УТЗ.

Результаты моделирования турбины Т-120/130-130-8МО с разными схемами управления регулирующими клапанами используются при оценке динамического повышения частоты вращения и количества пролётного пара при сбросе нагрузки паровых турбин с той или иной схемой управления. Эти данные позволяют обосновать выбор в пользу предложенной схемы управления регулирующими клапанами при проектировании турбины. Разработанная математическая модель ИПРК используется для оценки работы других типов ИПРК для различных турбин.

Результаты моделирования оптимизированного парораспределения на динамической модели паровой турбины Т-295/335-23,5 используются для оптимизации турбины и применения на других турбинах УТЗ. Разрабатываются алгоритмы для реализации предлагаемого способа управления.

Предложенное устройство возврата исполнительного механизма и результаты его моделирования используются в работе над проектом электромеханического привода ПРД.

Результаты и опыт разработки математических моделей паровых турбин Т-120/130-130-8МО и Т-295/335-23,5 используются при внедрении программного обеспечения для динамического моделирования паротурбинных установок на УТЗ.

Апробация работы. Основные результаты настоящей диссертационной работы обсуждены и докладывались на четвёртой научно-технической конференции молодых учёных Уральского Энергетического Института (г. Екатеринбург, 2019 г.), XI Всероссийской конференции «Реконструкция энергетики-2019» (г. Москва, 2019 г.), молодёжной научно-технической конференции «Современные задачи автоматизации» ОАО «ВТИ» (г. Москва, 2020 г.). Получены патенты РФ на изобретения «Способ управления турбиной и устройство для его осуществления» (№2730088), «Адаптивная цифровая система регулирования турбины» (№2722680) и на полезную модель «Устройство возврата выходного звена исполнительного механизма рабочего органа в исходное положение» (№199149).

Публикации. Все основные результаты, положения, выводы, основные результаты научных и практических исследований отражены в рецензируемых изданиях, определяемых ВАК РФ для представления результатов диссертационного исследования, докладывались соискателем и обсуждались на научно-технических конференциях. По теме диссертации опубликовано 7 печатных работ, в том числе 2 статьи — в рецензируемых научных публикациях из перечня ВАК РФ; 2 патента РФ на изобретения, 1 патент РФ на полезную модель.

Личный вклад автора состоит в проведении критического обзора литературных источников, постановке задач исследования, анализе и выборе методов динамического моделирования паровых турбин, в сборе исходных данных для моделей, построении математических моделей паровых турбин и их верификации, в разработке нового способа управления регулирующими клапанами и системы регулирования для его реализации, проведении моделирования режимов работы турбин при сбросах нагрузки и при исследовании разработанного способа управления РК, в определении экономического эффекта оптимизированного парораспределения, в разработке и расчёте основных параметров кинематической

схемы электромеханического привода ПРД, в построении динамической модели электромеханического привода ПРД, в проведении исследования на динамической модели привода ПРД.

Структура и объём диссертации. Диссертационная работа состоит из введения, 4 глав, заключения, списка литературы из 125 наименований. Весь материал изложен на 140 страницах машинописного текста, содержит 35 рисунков, 4 таблицы, 1 приложение.

Работа выполнена на кафедре «Турбины и двигатели» Уральского энергетического института ФГАОУ ВО «Уральский федеральный университет имени первого Президента России Б.Н. Ельцина» и в Специальном конструкторском бюро по турбиностроению (СКБт) АО «Уральский турбинный завод» (АО «УТЗ»), где работает автор.

Автор благодарен коллегам с АО «УТЗ» (Арменков С.В., Беляев А.М., Деминов А.М., Куклин М.Ю., Никитина Т.В., Плахтий В.Н., Саков А.П., Шехтер М.В., Шибяев Т.Л., Ямалтдинов А.А. и многим другим), ОАО «Уралэнергоремонт» (Литвинов Е.В.), ООО «СЗД Инжиниринг» (Щербина Р.С.), ЗАО «ИЦ «Уралтехэнерго» (Шолохова С.А.), кафедре «Турбины и двигатели» УралЭНИН УрФУ, а также коллегам от ООО «ИНКОНТРОЛ», ГК «Ракурс», ООО «Пневмакс», АО «ТЕКОН-Инжиниринг», *Diplomatic MS S.p.A.* за приобретение опыта проектирования, испытаний и пусконаладочных работ ЭЧСРиЗ, узлов САР и парораспределения турбин, за помощь в сборе и подготовке исходных данных для исследований, за работу над совместными статьями и патентами, за проявленный интерес, поддержку и ценные советы для подготовки диссертации.

Автор благодарен кандидату педагогических наук Копцевой Лидии Алексеевне за помощь по методологии написания рукописи и научном формулировании положений, поддержку и ценные советы для подготовки диссертации и статей.

Автор благодарен научному руководителю доктору технических наук, Новосёлову Владимиру Борисовичу за руководство, помощь, обсуждение результатов исследований и работу над совместными статьями.

1. Состояние вопроса и анализ работ по теме исследования. Постановка задач исследования

1.1. Обзор литературных источников по методам учёта пролётного пара при расчёте турбины на сброс нагрузки

Задачей расчёта турбины на сброс нагрузки является определение максимальной величины частоты вращения, которой достигнет ротор турбины на данном режиме. По результатам расчёта выбирают настройку (уставку) автомата безопасности, которая должна быть больше величины максимального повышения частоты вращения, полученной при расчёте. При полностью исправной системе регулирования, когда закрываются только регулирующие клапаны, автомат безопасности не должен срабатывать при сбросе нагрузки — это принцип, принятый в турбостроении. Срабатывание автомата безопасности при сбросе нагрузки и, соответственно, закрытие стопорных клапанов, является свидетельством возможных неполадок в системе регулирования.

Данный принцип обусловлен тем, что при расчёте учитывается полная работоспособность запорно-регулирующей арматуры и узлов парораспределения турбины: полное закрытие обратных клапанов на трубопроводах отборов системы регенерации, полное закрытие поворотных регулирующих диафрагм и полное закрытие регулирующих клапанов турбины. Немаловажным параметром является время закрытия парораспределительных органов. Увеличение времени хода парораспределительных органов может привести к срабатыванию автомата безопасности, что является признаком неполадок в работе системы регулирования. Настройка автомата безопасности на большие значения нежелательна по условиям прочности элементов ротора турбины — заброс частоты вращения (угонная частота) при срабатывании автомата безопасности не должен превышать 120 % согласно ПТЭ [79].

Также, согласно ПТЭ, система регулирования турбины должна удерживать частоту вращения ротора турбины ниже уровня настройки автомата безопасности при мгновенном сбросе до нуля электрической нагрузки, соответствующей

максимальному расходу пара при номинальных его параметрах и максимальных пропусках пара в часть низкого давления турбины. Как правило, для теплофикационных турбин расчёт заброса частоты вращения выполняют для максимального конденсационного режима работы.

В связи с изложенным, настройка автомата безопасности ограничена двумя величинами: с одной стороны, величиной повышения частоты вращения при сбросе нагрузки, с другой — максимально допустимым значением угонной частоты вращения в 120 % от номинальной.

Наибольшее влияние на повышение частоты вращения при сбросах нагрузки оказывает высокопотенциальный пар, который содержится в перепускных трубах ВД и проточной части ЧВД турбины — так называемые «паровые объёмы», а также поступающий через регулирующие клапаны во время их закрытия, так называемый «пролётный пар». Именно поэтому следует как можно точнее учитывать количество такого высокопотенциального пара.

Существующие методы расчёта можно разделить на инженерные и научные. Инженерные методы являются более простыми, позволяют быстро провести оценку тех или иных конструктивных решений и широко применяются в турбостроении. Научные методы являются более трудоёмкими, но позволяют получить более точные результаты за счёт учёта многих нелинейных процессов. В сути обеих групп методов лежит определение энергии (работы) пара, передаваемой ротору, которая приводит к увеличению его кинетической энергии и, соответственно, частоты вращения.

Известен простой инженерный метод оценки энергии пролётного пара по времени закрытия регулирующих клапанов, как например в [110, 117, 119]:

$$E_{\text{пп}} = N_{\text{э}}(f T_{\text{рк}} + T_{\text{з,рк}}), \quad (1.1)$$

где $E_{\text{пп}}$ — энергия пролётного пара, Дж;

f — коэффициент дросселирования клапана или парораспределения;

$T_{\text{рк}}$ — время закрытия РК, с;

$T_{\text{з,рк}}$ — время задержки перед началом закрытия РК, с;

$N_э$ — электрическая мощность турбины перед сбросом нагрузки, Вт.

Формула (1.1) применима как к дроссельному парораспределению, так и к сопловому парораспределению. Коэффициент f принимают равным 0,5 для линейной расходной характеристики, в частности, для соплового парораспределения с КРУ, и 0,75 — в общем случае для дроссельного парораспределения. Для группы клапанов с разной степенью их открытия, как например при сопловом парораспределении, в расчёте принимают максимальное время закрытия одного из них.

Повышенный коэффициент f для дроссельного парораспределения вызван нелинейной расходной характеристикой клапана (рисунок 1.1). По мере открытия дроссельного клапана прирост расхода через него становится меньше. Быстрое закрытие такого клапана из максимального положения при сбросе нагрузки не будет оказывать существенного влияния на расход пара через него в первый момент времени. Фактически коэффициент f определяется отношением площади под графиком ко всей площади графика (рисунок 1.1):

$$f = \frac{\int_0^{h_{рк}^{max}} [G_{рк}(h_{рк})] dh_{рк}}{G_{рк}^{max} h_{рк}^{max}} \quad (1.2)$$

Представленный метод не позволит получить точные результаты для парораспределения с ИПРК так как является оценочным и не даёт информации по выбору коэффициента f для схемы с ИПРК.

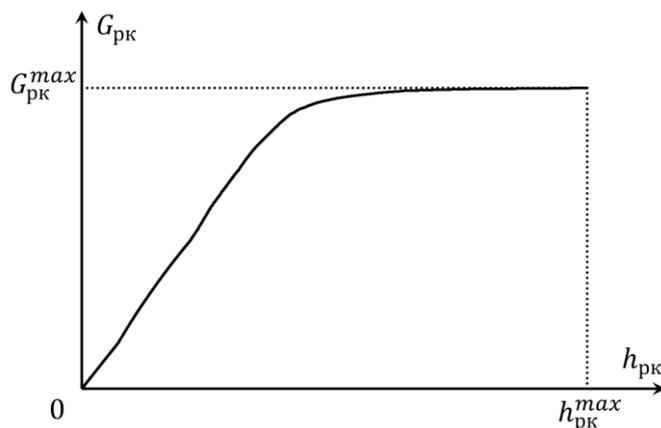


Рисунок 1.1 — Качественная зависимость расхода через РК от его открытия для дроссельного парораспределения

Поскольку для рассматриваемого режима турбины теплосодержание пара в трубопроводах и проточной части известно из тепловых расчётов, определение работы пара в инженерных методах сводится к определению его массы. Для оценки работы ПП по его массе, поступившей в турбину за время закрытия клапанов, может быть использована формула, аналогичная (1.1):

$$m_{\text{пп}} = G_{\text{т}}(f T_{\text{рк}} + T_{\text{з,рк}}), \quad (1.3)$$

где $m_{\text{пп}}$ — масса пролётного пара, кг;

$G_{\text{т}}$ — расход свежего пара на турбину, кг/с.

В дальнейшем найденная масса учитывается как дополнительный паровой объём за клапанами, и расчёт в этом случае ведётся как для случая расширения внутреннего парового объёма проточной части турбины.

В отличие от традиционного соплового парораспределения с кулачковым распределительным устройством (КРУ), в парораспределении с ИПРК приводы устанавливаются непосредственно на каждый регулирующий клапан. В штатном режиме работы турбины такое парораспределение повторяет работу традиционного парораспределения с КРУ — клапаны открываются последовательно, формируя линейную расходную характеристику. В аварийных режимах работы турбины, в частности, при сбросе нагрузки, все клапаны закрываются одновременно с максимальной скоростью. Предполагается, что в схеме с ИПРК количество ПП, поступающего в турбину за время закрытия клапанов, и, следовательно, величина динамического заброса частоты вращения (ЧВ) будут существенно меньше.

Ранее применялись системы соплового парораспределения турбин с неизменной связью хода клапанов с ходом сервомотора во всех режимах, например, за счёт КРУ, где расходная характеристика уже известна и обычно линейна. Оценка количества пролётного пара в таких системах не вызывала затруднений. Для схемы же с ИПРК в литературе не уделено детального внимания к данному вопросу.

В работах [36, 38] предлагается рассчитывать процесс сброса нагрузки до момента полного закрытия регулирующих клапанов прямым численным интегрированием методом приближенных вычислений. Отмечается, что данный метод позволяет получить надёжные результаты расчёта. Необходимость применения указанного метода объясняется существенными нелинейными процессами во время рассматриваемого режима работы турбины. Данный метод, конечно, является более точным, чем оценочный, приведённый ранее. Тем не менее, авторами не рассматривается случай работы парораспределения с несколькими клапанами, предположительно, из-за большой трудоёмкости проведения расчёта на тот момент времени.

В другой работе [116] представлены два инженерных метода, в которых используется несколько допущений в части расчёта энергии ПП. В первом, так же основанном на численном интегрировании мощности, рассчитываемой для каждого момента времени по расходу пара и теплоперепаду на турбину, зависимость проходной площади клапана во время закрытия принята линейной, а расход через клапан пропорционален только давлению перед ним в связи с малым временем закрытия клапана. Во втором методе в части расчёта ПП вводится понятие эквивалентного времени закрытия клапана, которое предлагается вычислять как сумму времени задержки и половину времени хода клапана. Автор работы сообщает о проведённых расчётах сбросов нагрузки, выполненных для оценки возможности использования эквивалентного времени. Расчёты были проведены для следующих случаев:

- пошаговый расчёт с учётом точного времени задержки и времени хода клапанов совместно с их расходными характеристиками;
- точный учёт времени задержки и времён хода клапанов с линейной расходной характеристикой во времени;
- время задержки приравнивается к эквивалентному времени в предположении, что клапаны закрываются мгновенно.

По сообщению автора, использование в расчётах эквивалентного времени по сравнению с точным расчётом процесса закрытия клапана даёт результат на 10 об/мин выше, что является незначительной величиной. Однако автором не уточняется, для какого типа парораспределения были проведены расчёты и не приводится схема парораспределения.

Использовать эквивалентное время клапана для оценки заброса ЧВ также предлагается в [33].

В настоящее время для научных расчётов переходных режимов, одним из которых и является сброс нагрузки, применяются методы математического моделирования. В зависимости от целей исследования математические модели могут быть как линейными, так и нелинейными.

В [85] представлен расчёт сброса нагрузки на линейной модели паровой турбины серии Т-100. Модель была построена для анализа работы гидравлической части системы регулирования турбины, каждый элемент которой (золотники, сервомоторы) смоделирован отдельным звеном. Линейные модели, главным образом, предназначены для анализа работы систем регулирования в частотной области при малых отклонениях от исходного режима, а при существенных отклонениях их погрешность возрастает. Тем не менее, это позволяет анализировать работу элементов системы регулирования даже при таких режимах как сброс нагрузки. Парораспределение турбины в модели [85] представлено упрощённо, в виде эквивалентного сервомотора. Отдельно каждый регулирующий клапан не моделируется ввиду того, что связь между сервомотором и РК жёстко определена во всех режимах, а расходная характеристика парораспределения с КРУ линейна от хода сервомотора.

В другой работе [125] предлагается учитывать нелинейность расходной характеристики клапана в зависимости от давлений и подъёма штока клапана, однако само парораспределение представлено упрощённо, одним клапаном, что, может быть, связано с дроссельным типом парораспределения рассматриваемой турбины. В более поздней работе того же автора [117] уже предлагается рассчитывать энергию пролётного пара упрощённо, вне динамики модели,

используя только коэффициент дросселирования клапана f . Утверждается, что расчётная ошибка, связанная с таким упрощением, будет мала.

Внутренние распределённые объёмы пара в проточной части турбины, вносящие значительный вклад в величину заброса оборотов, как правило, заменяют эквивалентным паровым объёмом с постоянной времени, вычисляемой по суммарной работе распределённых объёмов [57, 85].

Такие упрощённые подходы в целом позволяют оценить величину заброса оборотов, однако не дают возможности полноценно анализировать влияние переменности параметров пара в проточной части и усилий на регулирующих клапанах в процессе сброса нагрузки.

Для парораспределения с КРУ отклонение от линейной характеристики во время сброса нагрузки может быть незначительным из-за относительно медленного движения поршня сервомотора, около 0,35 с на полный ход (рисунок 1.2), и последовательного движения регулирующих клапанов в соответствии с профилированием КРУ. Для парораспределения с ИПРК это отклонение будет существенным из-за малого одновременного времени хода приводов, около 0,1 с, с максимальной скоростью (рисунок 1.3).

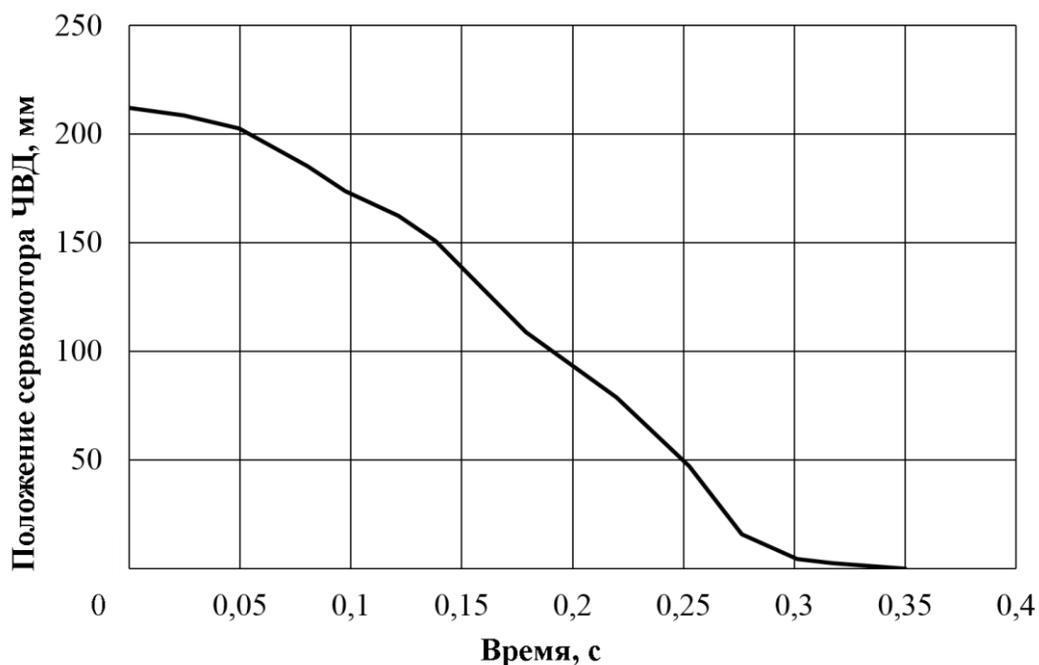


Рисунок 1.2 — Опытные данные хода сервомотора регулирующих клапанов ЧВД при сбросе нагрузки

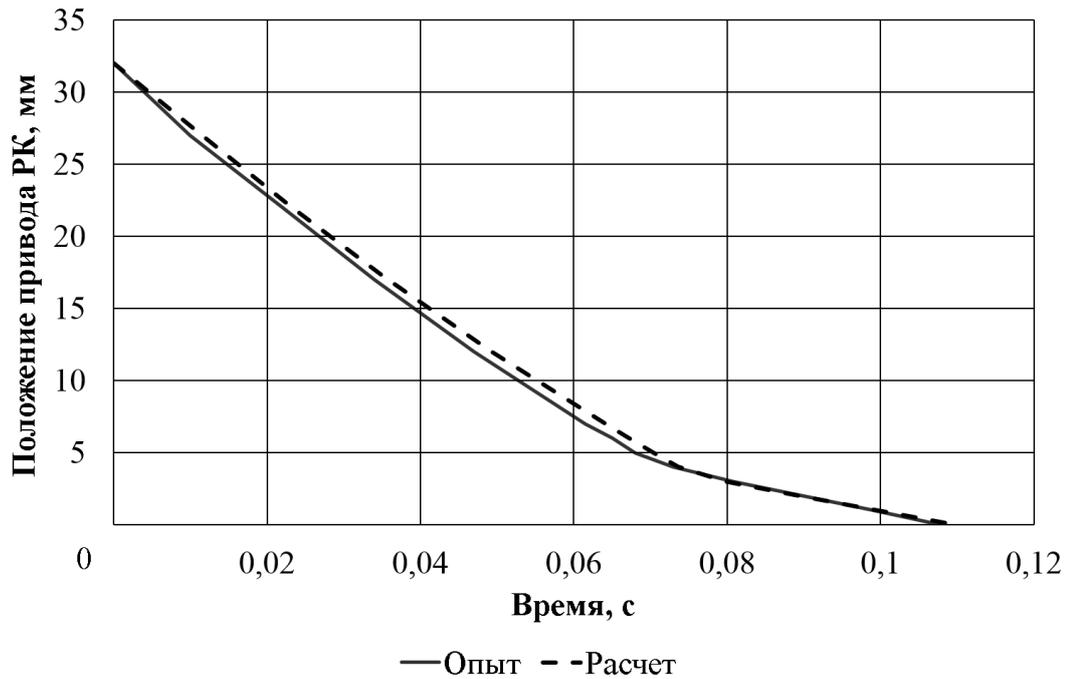


Рисунок 1.3 — Опытные и расчётные данные хода ИПРК при сбросе нагрузки

Представляется практически важным выполнить детальное исследование влияния ПП на динамику валопровода турбоагрегата при разных схемах управления регулирующими клапанами паровой турбины (с КРУ и ИПРК) с учётом расхода пара через каждый регулирующий клапан, изменения параметров пара в проточной части турбины и влияния переменных паровых усилий на время закрытия каждого клапана.

1.2. Обзор литературных источников по вопросу оптимизации режима работы регулирующей степени

Большое влияние на экономичность турбины при частичных режимах оказывает способ парораспределения. Регулирующая степень является характерным признаком соплового парораспределения, которое применяется для турбин, работающих в широком диапазоне нагрузок. При сопловом парораспределении РС выполняется парциальной, когда пар от РК подводится к нескольким сопловым сегментам, обычно выполненным в виде сопловых коробок. За счёт этого удаётся снизить потери на дросселирование в РК при частичных нагрузках турбины. При этом график зависимости КПД РС от расхода пара на турбину имеет характерную форму с максимумами, соответствующими режимам с полностью открытыми РК, то есть с минимальным дросселированием [103].

Следует отметить, что ещё на стадии проектирования турбины необходимо учитывать неравномерность суточного графика нагрузок и срока службы с прогнозом на 30–40 лет [35] и обеспечивать длительную работу турбин в диапазоне 30–100 % номинальной нагрузки [23]. Также для участия в аварийном и диспетчерском регулировании турбина, её САР и парораспределение должны обеспечивать высокую маневренность мощности.

В настоящее время отмечается разуплотнение графика нагрузки, когда всё больше паровых турбин, как теплофикационных, так и конденсационных, мощностью 100 МВт и выше эксплуатируются в частичных режимах работы, что обусловлено быстрым снижением потребляемой мощности в определённые промежутки времени, прежде всего в ночные часы. В качестве примера на рисунке 1.4 приведён недельный график нагрузки турбины Т-250/300-240 ст. №10 ТЭЦ-22 г. Москвы. Таким образом, турбины, предназначенные для работы в основном в базовом номинальном режиме с максимальной экономичностью, функционируют в не оптимальных по эффективности режимах с частичным дросселированием свежего пара. Сопловое парораспределение, с одной стороны, не позволяет полностью нивелировать эффект дросселирования во всём диапазоне

возможных частичных нагрузок, хотя по сравнению с дроссельным парораспределением в этих режимах является более эффективным решением. С другой стороны, наличие соплового парораспределения несколько снижает экономичность работы турбин в номинальном режиме. Поскольку наибольшее влияние на экономичность и надёжность работы турбин в режимах частичных нагрузок оказывает РС из-за изменения её располагаемого теплоперепада в широких пределах, то именно она обладает существенными резервами для повышения экономичности работы как самой ступени, так и турбины в целом. Подробно вопрос о различных типах парораспределения турбин и его влиянии на экономичность рассмотрен в [18, 30, 32].

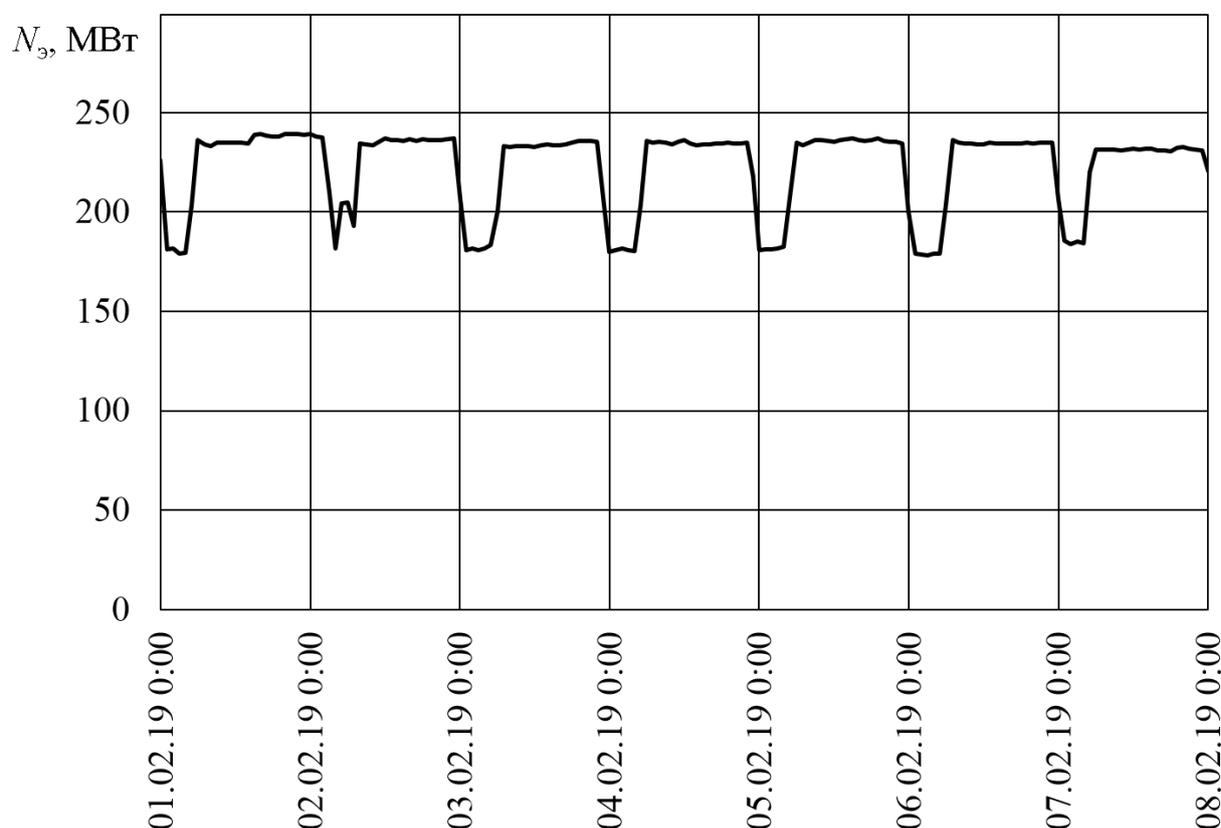


Рисунок 1.4 — График электрической нагрузки турбины Т-250/300-240 ст. №10 ТЭЦ-22 г. Москвы в период с 01.02.2019 по 07.02.2019

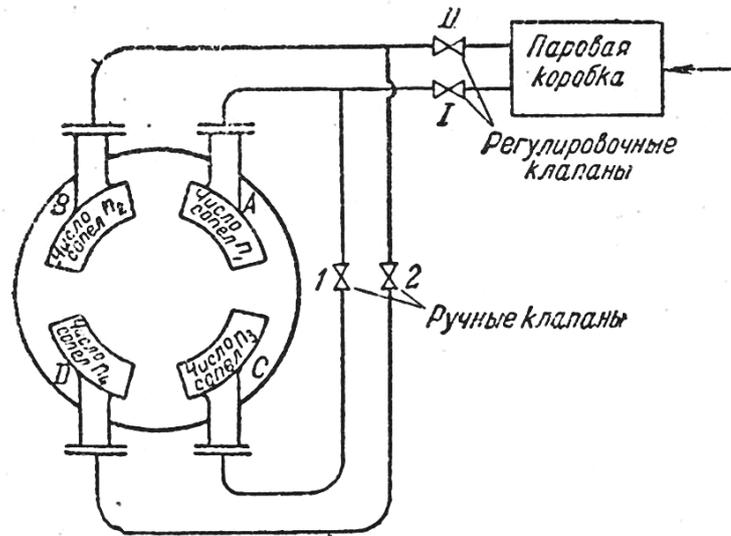
Традиционным подходом к схеме управления РК турбины при сопловом парораспределении является их последовательное открытие по мере нагружения турбины. Такой принцип был заложен в самых первых конструкциях паровых турбин и реализовывался за счёт конструктивных решений, в частности:

- кулачково-распределительным устройством (КРУ);
- различным натяжением пружин в сервомоторах РК, управляемых подведённым к ним нарастающим сигналом давления в гидравлической линии;
- различной длиной вылета штоков РК, проходящих через управляющую траверсу.

Сопловое парораспределение с последовательным открытием РК позволяет достичь экономичной работы турбины по сравнению с дроссельным парораспределением на частичных нагрузках, однако не полностью раскрывает потенциал соплового парораспределения в части повышения экономичности РС.

В литературных источниках, посвящённых вопросам проектирования и эксплуатации турбин, ещё много лет назад обращалось внимание на возможность дополнительного повышения КПД РС на переменных режимах за счёт применения специального приёма проектирования соплового аппарата РС и управления РК. Суть приёма заключается в том, чтобы получить большее количество бездроссельных режимов за счёт комбинирования работы различных сопловых сегментов РС с разным количеством сопел между собой. При этом нагрузочные характеристики РК являются не монотонно возрастающими функциями, а функциями, имеющими участки резких переключений РК для смены комбинаций сопловых сегментов.

В книге [38] упоминается система регулирования паровой турбины НЗЛ, в которой реализована возможность получения дополнительных бездроссельных режимов на частичных нагрузках путём введения вручную в работу специальных клапанов в сочетании с основными РК. Схема подвода пара и количество получаемых бездроссельных режимов приведены на рисунке 1.5. Как видно, в турбине с четырьмя сопловыми сегментами оказалось возможным получить восемь бездроссельных режимов.



а)

| Номер режима | Открытие регулировочных клапанов | Открытие ручных клапанов | Сегменты сопел, получающих пар |
|--------------|----------------------------------|--------------------------|--------------------------------|
| 1 | I | — | A |
| 2 | I | 1 | A + C |
| 3 | I + II | — | A + B |
| 4 | II | — | B |
| 5 | II | 2 | B + D |
| 6 | I + II | 1 | A + B + C |
| 7 | I + II | 2 | A + B + D |
| 8 | I + II | 1 + 2 | A + B + + C + D |

б)

Рисунок 1.5 — Схема подвода пара (а) и таблица бездрессельных режимов (б) турбины НЗЛ

В работе [44] предлагается для получения дополнительных бездрессельных режимов использовать перегрузочный сопловой сегмент РС, особо спроектированный для определённых отношений давления на сегмент и относительных расходов через него. Предлагается называть такое сопловое регулирование «раздельным сопловым регулированием». Автор указывает на повышение КПД РС не только на частичных режимах, но и на режимах перегрузки турбины при использовании предлагаемого приёма. Также автором показано, что оптимально переключать РК следует с задержкой, обеспечивая небольшой расход через перегрузочный сегмент, для получения максимального прироста КПД РС

(рисунок 1.6, точка *B*). Автор отмечает трудности реализации такой системы регулирования, связанные с необходимостью резких переключений РК и усложнением конструкции узлов САР.

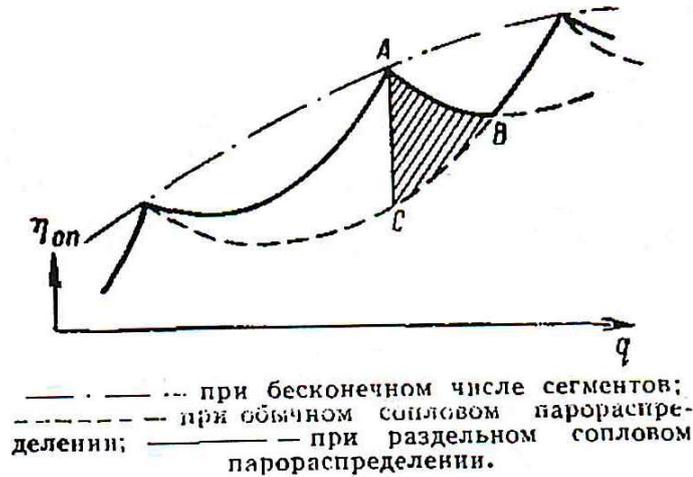


Рисунок 1.6 — Участок кривой КПД РС при различных способах парораспределения

Попыткой применить на практике описанную идею работы перегрузочного (дополнительного) сегмента РС на частичных режимах является способ из авторского свидетельства [9]. Предлагаемый авторами способ регулирования паровой турбины позволяет получить два дополнительных бездрессельных режима работы РС к исходным четырём. Управление РК выполняется при помощи сервомоторов, построенных на базе известной конструкции ЛМЗ с кулаками обратной связи. При этом в приведённой авторами схеме САР, в отличие от традиционной конструкции ЛМЗ, возможно вращать кулаки вокруг их оси через зубчатую передачу от дистанционного привода. Благодаря этому возможно независимо управлять положением каждого сервомотора и выполнять переключения РК. Недостатком является наличие механических узлов в схеме управления кулаками и, соответственно, риска возникновения износа и люфтов, а также в целом усложнение конструкции. Авторами в патенте не уделяется достаточного внимания вопросу работы САР в динамике, в переходных режимах, когда САР отрабатывает внешние возмущения и возможны большие искажения степени неравномерности. В более поздней работе автора [101] отмечаются

проблемы с обеспечением неравномерности такой САР как во время переключения РК, так и после этого. Там же упоминается, что проект подобной САР был реализован в турбине К-300-240-4 для цикла на базе МГД-установки в г. Рязань, но не был опробован под нагрузкой.

Следует также отметить работы [15, 16, 100] и патент [65], в которых предложены алгоритмы проектирования РС для оптимального распределения количества сопел РС между её сегментами, в том числе касающиеся получения дополнительных бездрессельных режимов. В частности, в работе [15] авторы предлагают использовать комбинаторный алгоритм расчёта. Здесь же показана возможность повышения КПД цикла ПТУ более чем на 1% на частичных режимах благодаря использованию комбинаторного алгоритма расчёта РС при проектировании. Отмечается, что результаты оптимизации РС могут быть использованы в современных САР турбин в виде информации об оптимальных положениях РК для любого сочетания режимных параметров, однако вопросы реализации самих алгоритмов управления САР для этого в рамках статьи не затрагиваются.

Стоит отметить ряд иностранных патентов [58, 62, 68, 69, 70, 71, 72, 73, 75], так или иначе связанных с разработкой и реализацией парораспределения с минимальным дросселированием, которые также говорят о давнем интересе к этой проблеме и сохраняющейся её актуальности за рубежом.

Известно, что наибольшее влияние на экономичность оказывает парораспределение противодавленческих турбин, КПД которых на частичных режимах снижается сильнее в отличие от конденсационных [48]. В связи с этим наибольший экономический выигрыш от применения парораспределения с минимальным дросселированием следует ожидать на турбинах типа Т, при их работе по тепловому графику (на сетевые подогреватели или отопительный коллектор), а также типа Р и их производных (ПТ, ПР, ТР, ПТР).

Анализ литературы показывает, что парораспределение с минимальным дросселированием в различных источниках может также называться «раздельным

сопловым регулированием» или «комбинаторным», что будет далее использовано по тексту.

Помимо упомянутых в литературе проблем реализации комбинаторного парораспределения, необходимо учитывать ограничения при переключении РК, связанные с превышением критических показателей относительно статических режимов [33, 41], например, температурных напряжений в элементах статора цилиндра высокого давления. Особенно это характерно для сопловых коробок, которые находятся в наиболее неблагоприятных условиях, поскольку подвергаются резким изменениям температуры пара при быстром переключении РК [93]. Следует учитывать, что в переходных режимах происходит превышение динамических напряжений над допустимыми статическими в креплениях сопловых сегментов, а быстрое изменение положений РК может вызвать интенсивные высокочастотные пульсации в паропроводах от РК до сопловых коробок [104]. При участии турбогенератора в регулировании частоты и мощности энергосистемы также оценивают повреждаемость металла от многоциклового усталости [43, 53]. Одновременно система регулирования должна выполнять свою основную функцию — поддержание устойчивой частоты вращения с заданным статизмом и других регулируемых параметров, таких как электрическая мощность или давление в регулируемом отборе.

Очевидно, что перечисленные проблемы реализации комбинаторного способа парораспределения не могут быть решены традиционными системами регулирования, содержащими кулачковое распределительное устройство или индивидуальные сервомоторы РК, но не позволяющими контролировать расходы пара через сопловые сегменты и перераспределять их между ними. Для решения этих проблем необходим другой подход к построению алгоритмов управления положением РК паровой турбины. Новый подход возможно реализовать с использованием современных САР, которые выполняются на базе промышленных микропроцессорных контроллеров.

1.3. Обзор литературных источников по вопросу применения электромеханических приводов в системах регулирования паровых турбин

Исполнительные механизмы с электроприводом широко распространены на электростанциях в качестве приводов запорной и регулирующей арматуры. Электропривод по сравнению с гидравлическим приводом обеспечивает более удобное управление, эксплуатацию, обслуживание и ремонт исполнительных механизмов, снижает пожарную опасность, обеспечивает высокую надёжность оборудования. Вместе с тем для непосредственного привода элементов парораспределения турбин (СК, РК, ПРД) используются гидравлические сервомоторы, что определяется их возможностью сочетать высокое быстродействие, усилия, точность регулирования и реализовывать защитные функции в одном узле. Несмотря на это, турбинные заводы ориентированы на постепенную замену гидропривода элементов парораспределения на электрический привод с характеристиками, не уступающими характеристикам гидропривода.

Наиболее всесторонне и полно вопрос об электромеханических приводах в составе САР турбин представлен в работах [34, 55, 56], выполненных в МЭИ. В работе [34] приведён широкий обзор различных конструктивных решений производителей ПТУ и ГТУ для минимизации гидравлической составляющей в САР турбин, включая как непосредственно ЭМП, так и индивидуальные электрогидравлические комплексы — так называемые в настоящее время «автономные приводы». В данной работе сообщается, что первые конструктивные решения непосредственного привода клапанов от ЭМП для турбин были предложены ещё в 1930-х годах, а начало практического использования ЭМП приходится на 1960-е годы. Автором приводятся сформулированные в МЭИ основные требования к построению САР с электромеханическими приводами для управления клапанами ПТУ и ГТУ:

– время перемещения привода на полный ход клапана должно быть не более 5 с, в зависимости от типа установки;

- мощность привода должна быть определена, исходя из развиваемого усилия на выходном валу до 200 кН (максимального) при перемещении на полный ход клапана с указанным быстродействием;
- в зависимости от требуемой степени нечувствительности САР, точность отработки задания должна составлять 1–5 % полного хода привода;
- безотказная работа привода с вероятностью выше 0,98 в течение межремонтного периода;
- малое потребление энергии между интервалами перемещения клапана;
- качественное регулирование как с точки зрения регулируемого параметра, так и надёжной работы самого привода.

Отмечается, что приведённые принципы могут быть выполнены при построении привода, содержащем самотормозящую механическую передачу и узел аварийного закрытия, на который может быть подан сигнал от системы защиты турбины.

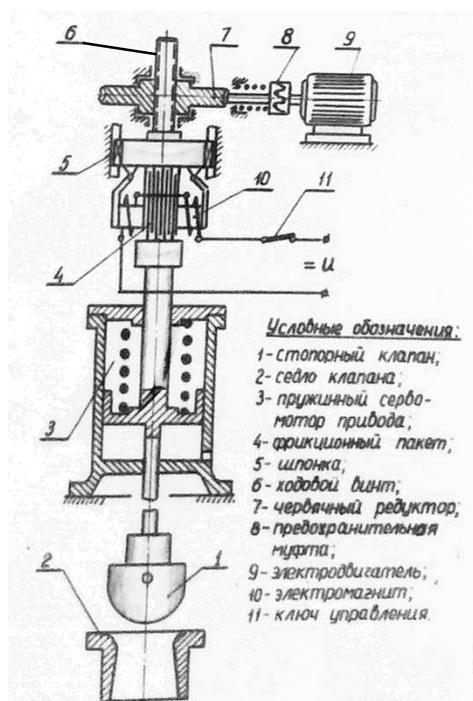


Рисунок 1.7 —
 Кинематическая схема
 электромеханического
 привода СК конструкции
 МЭИ

В работе [55] показана возможность создания электромеханического привода СК (пружинного сервомотора) паровой турбины (рисунок 1.7) и электромеханической САР турбогенераторного агрегата на основе приведённых выше принципов. Здесь же приведён анализ различных конструктивных решений по удерживанию СК в открытом положении: механических и гидравлических защёлков, электромагнитных фрикционных пакетов. Даются рекомендации по организации электропитания узла аварийного закрытия (фрикционного пакета), в частности, использование стационарных аккумуляторных батарей, дублированных намагничивающих катушек и двух независимых распределительных устройств.

Приводятся сведения, что КПД ходовой передачи резьбового типа для разработанного привода СК, полученный автором в опытах, имеет низкую величину, около 30 %. Дополнительно даются рекомендации по выполнению теплового экранирования привода. Также в работе показано, что конечная скорость движения СК, при ударе его о седло, не должна превышать 0,3–0,4 м/с для исключения пластических деформаций деталей, для чего автором предлагается использовать пневматический амортизатор. Здесь же приводятся сравнение характеристик пневматических и гидравлических амортизаторов и математическая модель привода с пневмоамортизатором. Можно отметить, что приведённый в работе опыт проектирования привода СК может быть также применён и при разработке других типов приводов турбины.

В работе [56] приводятся сведения об опыте эксплуатации электромеханического привода СК, исследованного ранее в [55]. Отмечается недостаток применения электромагнитных фрикционных пакетов — повышенные требования к состоянию поверхностей пластин пакета. Приводится обзор усовершенствованной конструкции привода СК, а также конструкций приводов РК для питательного турбонасоса на основе удерживающего электромагнитного устройства усовершенствованной конструкции — мощных электромагнитов с высокой индуктивностью. В работе приведена методика выбора электродвигателей для электромеханических приводов из условия ограничения частоты вращения турбины при сбросе нагрузки. Обоснована возможность применения серийных электродвигателей для электромеханических приводов РК турбин. На аналоговой математической модели турбины показана работоспособность и эффективность электромеханической системы регулирования паровой турбины.

Дополнительно можно отметить ряд авторских свидетельств и патентов, касающихся электромеханических приводов как конкретно для турбин, так и в целом машиностроения, имеющие функцию энергонезависимого возврата [3, 4, 5, 6, 7, 8, 76].

Одной из последних отечественных разработок в области электромеханических САР является система АО «Уралэнергоремонт», описанная в

[64]. Особенностью предложенной системы и её отличием от конструкций ЭМП, разработанных в МЭИ, является применение управляемых зубчатых электромагнитных муфт (ЭММ) вместо подъёмных электромагнитов. В кинематической схеме привода муфта устанавливается до преобразования вращательного движения в поступательное и используется для передачи крутящего момента от электродвигателя к редуктору. Такое решение упрощает конструкцию и сокращает габариты ЭМП за счёт отсутствия рычажных передач в кинематической схеме и снижает энергопотребление. С целью преобразования вращательного движения в поступательное для управления СК и РК предлагается использовать реечную передачу. Реечная передача, с одной стороны, имеет более высокий КПД, чем резьбовая передача типа винт-гайка, с другой — требует создания высокого крутящего момента, что решается применением серийных приводов типа МЭО (крутящий момент до 4000 Н·м) при условии удовлетворения других требований к процессу регулирования.



Рисунок 1.8 — ЭМП
производственного отбора
АО «Уралэнергоремонт» при
испытаниях

Наработки АО «Уралэнергоремонт» в части применения ЭММ были реализованы в ЭМП для управления производственным отбором пара [45, 78], рисунок 1.8. Особенностью конструкции является применение серийной трубопроводной арматуры на базе поворотных клапанов (затворов), что позволяет передавать напрямую крутящий момент от приводного двигателя (использован МЭО) без его преобразования в поступательное движение. В качестве аккумулятора механической энергии используется витая пружина, усилие которой передаётся на поворотный затвор через реечную передачу. Стоит отметить большую долю серийных узлов в составе ЭМП, что является существенным преимуществом конструкции. В

[78] указано, что данное решение внедрено на нескольких турбинах.

В последнее время некоторыми отечественными и зарубежными компаниями (ПТ ГРУПП, ГК «Диаконт», *Moog Inc.*, *Voith GmbH*) предлагаются или были реализованы проекты реконструкции САР турбин малой мощности с применением ЭМП для непосредственного управления клапанами на базе шариковинтовых (ШВП) или роликовинтовых (РВП) передач (т. н. электроцилиндров) [80, 86, 113, 115]. Такие решения обладают рядом преимуществ, таких как высокий КПД передачи (до 90 %), компактность, масштабируемость, длительный срок службы передачи (по данным производителя). Функция аварийного закрытия клапана реализуется при помощи пружин, которые непосредственно связаны со штоком привода. Наличие встроенного в привод электромагнитного тормоза позволяет разгрузить электродвигатель от паровой нагрузки и нагрузки пружины в статичных положениях.

Анализ литературы показывает, что основной акцент в применении ЭМП сделан на РК и СК турбин. Однако особенностью рассматриваемых в данной работе САР теплофикационных турбин является наличие поворотных регулирующих диафрагм (ПРД) для управления отопительными отборами пара. Условия работы ПРД и их рычажного привода подробно рассмотрены в [51]. Одной из особенностей ПРД является двухсторонний характер нагрузки их привода, то есть паровое усилие действует не только против направления открытия, как у СК и РК, но и также против закрытия ПРД на всём ходе. Это обуславливает сочетание повышенных требований к приводу ПРД — необходимости создания полного усилия на закрытие ПРД (до 100–170 кН) и высокого быстродействия (менее 0,8 с), то есть высокой мощности привода в аварийном режиме. Гидравлический сервомотор в полной мере обеспечивает необходимые характеристики ПРД, однако при переходе к схеме с непосредственным управлением ПРД от ЭМП возникает проблема реализации аварийного режима работы. Этот режим должен быть выполнен энергонезависимым от внешнего питания привода и обеспечивать высокое быстродействие с высоким усилием. Приведённые выше решения с использованием витых пружин могут быть отмасштабированы, при этом получаемые габариты пружины будут слишком большими. Необходимость

ограничения габаритов привода связана как с обеспечением удобства испытаний, транспортировки, монтажа, так и с требованием к установке ЭМП на существующее место гидравлического сервомотора, которое имеет определённые монтажные ограничения.



Рисунок 1.9 — ЭМП для управления ПРД ООО «СЗД ИНЖИНИРИНГ»

На текущий момент разработаны решения по установке ЭМП для непосредственного управления ПРД, которые не содержат энергонезависимого устройства аварийного закрытия (рисунок 1.9) [88, 107, 108]. Аварийное закрытие ПРД осуществляется тем же двигателем, который используется при штатной работе. Такое решение существенно упрощает кинематическую схему привода, но повышает требования к надёжности его электропитания. Для повышения надёжности питание ЭМП должно быть организовано от сборки гарантированного питания с АВР. В целом такое решение имеет повышенную стоимость электрической части, так как силовые компоненты привода (электродвигатель, его частотный преобразователь, клеммы, кабели) должны быть рассчитаны на ток аварийного режима работы, который кратковременно может превышать ток штатного

режима работы в десятки раз.

Следует отметить современные решения компаний *AUMA Riester GmbH & Co. KG* и *Rieker Corporation*, которые предлагают приводы с энергонезависимым аварийным возвратом на основе *S*-образных пружин [14, 121]. *S*-образные пружины являются отдельным подвидом спиральных пружин, которые широко используются в качестве аккумуляторов механической энергии. Конкретно указанные приводы не могут быть использованы в качестве ЭМП для ПРД, так как имеют недостаточный диапазон рабочего хода или недостаточное усилие на выходном валу. Тем не менее, кинематическая схема на основе спиральной

пружины может быть наиболее перспективной для создания ЭМП для ПРД, как наиболее компактная и энергоёмкая.

Дополнительно можно отметить, что ряд компаний выпускает ШВП и РВП в виде отдельных узлов без интегрированного электродвигателя [96, 111, 112, 114, 120]. Считаем, что именно на базе такого вида передач и с учётом сформулированных в МЭИ принципов возможно построить ЭМП для управления ПРД, содержащий функцию энергонезависимого аварийного возврата.

1.4. Выводы. Постановка задач исследования

Из обзора литературных источников были сделаны следующие основные выводы:

1. При расчёте турбоагрегата на сброс нагрузки необходимо как можно точнее учитывать количество высокопотенциального пара, в том числе ПП.
2. Существующие инженерные методы учёта ПП при расчёте турбоагрегата на сброс нагрузки основаны на упрощённом представлении парораспределения в виде эквивалентного клапана и не позволяют решать задачи расчёта с учётом реальных нелинейных расходных и силовых характеристик РК.
3. На существующих нелинейных моделях турбоагрегатов недостаточно исследовано влияние ПП на динамику валопровода при разных схемах управления регулирующими клапанами турбины.
4. Качественно реализовать парораспределение с минимальным дросселированием традиционными подходами не представляется возможным, так как оно требует не последовательного открытия РК, из-за чего нагрузочные характеристики РК будут иметь участки их резких открытий и закрытий при смене комбинаций сопловых сегментов.
5. Резкие переключения РК недопустимы из-за возможного превышения критических показателей прочности, например, температурных напряжений в сопловых коробках турбины. Резкие переключения РК ведут к неустойчивой работе САР, снижают качество переходных процессов регулирования и приводят к повышенному износу их приводной части.
6. Алгоритмы управления парораспределением с минимальным дросселированием возможно реализовать на базе современных САР с независимым позиционированием РК, которыми в настоящее время оснащаются паровые турбины.
7. Электропривод парораспределительных органов турбины должен обладать высоким быстродействием, развивать высокие усилия и безотказно работать для обеспечения безаварийной эксплуатации турбины. Для этого режим

аварийного закрытия парораспределительных органов должен быть выполнен энергонезависимым, например, от встроенных пружин.

8. Исследованы конструкции электроприводов с энергонезависимым возвратом только для непосредственного управления СК и РК турбин.

9. Не исследованы конструкции электроприводов с энергонезависимым возвратом для непосредственного управления ПРД теплофикационных турбин.

С учётом изложенного для достижения цели исследования были поставлены следующие задачи:

1. Разработать математическую модель паровой турбины и её парораспределения, учитывающую силовые и расходные характеристики РК и проточной части. Исследовать на модели режимы сброса нагрузки с традиционной и индивидуальной схемой управления РК. Получить количественные результаты расчёта на модели.

2. Для реализации парораспределения с минимальным дросселированием разработать алгоритм (способ) управления сопловыми сегментами РС и систему регулирования турбины для алгоритма управления сопловыми сегментами РС.

3. Разработать математическую модель паровой турбины и её парораспределения и провести исследование алгоритма управления сопловыми сегментами РС на модели. Определить прирост мощности и экономию условного топлива ТЭЦ при реализации парораспределения с минимальным дросселированием.

4. Разработать кинематическую схему ЭМП для непосредственного управления ПРД с функцией энергонезависимого пружинного возврата.

5. Разработать математическую модель ЭМП ПРД с функцией энергонезависимого пружинного возврата и исследовать его работу в аварийных режимах.

2. Исследования сбросов нагрузки турбины при разных схемах управления регулирующими клапанами

2.1. Разработка математической модели для исследования

Детальное моделирование в динамике процессов течения пара в элементах парораспределения турбины представляет собой весьма сложную задачу. Течение пара в регулирующих клапанах и регулирующей ступени имеет сложный пространственный характер. Это обстоятельство объясняется характерной геометрической формой паропроводов, паровых коробок клапанов, каналов регулирующей ступени, сопловых коробок, камеры регулирующей ступени [28, 29]. Кроме того, изменение давления за регулирующими клапанами во время их закрытия влияет на паровые усилия, действующие на сами клапаны. Для упрощения расчётов при определении расходов пара через регулирующие клапаны и сегменты регулирующей ступени, а также паровых усилий были использованы их расходные и силовые характеристики, полученные при экспериментальных продувках моделей и натурных опытах.

Для исследования была разработана математическая модель паровой турбины Т-120/130-130-8МО [97, 122]. Расчётная схема модели представлена на рисунке 2.1. Модель состоит из двух частей. Первая часть — парораспределение, включающее сервомотор, регулирующие клапаны, КРУ, паровые объёмы между каждым регулирующим клапаном и соответствующим им сегментом сопел регулирующей ступени и собственно регулирующую ступень. Вторая часть — отсеки паровой турбины с нерегулируемыми ступенями и паровыми объёмами между ними. Паровые объёмы камер отборов включают паровое пространство до обратных клапанов на трубопроводах отборов. Паровые объёмы трубопроводов отборов за обратными клапанами и регенеративных подогревателей в модели не учитываются, так как предполагается безаварийное срабатывание обратных клапанов, которые отсекают эти объёмы.

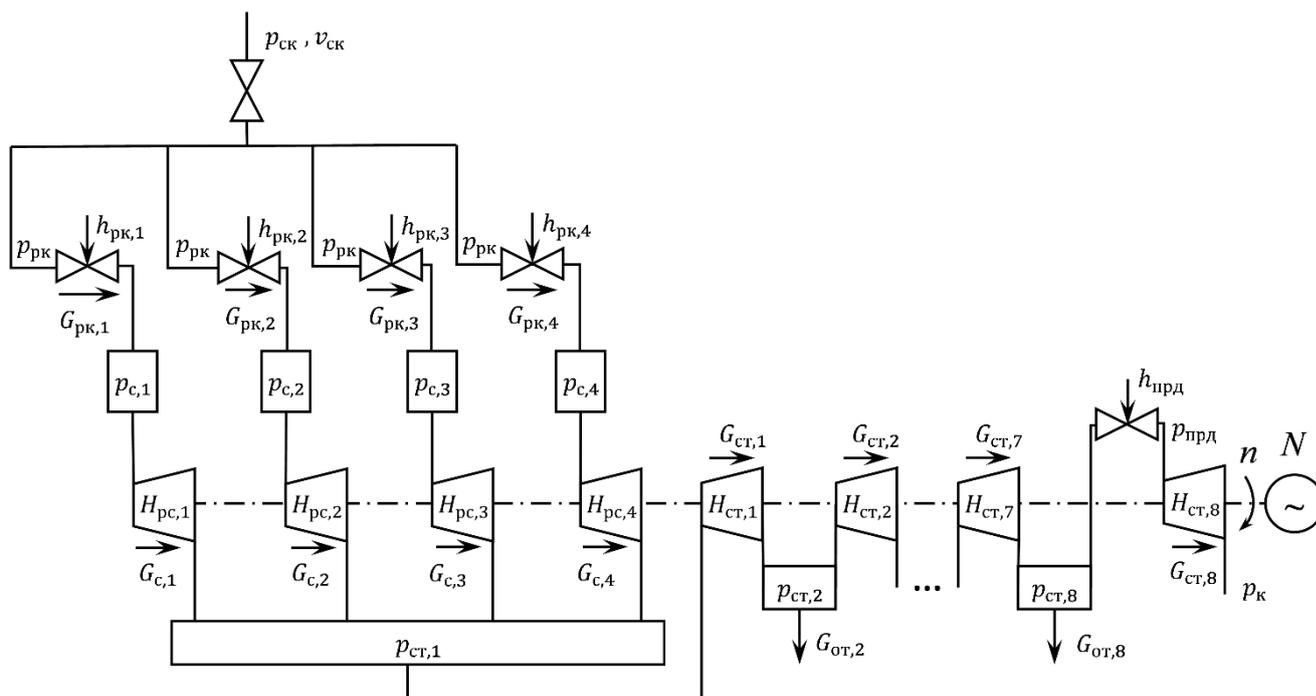


Рисунок 2.1 — Расчётная схема модели турбины типа Т-120/130-130-8МО

В основу моделирования части парораспределения легли уравнения, используемые в инженерном («прямом») методе его расчёта, описанном в литературе [102]. В «прямом» методе расчёта исходными данными являются заданная, обычно линейная, зависимость расхода пара на турбину от хода сервомотора, а конечной целью расчёта является определение требуемых подъёмов штоков клапанов, а также определение паровых усилий на клапаны и сервомотор. Давление пара в камере регулирующей ступени задаётся по формуле Флюгеля-Стодолы, что для конденсационных турбин преобразуется также в линейную зависимость. Кроме того, при «прямом» расчёте определяются давления за клапанами, мощность и КПД регулирующей ступени. Так как расчёт выполняется для установившегося режима работы турбины, то расход пара через каждый регулирующий клапан принимается равным расходу пара через соответствующий ему сопловой сегмент регулирующей ступени.

В отличие от «прямого» метода расчёта, в «обратном» методе, использованном в модели, исходными данными являются подъёмы штоков клапанов, а цель расчёта — определение расходов пара через клапаны и через сопла регулирующей ступени. Дополнительно, в отличие от «прямого» метода, для учёта

динамики паровых объёмов между регулирующими клапанами и соплами регулирующей ступени, расходы через клапаны и через соответствующие им сопловые сегменты заданы разными переменными.

В основе вычисления расхода пара через РК лежит уравнение расхода через сопло для идеального газа [19, 92]:

$$G = \chi q F \sqrt{\frac{p}{v}}, \quad (2.1)$$

где

$$\chi = \sqrt{k \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}}}; \quad (2.2)$$

$$q = \begin{cases} \sqrt{\left[\frac{2}{k-1} \left(\frac{k+1}{2} \right)^{\frac{k+1}{k-1}} \left(\varepsilon^{\frac{2}{k}} - \varepsilon^{\frac{k+1}{k}} \right) \right]}, & \varepsilon > \varepsilon_{\text{кр}}; \\ 1, & \varepsilon \leq \varepsilon_{\text{кр}} \end{cases} \quad (2.3)$$

$$\varepsilon_{\text{кр}} = \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}}; \quad (2.4)$$

G — расход газа через сопло, кг/с;

F — площадь сопла в минимальном сечении, м²;

p — давление газа перед соплом, Па;

v — удельный объём газа перед соплом, м³/кг;

k — показатель адиабаты;

ε — отношение давлений за и перед соплом;

$\varepsilon_{\text{кр}}$ — критическое отношение давлений.

По опытам Бендемана, расход сухого насыщенного ($k=1,135$; $\chi=0,635$) и перегретого пара ($k=1,3$; $\chi=0,667$) отличается от значений, полученных по формуле (2.1) для идеального газа [19]. Поэтому для получения наиболее близких к опытным

величинам расходов пара используется значение $\chi=0,648$, а вместо приведённого расхода q используется коэффициент Бендемана:

$$B = \begin{cases} \sqrt{1 - \left(\frac{\varepsilon - \varepsilon_{кр}}{1 - \varepsilon_{кр}}\right)^2}, & \varepsilon > \varepsilon_{кр} \\ 1, & \varepsilon \leq \varepsilon_{кр} \end{cases} \quad (2.5)$$

В отличие от сопел РС, геометрия канала РК может изменяться в зависимости от поднятия штока РК. Для учёта влияния этого изменения геометрии на расход в формулу (2.1) вводится безразмерная характеристика — относительный коэффициент расхода ξ . Метод расчёта РК с использованием безразмерных расходных характеристик широко распространён в турбостроении [29, 102]. Дополнительно для устранения необходимости расчёта удельного объёма пара перед РК и перед соплами РС вследствие дросселирования в стопорном клапане и РК, формула (2.1) преобразовывается с учётом допущения $pv \approx const$.

С учётом приведённых выше положений расход пара через каждый РК (в килограммах в секунду) можно определить как

$$G_{рк,j}(\tau) = G_{кр,j} \xi_j(\tau) B_{рк,j}(\tau), \quad (2.6)$$

где

$$G_{кр,j} = \frac{0,648 S_{рк,j} p_{рк}}{\sqrt{p_{ск} v_{ск}}}; \quad (2.7)$$

j — номер РК;

$G_{кр}$ — критический расход пара через клапан, кг/с;

ξ — относительный коэффициент расхода РК;

$B_{рк}$ — коэффициент Бендемана для РК;

$S_{рк}$ — расчётная проходная площадь клапана, м²;

$p_{рк}$ — давление пара перед РК с учётом потерь в трубопроводах, Па;

$p_{ск}$ — давление свежего пара (перед СК), Па;

$v_{ск}$ — удельный объём свежего пара (перед СК), м³/кг.

Из практики инженерных расчётов давление пара перед всеми РК было принято одинаковым. Расчётная проходная площадь клапана может быть взята как по минимальному диаметру седла — горлу, так и по диаметру посадки, в зависимости от того, относительно какого геометрического параметра построены расходные характеристики РК.

Относительный коэффициент расхода ξ определялся по характеристикам, полученным из опытных данных, как функция отношения давлений перед и за клапаном и относительного подъёма клапана:

$$\xi_j(\tau) = f\left(\frac{p_{c,j}(\tau)}{p_{рк}}, \frac{h_{рк,j}(\tau)}{D_{рк,j}}\right), \quad (2.8)$$

где p_c — давление за РК (перед сопловым сегментом РС), Па;

$h_{рк}$ — положение регулирующего клапана (высота подъёма штока), м;

$D_{рк}$ — диаметр посадки или горла седла регулирующего клапана, м.

В основе определения расхода через сопла РС также лежит формула (2.1), но для упрощения расчётов преобразованная так, чтобы исключить оперирование давлением перед рабочими лопатками РС [31]:

$$G_{c,j}(\tau) = \mu_{c,j}(\tau) A_{c,j} p_{ст,1}(\tau), \quad (2.9)$$

где

$$A_{c,j} = \frac{0,648 S_{c,j}}{\sqrt{p_{ск} v_{ск}}}; \quad (2.10)$$

$$\mu_{c,j}(\tau) = f[p_{ст,1}(\tau)/p_{c,j}(\tau)]; \quad (2.11)$$

G_c — расход пара через сопловой сегмент, кг/с;

j — номер соплового сегмента РС;

S_c — расчётная проходная площадь соплового сегмента, м²;

μ_c — коэффициент расхода сопловой решетки РС;

$p_{ст,1}$ — давление пара в камере РС (перед первым отсеком нерегулируемых ступеней), Па.

Значения коэффициента расхода μ_c определялись по расчётной характеристике. Коэффициент μ_c численно равен

$$\mu_{c,j} = \frac{\lambda_{pc} B_{c,j}}{p_{ст,1}/p_{c,j}}, \quad (2.12)$$

где λ_{pc} — коэффициент, учитывающий степень реактивности РС, который нужен для исключения оперированием давлением перед рабочими лопатками (за сопловой решёткой) при определении коэффициента Бендемана;

B_c — коэффициент Бендемана, вычисляемый по давлению перед и за сопловой решёткой РС.

Использование в формуле (2.9) давления в камере РС обусловлено применением исходной инженерной методики расчёта для моделирования [31]. В качестве альтернативы при моделировании возможно заменить это давление на давление перед соплами с соответствующей корректировкой коэффициента μ_c .

Мощность регулирующей ступени определялась как сумма мощностей, вырабатываемых каждым её сопловым сегментом:

$$N_{pc}(\tau) = \sum_{j=1}^4 [G_{c,j}(\tau) H_{c,j}(\tau)], \quad (2.13)$$

$$H_{c,j}(\tau) = f[p_{ст,1}(\tau)/p_{c,j}(\tau)] \quad (2.14)$$

где N_{pc} — мощность регулирующей ступени, Вт;

H_c — использованный теплоперепад в лопаточном аппарате сегмента РС без учёта дополнительных потерь, который определялся по расчётной характеристике, Дж/кг.

Дополнительные потери РС (вентиляционные, от парциальности, на выколачивание, через зазор бандажа) не учитывались для упрощения модели и ввиду их малой величины по сравнению с мощностью всей турбины. Это допущение может привести к незначительному увеличению максимальной частоты

вращения при сбросе нагрузки на модели, что можно принять в качестве дополнительного запаса.

Для моделирования паровых объёмов между регулирующими клапанами и сопловыми сегментами РС использовались линейные модели из литературы [17, 33, 36] следующего вида:

$$\frac{dp_{c,j}}{d\tau} = \frac{k p_{c,j}^H}{m_{c,j}^H} [G_{рк,j}(\tau) - G_{c,j}(\tau)]; \quad (2.15)$$

для камеры регулирующей ступени

$$\frac{dp_{ст,1}}{d\tau} = \frac{k p_{ст,1}^H}{m_{ст,1}^H} \left[\sum_{j=1}^4 G_{c,j}(\tau) - G_{ст,1}(\tau) \right]; \quad (2.16)$$

для остальных камер между отсеками нерегулируемых ступеней при $2 \leq j \leq 8$

$$\frac{dp_{ст,j}}{d\tau} = \frac{k p_{ст,j}^H}{m_{ст,j}^H} [G_{ст,j-1}(\tau) - G_{ст,j}(\tau) - G_{от,j}(\tau)], \quad (2.17)$$

где j — номер элемента (РК, сегмента РС, парового объёма);

m_c — масса пара в камере между РК и РС, кг;

$m_{ст,1}$ — масса пара в камере РС, кг;

$m_{ст}$ — масса пара в камере между отсеками нерегулируемых ступеней, кг;

$p_{ст}$ — давление пара перед отсеком нерегулируемых ступеней, Па;

$G_{ст}$ — расход пара через отсек нерегулируемых ступеней, кг/с;

$G_{от}$ — расход пара в отбор, кг/с.

В настоящий момент существуют различные подходы к моделированию термодинамики отсеков паровых турбин. В данной работе при моделировании

расходов пара через нерегулируемые отсеки ступеней, их теплоперепадов и мощностей, а также ротора за основу были приняты уравнения из литературы [125]:

$$G_{\text{ст},j}(\tau) = G_{\text{ст},j}^{\text{H}} \sqrt{\frac{(p_{\text{ст},j}(\tau))^2 - (p_{\text{ст},j+1}(\tau))^2}{(p_{\text{ст},j}^{\text{H}})^2 - (p_{\text{ст},j+1}^{\text{H}})^2}}, \quad 2 \leq j \leq 7, \quad (2.18)$$

$$G_{\text{ст},8}(\tau) = G_{\text{ст},8}^{\text{H}} \sqrt{\frac{(p_{\text{прд}}(\tau))^2 - (p_{\text{к}}^{\text{H}})^2}{(p_{\text{прд}}^{\text{H}})^2 - (p_{\text{к}}^{\text{H}})^2}}, \quad (2.19)$$

$$H_{\text{ст},j}(\tau) = H_{\text{ст},j}^{\text{H}} \left[\frac{1 - \left(\frac{p_{\text{ст},j+1}(\tau)}{p_{\text{ст},j}(\tau)} \right)^{\frac{k-1}{k}}}{1 - \left(\frac{p_{\text{ст},j+1}^{\text{H}}}{p_{\text{ст},j}^{\text{H}}} \right)^{\frac{k-1}{k}}} \right], \quad 2 \leq j \leq 7, \quad (2.20)$$

$$H_{\text{ст},8}(\tau) = H_{\text{ст},8}^{\text{H}} \left[\frac{1 - \left(\frac{p_{\text{к}}^{\text{H}}}{p_{\text{прд}}(\tau)} \right)^{\frac{k-1}{k}}}{1 - \left(\frac{p_{\text{к}}^{\text{H}}}{p_{\text{прд}}^{\text{H}}} \right)^{\frac{k-1}{k}}} \right], \quad (2.21)$$

$$N_i(\tau) = \sum_{j=1}^8 [G_{\text{ст},j}(\tau) H_{\text{ст},j}(\tau)] + N_{\text{рс}}(\tau), \quad (2.22)$$

$$\frac{dn}{d\tau} = \frac{3600}{4 \pi^2 J} \left(\frac{N_i(\tau)}{n(\tau)} - K_{\text{xx}} N_i^{\text{H}} \frac{n(\tau)}{(n^{\text{H}})^2} \right), \quad (2.23)$$

$$K_{\text{xx}} = \frac{4 \pi^2 J a^{\text{H}} n^{\text{H}}}{3600 N_i^{\text{H}}}, \quad (2.24)$$

где K_{xx} — коэффициент холостого хода;

$H_{\text{ст}}$ — теплоперепад отсека нерегулируемых ступеней, Дж/кг;

$k = 1,3$ — показатель адиабаты для перегретого пара;

$p_{\text{прд}}$ — давление пара за ПРД, Па;

$p_{\text{к}}$ — давление пара в конденсаторе, Па;

N_i — внутренняя мощность (на валу) турбины без учёта электрических и механических потерь, Вт;

n — частота вращения, об/мин;

J — момент инерции турбины и генератора, кг·м²;

a^n — скорость выбега турбины на номинальной частоте вращения n^n , которая определялась по опытным данным, об/(мин·с).

Давление пара непосредственно за регулируемыми диафрагмами определялось в соответствии с [50]. Формулы (2.18) и (2.19) представляют собой уравнения Флюгеля-Стодолы без учёта температурной поправки, так как в модели не предусматривалось вычисление температуры и удельных объёмов пара. Теплоперепады на отсеки, формулы (2.20) и (2.21), вычисляются, исходя из допущения о постоянстве их КПД. Уравнение ротора (2.23) основано на уравнении баланса моментов на валу турбины и преобразовано для оперирования значениями мощности, генерируемой РС и нерегулируемыми ступенями и снимаемой с ротора в виде потерь. В уравнении ротора учтена линейная зависимость потерь холостого хода от частоты вращения в области номинальной частоты. Величины с индексом «н» в уравнениях (2.15), (2.16), (2.17), (2.18), (2.19), (2.20), (2.21), (2.23), (2.24), (2.25) относятся к значениям в исходном состоянии, перед сбросом нагрузки.

При моделировании расходов пара в отборы было принято, что давление в подогревателях снижается значительно медленнее, чем в проточной части турбины, а обратный ток пара в турбину отсутствует из-за наличия обратных клапанов на трубопроводах отборов. Расходы в отборы моделировались на основе уравнения Флюгеля-Стодолы:

$$G_{от,j}(\tau) = \begin{cases} G_{от,j}^H \sqrt{\frac{(p_{ст,j}(\tau))^2 - K_{от} (p_{ст,j}^H)^2}{(p_{ст,j}^H)^2 - K_{от} (p_{ст,j}^H)^2}}, & (p_{ст,j}(\tau))^2 - K_{от} (p_{ст,j}^H)^2 \geq 0, \\ 0, & (p_{ст,j}(\tau))^2 - K_{от} (p_{ст,j}^H)^2 < 0 \end{cases}, \quad (2.25)$$

где $G_{от}$ — расход пара в отбор, кг/с;

$K_{от} = 0,95$ — коэффициент, учитывающий потери давления в трубопроводе отбора.

В безрасходном режиме мощность ЦНД корректировалась с учётом протечек пара через неплотности поворотных регулирующих диафрагм (ПРД), величина которых определялась экспертно по следующей зависимости:

$$G_{ут}(\tau) = G_{ут}^H B_{ут}(\tau), \quad (2.26)$$

где $G_{ут}^H = 4,44$ кг/с — протечки пара при полностью закрытых ПРД;

$B_{ут}$ — коэффициент Бендемана, который определялся как функция отношения давлений за и перед ПРД.

Для моделирования режима сброса нагрузки при сопловом парораспределении с ИПРК движение клапанов определялось по математической модели каждого привода, построенной на базе дифференциального уравнения движения:

$$m_{рк,j} \frac{d^2 h_{рк,j}}{d\tau^2} = \begin{cases} F_{пар,j}(\tau) + F_{пр,j}^{уст} + K_{пр,j} h_{рк,j}(\tau) - \left(\frac{dh_{рк,j}}{d\tau}\right)^2 c_j^{(1)}, & h_{рк,j} \geq h_{д,j} \\ F_{пар,j}(\tau) + F_{пр,j}^{уст} + K_{пр,j} h_{рк,j}(\tau) - \left(\frac{dh_{рк,j}}{d\tau}\right)^2 c_j^{(2)}, & h_{рк,j} < h_{д,j} \end{cases}, \quad (2.27)$$

где $m_{рк}$ — масса подвижных частей ИПРК и РК, кг;

$F_{пар}$ — паровое усилие на штоке РК, Н;

$F_{\text{пр}}^{\text{уст}}$ — установочное усилие пружин ИПРК (при закрытом РК), Н;

$K_{\text{пр}}$ — коэффициент жёсткости пружин ИПРК, Н/м;

$h_{\text{д}}$ — положение РК, соответствующее границе рабочей зоны демпфера в ИПРК, м;

c — коэффициент демпфирования, определяемый из конструктивных параметров привода, кг/м.

ИПРК представляет собой односторонний гидроцилиндр с пружинным возвратом. При сбросе нагрузки закрытие РК осуществляется только пружинным блоком ИПРК. При этом силой пружинного блока также вытесняется рабочая жидкость из-под поршня гидроцилиндра. Демпфирование, то есть торможение, в конце хода ИПРК реализуется за счёт создания сопротивления рабочей жидкости, выходящей из-под поршня, что приводит к повышению давления под поршнем и появлению силы торможения. Типовая конструкция демпфера гидроцилиндра приведена на рисунке 2.2. Величина $\left(\frac{dh_{\text{рк},j}}{d\tau}\right)^2 c_j$ в формуле (2.27) представляет собой силу торможения и выводится из уравнения расхода через дроссель:

$$Q_j(\tau) = \mu_{\text{др}} S_{\text{др},j} \sqrt{\frac{2 \Delta p_{\text{др},j}(\tau)}{\rho}} \rightarrow \Delta p_{\text{др},j}(\tau) = \frac{(Q_j(\tau))^2 \rho}{2 \mu_{\text{др}}^2 S_{\text{др},j}^2}, \quad (2.28)$$

где Q_j — расход рабочей жидкости из-под поршня, м³/с;

$\mu_{\text{др}}$ — коэффициент расхода дросселя (сливных отверстий), из практики принимается равным 0,62–0,65 и одинаков для обоих дросселей;

$S_{\text{др}}$ — площадь сечения дросселей, м²;

$\Delta p_{\text{др}}$ — перепад давления рабочей жидкости на дроссель, Па;

ρ — плотность рабочей жидкости, кг/м³.

При движении поршня ИПРК расход рабочей жидкости из-под него также можно определить как:

$$Q_j(\tau) = S_{п,j} \frac{dh_{рк,j}}{d\tau}, \quad (2.29)$$

где $S_{п}$ — площадь поршня, которая участвует в торможении (в зависимости от участка хода), м².

Давление за дросселем демпфера принято равным нулю, исходя из того, что вытеснение рабочей жидкости из ИПРК осуществляется в сливной трубопровод с нулевым избыточным давлением, поэтому $\Delta p_{др,j}(\tau) = p_{п,j}(\tau)$. С учётом (2.28) и (2.29) получаем:

$$F_{торм,j}(\tau) = p_{п,j}(\tau) S_{п,j} = \left(\frac{dh_{рк,j}}{d\tau} \right)^2 \frac{S_{п,j}^3 \rho}{2 \mu_{др}^2 S_{др,j}^2} = \left(\frac{dh_{рк,j}}{d\tau} \right)^2 c_j, \quad (2.30)$$

где с учётом обозначений на рисунке 2.2:

$$S_{п,j} = \begin{cases} \pi D_{п,j}^2 / 4, & h_{рк,j} \geq h_{д,j} \\ \pi (D_{п,j}^2 - D_{шт,j}^2) / 4, & h_{рк,j} < h_{д,j} \end{cases}, \quad (2.31)$$

$$S_{др,j} = \begin{cases} S_{др,1,j} + S_{др,2,j}, & h_{рк,j} \geq h_{д,j} \\ S_{др,2,j}, & h_{рк,j} < h_{д,j} \end{cases}, \quad (2.32)$$

$F_{торм}$ — сила торможения, Н.

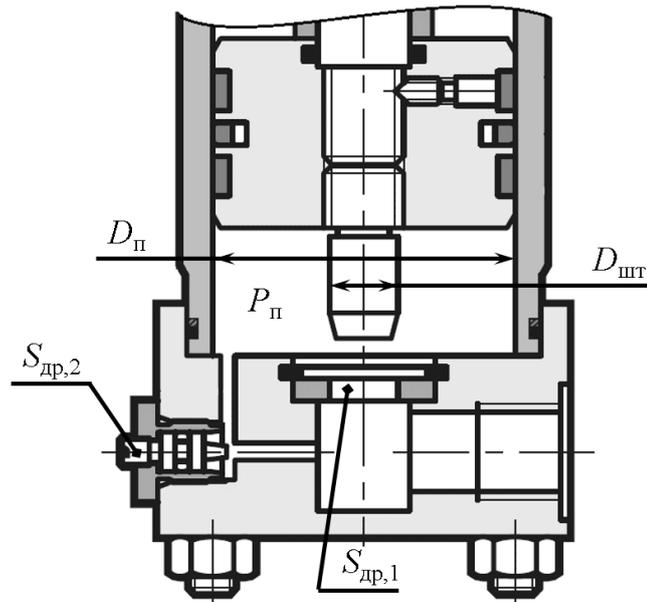


Рисунок 2.2 — Конструкция демпфера гидроцилиндра

Паровое усилие на штоке РК определялось на основе методики с использованием силовых характеристик, описанной в литературе [102]:

$$F_{\text{пар},j}(\tau) = \zeta_j(\tau) S_{\text{рк},j} (p_{\text{рк}} - p_{\text{с},j}(\tau)) - (p_{\text{рк}} - p_a) S_{\text{шт},j}, \quad (2.33)$$

где ζ — относительный коэффициент парового усилия;

$S_{\text{шт}}$ — площадь поперечного сечения штока регулирующего клапана, м^2 ;

p_a — атмосферное давление, Па.

Относительный коэффициент парового усилия определялся по характеристикам, полученным из опытных данных, как функция отношения давлений за и перед клапаном и относительного подъёма клапана:

$$\zeta_j(\tau) = f\left(\frac{p_{\text{с},j}(\tau)}{p_{\text{рк}}}, \frac{h_{\text{рк},j}(\tau)}{D_{\text{рк},j}}\right). \quad (2.34)$$

2.2. Исследование на математической модели сбросов нагрузки при разных схемах управления регулирующими клапанами

Перед проведением сбросов нагрузки на модели паровой турбины предварительно было проведено отдельно моделирование работы ИПРК для верификации их моделей. Для верификации использовались опытные данные с испытательного стенда, на котором была снята осциллограмма хода ИПРК по сигналу «сброс нагрузки». Результат моделирования приводов в сравнении с опытными данными представлен на рисунке 1.3. Как видно из рисунка, было получено достаточно точное совпадение с опытными данными.

Поскольку паровая турбина Т-120/130-130-8МО может работать с двумя типами электрических генераторов, ТВФ-125-2УЗ и ТФ-125-2УЗ, моменты инерции которых значительно отличаются, исследование было проведено для каждого из этих вариантов.

Расчёт на сброс нагрузки при схеме с КРУ

При исследовании схемы управления РК с КРУ перемещение сервомоторов РК и регулирующих диафрагм задавалось по опытным данным как функция времени, так как исследовалось не само парораспределение, а его влияние на турбину как на объект регулирования. Перемещения регулирующих клапанов задавались как функции хода сервомотора (рисунок 2.3) по паспортным данным для рассматриваемой турбины.

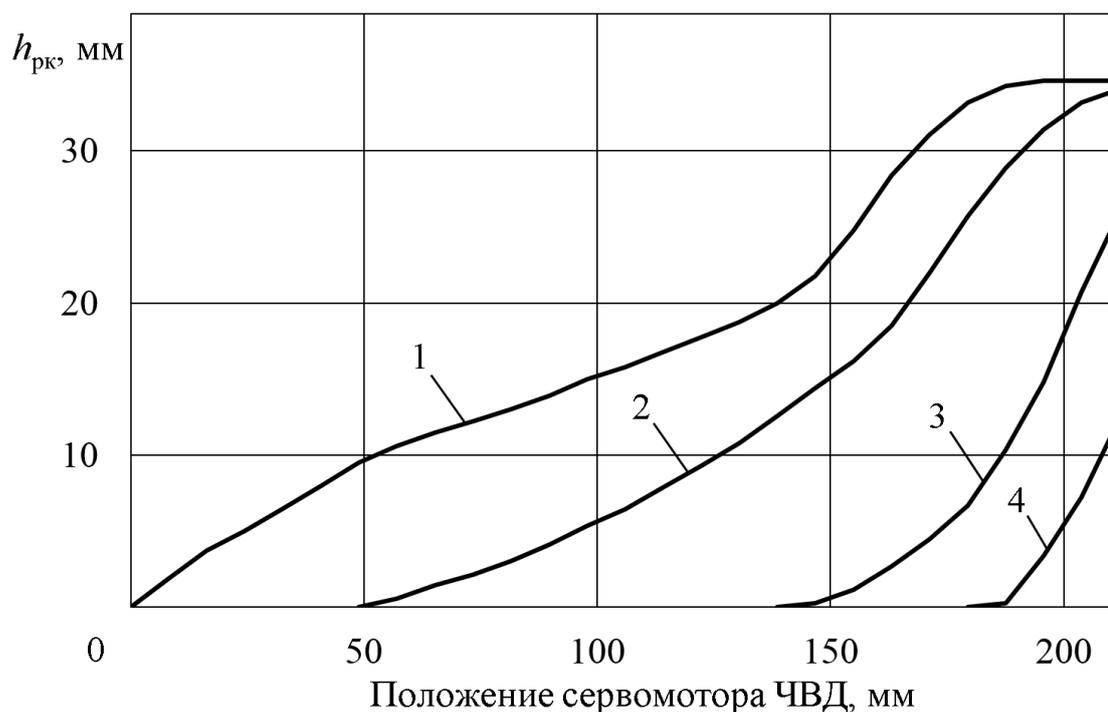


Рисунок 2.3 — Зависимость хода регулирующих клапанов ВД от хода сервомотора. 1 — РК №1, 2 — РК №2, 3 — РК №3, 4 — РК №4

В модели было учтено пороговое значение по частоте вращения в 3015 об/мин, при котором система регулирования определяет факт сброса нагрузки. Также в модели было учтено время перед началом движения сервомотора, затрачиваемое системой регулирования на формирование и выдачу управляющих воздействий, а также срабатывания электрогидравлических преобразователей (ЭГП) и выдачу гидравлического управляющего импульса сервомотору. По опытным данным это время составляет около 0,06 с.

Для исследования был выбран режим с максимальным пропуском пара в ЦНД, соответствующий конденсационному режиму с электрической мощностью 130 МВт. При этом ПРД полностью открыты, сервомотор регулирующих клапанов находится в положении 180 мм своего хода, расход свежего пара составляет 128,6 кг/с. Пар в турбину подаётся через регулирующие клапаны №1, №2 и №3; регулирующий клапан №4 закрыт. Расчёт выполнялся в программе *Simulink*.

В результате расчёта динамическое повышение частоты вращения составило 3202 об/мин и 3162 об/мин при штатной работе системы регулирования с

генераторами ТВФ-125-2УЗ (рисунок 2.4) и ТФ-125-2УЗ (рисунок 2.5) соответственно. Количество ПП составило 25,9 кг.

Помимо штатной работы регулирования был также рассчитан режим с отказом ПРД аналогично [49]. В результате заброс ЧВ составил для соответствующих генераторов 3267 об/мин (рисунок 2.4) и 3214 об/мин (рисунок 2.5). Результаты расчёта сведены в таблицу 2.1.

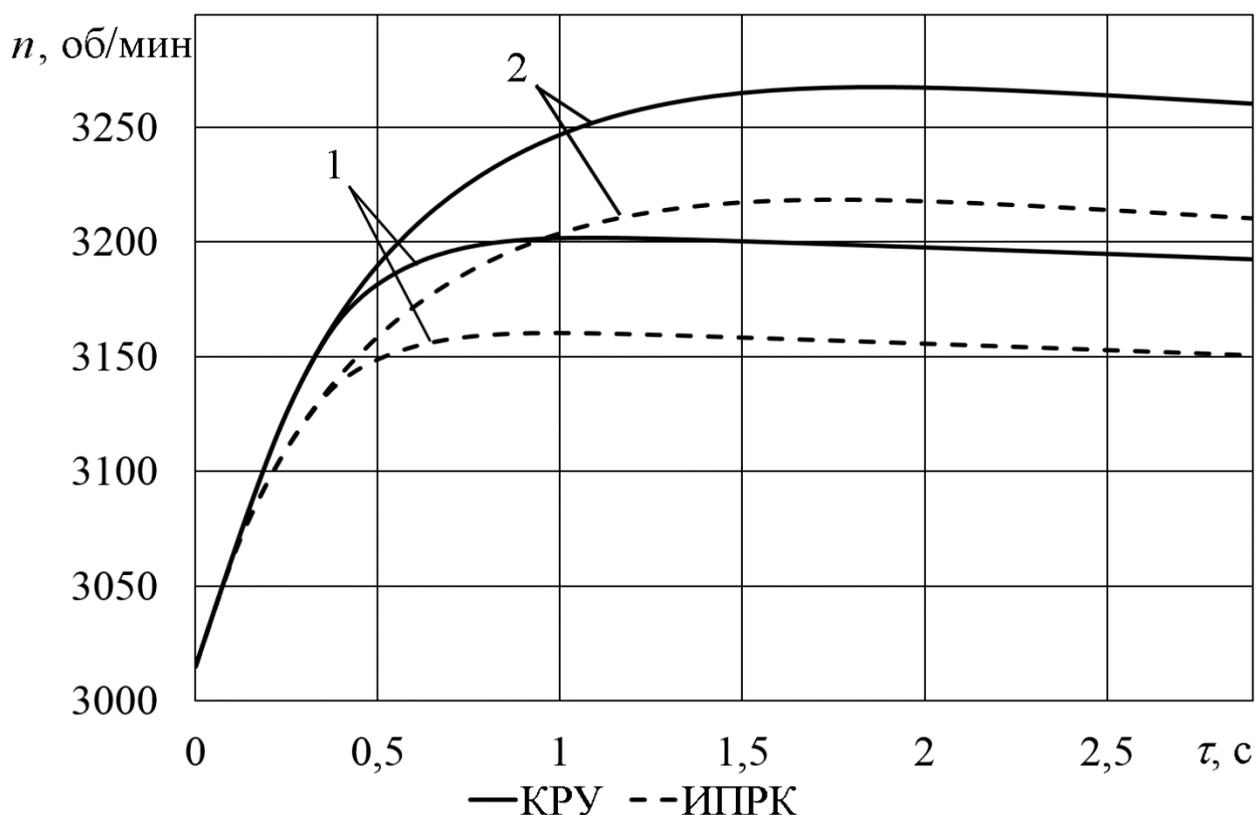


Рисунок 2.4 — Расчётные сбросы электрической нагрузки с генератором ТВФ-125-2УЗ. 1 — при штатной работе ПРД, 2 — при отказе ПРД

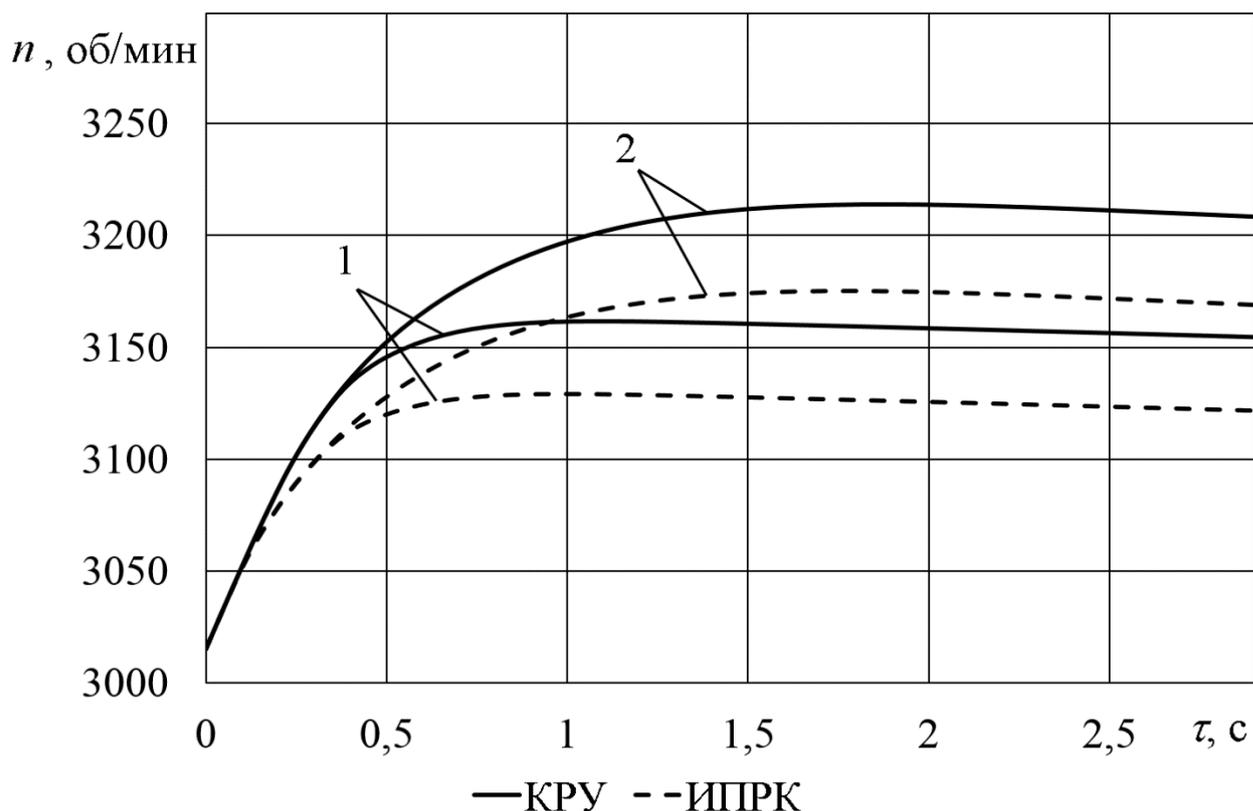


Рисунок 2.5 — Расчётные сбросы электрической нагрузки с генератором ТФ-125-2УЗ. 1 — при штатной работе ПРД, 2 — при отказе ПРД

Расчёт на сброс нагрузки при схеме управления с ИПРК

Поскольку ЭГП системы регулирования с ИПРК установлены непосредственно на самих приводах, а также их более высокого быстродействия по сравнению с традиционной ЭГСРиЗ, выдержка времени перед началом хода приводов была уменьшена до 0,04 с, что подтверждается испытаниями ИПРК и является типовыми значениями для их гидроаппаратуры [94].

В результате расчёта при штатной работе системы регулирования динамическое повышение ЧВ составило 3160 об/мин и 3129 об/мин с генераторами ТВФ-125-2УЗ (рисунок 2.4) и ТФ-125-2УЗ (рисунок 2.5) соответственно. Количество ПП составило 12,0 кг.

При расчёте сброса нагрузки с отказом ПРД заброс ЧВ составил для соответствующих генераторов 3219 об/мин (рисунок 2.4) и 3175 об/мин (рисунок 2.5). Результаты расчёта сведены в таблицу 2.1.

Представляет интерес перспектива замены гидравлического привода ПРД на электромеханический в случае применения схемы управления с ИПРК. При таком варианте возможно допустить увеличенное время хода привода ПРД при условии сохранения динамического заброса частоты вращения в прежних границах, как у системы с КРУ. При расчёте на модели было определено, что такое время должно составлять порядка 1 с против 0,4 с у гидравлического привода ПРД.

Таблица 2.1 — Расчётное повышение частоты вращения турбины Т-120/130-130-8МО при сбросе нагрузки

| Тип парораспределения | Количество пролётного пара регулирующих клапанов ВД, кг | | Динамический заброс оборотов, об/мин | | | |
|-----------------------|---|------------------------|--------------------------------------|----------------|--------------------------|----------------|
| | | | с генератором ТВФ-125-2УЗ | | с генератором ТФ-125-2УЗ | |
| | определённое по формуле (1.3) | определённое по модели | при штатной работе ПРД | при отказе ПРД | при штатной работе ПРД | при отказе ПРД |
| КРУ | 27,0 | 25,9 | 3202 | 3267 | 3162 | 3214 |
| ИПРК | 12,1 | 12,0 | 3160 | 3219 | 3129 | 3175 |

2.3. Выводы по главе

1. Результат расчёта количества пролётного пара по упрощённой методике показывает незначительное отличие (не более 5 %) от расчёта на математической модели, поэтому для инженерных целей возможно применять упрощённую методику расчёта.

2. При сбросе нагрузки схема управления с ИПРК показывает снижение динамического заброса частоты вращения на 30–50 об/мин по сравнению со схемой управления через КРУ. Это, в частности, позволяет снизить уставку автомата безопасности до уровня 3240–3250 об/мин, то есть дополнительно повысить надёжность турбоагрегата в аварийных ситуациях.

3. Выбор схемы управления с КРУ или ИПРК должен сочетаться с другими мерами, повышающими надёжность турбины, например, уменьшением её внутренних паровых объёмов.

4. Применение схемы управления с ИПРК позволяет в обоснованных случаях заменить гидравлический привод ПРД на относительно медленный (~ 1 с) электромеханический привод, что повышает пожаробезопасность и упрощает систему регулирования.

3. Разработка алгоритма управления турбиной для систем парораспределения с минимальным дросселированием

3.1. Разработка способа управления сопловыми сегментами регулирующей ступени

Для реализации парораспределения с минимальным дросселированием специалистами УТЗ был предложен специальный способ (алгоритм) управления турбиной [67, 98, 99, 123]. Суть нового способа заключается в том, что в переходных режимах расходы пара через сопловые сегменты изменяются одновременно, подобно дроссельному парораспределению, а не исходно предусмотренному сопловому (для длительного установившегося режима работы турбины). При этом выдерживается неизменная (линейная) зависимость общего расхода пара на турбину от управляющего сигнала. После этого выполняется оптимизация режима работы сопловых сегментов для обеспечения минимального дросселирования пара в РК.

На рисунке 3.1 и рисунке 3.2 приведены схемы работы способа управления турбиной на примере двух сегментов сопел. Схема управления для любого другого количества сегментов сопел аналогична.

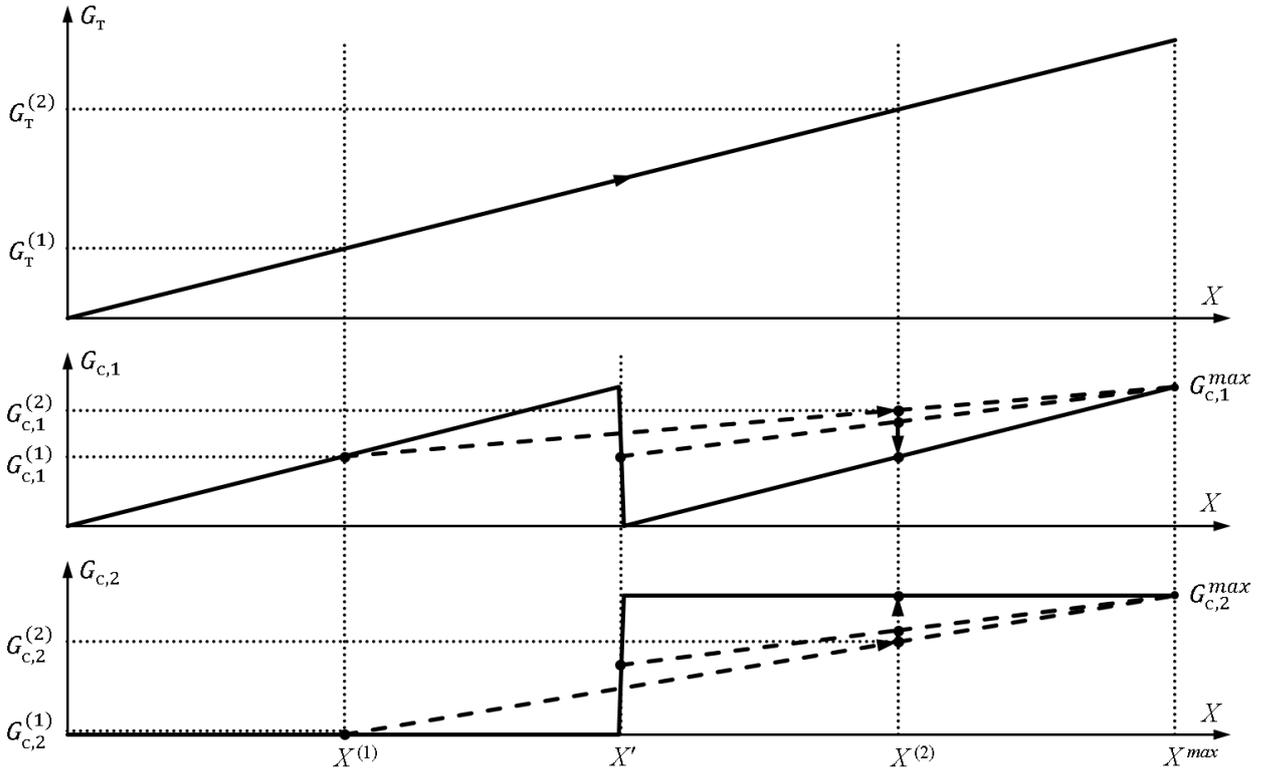


Рисунок 3.1 — Схема работы предлагаемого способа управления для случая нагружения турбины

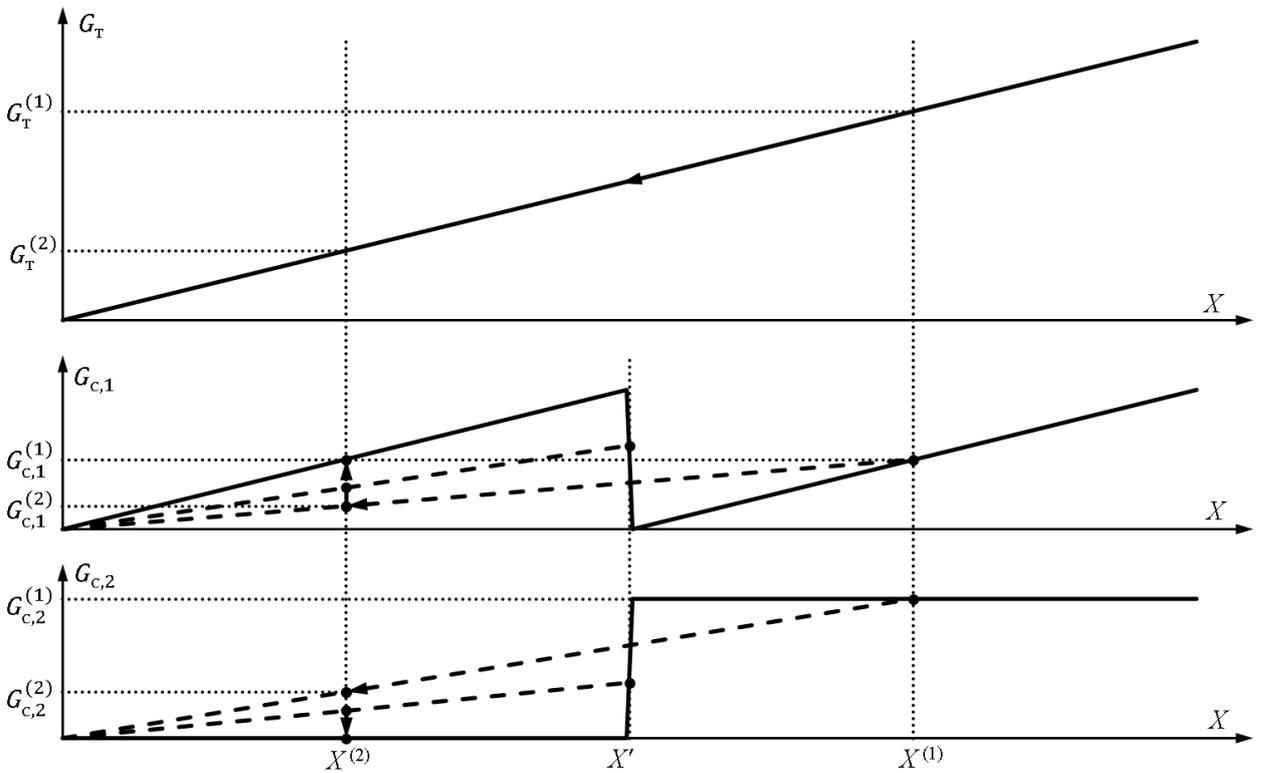


Рисунок 3.2 — Схема работы предлагаемого способа управления для случая разгрузки турбины

Общий расход пара на турбину G_T равен сумме расходов $G_{c,1}$ и $G_{c,2}$ через соответствующие сопловые сегменты. При нагружении (рисунок 3.1) или разгрузке (рисунок 3.2) турбины сигнал управляющего воздействия X от САР, который представляет собой текущий требуемый расход пара на турбину, изменяется с произвольной скоростью (темпом) от значения $X^{(1)}$ до значения $X^{(2)}$. При этом величина открытия РК изменяется таким образом, чтобы расходы $G_{c,1}$ и $G_{c,2}$ через соответствующие сопловые сегменты изменялись одновременно, подобно дроссельному парораспределению (пунктирные линии), а не исходно предусмотренному сопловому (для длительного установившегося режима работы турбины, сплошные линии). При этом зависимость общего расхода пара на турбину G_T от сигнала управляющего воздействия X остаётся неизменной, обеспечивая тем самым основополагающее условие для постоянства статизма САР. Во время или после завершения переходного процесса САР может оптимизировать работу РС для обеспечения минимального дросселирования пара в РК за счёт возвращения режимов работы сопловых сегментов на исходно предусмотренную (оптимальную) зависимость (сплошные линии). Таким образом, схема работы сопловых сегментов в переходных и установившихся режимах оказывается различной.

Техническим результатом заявленного способа является:

- снижение уровня температурных напряжений в сопловых коробках на переходных режимах работы турбины;
- улучшение режимов прогрева и остывания сопловых коробок за счёт контроля скорости изменения комбинации РК;
- повышение качества переходных процессов регулируемых параметров, ресурса и надёжности САР за счёт устранения резких переключений регулирующих клапанов и износа их приводных устройств;
- снижение нечувствительности, повышение надёжности и точности работы САР благодаря малому количеству механических узлов — приводов регулирующих клапанов и узлов их сочленения с РК.

Для достижения указанного технического результата был предложен алгоритм, которым реализуется разработанный способ, предназначенный для встраивания в электрическую часть системы регулирования и защиты (ЭЧСРиЗ) САР турбины. Данный алгоритм может быть реализован в виде программного модуля как в составе основного контроллера ЭЧСРиЗ, так и в виде отдельного аппаратного модуля, который сопрягается с ЭЧСРиЗ (рисунок 3.3).

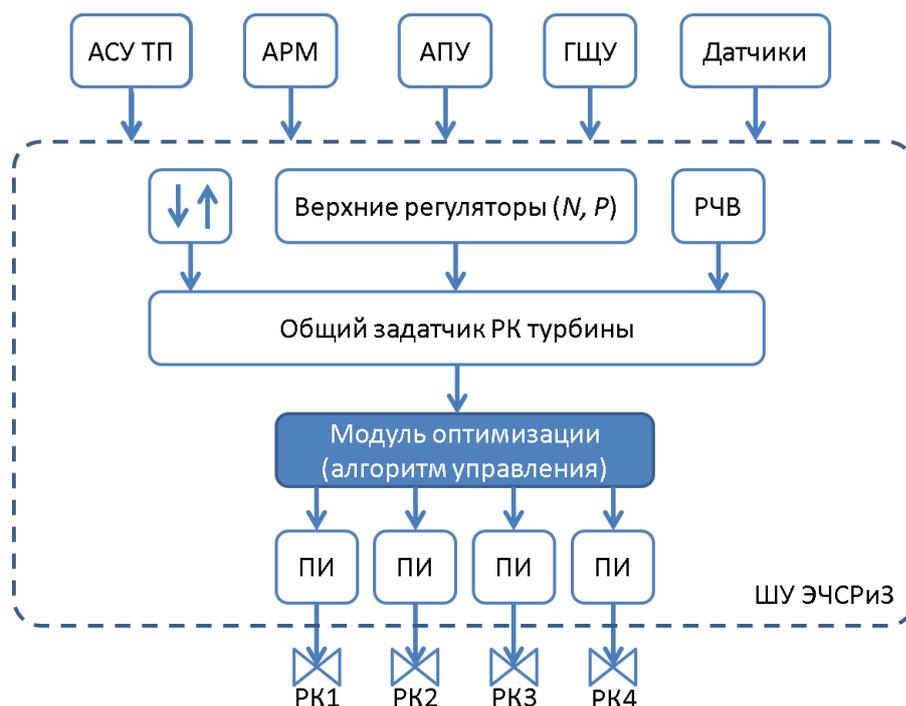


Рисунок 3.3 — Вариант структурной схемы ЭЧСРиЗ с алгоритмом управления в виде отдельного модуля оптимизации

В алгоритме используются следующие основные элементы (для одного соплового сегмента из нескольких): задатчик расхода пара на турбину, элемент замедления скорости (темпа) изменения сигнала, элементы вычисления функций, компаратор, задатчик расхода пара через сопловой сегмент, переключатель. В элемент, замедляющий скорость (темп) изменения сигнала, может быть встроен элемент дистанционного управления степенью замедления. Для исключения деления на ноль в элементы вычисления функций могут быть встроены ограничители величин аргументов.

На рисунке 3.4 приведён фрагмент электрической части 1 системы регулирования, включающей элементы, с которыми связан алгоритм (в виде

устройства), и само устройство на примере управления двумя сопловыми сегментами. Для управления большим количеством сопловых сегментов используется несколько аналогичных устройств.

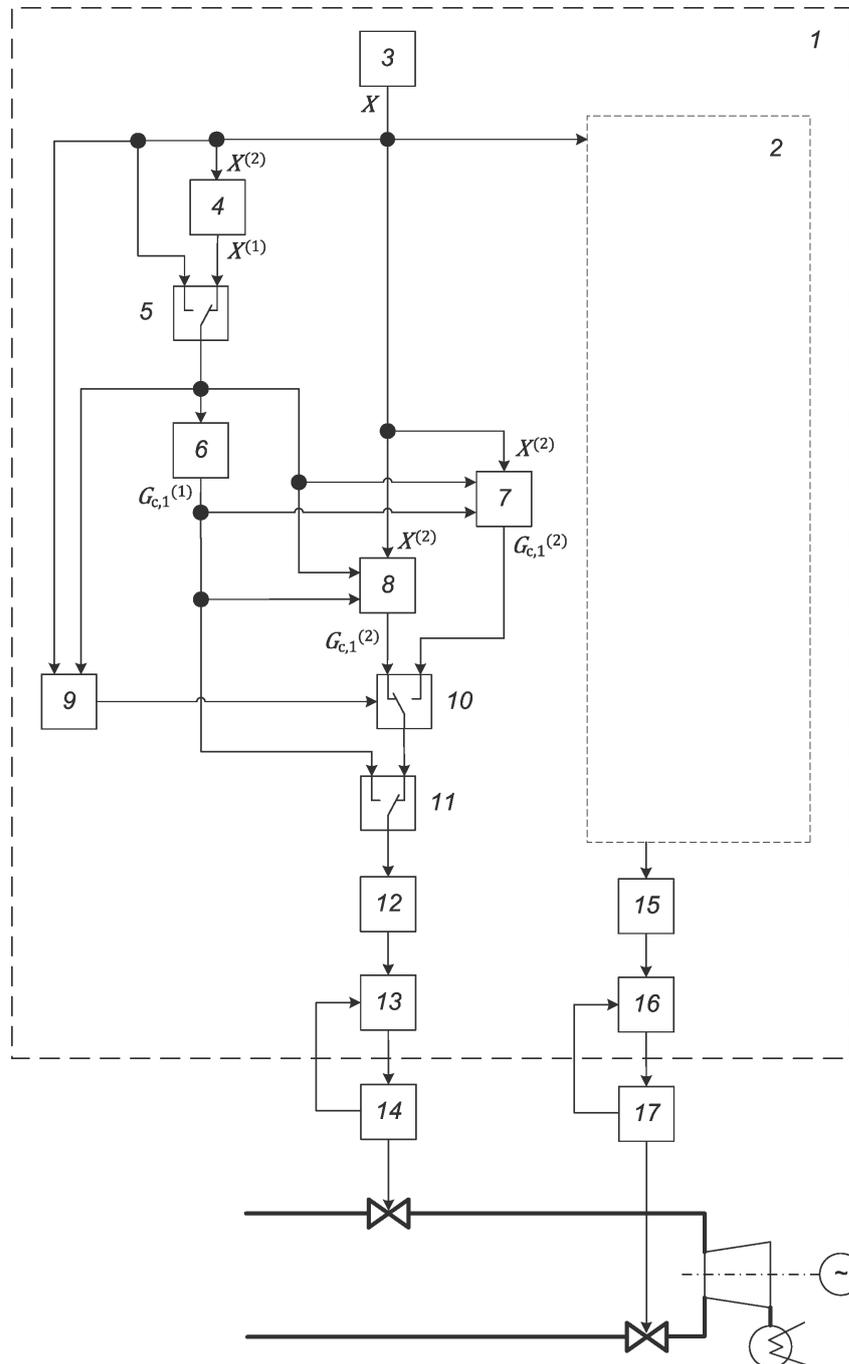


Рисунок 3.4 — Структурная схема алгоритма управления в составе САУ

Элементы устройства, встраиваемого в электрическую часть САУ:

4 — элемент, замедляющий изменение сигнала (например, элемент ограничения скорости (темпа) изменения сигнала или апериодическое звено);

7, 8 — элементы вычисления функции;

9 — компаратор;

10 — переключатель.

Далее рассмотрен пример реализации устройства, где в качестве элемента 4 применён элемент ограничения скорости (темпа) изменения сигнала, а функции, вычисляемые элементами 7 и 8, являются линейными. Номера сопловых сегментов обозначены через j .

Сигнал управляющего воздействия X регуляторов САР, представляющий собой текущий требуемый общий расход пара на турбину, поступает от элемента-формирователя 3 управляющего воздействия на элемент ограничения скорости (темпа) изменения сигнала 4, элементы вычисления функций 7, 8 и компаратор 9. Величина сигнала на выходе элемента ограничения скорости (темпа) изменения сигнала 4 соответствует управляющему воздействию X в точке $X^{(1)}$ (рисунок 3.1 и рисунок 3.2), который поступает также на компаратор 9, элементы вычисления функций 7, 8 и задатчик 6 расхода пара через сопловой сегмент. Задатчик 6 определяет требуемый расход пара через сопловой сегмент по заранее рассчитанной зависимости для длительного установившегося режима работы турбины и заложенной в табличном или аналитическом виде, которая обеспечивает минимальное дросселирование пара в РК. Величина сигнала на выходе задатчика 6 соответствует расходу G в точке $G_{c,j}^{(1)}$ (рисунок 3.1 и рисунок 3.2). Этот сигнал поступает на элементы вычисления функций 7 и 8. Элементы вычисления функций 7 и 8 определяют текущий требуемый расход пара в зависимости от сигнала управляющего воздействия X для обеспечения дроссельного принципа управления сопловыми сегментами в переходном режиме. Выходы элементов вычисления функции 7 и 8 поступают на переключатель 10, которым управляет компаратор 9, в зависимости от знака изменения требуемого общего расхода пара на турбину относительно первоначального состояния. Элемент вычисления функции 8 строит линейную функцию через две точки — начало координат $(0, 0)$ и $(X^{(1)}, G_{c,j}^{(1)})$, определяя текущий требуемый расход $G_{c,j}^{(2)}$ через сопловой сегмент в

промежуточной точке $X^{(2)}$ в сторону разгрузки турбины относительно первоначального состояния:

$$G_{c,j}^{(2)} = X^{(2)} \frac{G_{c,j}^{(1)}}{X^{(1)}}. \quad (3.1)$$

Элемент вычисления функции 7 строит линейную функцию через две точки $(X^{(1)}, G_{c,j}^{(1)})$ и $(X^{max}, G_{c,j}^{max})$, определяя текущий требуемый расход $G_{c,j}^{(2)}$ через сопловой сегмент в промежуточной точке $X^{(2)}$ в сторону нагружения турбины относительно первоначального состояния:

$$G_{c,j}^{(2)} = \frac{X^{(2)} (G_{c,j}^{(1)} - G_{c,j}^{max}) + X^{(1)} G_{c,j}^{max} - G_{c,j}^{(1)} X^{max}}{X^{(1)} - X^{max}}. \quad (3.2)$$

Сигнал с переключателя 10 поступает на элемент 12, где вычисляется величина открытия РК. С элемента 12 сигнал поступает в регулятор положения 13 РК, а с него — на привод 14 РК. Аналогичное устройство 2 управляет расходом пара через другой сопловой сегмент, сигнал от которого поступает в элемент 15, где вычисляется величина открытия РК, а затем — в регулятор положения 16 РК, а с него на привод 17 РК.

В первоначальном состоянии величины сигналов $X^{(1)}$ и $X^{(2)}$ равны между собой ($X^{(1)} = X^{(2)}$), и сопловые сегменты работают с минимальным дросселированием пара в РК, то есть рабочие точки требуемых расходов через сопловые сегменты $G_{c,j}^{(1)}$ и $G_{c,j}^{(2)}$ находятся на сплошной линии, при этом величины сигналов $G_{c,j}^{(1)}$ и $G_{c,j}^{(2)}$ также равны между собой ($G_{c,j}^{(1)} = G_{c,j}^{(2)}$). При изменении сигнала управляющего воздействия X со скоростью (темпом) более определённой для элемента ограничения скорости изменения сигнала 4 сигнал на входах элементов 4, 7 и 8 соответствует величине управляющего воздействия X в точке $X^{(2)}$ (рисунок 3.1 и рисунок 3.2), при этом $X^{(1)} \neq X^{(2)}$. Элементы вычисления функций 7 и 8 определяют новое значение требуемого расхода $G_{c,j}^{(2)}$, которое соответствует дроссельному режиму и лежит на пунктирной линии (рисунок 3.1 и рисунок 3.2). Одновременно компаратор 9 воздействуя на переключатель 10 в

зависимости от того, в какую сторону изменяется сигнал управляющего воздействия X относительно первоначального, осуществляет выбор сигнала $G_{c,j}^{(2)}$ с элемента вычисления функции 7 или 8 для направления его в элемент 12, определяющий величину открытия РК. Для возвращения расходов через сопловые сегменты на оптимальный режим элемент ограничения скорости (темпа) изменения сигнала 4 доводит величину сигнала $X^{(1)}$ до величины сигнала $X^{(2)}$ с определённой скоростью (теплом), при этом точка $(X^{(1)}, G_{c,j}^{(1)})$ следует заранее рассчитанной зависимости (сплошная линия), выдаваемой элементом 6, что вызывает перестроение линейных функций элементами 7 и 8. В процессе перестроения линейных функций происходит изменение величин $G_{c,j}^{(2)}$ сопловых сегментов и смещение точек $(X^{(2)}, G_{c,j}^{(2)})$ в направлении оптимальной зависимости (промежуточная точка X' на рисунке 3.1 и рисунке 3.2), при этом выход на оптимальный режим может осуществляться при неизменном общем расходе пара на турбину, если переходный режим турбины завершён (при $X^{(2)} = const$). В процессе одновременной работы сопловых сегментов по дроссельным зависимостям и выхода на оптимальный режим отсутствуют искажения линейной функции $G_T = f(X)$ за счёт того, что сумма линейных функций, вычисляемых элементами 7 и 8, также является линейной функцией, а точки, через которые они строятся, принадлежат исходным зависимостям для длительного установившегося режима работы турбины, сумма которых является также линейной функцией $G_T = f(X)$. Кроме этого, скорость (темп) работы элемента ограничения изменения сигнала 4 является одинаковой для всех сопловых сегментов с целью сохранения зависимости $G_T = f(X)$. Скорость (темп) работы элемента ограничения 4 может быть переменной, например, при проходе через участок переключения сегментов сопел скорость (темп) может быть снижена по условиям ограничения температурных напряжений в узлах турбины.

В случае применения нелинейных функций в элементах 7 и 8 или для обеспечения нелинейной зависимости характеристики $G_T = f(X)$ требуемый расход,

по крайней мере, через один из сопловых сегментов вычисляется сумматором 18 (рисунок 3.5), который из сигнала общего требуемого расхода вычитает требуемые расходы через остальные сопловые сегменты.

Для возможности дистанционного включения и отключения устройства в него могут быть добавлены элементы 5 и 11.

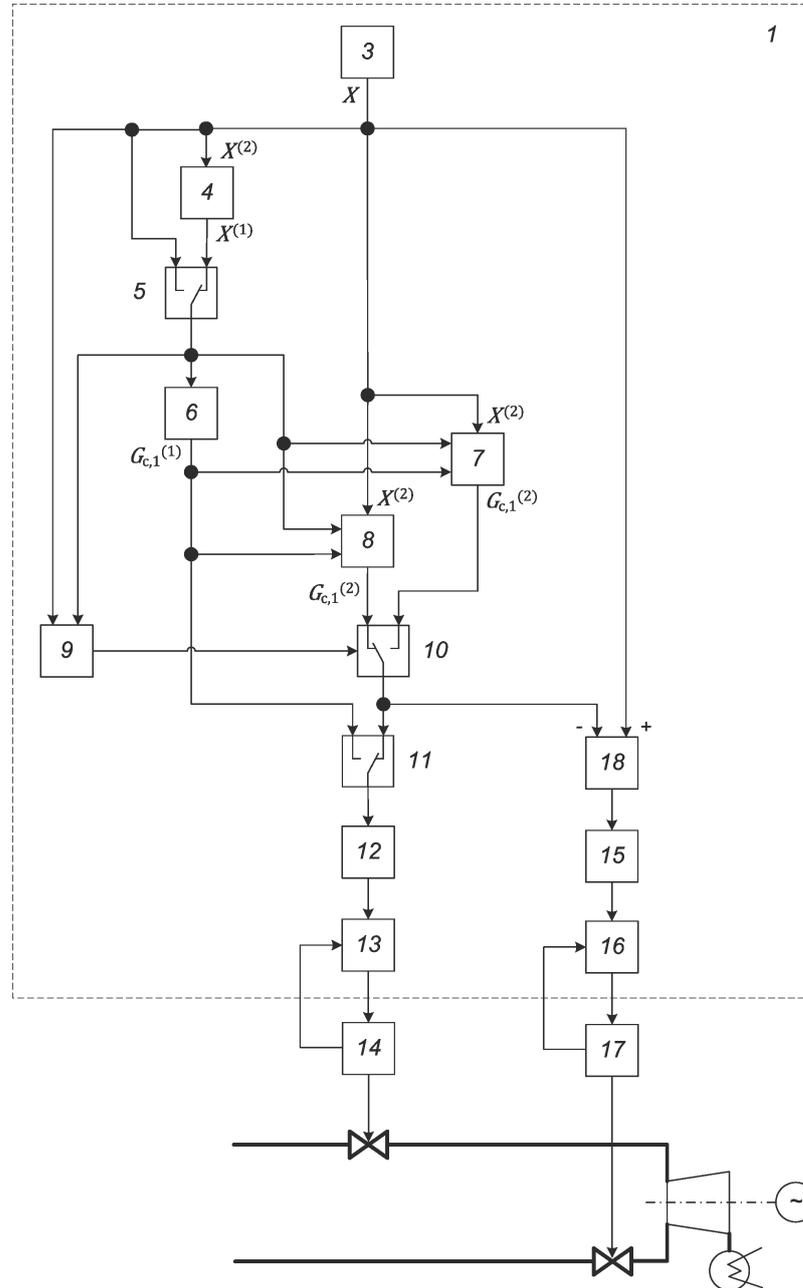


Рисунок 3.5 — Структурная схема алгоритма управления в составе САУ для случая обеспечения нелинейной зависимости характеристики $G_T = f(X)$

3.2. Разработка системы регулирования для реализации алгоритма управления

При работе алгоритма [67] одному и тому же расходу пара на турбину может соответствовать различное распределение расходов пара через сопловые сегменты РС. Из-за этого невозможно заранее строго определить нагрузочные характеристики РК в виде зависимостей «расход пара на турбину — ход РК». В связи с этим для реализации алгоритма была разработана специальная адаптивная цифровая система регулирования [66]. Особенность разработанной системы регулирования состоит в том, что положения РК определяются самой системой во время её работы. При этом учитываются нелинейные расходные характеристики РК и проточной части для обеспечения необходимого статизма регулятора частоты вращения, то есть для обеспечения линейной зависимости общего расхода пара на турбину от управляющего сигнала. Так как расчёт требуемого положения каждого РК выполняется в реальном времени самой системой регулирования, то возможно дополнительно использовать сигналы с датчиков температуры и давления пара перед РК, за РК и в камере РС для коррекции алгоритма при отклонении параметров пара от номинальных. Таким образом обеспечивается адаптивность системы.

Одним из прототипов разработанной системы является система регулирования паровой турбины, управление РК которой осуществляется подачей общего управляющего воздействия от САР через элемент, в котором заложена заранее определённая зависимость и величина открытия РК в зависимости от этого управляющего воздействия, например, через КРУ [102]. Недостатками данной системы являются:

- изменение параметров пара перед турбиной приводит к отклонению качества переходных процессов регулирования от оптимального, так как регуляторы САР настраиваются под одну определённую величину параметров пара — обычно номинальную;

– степень неравномерности регулирования изменяется в зависимости от параметров пара перед турбиной, КПД турбины и других величин, что затрудняет участие турбины в первичном регулировании частоты, то есть не обеспечивает высокого качества регулирования;

– большое искажение степени неравномерности в случае исключения одного или нескольких РК из работы, например, из-за неисправности их приводных устройств;

– из-за нелинейных расходных характеристик элементов парораспределения и проточной части турбины отсутствует возможность простого задания напрямую в САР зависимостей расхода пара через РК от общего управляющего воздействия. Обычно в практике турбостроения эти зависимости являются линейными. Также отсутствует возможность управлять индивидуально расходами пара через каждый РК для реализации алгоритмов оптимизации работы РС, о которых идёт речь в данной главе. Данное обстоятельство ограничивает возможности и снижает «гибкость» в настройке и работе САР;

– из-за строго заданных зависимостей открытия РК от общего управляющего воздействия, при необходимости внесения корректировок в порядок работы и величин расходов пара через РК по сравнению с формулярными требуется пересчитывать их величины открытия заводом-изготовителем и вносить в САР новые зависимости открытия РК от управляющего воздействия, что усложняет проведение пусконаладочных работ САР;

– использование механических узлов для обеспечения последовательности и величины открытия РК, таких как шестерни, подшипники, кулаки приводит к повышенной нечувствительности, снижает надёжность и точность работы системы регулирования, усложняет техническое обслуживание САР;

Другим прототипом разработанной системы является система регулирования паровой турбины, содержащая элемент, который корректирует коэффициент усиления усилителя главного сервомотора турбины в зависимости от параметров

пара перед турбиной [2]. Недостатком такой системы является то, что в ней учитывается только изменение давления пара перед турбиной, что снижает точность корректировки, так как расход пара через парораспределительные органы зависит также от его удельного объёма (формула 2.1), а степень неравномерности — также от изменения КПД турбины и других параметров.

Ещё один прототип — способ регулирования паровой турбины, при котором в электрической части корректируют коэффициент усиления усилителя главного сервомотора по сигналу разности между положением главного сервомотора и по нагрузке турбины для поддержания постоянства степени неравномерности [1]. Недостатком является то, что в случае, например, исключения одного РК из работы происходит нарушение связи «ход главного сервомотора — открытие регулирующих клапанов», то есть возникают «мёртвые зоны», когда перемещение главного сервомотора не приводит к изменению расхода пара на турбину. Данное обстоятельство сильно снижает качество коррекции или даже способно полностью свести её эффект к нулю.

Дополнительно к прототипам можно отнести патенты [63, 74] в части использования характеристик РК в САР.

Целью предлагаемой системы регулирования [66] является повышение качества и гибкости управления, а также эффективности и степени автоматизации паровой турбины.

Указанная цель достигается за счёт использования адаптивной цифровой системы регулирования. В неё входят регулирующие органы — РК турбины, индивидуальные приводы РК, соединённые обратной связью с регулятором положения РК и электрическая часть. Она включает регуляторы положения РК и элемент-формирователь общего управляющего воздействия САР, выход которого подключён к входам регуляторов положения РК через соответствующие задатчики расходов пара через РК и элементы-вычислители, определяющие величину открытия РК по заложенным в САР расходным характеристикам РК и проточной части турбины.

На рисунке 3.6 представлена структурная схема предложенной адаптивной цифровой системы регулирования турбины на примере управления одним РК. Управление другими РК происходит аналогично.

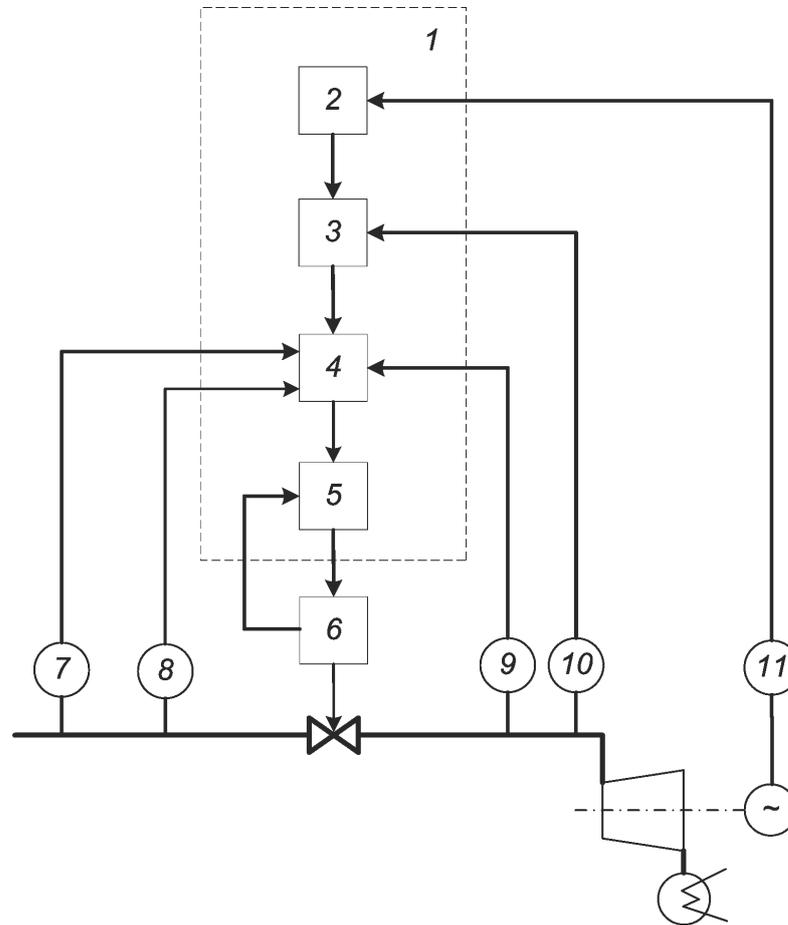


Рисунок 3.6 — Структурная схема предложенной адаптивной цифровой системы регулирования турбины на примере управления одним РК

Адаптивная цифровая система регулирования турбины содержит электрическую часть 1 САР турбины, привод РК 6, датчик давления 7 и датчик температуры 8 пара перед РК, датчик давления 9 и датчик расхода 10 пара за РК, датчик электрической мощности 11. В электрическую часть САР входят элемент-формирователь 2 общего управляющего воздействия САР, задатчик расхода пара 3 через конкретный РК, элемент-вычислитель 4 для определения величины открытия РК, регулятор положения РК 5.

Элемент-формирователь 2 общего управляющего воздействия САР подключён к задатчику расхода пара 3, который подключён к элементу-вычислителю 4 для определения величины открытия РК. Элемент-вычислитель 4

подключён к регулятору положения РК 5. Регулятор положения РК 5 подключён к приводу РК 6.

Элемент 2 формирует общее управляющее воздействие от регуляторов САР турбины и передаёт его в задатчик расхода пара 3, который в свою очередь формирует сигнал задания расхода через конкретный РК. Данный сигнал поступает в элемент-вычислитель 4, который определяет величину открытия РК по заложенным в него безразмерным расходным характеристиками РК и проточной части турбины. Сформированный сигнал величины открытия РК поступает в регулятор положения РК 5, который управляет приводом РК 6. В свою очередь, привод РК 6 соединён с регулятором положения РК 5 обратной связью для точного позиционирования РК.

Дополнительно к элементу-вычислителю 4 могут быть подключены сигналы с датчика давления 7 и датчика температуры 8 пара перед РК, а также датчика давления 9 за РК для возможности корректировки величины открытия РК в зависимости от фактических параметров пара перед и за РК. К задатчику расхода пара 3 может быть подключён датчик расхода 10 пара за РК для возможности корректировки величины открытия РК в зависимости от фактического расхода пара через РК. К элементу-формирователю 2 может быть подключён датчик электрической мощности 11 для возможности корректировки величин открытия РК с целью поддержания неизменной величины степени неравномерности.

Техническим результатом предложенного решения является устранение недостатков известных решений-прототипов, а именно: повышение качества переходных процессов регулирования, повышение качества участия турбины в первичном регулировании частоты сети, сохранение неизменной степени неравномерности в случае, например, исключения одного РК турбины из работы за счёт возможности перенастройки нагрузочных характеристик РК, упрощение проведения ПНР САР и её обслуживание. Предложенная адаптивная цифровая система регулирования турбины даёт возможность простого оперирования САР напрямую величинами расходов пара через РК от общего управляющего воздействия, а также создаёт возможность управлять индивидуально и независимо

расходами пара через каждый РК для реализации алгоритмов управления, оптимизирующих режим работы РС и способных повысить экономичность и манёвренность турбины.

Учёт нелинейных расходных характеристик узлов парораспределения системой регулирования позволяет поддерживать линейной общую расходную характеристику САР и требуемый статизм регулятора частоты вращения при любых сочетаниях положений РК.

Возможности разработанной системы не ограничиваются только реализацией комбинаторного парораспределения. В САР, построенной по описанному принципу, возможно также осуществить безударное переключение схемы управления РК с сопловой на дроссельную и обратно, а также применить в качестве приводов РК механизмы с меньшими скоростями работы в режиме регулирования по сравнению с существующими.

3.3. Разработка математической модели для исследования

Работа нового алгоритма управления была исследована в динамике на математической модели паровой турбины Т-295/335-23,5. Выбор данной турбины был обусловлен её новизной, перспективой установки на многих электростанциях, а также тем, что в ней применено сопловое парораспределение с индивидуальными приводами РК, то есть уже заложен потенциал для реализации разработанного способа управления. Более подробное описание САР турбины Т-295/335-23,5 приведено в книге [57].

Модель турбины была построена на базе известного из литературы способа моделирования [59, 125] с использованием уравнений тепловых и массовых балансов паровых объёмов трубопроводов и камер турбины. Это даёт возможность определять как расходы пара через каждый сегмент РС и её мощность с учётом потерь, так и температуры пара в паропроводах и камерах проточной части турбины. Такой подход позволяет получать все необходимые показатели, например, давление, энтальпию и удельный объём, путём обращения модели во время её работы к таблицам (библиотеке) свойств воды и водяного пара. Для построения таблиц использовались точные данные, полученные при помощи программного обеспечения *WaterSteamPro* [124]. Также особенностями выбранного способа моделирования являются расчёт процессов расширения пара в отсеках по h , s -диаграмме с учётом КПД каждого отсека и применение формулы Флюгеля-Стодолы с учётом температурной поправки (произведению $p\nu$) по состоянию пара перед отсеком. Такой способ позволяет очень точно выполнить симуляцию работы турбины на переменных режимах.

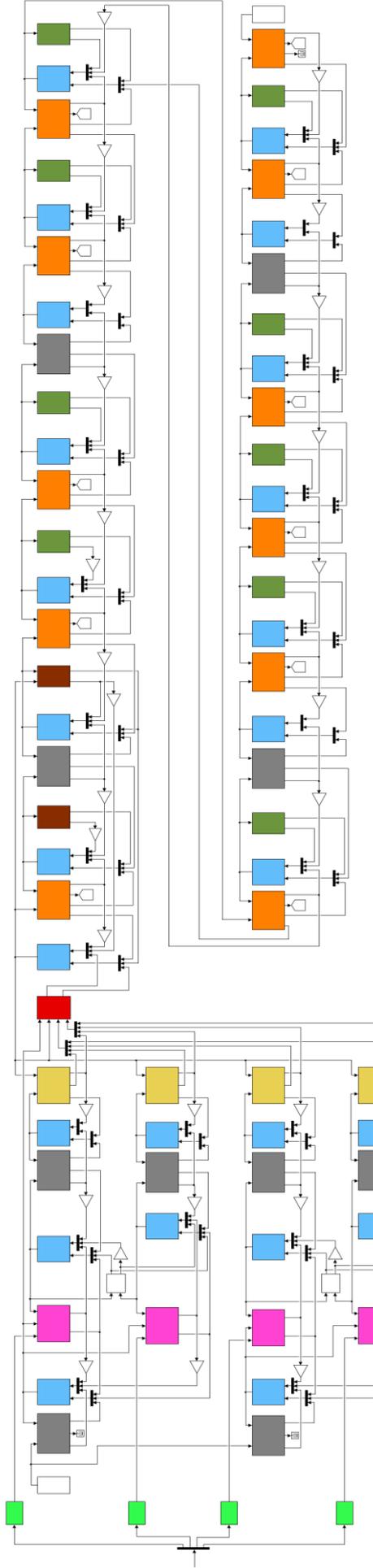
В отличие от модели из литературы, модель турбины Т-295/335-23,5 была дополнена развитой моделью системы парораспределения и РС: регулирующие клапаны и сопловой аппарат РС моделировались с учётом их экспериментальных и расчётных расходных характеристик, а сама РС содержала также модель дополнительных потерь парциальной ступени. Отсечные и регулирующие клапаны на линиях горячего ППП в модели не учитывались, так как режим работы турбины

предполагает их полное открытие в рассматриваемых эксплуатационных режимах. Параметры пара перед стопорными клапанами турбины и в конденсаторе задавались константами. Дополнительно в модели была построена алгоритмическая часть системы регулирования турбины, при помощи которой имитировался традиционный и новый способы управления. Следует отметить, что под традиционным способом управления понимается позиционирование РК по заранее определённым нагрузочным характеристикам (электронное КРУ), как например в [90, 95, 105].

Моделирование выполнялось в среде *Simulink* пакета *MATLAB* [27, 118]. В среде моделирования турбина структурно была представлена в виде взаимосвязанных блоков различного типа, выходы которых являлись соответствующими входными переменными для других блоков, с которыми они были соединены. Основными типами блоков являлись:

- паровой объём;
- отсек нерегулируемых ступеней;
- сопротивление;
- трубопровод отбора пара;
- уплотнения;
- регулирующий клапан;
- сопловой сегмент РС;
- рабочее колесо РС;
- приводы РК.

Блоки одного типа описывались одинаковыми уравнениями и различались заданными начальными условиями для их параметризации. Блок-схема модели собственно турбины в среде моделирования представлена на рисунке 3.7. Далее приведено описание основных блоков модели. Некоторые условные обозначения, использованные в описании, даны не сквозь всю модель, а отдельно в рамках каждого блока.



Обозначение блоков модели:

- | | |
|---|---|
| ■ паровой объём | ■ регулирующий клапан |
| ■ отсек нерегулируемых ступеней | ■ сопловой сегмент регулирующей ступени |
| ■ сопротивление | ■ рабочее колесо РС |
| ■ трубопровод отбора пара | ■ привод РК |
| ■ уплотнения | |

Рисунок 3.7 — Блок-схема математической модели собственно турбины

Блок «паровой объём». Паровой объём (камера) представлен в виде модели с сосредоточенными параметрами. Вычисление свойств пара основано на представлении о возможности аккумуляции паровым объёмом как массы, так и энергии входящих и исходящих потоков пара. Входными переменными для данного элемента являются расходы и энтальпии входящих и исходящих потоков пара, а выходными — свойства пара конкретного парового объёма: удельная энтальпия, давление и удельный объём. Для паровых объёмов, расположенных перед сопловыми сегментами, дополнительно определялась температура пара. Модель парового объёма описывается следующей системой уравнений [59, 125]:

$$\left\{ \begin{array}{l} m_{\text{по}}(\tau) = m_{\text{по}}^{\text{н}} + \int_0^{\tau} \left[\sum G_{\text{вх},j}(\tau) - \sum G_{\text{вых},j}(\tau) \right] d\tau \\ U_{\text{по}}(\tau) = U_{\text{по}}^{\text{н}} + \int_0^{\tau} \left[\sum G_{\text{вх},j}(\tau) h_{\text{вх},j}(\tau) - \sum G_{\text{вых},j}(\tau) h_{\text{по}}(\tau) \right] d\tau \\ u_{\text{по}}(t) = \frac{U_{\text{по}}(\tau)}{m_{\text{по}}(\tau)} \\ v_{\text{по}}(\tau) = \frac{V_{\text{по}}}{m_{\text{по}}(\tau)} \\ p_{\text{по}}(\tau) = f[v_{\text{по}}(\tau), u_{\text{по}}(\tau)] \\ h_{\text{по}}(\tau) = u_{\text{по}}(t) + p_{\text{по}}(\tau) v_{\text{по}}(\tau) \\ t_{\text{по}}(\tau) = f[p_{\text{по}}(\tau), h_{\text{по}}(\tau)] \end{array} \right. , \quad (3.3)$$

где j — номер входящего и исходящего потока пара;

н — индекс для констант со значениями, определяющими исходное состояние, например, на номинальном режиме;

$m_{\text{по}}$ — масса пара в ПО, кг;

$G_{\text{вх}}$ — расход потока пара на входе в ПО, кг/с;

$G_{\text{вых}}$ — расход потока пара на выходе из ПО, кг/с;

$U_{\text{по}}$ — внутренняя энергия пара в ПО, Дж;

$h_{\text{вх}}$ — удельная энтальпия потока пара на входе в ПО, Дж/кг;

$h_{\text{по}}$ — удельная энтальпия пара в ПО, Дж/кг;

$u_{\text{по}}$ — удельная внутренняя энергия пара в ПО, Дж/кг;

$v_{\text{по}}$ — удельный объём пара в ПО, м³/кг;

$V_{\text{по}}$ — объём камеры ПО, м³;

$p_{\text{по}}$ — давление пара в ПО, Па;

$t_{\text{по}}$ — температура пара в ПО, °С.

Объёмы холодной и горячей ниток трубопровода ППП были приняты, исходя из величины постоянной времени ППП 6–7 с для данного типа турбин [25, 33, 36].

Блок «отсек нерегулируемых ступеней». Входными переменными для данного элемента являются энтальпия, давление, удельный объём пара перед отсеком и давление за отсеком, а выходными — расход пара через отсек, энтальпия пара на выходе из отсека и внутренняя мощность, создаваемая отсеком.

Для моделирования расхода пара через отсек ступеней широко используется формула Стодолы (Флюгеля) [39, 59, 117, 125] в следующем виде:

$$G_{\text{ст}}(\tau) = G_{\text{ст}}^{\text{н}} \sqrt{\frac{(p_{\text{вх}}(\tau))^2 - (p_{\text{вых}}(\tau))^2}{(p_{\text{вх}}^{\text{н}})^2 - (p_{\text{вых}}^{\text{н}})^2}} \sqrt{\frac{p_{\text{вх}}^{\text{н}} v_{\text{вх}}^{\text{н}}}{p_{\text{вх}}(\tau) v_{\text{вх}}(\tau)}}, \quad (3.4)$$

где $G_{\text{ст}}$ — расход пара через отсек нерегулируемых ступеней, кг/с;

$p_{\text{вх}}$ — давление пара перед элементом, Па;

$p_{\text{вых}}$ — давление пара за элементом, Па;

$v_{\text{вх}}$ — удельный объём пара перед элементом, м³/кг.

Из литературы известно [93], что величина $(p_{\text{вх}}^{\text{н}} v_{\text{вх}}^{\text{н}})/(p_{\text{вх}} v_{\text{вх}})$ может быть заменена соответствующим отношением температур, но такая замена является приближительной. К тому же данная замена будет излишней, так как в модели уже предусмотрено вычисление удельных объёмов. Использование в формуле температуры потребует введения дополнительной таблицы свойств пара для её определения, что увеличит объём вычислений и погрешность.

Определение мощности отсеков происходит с учётом заданных КПД отсеков и вычисляемому использованному теплоперепаду на отсек путём обращения модели к таблицам свойств водяного пара [39, 59, 117, 125]:

$$H_{\text{расп}}(\tau) = h_{\text{вх}}(\tau) - h\left(p_{\text{вых}}(\tau), s(p_{\text{вх}}(\tau), h_{\text{вх}}(\tau))\right), \quad (3.5)$$

$$H_i(\tau) = \eta_{oi} H_{\text{расп}}(\tau), \quad (3.6)$$

$$N_i(\tau) = G_{\text{ст}}(\tau) H_i(\tau), \quad (3.7)$$

где $H_{\text{расп}}$ — располагаемый теплоперепад отсека, Дж/кг;

$h_{\text{вх}}$ — удельная энтальпия пара перед элементом, Дж/кг;

H_i — использованный теплоперепад отсека, Дж/кг;

η_{oi} — относительный внутренний КПД отсека;

N_i — внутренняя мощность отсека, Вт.

КПД отсеков был задан константами, так как для группы промежуточных ступеней конденсационной турбины КПД практически не меняется даже при значительном уменьшении пропуска пара [93], а исследования проводятся для конденсационного режима, с расходами пара более 50 % номинального.

Энтальпия пара на выходе из отсека, Дж/кг, определялась как:

$$h_{\text{вых}}(\tau) = h_{\text{вх}}(\tau) - H_i(\tau) \quad (3.8)$$

Таким образом, система уравнений для блока типа «отсек нерегулируемых ступеней» имеет следующий вид:

$$\left\{ \begin{array}{l} G_{\text{ст}}(\tau) = G_{\text{ст}}^{\text{H}} \sqrt{\frac{p_{\text{вх}}^{\text{H}} v_{\text{вх}}^{\text{H}}}{(p_{\text{вх}}^{\text{H}})^2 - (p_{\text{вых}}^{\text{H}})^2}} \sqrt{\frac{(p_{\text{вх}}(\tau))^2 - (p_{\text{вых}}(\tau))^2}{p_{\text{вх}}(\tau) v_{\text{вх}}(\tau)}} \\ H_{\text{расп}}(\tau) = h_{\text{вх}}(\tau) - h\left(p_{\text{вых}}(\tau), s(p_{\text{вх}}(\tau), h_{\text{вх}}(\tau))\right) \\ H_i(\tau) = \eta_{\text{ст}} H_{\text{расп}}(\tau) \\ N_{i,\text{ст}}(\tau) = G_{\text{ст}}(\tau) H_i(\tau) \\ h_{\text{вых}}(\tau) = h_{\text{вх}}(\tau) - H_i(\tau) \end{array} \right. \quad (3.9)$$

Блок «сопротивление». Элемент «сопротивление» использовался для моделирования сопротивления стопорных клапанов, перепускных труб, межкорпусного пространства ЦВД, то есть сопротивления каналов в общем случае. Сопротивление РК учитывалось их расходными характеристиками в элементах «регулирующий клапан».

Так как реальный канал (трубопровод) при наличии расхода через него представляет собой паровой объём с рассредоточенными параметрами по его длине из-за наличия местных сопротивлений и трения, для целей моделирования объёма каналов были разделены на две части — два паровых объёма, между которыми был установлен элемент «сопротивление». При такой схеме один паровой объём характеризует параметры пара на входе в канал, другой — на выходе.

Моделирование сопротивления канала путём вычисления расхода пара через него основано на методике из литературы [89]:

$$G_{\text{тр}} = S_{\text{тр}} \sqrt{\frac{2 (p_{\text{вх}} - p_{\text{вых}})}{v_{\text{ср}} \xi_{\text{тр}}}}, \quad (3.10)$$

где $G_{\text{тр}}$ — расход пара через канал (сопротивление), кг/с;

$S_{\text{тр}}$ — площадь проходного сечения, м²;

$v_{\text{ср}} = 0,5(v_{\text{вх}} + v_{\text{вых}})$ — средний удельный объём пара, м³/кг;

$\xi_{\text{тр}}$ — общий коэффициент сопротивления (сумма коэффициента трения и коэффициентов местных сопротивлений).

Данная формула применяется при небольших перепадах давления, когда отношение удельных объёмов $v_{\text{вых}}/v_{\text{вх}} \leq 1,2$, что подходит для моделирования указанных выше элементов турбины.

Перепуск от каждого РК турбины Т-295/335-23,5 до соответствующей ему сопловой коробки выполнен двумя трубами. В модели данные связи были заменены одним каналом с сопротивлением, эквивалентному двум трубам и рассчитанному по трассировке каждой перепускной трубы с учётом потерь на трение и местных сопротивлений.

Соппротивление СК было взято из литературы [40], так как СК турбины Т-295/335-23,5 унифицированы с серией турбин Т-250 [57].

С учётом того, что скорости пара в описываемых блоках «сопротивление» элементах турбины не превышают 130–150 м/с, а отношения удельных объёмов в процессе дросселирования пара имеют небольшую величину ($v_{\text{ВЫХ}}/v_{\text{ВХ}} \leq 1,2$), и тепловые потери через стенки трубопровода в модели не учитываются, энтальпия пара при прохождении через данные элементы принята неизменной [89].

Таким образом, система уравнений, описывающих блок типа «сопротивление», имеет следующий вид:

$$\begin{cases} G_{\text{тр}}(\tau) = G_{\text{тр}}^{\text{н}} \sqrt{\frac{v_{\text{ср}}^{\text{н}}}{p_{\text{ВХ}}^{\text{н}} - p_{\text{ВЫХ}}^{\text{н}}}} \sqrt{\frac{p_{\text{ВХ}}(\tau) - p_{\text{ВЫХ}}(\tau)}{v_{\text{ср}}(\tau)}} \\ h_{\text{ВЫХ}}(\tau) = h_{\text{ВХ}}(\tau) \end{cases} \quad (3.11)$$

Блок «трубопровод отбора пара». Блок «трубопровод отбора пара» используется для моделирования потоков пара в систему регенерации. Сама система регенерации не моделируется, так как, во-первых, исследования предполагают сравнительно небольшое отклонение (10 %) от исходного режима, который задаётся по результатам теплового расчёта ПТУ, во-вторых, предварительные исследования на модели показали хорошее совпадение с тепловыми расчётами ПТУ даже при существенных отклонениях (до 50 %) от исходного режима с текущим способом моделирования расхода пара в отборы, и, в-третьих, для снижения объёма вычислений. В отличие от модели в главе 1, паровые объёмы за КОС и паровые объёмы подогревателей включены в объёмы камер проточной части турбины для учёта их динамики. Для моделирования расхода пара в отборы используется упрощённая версия формулы (3.10), где

коэффициент $K_{от}$ учитывает сопротивление трубопроводов отборов ($K_{от} = 0,92–0,95$), в результате получаем:

$$\left\{ \begin{array}{l} G_{от}(\tau) = G_{от}^H \sqrt{\frac{v_{сп}^H}{p_{ВХ}^H - K_{от} p_{ВХ}^H}} \sqrt{\frac{p_{ВХ}(\tau) - K_{от} p_{ВХ}(\tau)}{v_{сп}(\tau)}} \approx G_{от}^H \sqrt{\frac{v_{ВХ}^H}{p_{ВХ}^H}} \sqrt{\frac{p_{ВХ}(\tau)}{v_{ВХ}(\tau)}} \\ h_{ВЫХ}(\tau) = h_{ВХ}(\tau) \end{array} \right. \quad (3.12)$$

Следует отметить, что при таком способе моделирования отборов не учитывается запаздывание по тракту питательной воды, что не позволяет симитировать некоторые ограничения по скорости изменения нагрузки турбины, связанные со вскипанием конденсата ПВД при резких существенных бросках нагрузки.

Блок «уплотнения». Для соответствия исходного режима модели расчётным тепловым балансам ПТУ был создан блок «уплотнения» для учёта утечек высокопотенциального пара через промежуточное и концевые уплотнения ЦВД, которые существенно влияют на тепловые балансы цилиндра. Учёт утечек через уплотнения основан на формуле [103]:

$$G_y = \mu_y S_y \sqrt{\frac{p_{ВХ}}{v_{ВХ}}} \sqrt{\frac{1 - \left(\frac{p_{ВЫХ}}{p_{ВХ}}\right)^2}{z}}, \quad (3.13)$$

где G_y — расход пара через уплотнения, кг/с;

μ_y — коэффициент расхода уплотнения;

S_y — площадь зазора в уплотнениях;

z — число гребней в уплотнении.

Параметры исходного (номинального) режима работы модели были определены из заводских схем тепловых балансов ПТУ, содержащих параметры и расходы пара в узлах технологической схемы. Для исключения оперированием конструктивными параметрами (коэффициентом расхода, площадью зазора,

числом гребней) формула (3.13) приведена к относительному виду. В результате система уравнений, описывающих блок типа «уплотнения», имеет следующий вид:

$$\left\{ \begin{array}{l} G_y(\tau) = G_y^H \sqrt{\frac{v_{\text{ВХ}}^H}{p_{\text{ВХ}}^H \left(1 - \left(\frac{p_{\text{ВЫХ}}^H}{p_{\text{ВХ}}^H}\right)^2\right)}} \sqrt{\frac{p_{\text{ВХ}}(\tau) \left(1 - \left(\frac{p_{\text{ВЫХ}}(\tau)}{p_{\text{ВХ}}(\tau)}\right)^2\right)}{v_{\text{ВХ}}(\tau)}} \\ h_{\text{ВЫХ}}(\tau) = h_{\text{ВХ}}(\tau) \end{array} \right. \quad (3.14)$$

Блок «регулирующий клапан». Блок «регулирующий клапан» используется для определения расхода пара через регулирующий клапан. Расчёт ведётся по той же методике, что и в главе 1 — с использованием расходных характеристик РК. Дополнительно учитывается, что энтальпия пара при дросселировании в РК не изменяется. Входными переменными для данного элемента являются энтальпия, давление, удельный объём пара перед РК, давление за РК, величина подъёма штока РК, а выходными — расход пара через РК и энтальпия пара за РК. Таким образом, система уравнений для элемента «регулирующий клапан» имеет следующий вид:

$$\left\{ \begin{array}{l} G_{\text{РК}}(\tau) = 0,648 S_{\text{РК}} \xi(\tau) B_{\text{РК}}(\tau) \sqrt{\frac{p_{\text{ВХ}}(\tau)}{v_{\text{ВХ}}(\tau)}} \\ \xi(\tau) = f\left(\varepsilon_{\text{РК}}(\tau), \frac{h_{\text{РК}}(\tau)}{D_{\text{РК}}}\right) \\ B_{\text{РК}}(\tau) = \begin{cases} \sqrt{1 - \left(\frac{\varepsilon_{\text{РК}}(\tau) - \varepsilon_{\text{КР}}}{1 - \varepsilon_{\text{КР}}}\right)^2}, & \varepsilon_{\text{РК}}(\tau) > \varepsilon_{\text{КР}} \\ 1, & \varepsilon_{\text{РК}}(\tau) \leq \varepsilon_{\text{КР}} \end{cases} \\ \varepsilon_{\text{РК}}(\tau) = \frac{p_{\text{ВЫХ}}(\tau)}{p_{\text{ВХ}}(\tau)} \\ h_{\text{ВЫХ}}(\tau) = h_{\text{ВХ}}(\tau) \end{array} \right. \quad (3.15)$$

где $G_{\text{РК}}$ — расход пара через регулирующий клапан, кг/с;

$S_{\text{РК}}$ — расчётная проходная площадь клапана, м²;

ξ — относительный коэффициент расхода РК;

$B_{\text{РК}}$ — коэффициент Бендемана для РК;

$\varepsilon_{\text{рк}}$ — отношение давлений за и перед РК;

$h_{\text{рк}}$ — положение регулирующего клапана (высота подъёма штока), м;

$D_{\text{рк}}$ — диаметр посадки или горла седла регулирующего клапана, м;

$\varepsilon_{\text{кр}}$ — критическое отношение давлений.

Блок «сопловой сегмент РС». Блок «сопловой сегмент РС» используется для определения использованного теплоперепада и расхода пара соответствующего сегмента РС. Так же, как и расчёт РК, расчёт РС ведётся по той же методике, что и в главе 1 — с использованием расходной характеристики сопел РС (формула 2.11) и зависимости использованного теплоперепада от отношения давлений для РС (формула 2.14). Входными переменными для данного элемента являются энтальпия, давление, удельный объём пара перед сегментом и давление в камере РС, а выходными — расход пара через сегмент РС, использованный теплоперепад для данного сегмента без учёта дополнительных потерь. Таким образом, система уравнений для элемента «сопловой сегмент регулирующей ступени» имеет следующий вид:

$$\begin{cases} G_c(\tau) = 0,648 S_c \mu_c(\tau) p_{\text{крс}}(\tau) \sqrt{\frac{p_{\text{вх}}(\tau)}{v_{\text{вх}}(\tau)}}, \\ \mu_c(\tau) = f[p_{\text{крс}}(\tau)/p_{\text{вх}}(\tau)] \\ H_c(\tau) = f[p_{\text{крс}}(\tau)/p_{\text{вх}}(\tau)] \end{cases}, \quad (3.16)$$

где G_c — расход пара через сопловой сегмент РС, кг/с;

S_c — расчётная проходная площадь соплового сегмента, м²;

μ_c — коэффициент расхода сопловой решётки РС;

$p_{\text{крс}}$ — давление в камере РС, Па;

H_c — использованный теплоперепад в лопаточном аппарате сегмента РС без учёта дополнительных потерь, Дж/кг.

Дополнительно в среде моделирования учитывалась возможность течения пара в обратном направлении из камеры РС через сопловые сегменты РС в перепускные трубы ВД, где РК закрыты, что происходит при нагружении турбины.

Из-за отсутствия каких-либо данных о расходных характеристиках сопел РС в таких режимах, для учёта обратных течений были приняты те же расходные характеристики, что и при прямом течении.

Блок «рабочее колесо РС». Данный блок используется для вычисления мощности РС на валу и КПД с учётом дополнительных потерь. Входными переменными для этого блока являются расходы пара через сопловые сегменты РС и соответствующие им использованные теплоперепады, параметры пара перед турбиной и в камере РС, а выходными — расход пара через РС, энтальпия пара на выходе из РС и мощность РС на валу турбины.

Система уравнений для элемента «рабочее колесо РС» имеет следующий вид:

$$\left\{ \begin{array}{l} G_{pc}(\tau) = \sum G_{c,j}(\tau) \\ H_{pc}(\tau) = \frac{\sum [G_{c,j}(\tau) H_{c,j}(\tau)]}{G_{pc}(\tau)} \\ H_{i,pc}(\tau) = H_{pc}(\tau) - H_{доп}(\tau) \\ N_{i,pc}(\tau) = G_{pc}(\tau) H_{i,pc}(\tau) \\ H_{расп,pc}(\tau) = h_{ск} - h(p_{крс}(\tau), s_{ск}) \\ \eta_{oi,pc}(\tau) = \frac{N_{i,pc}(\tau)}{H_{расп,pc}(\tau)} \end{array} \right. , \quad (3.17)$$

где G_{pc} — расход пара через РС, кг/с;

H_{pc} — усреднённый использованный теплоперепад в лопаточном аппарате РС, Дж/кг;

$H_{i,pc}$ — использованный теплоперепад РС, Дж/кг;

$H_{доп}(\tau)$ — дополнительные потери в РС, Дж/кг;

$N_{i,pc}$ — внутренняя мощность РС, Вт;

$H_{расп,pc}$ — располагаемый теплоперепад РС, Дж/кг;

$\eta_{oi,pc}$ — относительный внутренний КПД РС.

Расчёт дополнительных потерь вёлся по известным методикам из литературы [10, 46, 48].

Приводы РК. Исходя из того, что приводы РК почти мгновенно обрабатывают сигнал задания (собственное время привода около 0,1 с, см. главу 1), а постоянные времени паровых объёмов за РК примерно на порядок больше, чем у самих приводов РК, было принято решение не моделировать динамику переходного процесса позиционирования РК. Было введено только ограничение максимальной скорости перемещения приводов в зоне основного хода и зоне гидравлического демпфера для корректной отработки приводами ступенчатого задания по положению в опытах по переключению комбинации РК. Таким образом, положение приводов всегда равнялось заданию положения при его изменении не быстрее максимальной скорости привода.

Электрическая часть САР. Алгоритмическая часть САР, отвечающая за позиционирование РК, была смоделирована двумя способами:

- традиционным, когда САР содержит заранее определённые величины открытия РК как функции от обобщённого задания — электронное КРУ;
- новым, имитирующий предлагаемую адаптивную цифровую систему регулирования [66], когда САР содержит нагрузочные характеристики сопловых сегментов, по которым далее вычисляются величины открытия РК по расходным характеристикам РК и проточной части турбины (РС) и реализующим предлагаемый способ управления турбиной [67].

Вычисление открытия РК в модели САР осуществлялось с учётом переменности потери давления в стопорном клапане и перепускных трубах от РК до сопловых сегментов. Для этого в САР были заложены модели соответствующих сопротивлений. Это позволило наиболее точно поддерживать требуемый по нагрузочной характеристике расход пара через каждый сопловой сегмент. Применение моделей в САР даёт возможность повысить качество регулирования [33].

3.4. Исследование на математической модели алгоритма управления турбиной для систем парораспределения с минимальным дросселированием

Для турбины Т-295/335-23,5 на УТЗ был рассчитан вариант оптимизированного (комбинаторного) парораспределения с минимальным дросселированием, представленный в таблице 3.1 и на рисунке 3.8. Здесь показаны положения РК и кривые изменения расчётного КПД регулирующей ступени η_{pc} при последовательной и оптимизированной схемах открытия регулирующих клапанов с их предполагаемыми переключениями в режимах, соответствующих расходу пара G_T на турбину около 153 кг/с и 256 кг/с. Как видно из рисунка 3.8, оптимизированная (комбинаторная) схема позволяет увеличить КПД регулирующей ступени в диапазоне расходов 60–100 %. Данный диапазон работы является наиболее востребованным при работе турбины. Оптимизированная схема эквивалентна парораспределению с шестью сопловыми сегментами, на что указывают два дополнительных пика КПД на рисунке. Максимальный прирост КПД РС в представленном варианте парораспределения может составлять до 14 %.

Таблица 3.1 — Расчётные положения РК в зависимости от расхода пара на турбину при их переключениях

| G_T , кг/с | $h_{рк,1}$, % | $h_{рк,2}$, % | $h_{рк,3}$, % | $h_{рк,4}$, % |
|--------------|----------------|----------------|----------------|----------------|
| 22 | 8 | 8 | 0 | 0 |
| 151 | 100 | 100 | 0 | 0 |
| 153 | 7 | 0 | 100 | 0 |
| 175 | 20 | 0 | 100 | 0 |
| 245 | 100 | 34 | 100 | 0 |
| 263 | 23 | 0 | 100 | 100 |

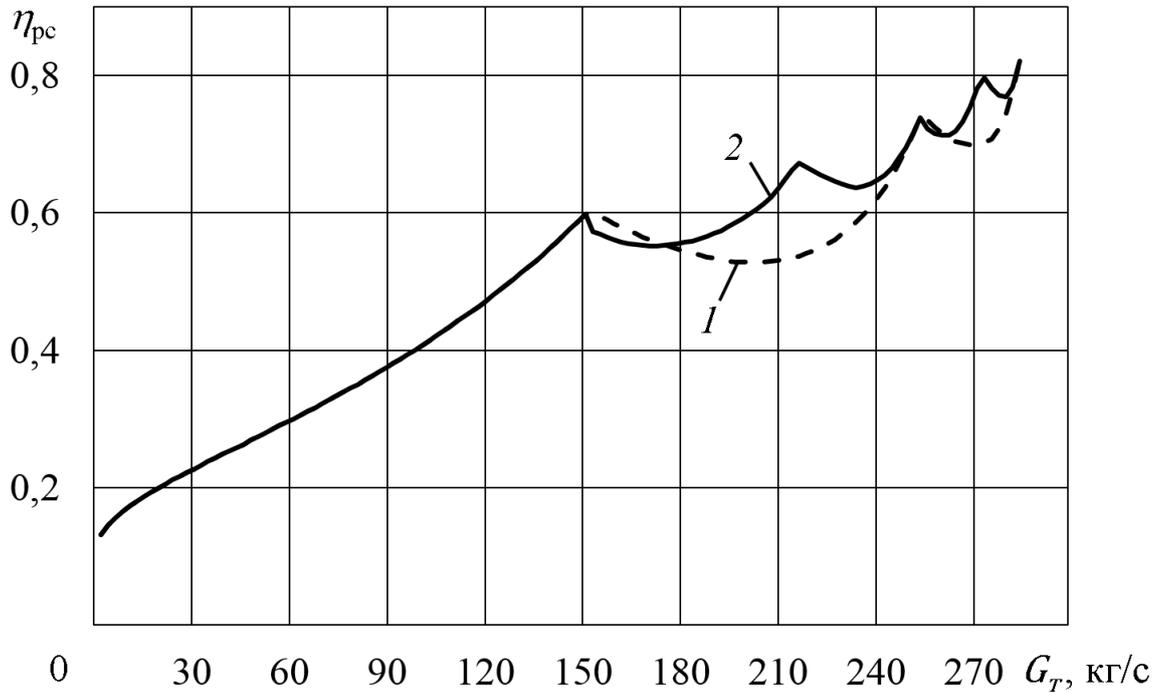


Рисунок 3.8 — Зависимость расчётного КПД регулирующей ступени от расхода пара на турбину при последовательном (1) и оптимизированном (2) парораспределении

Для исследования алгоритмов управления был выбран конденсационный режим работы без тепловой нагрузки с полностью открытыми ОК и РК среднего давления и регулирующим диафрагмами отопительного отбора как наиболее простой для моделирования, так как он не требует симуляции теплофикационных отборов и расходных характеристик поворотных регулирующих диафрагм.

Положение РК в исходном состоянии соответствовало режиму работы парораспределения около точки смены их комбинации (по нагрузочным характеристикам). Исследования заключались в изменении сигнала общего задания РК около точки смены их комбинации на величину не более 10% расхода пара на турбину как в сторону увеличения нагрузки, так и в сторону её уменьшения. Такой опыт имитирует реакцию САР на внешние возмущения, например, при отклонении частоты сети или других регулируемых параметров. Изменение задания происходило не ступенчато, а с темпом, что больше соответствует реальному процессу управления регулируемым параметром.

Как видно из рисунка 3.9, традиционный способ управления турбиной (электронным КРУ) не позволяет качественно и надёжно реализовать парораспределение с минимальным дросселированием, а именно:

- резкое открытие и закрытие РК приводит к мгновенному нагружению и разгрузению сопловых коробок и риску возникновения в них повышенных температурных напряжений;

- резкое переключение РК приводит к скачкам температуры пара в сопловых коробках выше или ниже конечных установившихся значений вследствие адиабатического сжатия или расширения пара, что увеличивает амплитуду колебания температуры (рисунок 3.9 б);

- искажение статической характеристики САР из-за резких переключений РК, их нелинейных расходных характеристик и конечной скорости приводных устройств. Расход пара на турбину и электрическая мощность изменяются не монотонно;

- снижение надёжности и ресурса работы системы регулирования при реакции САР на колебательный процесс, когда резкие переключения РК будут повторяться по несколько раз, пока клапаны не достигнут заданного положения согласно статической характеристике.

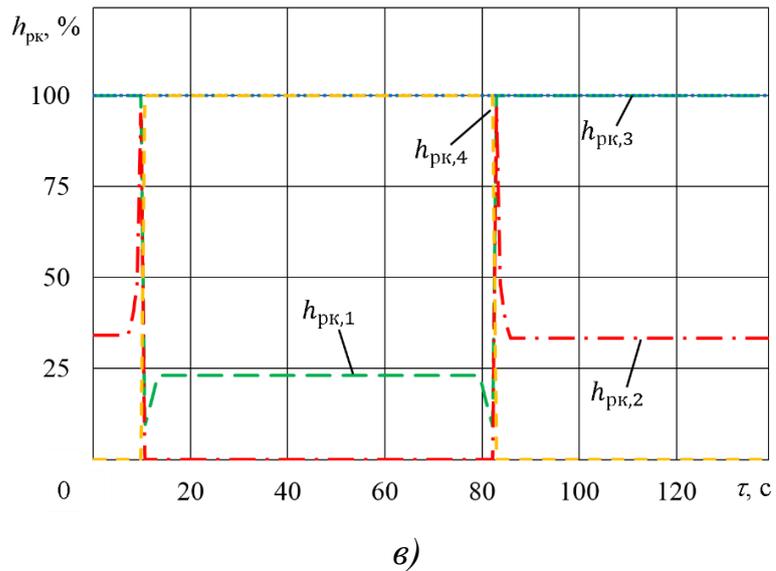
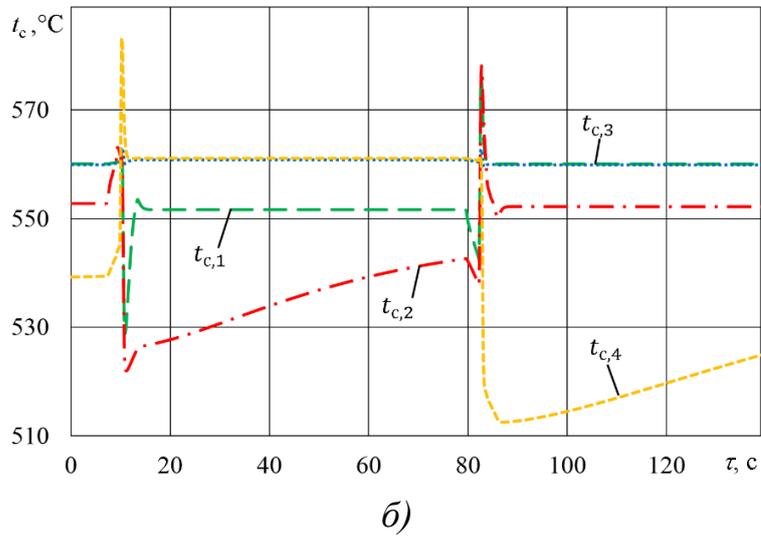
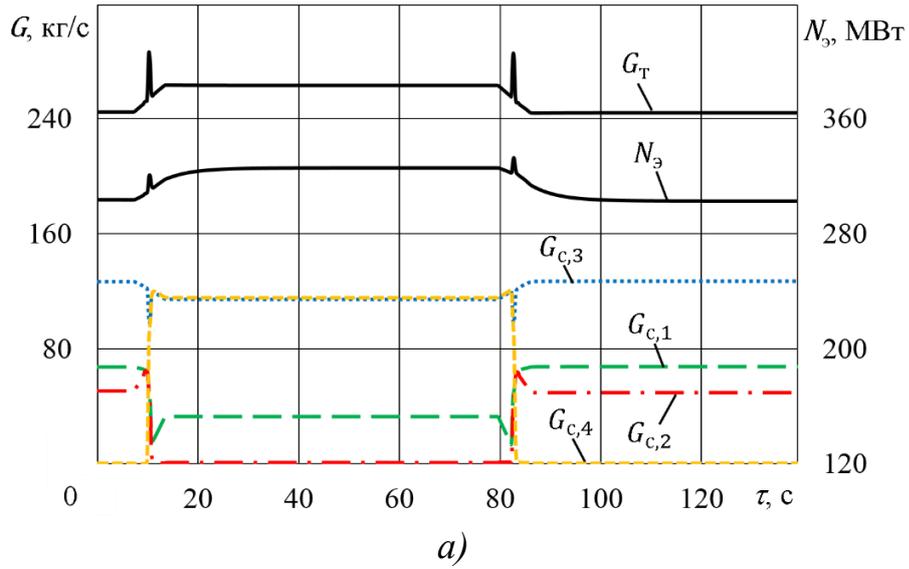
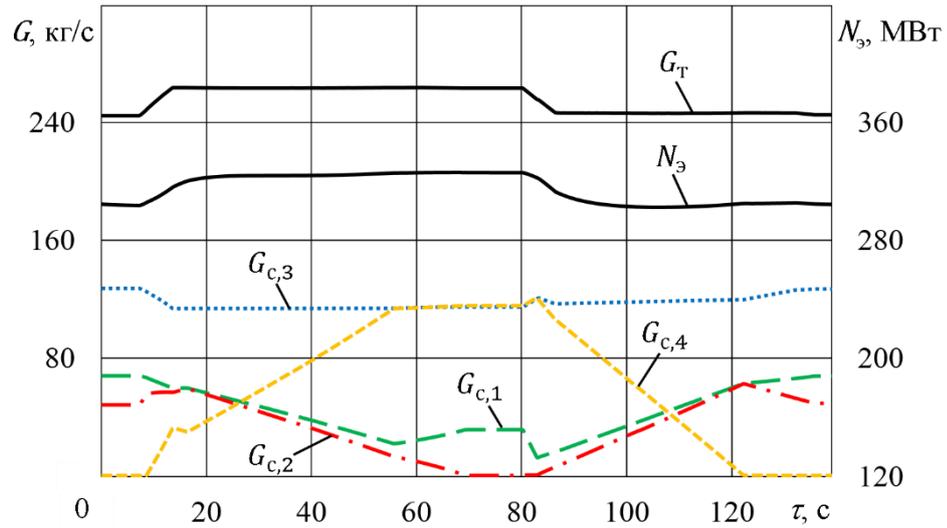
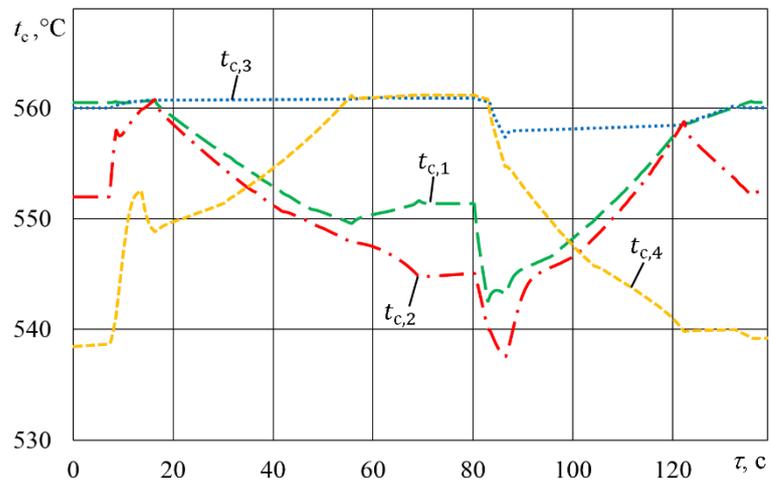


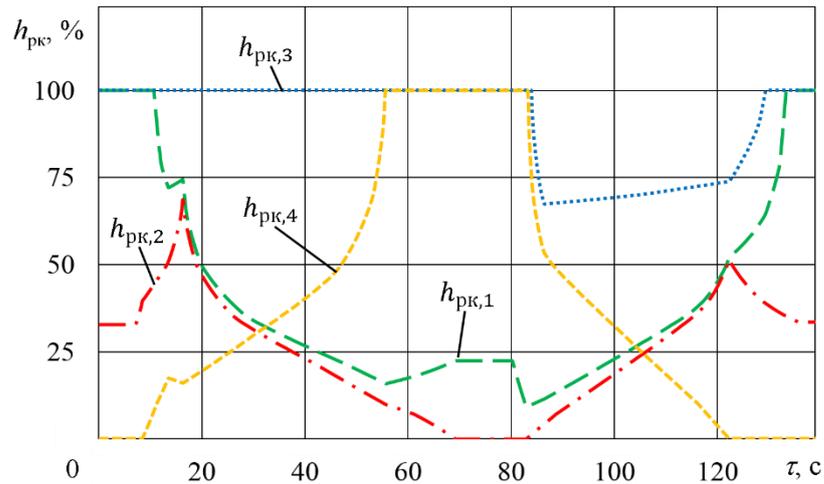
Рисунок 3.9 — Переходные процессы изменения расхода пара G и электрической мощности $N_э$ (а), температуры пара t_c (б) и положения РК $h_{рк}$ (в) при традиционном способе реализации комбинаторного парораспределения во времени τ



a)



б)



в)

Рисунок 3.10 — Переходные процессы изменения расхода пара G и электрической мощности $N_{э}$ (а), температуры пара t_c (б) и положения РК $h_{рк}$ (в) при использовании предлагаемого алгоритма управления парораспределением во времени τ

На рисунке 3.10 представлены графики переходных процессов при реализации парораспределения с минимальным дросселированием новым предлагаемым способом управления. В отличие от предыдущего опыта, в переходных режимах при изменении расхода пара в турбину не происходит резкое полное открытие или закрытие РК. Приращение дополнительной нагрузки при нагружении или разгрузке турбины распределяется между несколькими РК и соответствующими им сопловыми сегментами. Таким образом, каждый РК отрабатывает лишь часть полного приращения нагрузки, соответственно, температура пара внутри сопловых коробок изменяется на значительно меньшую величину, чем при регулировании традиционным способом. Изменение расхода пара в турбину и электрической мощности является монотонным, отсутствуют неконтролируемые броски расхода и электрической мощности.

После завершения переходного процесса САР выполняет оптимизацию режима работы РС, при котором сумма расходов пара через все сопловые сегменты не изменяется, что обеспечивает постоянство расхода пара на турбину. Необходимо отметить, что в процессе оптимизации САР сохраняет возможность отработки внешних возмущений с заложенным статизмом. Смена комбинации РК занимает малое время по сравнению с установившимся режимом к 70 и 135 секунде опыта соответственно. Как можно заметить, в процессе оптимизации из-за изменения КПД РС происходит изменение электрической мощности турбины, которого при необходимости можно избежать, если ввести в работу регулятор мощности. В представленных опытах на модели скорость (темп) изменения комбинации РК была принята постоянной, но в дальнейшем при развитии алгоритма управления РК возможно проводить переключение РК с переменной скоростью (темпом), например, по условиям ограничения температурных напряжений в сопловых коробках. Таким образом, предложенным способом управления РК можно добиться управляемой скорости прогрева сопловых коробок при смене комбинации РК.

В результате проведенного исследования на модели паровой турбины было установлено, что разработанный алгоритм управления турбиной устраняет

недостатки реализации парораспределения с минимальным дросселированием, которое реализуется традиционным способом — при помощи электронного КРУ, а именно:

- снижается амплитуда температурных скачков в сопловых коробках;
- становится возможным управление нагружением и прогревом сопловых коробок независимо от изменения нагрузки турбины;
- повышается качество переходных процессов;
- работа элементов системы регулирования становится более плавной, устраняются гидроудары в гидравлической части САР и, соответственно, повышается ресурс и надёжность САР;

Полученные результаты испытаний указывают на возможность дальнейшего проведения натурных испытаний нового способа управления как автономных на контроллерном оборудовании, так и совместных на паровой турбине. В зависимости от турбины также необходимо проведение дополнительных исследований температурных напряжений в элементах статора для уточнения максимальной скорости изменения комбинации РК, а также получения как можно более точных расходных характеристик РК и РС. В качестве альтернативы лабораторным опытам расходные характеристики РС и РК могут быть получены прямо на паровой турбине, например, как предложено в [61], но для этого необходимо создание определённых режимов работы, применения дополнительного КИП с последующей обработкой полученных данных.

Алгоритм и цифровая система регулирования может быть применена на любых турбинах с сопловым парораспределением, в первую очередь на турбинах, уже оснащённых заводом-изготовителем индивидуальными приводами РК, а также любых других с соответствующим дооснащением. Помимо этого, возможно применить разработанные способ управления и цифровую систему регулирования при модернизации традиционных систем регулирования турбин с установкой индивидуальных приводов и нового соплового аппарата РС для получения максимального экономического эффекта. Также максимальный экономический

эффект может быть достигнут с другими мерами повышения КПД турбины, например, как описано в [83, 84, 87].

3.5. Результаты технико-экономического расчёта повышения эффективности паровой турбины при парораспределении с минимальным дросселированием

Расчёт экономичности турбины выполнялся, исходя из предпосылки, что изменение экономичности в работе происходит только в ЦВД, так как параметры пара в ЦСД и ЦНД остаются неизменными и определяются параметрами ППП.

Годовой экономический эффект от оптимизированного парораспределения зависит от графика нагрузки турбины. Для учёта реального графика нагрузки были использованы суточные ведомости наиболее близкого турбины-аналога — Т-250/300-240 ст.№10 ТЭЦ-22 г. Москва ПАО «Мосэнерго» за 2019 год с параметрами: дата (месяц, день, час), расход пара, электрическая мощность. Режимы работы данной турбины являются характерными для серии турбин Т-250.

На модели турбины Т-295/335-23,5 была получена зависимость вида $\Delta N_i = f(G_T)$ — прирост внутренней мощности ЦВД от расхода пара при оптимизированном (комбинаторном) парораспределении по сравнению с последовательным открытием РК (рисунок 3.11). Максимальное значение составляет около 2700 кВт. Отрицательные значения прироста внутренней мощности в диапазоне расходов 153–175 кг/с и 250–260 кг/с вызваны отсутствием эффекта «задержки» при переключении РК, рекомендованного в [44]. Однако, как показал анализ, время работы на этих режимах не велико, и влияние на общий экономический эффект составляет менее 2 % от общего.

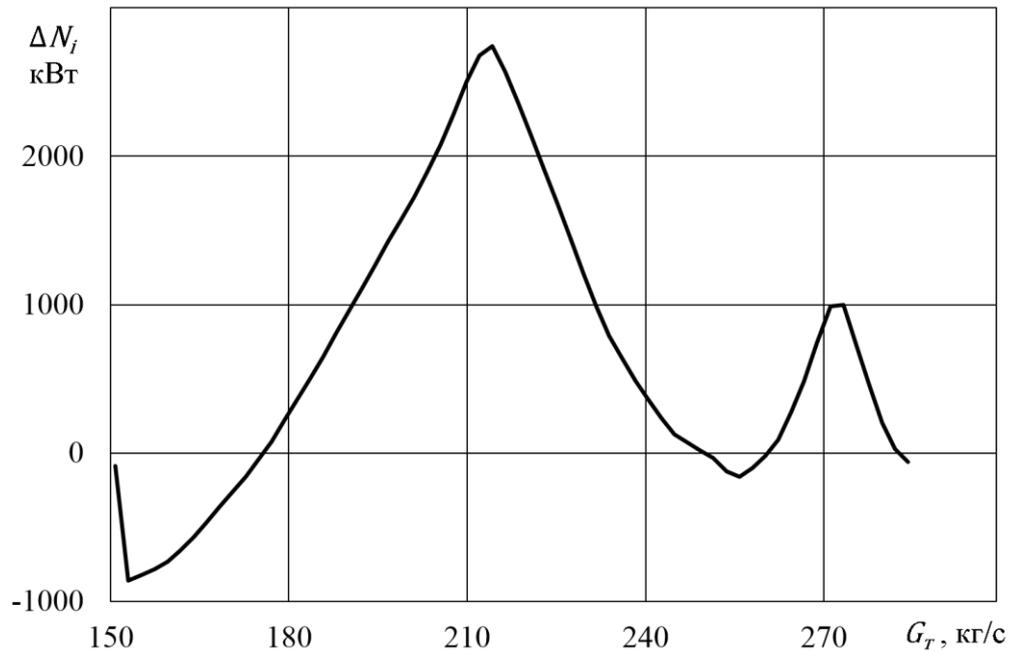


Рисунок 3.11 — Прирост внутренней мощности ЦВД от расхода пара на турбину при оптимизированном (комбинаторном) парораспределении

Используя данные суточных ведомостей и полученных на модели данных прироста внутренней мощности ЦВД, была определена дополнительная возможная выработка электроэнергии ΔW , которая составила за год 4475640 кВт·ч:

$$\Delta W = \sum_1^j [\Delta N_{i_j}(G_{T_j}) \Delta \tau_j] \eta_{\text{э}}, \quad (3.18)$$

где j — порядковый номер записи режима в суточных ведомостях;

$\Delta \tau_j$ — время работы турбины на j режиме.

Поскольку анализируется экономичность на переменных режимах работы, когда необходимо разгружать турбину до определённой мощности, потребность в дополнительной электрической мощности отсутствует. Фактически, так как КПД ЦВД становится выше, это будет приводить к экономии топлива. В соответствии с годовым отчётом ПАО «Мосэнерго» [20] удельный расход топлива на электроэнергию в 2019 году составил $b_3 = 228$ г.у.т./кВт·ч. Тогда экономия условного топлива за год может составить 1020 т:

$$\Delta B_3 = \Delta W b_3 10^{-6} \quad (3.19)$$

Использование КПД генератора η_g в формуле (3.18) связано с тем, что удельный расход топлива b_g приведён к выработанной электроэнергии. По паспортным данным КПД генератора был принят равным 98,8 %. Механические потери не учитывались, так как в соответствии с энергетическими характеристиками турбин [13] являются постоянной величиной и не зависят от текущей вырабатываемой электрической мощности.

В соответствии с тем же отчётом [20] в качестве топлива на ТЭЦ г. Москвы применяется природный газ. Экономия топлива в денежном выражении может быть определена как:

$$\Delta C = \Delta B_g \text{ Ц}_{\text{топл}}/\text{Э} , \quad (3.20)$$

где $\text{Ц}_{\text{топл}}$ — цена 1000 м³ природного газа, руб/1000 м³;

Э — калорийный эквивалент, равный 1,154 т у.т./1000 м³ для природного газа [47].

По данным отчёта ПАО «Газпром» [21], средняя цена реализации газа в 2019 году составила 4118,2 руб/1000 м³. В результате расчётов получено, что ежегодный экономический эффект составит 3640000 руб.

Всего по данным суточных ведомостей турбиной Т-250/300-240 за 2019 год было выработано $1323 \cdot 10^6$ кВт·ч при 6092 часах работы. Проведённые расчёты показали, что экономия условного топлива составит $\Delta b_g = 0,77$ г у. т./ (кВт · ч) или 0,168 т у.т./ч.

3.6. Выводы по главе

1. Испытания на математической модели турбины Т-295/335-23,5 показали, что реализация предложенного способа оптимизации парораспределения повышает качество переходных процессов, устраняет резкие переключения регулирующих клапанов, уменьшает амплитуду колебаний температуры пара в сопловых коробках и позволяет контролировать скорость их прогрева при оптимизации режима работы регулирующей ступени.

2. Рассчитан КПД РС при оптимизированном парораспределении для турбины типа Т-295/335-23,5. Для других типов турбин, имеющих индивидуальные приводы РК, также возможно разработать оптимизированную схему парораспределения с подбором новых типоразмеров сопел для получения максимального эффекта.

3. Скорость изменения комбинации РК для оптимизации режима РС должна уточняться по результатам исследования критических показателей, например, температурных напряжений в элементах статора конкретной турбины.

4. Результаты испытаний, выполненных на модели, позволяют приступить к проведению натурных испытаний разработанного алгоритма управления РК непосредственно на контроллерном оборудовании, а в дальнейшем — на турбинах, установленных на электростанциях.

4. Разработка кинематической схемы электромеханического привода поворотной регулирующей диафрагмы

4.1. Разработка кинематической схемы устройства возврата

На основе принципов проектирования ЭМП для турбин, сформулированных в МЭИ [34], а также учитывая современный опыт производителей общепромышленных и турбинных ЭМП, была разработана кинематическая схема устройства [60], на базе которого возможно создать ЭМП с функцией эргодонезависимого пружинного возврата для непосредственного привода ПРД.

Прототипом для предложенного устройства является аналогичное устройство возврата по патенту на изобретение [77]. Данное устройство содержит пружину, постоянно соединённую одним концом с ведущим (входным) валом, а с другим — ведомым (выходным), при этом указанные валы имеют управляемое сцепное соединение между собой.

Прототип имеет следующие недостатки, применительно к реализации ЭМП для ПРД:

1. При срабатывании устройства момент пружины передаётся не только на выходной вал, но и на входной. Во-первых, это может повредить приводной двигатель, соединённый с входным валом. Во-вторых, это приводит к дополнительной затрате пружинной энергии на вращение входного вала и приводного двигателя, что потребует применения пружины больших габаритов для учёта этой энергии (работы). В-третьих, вся энергия пружины может провернуть входной вал, а не выходной и, таким образом, устройство возврата не выполнит свою функцию.

2. При неподвижных соединённых друг с другом входном и выходном валах момент от нагрузки на выходном валу постоянно передаётся на входной вал и далее — на приводной двигатель. Это решение требует постоянной затраты энергии двигателем на удержание выходного вала в требуемом положении и приводит к ускоренному износу приводного двигателя.

3. В устройстве предложен не серийный механизм реализации сцепного соединения между валами, что увеличивает вероятность отказа срабатывания устройства.

Кроме того, можно отметить, что:

– предложенная реализация сцепного соединения только с электромагнитным управлением ограничивает применимость механизма, так как в некоторых случаях целесообразнее будет реализовать сцепной механизм с гидравлическим или пневматическим управлением;

– предложенная реализация срабатывания устройства только по снятию сигнала с управляющей линии ограничивает сферу применения устройства, так как в некоторых случаях может потребоваться реализация возврата подачи сигнала по управляющей линии.

Техническая задача, для решения которой было предложено устройство [60], состоит в оптимизации конструкции прототипа. Технический результат, получаемый при реализации заявленного устройства, состоит в устранении недостатков прототипа, а именно: повышение надёжности работы самого устройства и его приводного двигателя, снижение энергопотребления приводного двигателя, уменьшение габаритов пружины и обеспечение универсальности применения устройства.

Предложенное устройство возврата характеризуется наличием спиральной пружины, которая одним концом связана с входным звеном (двигателем), а другим — с выходным звеном (штоком). При этом отличие от прототипа в том, что связь одного конца пружины с входным звеном осуществляется через самотормозящийся механизм (червячную передачу), а оба конца пружины связаны между собой через управляемую муфту для блокирования движения одного конца пружины относительно другого.

На рисунке 4.1 приведён пример реализации кинематической схемы предлагаемого устройства в составе исполнительного механизма — ЭМП ПРД.

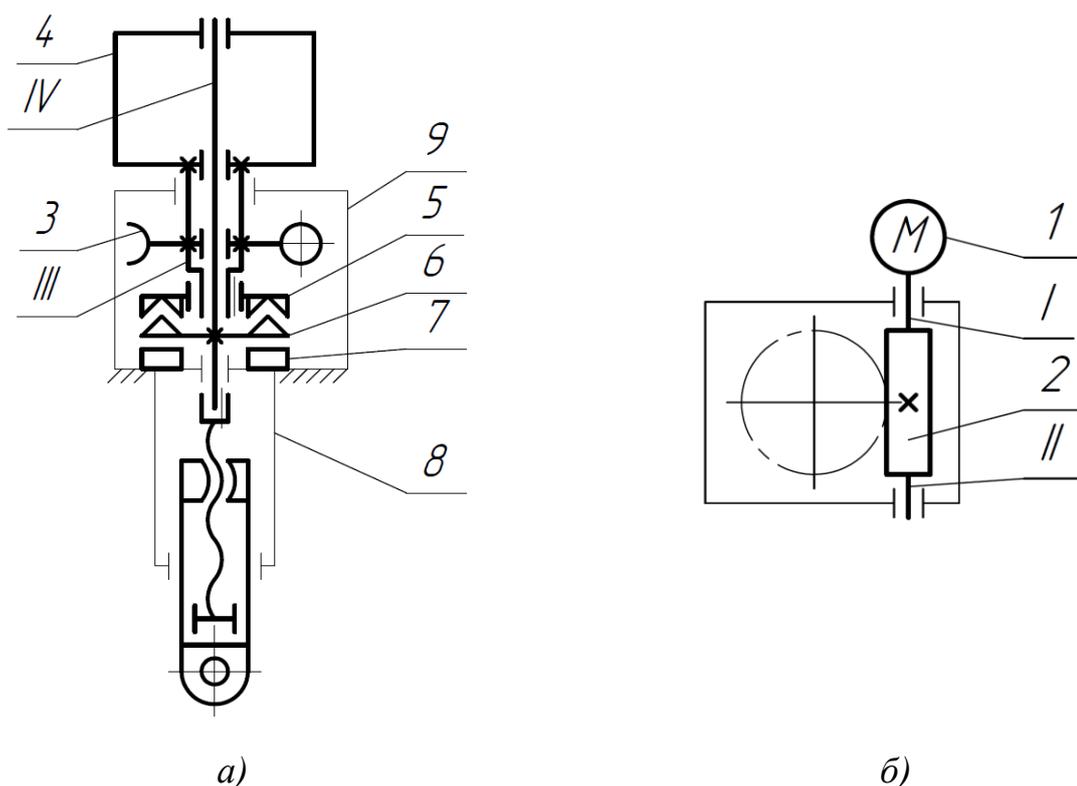


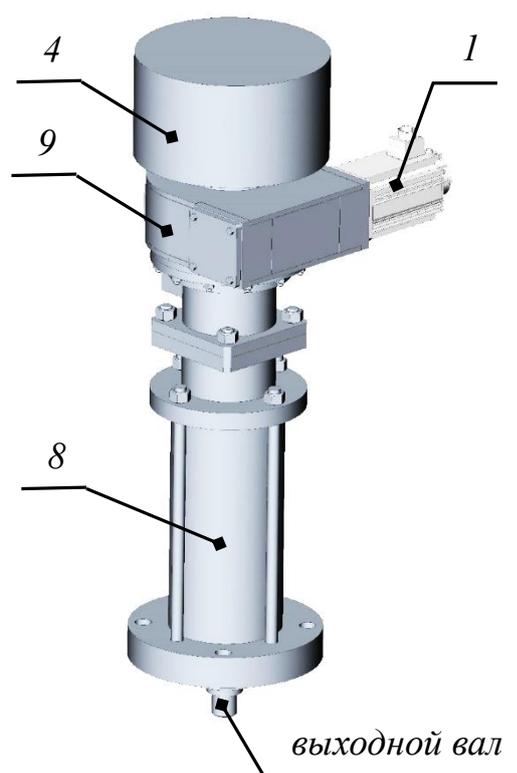
Рисунок 4.1 — Кинематическая схема предложенного устройства в составе исполнительного механизма: а) — главный вид, б) — разрез по червячному колесу 3

Устройство возврата состоит из одной или нескольких спиральных пружин, установленных в барабане 4, червячного колеса 3, червяка 2 и управляемой зубчатой нормально разомкнутой электромагнитной муфты. Червячное колесо 3 и червяк 2 образуют червячную передачу, являющуюся самотормозящимся механизмом. Спиральная пружина одним концом закреплена на корпусе барабана 4, а другим — на внутреннем валу IV. Корпус барабана 4 неподвижно связан с внешним валом III, внутри которого проходит внутренний вал IV барабана 4. На внешнем валу III неподвижно установлено червячное колесо 3, которое приводится в движение червяком 2 (рисунок 4.1 б). Червяк 2 имеет валы I и II, являющиеся входными звеньями предлагаемого устройства. К валу I в предлагаемом примере реализации устройства присоединяется приводной двигатель 1. Приводной двигатель 1 может быть любого известного из уровня техники рода, например, электрического, гидравлического или пневматического. На внешнем валу III через шлицевое соединение установлена зубчатая

полумуфта 5, которая может перемещаться вдоль внешнего вала III. Зубчатая полумуфта 5 является якорем электромагнитной системы муфты. На внутреннем валу IV неподвижно установлена зубчатая полумуфта 6. Катушка 7 электромагнитной муфты закреплена в корпусе 9. Зубчатые полумуфты 5, 6 и катушка 7 являются составляющими управляемой муфты. Управляемые муфты широко распространены в технике и представляют собой серийное изделие с отработанной конструкцией, поэтому применение такой муфты повышает надёжность работы устройства. Управление муфтой осуществляется электрическим сигналом. Возможна установка муфты с гидравлическим или пневматическим управлением в зависимости от сферы применения устройства. В случае применения предлагаемого устройства в составе гидравлической системы управления, содержащей другие различные гидравлические исполнительные механизмы и систему снабжения их рабочей жидкостью, в качестве двигателя I возможно применить гидромотор, а управление муфтой реализовать от так называемой централизованной гидравлической «линии защиты». Также в зависимости от сферы применения управляемая муфта может быть не только нормально разомкнутой, но и нормально замкнутой. Внутренний вал IV в данном примере является выходным звеном устройства. Если необходимо получить поступательное движение выходного звена, то к внутреннему валу IV может быть подключена винтовая передача 8. На конце штока винтовой передачи 8 имеется присоединение (проушина) для сочленения приводимого рабочего органа (не показан).

Устройство возврата выходного звена исполнительного механизма рабочего органа в исходное положение работает следующим образом. В исходном состоянии управляемая муфта разомкнута. Для создания установочного и рабочего натяжения пружины через валы I или II посредством, например, двигателя I создают момент, передаваемый через червяк 2, червячное колесо 3, внешний вал III на барабан 4. Барабан 4 начинает вращаться относительно внутреннего вала IV и создаёт натяжение пружины в барабане. Внутренний вал IV остаётся неподвижным, так как он находится на упоре, который может быть реализован в корпусе 9 или во

внешнем приводимом рабочем органе. После того, как был создан рабочий натяг пружины, двигатель *1* останавливается, и подаётся напряжение на катушку 7 электромагнитной муфты. Под воздействием электромагнитного поля полумуфта 5 перемещается по шлицам внешнего вала *III* и входит в зацепление с полумуфтой 6. Двигатель *1* начинает передавать момент через червяк 2, червячное колесо 3, внешний вал *III* на барабан 4. Одновременно происходит передача момента от внешнего вала *III* через полумуфты 5, 6 на внутренний вал *IV* из-за чего внутренний вал *IV* и барабан 4 вращаются с равными угловыми скоростями. Так как барабан 4 и внутренний вал *IV* вращаются с равными угловыми скоростями, момент пружины не изменяется и не передаётся на двигатель *1*. С внутреннего вала *IV* момент может передаваться на приводимый рабочий орган напрямую или посредством показанной винтовой передачи 8. При обесточивании катушки 7 ЭММ полумуфта 5 под воздействием встроенных в управляемую муфту пружин (не показаны) перемещается по шлицам внешнего вала *III* и выходит из зацепления с полумуфтой 6, освобождая внутренний вал *IV*. Пружина в барабане 4 раскручивает внутренний вал *IV* и в конечном итоге перемещает приводимый рабочий орган в исходное положение до упора.



На базе предложенного устройства возврата была разработана габаритная модель-эскиз ЭМП ПРД (рисунок 4.2). При разработке узла использовались рекомендации по конструированию из пособия [26].

Рисунок 4.2 — Габаритная модель ЭМП ПРД на базе предложенного устройства возврата. Обозначения позиций — по тексту параграфа

4.2. Определение параметров пружины

Необходимо отметить, что одним из требований при разработке ЭМП для ПРД является возможность его установки на существующее место крепления гидравлического сервомотора и сочленение с существующей конструкцией рычажного привода ПРД, которая подробно рассмотрена в [51]. Передаточное число рычажного привода в этом случае остаётся прежним. В связи с этим к ЭМП предъявляются те же требования по величине рабочего хода и развиваемому усилию, что и к текущей конструкции гидравлического сервомотора.

Для расчёта спиральных пружин известен ряд методик [12, 42, 82]. Исходными данными для определения параметров такой пружины являются минимально необходимый момент $M^{уст}$ (установочный момент) при спуске (разжатии пружины) и число рабочих оборотов ψ (рисунок 4.3).

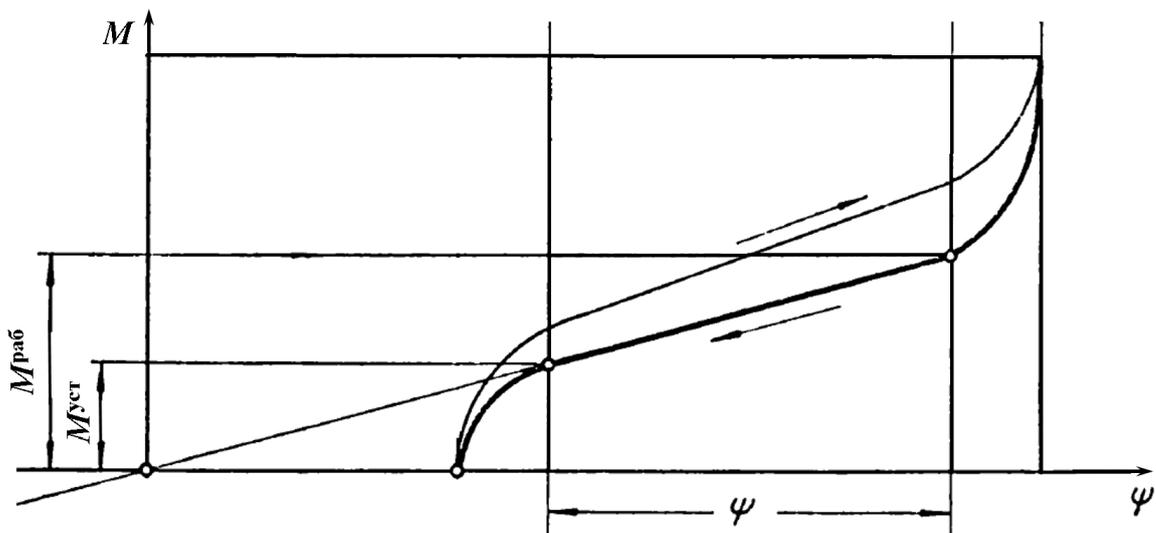


Рисунок 4.3 — Характеристика спиральной пружины в барабане:
 $M^{уст}$ — установочный момент, $M^{раб}$ — рабочий момент, ψ — число рабочих оборотов

Выбор минимального момента пружины является важным этапом, так как он напрямую влияет на габариты всего ЭМП. Выбор слишком высокого момента приведёт к повышенным габаритам ЭМП, червячной передачи и повышенной мощности электродвигателя. При недостаточном моменте ПРД могут не полностью закрыться при срабатывании защиты турбины или сбросе нагрузки. В

итоге задача сводится к выбору минимально необходимого и достаточного момента. Минимально необходимый момент при спуске возможно определить через требуемое усилие на рычаге сервомотора при максимальном перепаде давления пара на ПРД, что соответствует полностью закрытым ПРД и максимально возможному давлению в камере отопительного отбора, а также традиционно принимаемому коэффициенту запаса 1,5–2,0. Обычно в расчётах это давление принимается равным верхней аварийной уставке технологической защиты по давлению в отборе, так как пружинный привод предполагается задействовать в аварийных режимах. В соответствии с этим была определена теоретическая величина необходимого усилия на рычаге сервомотора ПРД, которая составила 91000 Н с учётом массы поворотных колец. Стоит отметить, что данное усилие является теоретическим, а опытные данные по усилию на штоке сервомотора ПРД отсутствуют. Другим способом задания минимального усилия привода в аварийном режиме может являться задание по максимальному усилию гидравлического сервомотора, которое с учётом номинального давления рабочей жидкости 1,37 МПа в САР составляет 87300 Н. Эта величина ниже, но по опыту эксплуатации является достаточной для закрытия ПРД при срабатывании защиты. Исходя из того, что ЭМП разрабатывается как аналог существующего гидравлического сервомотора, для расчётов пружины была принята последняя указанная величина усилия. Несмотря на то, что последнее усилие меньше теоретического, для пружины оно является минимальным и будет действовать при полностью закрытых ПРД, в конце хода привода. Из приведённой литературы известно, что полностью заведённая пружина создаёт усилие в 1,5–2,3 раза больше минимального.

Число рабочих оборотов пружины ψ зависит от выбранного шага винтовой передачи t . В зависимости от типа передачи её шаг варьируется от нескольких миллиметров до нескольких десятков миллиметров. При расчётах было обнаружено, что диапазон возможных вариантов шага передачи имеет определённые ограничения, связанные с геометрическими параметрами пружины. От шага передачи зависит требуемый крутящий момент на её входном валу и,

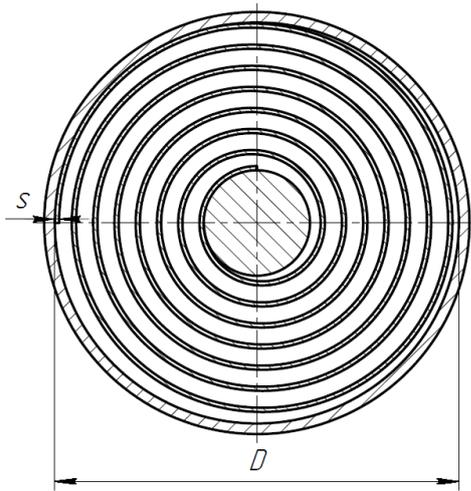


Рисунок 4.4 — Спиральная пружина в барабане: D — внутренний диаметр барабана, s — толщина пружинной ленты

следовательно, габариты пружины. Например, чем больше шаг, тем больше требуемый момент и жёсткость пружины (формула 4.1), но её габариты меньше из-за меньшего количества витков в барабане. При шагах более 30 мм и при определённом внутреннем диаметре барабана D возможно столкнуться с ограничением по максимальной толщине s пружинной ленты (рисунок 4.4). Предполагается, что пружина будет изготовлена из пружинной ленты, соответствующей ряду размеров по ГОСТ 2283-79 [22]. По этому стандарту максимальная толщина ленты составляет 4 мм,

что является верхним пределом при расчётах. Слишком мелкий шаг передачи (менее 20 мм) приводит к уменьшению жёсткости пружины, увеличению количества витков пружины, увеличению диаметра барабана и занимаемого пружинной объёма. Уменьшить диаметр барабана за счёт увеличения высоты пружины, кроме как разбить её на несколько частей, невозможно, так как по указанному стандарту максимальная ширина пружинной ленты имеет предел в 465 мм, что само по себе является довольно большой величиной для габаритов привода.

Выбранный диапазон шагов для передачи в пределах 20–30 мм позволяет достичь минимального объёма барабана и выдержать рекомендуемые методиками расчёта соотношения геометрических параметров пружины.

В таблице 4.1 представлены результаты расчёта пружины по разным методикам для трёх вариантов шага передачи. Минимального момента и числа рабочих оборотов недостаточно для полного определения геометрии пружины. Во всех методиках необходимо задавать дополнительно параметр, характеризующий внутренний диаметр барабана. В представленных расчётах внутренний диаметр барабана подобран таким образом, чтобы получить минимальный его объём.

Таблица 4.1 — Результаты расчёта спиральной пружины для ЭМП ПРД

| Методика Параметр | В.И. Анурьев [12] | | | А.С. Радчик [82] | | | Р.С. Курендаш [42] | | |
|----------------------|-------------------|--------|-----------|------------------|----------|----------|--------------------|----------|--------|
| | <i>t</i> | ψ | $M^{уст}$ | <i>s</i> | <i>D</i> | <i>b</i> | <i>V</i> | <i>t</i> | ψ |
| <i>t</i> | 20 | 25 | 30 | 20 | 25 | 30 | 20 | 25 | 30 |
| ψ | 10 | 8 | 6,7 | 10 | 8 | 6,7 | 10 | 8 | 6,7 |
| $M^{уст}$ | 322 | 431 | 517 | 322 | 402 | 483 | 322 | 402 | 483 |
| $M^{раб}$ | 787 | 1070 | 1298 | 483 | 603 | 725 | 483 | 603 | 725 |
| <i>s</i> | 3,1 | 3,4 | 3,8 | 2,8 | 3 | 2,9 | 3,6 | 3,1 | 2,8 |
| <i>D</i> | 0,425 | 0,370 | 0,355 | 0,398 | 0,370 | 0,324 | 0,450 | 0,400 | 0,350 |
| <i>b</i> | 0,410 | 0,340 | 0,290 | 0,160 | 0,160 | 0,200 | 0,190 | 0,300 | 0,440 |
| <i>V</i> | 0,058 | 0,037 | 0,029 | 0,020 | 0,017 | 0,017 | 0,030 | 0,038 | 0,050 |

В таблице 4.1 обозначены:

t — шаг передачи, мм;

ψ — число рабочих оборотов пружины, об;

$M^{уст}$ — минимально необходимый (установочный) момент пружины при спуске, Н·м;

$M^{раб}$ — максимальный момент (рабочий) пружины при спуске, Н·м;

s — толщина пружинной ленты, мм;

D — внутренний диаметр барабана пружины, м;

b — ширина пружины, м;

V — объём пружины, м³.

Минимальный необходимый момент пружины определялся по формуле:

$$M^{уст} = \frac{0,001 F t}{2 \pi \eta_{пер} \eta_{подш}}, \quad (4.1)$$

где *F* — требуемая сила на штоке винтовой передачи, Н;

$\eta_{пер}$ — КПД винтовой передачи, принятый 0,9 (ШВП);

$\eta_{подш}$ — общий КПД подшипников привода, принятый 0,96.

Остальные параметры пружины определялись по приведённым методикам.

Использованные методики расчёта имеют некоторые отличия между собой. В частности, методика, изложенная в [12] менее универсальная, так как не позволяет изменять соотношение максимального и минимального моментов пружины.

Соотношение моментов в результате расчёта при всех вариантах шага передачи по этой методике равняется 2,3.

Методика [82] является более гибкой, так как позволяет варьировать соотношение моментов. Диапазон моментов 1,5–2 указан как рекомендуемый. Также методика использует некоторые нелинейные зависимости, представленные в виде номограмм для наиболее распространённых материалов пружин. Это является определённым преимуществом методики, так как позволяет учесть индивидуальные особенности таких материалов. В целом в данном источнике даются более полные сведения и рекомендации по конструированию спиральных пружин. Недостатком методики является отсутствие учёта КПД пружины в явном виде.

Методика [42] является самой ранней из трёх. По сути, она является предшествующей для методики [12]. Так же, как и в [12], в ней приводятся некоторые теоретические основы расчёта, а также рекомендуемые конструктивные соотношения параметров пружины. Здесь также возможно задать соотношение моментов пружины. В процессе расчёта могут возникнуть некоторые трудности, связанные с необходимостью перебора определённых параметров в рекомендуемых диапазонах для получения оптимальных характеристик пружины, то есть потребуются провести расчёт в несколько итераций.

Анализ представленных методик показал, что при разработке рабочего проекта привода, следует применить методику [82] как наиболее простую, но в то же время гибкую, позволяющую получить минимальные габариты пружины.

4.3. Определение параметров винтовой передачи

Для ЭМП были рассмотрены три типа винтовых передач: на основе трапецеидальной резьбы по ГОСТ 9484-81 [24], на основе роликовинтовой пары (РВП) и на основе шариковинтовой пары (ШВП).

Передача на основе трапецеидальной ходовой резьбы имеет наиболее простую для изготовления конструкцию, а, следовательно, низкую стоимость. Она может быть изготовлена силами завода-изготовителя ЭМП или паровой турбины. Однако КПД такой передачи очень низок, в районе 20–40 %. Такой низкий КПД приведёт к значительному увеличению требуемого крутящего момента на входном валу передачи, габаритов пружины и мощности приводного электродвигателя. Максимальная скорость хода этой передачи низка, по сравнению с РВП и ШВП, что может не удовлетворить требованиям по скорости перемещения привода в аварийных режимах.

Передачи на основе роликовинтовой пары по конструктивным причинам имеют малый шаг, в районе 2–12 мм. Согласно формуле (4.1) такой малый шаг уменьшит требуемый крутящий момент на входном валу, однако увеличит количество рабочих оборотов пружины, что приведёт к увеличению её габаритов. Бесспорными преимуществами РВП являются высокая несущая способность, высокий ресурс, повышенная устойчивость к ударным нагрузкам и минимальные размеры. К недостаткам передачи можно отнести её высокую стоимость. Из-за большой площади контакта роликов с резьбой в РВП, её КПД ниже, чем у ШВП и составляет около 75–80 %. В связи с тем, что задачей исследования является проработка кинематической схемы ЭМП с функцией энергонезависимого возврата в ограниченных габаритах, передача с максимальным КПД является предпочтительной, так как это напрямую влияет на габариты пружинного привода. Более того, указанные преимущества РВП могут быть избыточны для конкретного случая применения ЭМП.

Оптимальным решением является применение шариковинтовой передачи для ЭМП ЧНД. Оптимальный диапазон шагов в 20–30 мм, обоснованный ранее,

соответствует именно ШВП. Стоимость ШВП ниже по сравнению с РВП, а выбор производителей шире. При малой площади контакта в передаче (за счёт шариков) КПД ШВП составляет около 90–98 %. Это, конечно, отрицательно сказывается на ресурсе передачи, по сравнению с РВП, однако существующая методика расчёта ШВП позволяет рассчитать передачу под требуемую задачу на необходимый ресурс с учётом фактических нагрузок [11].

Некоторые из производителей ШВП, представленные сегодня на рынке, предлагают передачи в виде электромеханических цилиндров. Такие цилиндры представляют собой ШВП, установленные в корпусе на подшипниках. Они содержат уплотнения, входной и выходной валы и подготовленные поверхности для сопряжения (рисунок 4.5). Со стороны входного вала может быть установлен



Рисунок 4.5 —
Электромеханический цилиндр
серии Bosch Rexroth EMC-HD с
установленным редуктором и
электродвигателем

редуктор или электродвигатель напрямую. Выходной вал совершает поступательное движение и соединяется с приводимым механизмом. Примерами таких передач являются серии *Bosch Rexroth EMC-HD* [96] и *Diplomatic ECS4* [112]. Очевидно, что применение такой конструкции сильно упрощает проектирование ЭМП, но не позволяет спроектировать индивидуальное решение с оптимальными параметрами под конкретную задачу, без избыточных характеристик.

В то же время существует возможность заказа у некоторых производителей [96, 111] собственно ШВП не в виде электромеханического цилиндра, а отдельно в виде винта и гайки. Такое решение позволяет подобрать передачу с оптимальными характеристиками и встроить её в произвольную конструкцию привода.

Отдельно можно отметить серию РВП *Exlar FTX* [114], среди типоразмеров которой имеются передачи с шагом 30 мм и довольно высоким КПД — 84 %.

Данную серию также можно рассматривать с технической стороны для использования в ЭМП ЧНД.

В методиках расчёта ШВП [11] одним из главных критериев, по которым ведётся выбор ШВП, является динамическая грузоподъёмность. Данный параметр определяет ресурс ШВП. Для подбора передачи по этому критерию необходимо найти эквивалентную (среднюю) нагрузку, для чего используется циклограмма работы. В качестве циклограммы были взяты опытные данные работы в течение года паровой турбины Т-120/120-130-ПР2 ст. №11 Усть-Каменогорской ТЭЦ из архива ЭЧСРиЗ: время, задание положения сервомотора ПРД и давление пара в отопительном отборе (перед ПРД). По этим параметрам и с учётом характеристик поворотных диафрагм вида «положение — относительный перепад» [50] было определено усилие на штоке сервомотора для каждого временного среза, что представлено на рисунке 4.6. В расчётах были использованы данные при работе турбины в сети. Расчёт эквивалентной нагрузки отдельно для правого и левого вращения ШВП вёлся по формуле на основе методики [11]:

$$F_e = \sqrt[3]{\frac{\sum_{1}^j (F_j^3 \Delta h_j)}{\sum_{1}^j \Delta h_j}}, \quad (4.2)$$

где F_e — эквивалентная осевая нагрузка, Н;

F_j — осевая нагрузка в j временном срезе, Н;

Δh_j — приращение задания положения сервомотора в j временном срезе, м.

Результаты расчёта приведены в таблице 4.2. Использование в расчётах задания положения вместо реального положения с датчика обусловлено необходимостью фильтрации архивных данных от колебаний гидравлического сервомотора в установившихся состояниях при пульсациях масла в САР.

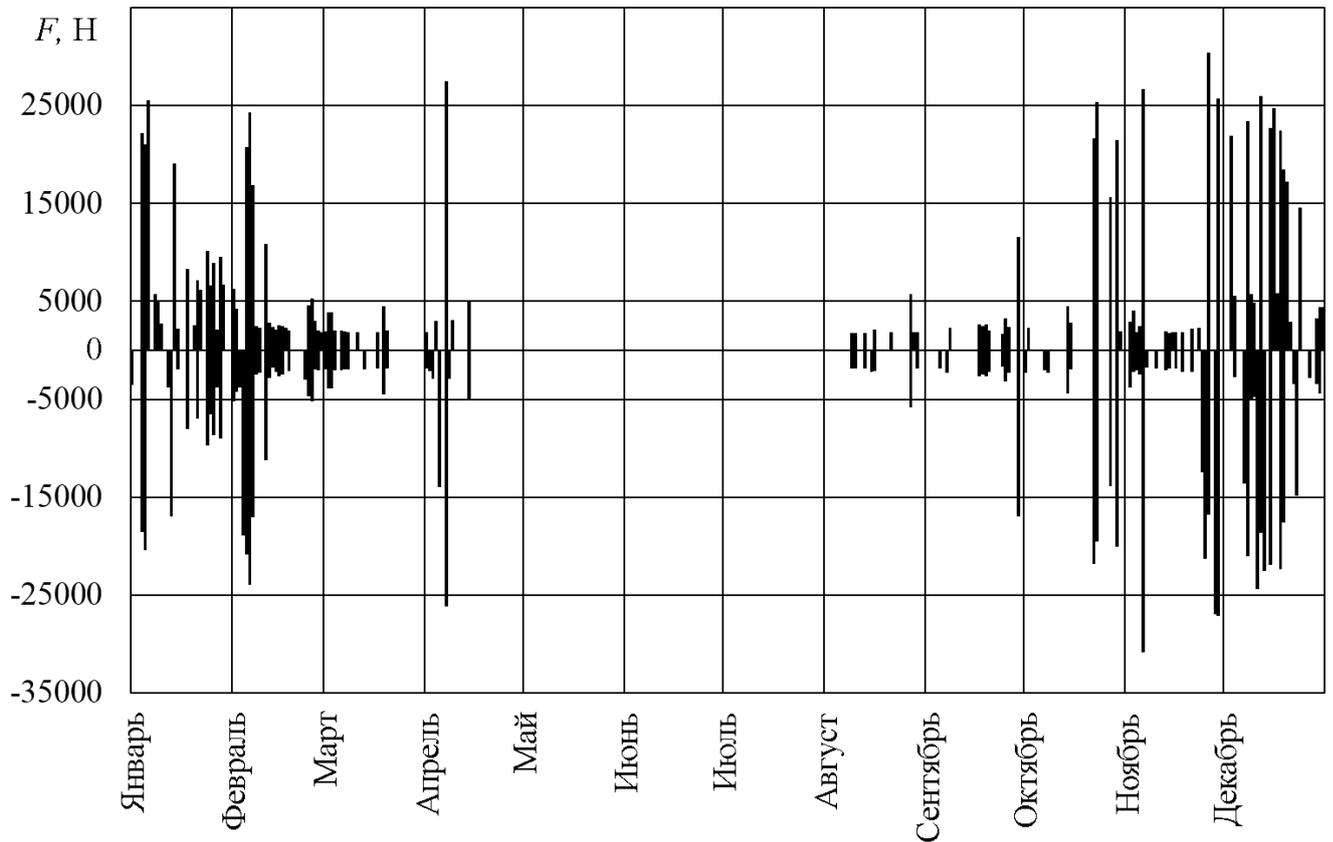


Рисунок 4.6 — Усилие на штоке сервомотора ПРД при его перемещениях за год при работе турбины в сети

Таблица 4.2 — Результаты расчёта эквивалентной нагрузки ПРД

| Параметр \ Направление | Положительное (на открытие ПРД) | Отрицательное (на закрытие ПРД) |
|---------------------------|------------------------------------|------------------------------------|
| Время перемещения, с | 13192 | 12724 |
| Общее перемещение, % | 4653 | 4692 |
| Средняя скорость, %/с | 0,353 | 0,369 |
| Эквивалентная нагрузка, Н | 7590 | 7286 |

В таблице 4.2 приведены следующие параметры: время перемещения — сумма времени, в течение которого ПРД перемещались сервомотором за рассмотренный период (год), общее перемещение — сумма перемещений ПРД в процентах хода сервомотора за рассмотренный период, средняя скорость — скорость хода сервомотора ПРД, рассчитанная по общему перемещению и времени перемещения.

Как видно из приведённых результатов расчётов, эквивалентная нагрузка на порядок ниже, чем максимальное усилие сервомотора (87300 Н на закрытие). В связи с этим, динамическая грузоподъёмность не будет являться ограничивающим

параметром при выборе ШВП. Общее перемещение сервомотора также невелико — 46,5 полных ходов. Учитывая, что динамическая грузоподъемность приводится производителями ШВП для 10^6 циклов работы передачи, ресурса ШВП будет достаточно на весь период службы привода.

4.4. Определение параметров приводного электродвигателя

В качестве приводного электродвигателя предлагается использовать сервопривод вращательного движения — серводвигатель. На электростанциях уже давно используются сервоприводы широкого ряда типоразмеров для управления как золотниками электрогидравлических САР турбин, так и мощными насосами. Применение подобного серводвигателя в составе ЭМП ЧНД не вызовет каких-либо трудностей с его интеграцией в современную ЭЧСРиЗ турбины. Для подбора электродвигателя были рассмотрены серводвигатели одной из наиболее распространённых марок — *Omron*, серии *Accurax G5* [106].

Для оценки параметров приводного электродвигателя были проанализированы два режима его работы: штатное регулирование и режим взведения пружины.

При штатном регулировании максимальная скорость перемещения штока ЭМП будет определяться максимальной частотой вращения электродвигателя. Типовое значение максимальной частоты вращения серводвигателей составляет 3000 об/мин при работе в длительном режиме без ограничения крутящего момента. Передаточное число червячной передачи в проработанной конструкции ЭМП (рисунок 4.2) составляет 63. С учётом диапазона возможных шагов ШВП 20–30 мм максимальная скорость перемещения штока ЭМП может лежать в диапазоне 16–24 мм/с. По опыту УТЗ такой скорости достаточно для работы регулятора давления пара в отопительном отборе и работы предохранительного регулятора по повышению давления в отборе.

По результатам расчётов для обеспечения максимальной скорости и максимального усилия ЭМП при штатном регулировании может быть применён серводвигатель номинальной мощностью 4 кВт при использовании ШВП с шагом 30 мм. При использовании ШВП с шагом менее 30 мм требуемая мощность двигателя ниже. Указанная величина мощности учитывает КПД ШВП, червячной передачи (принят 0,7), всех задействованных подшипниковых узлов ЭМП и округлена по ряду мощностей серводвигателей выбранной марки. Требуемый

крутящий момент на валу серводвигателя для создания максимального усилия на штоке ЭМП ЧНД составит 11,1 Н·м.

В режиме взведения пружины двигатель создаёт рабочий натяг пружины, который в 1,5 раза превышает установочный (таблица 4.1). С учетом КПД спиральной пружины (принят 0,65), червячной передачи и подшипниковых узлов привода требуемый крутящий момент на валу серводвигателя составит 26,4 Н·м.

Максимальная мощность серводвигателей серии *Accurax G5* с номинальной частотой вращения 3000 об/мин составляет 5 кВт. С учётом того, что двигатели с мощностью 4 кВт и 5 кВт имеют одинаковые присоединительные размеры, целесообразнее применить двигатель мощностью 5 кВт. Это даст дополнительный запас усилия ЭМП при штатных режимах работы.

На рисунке 4.7 представлена характеристика вида «крутящий момент — частота вращения» выбранного серводвигателя из каталога производителя.

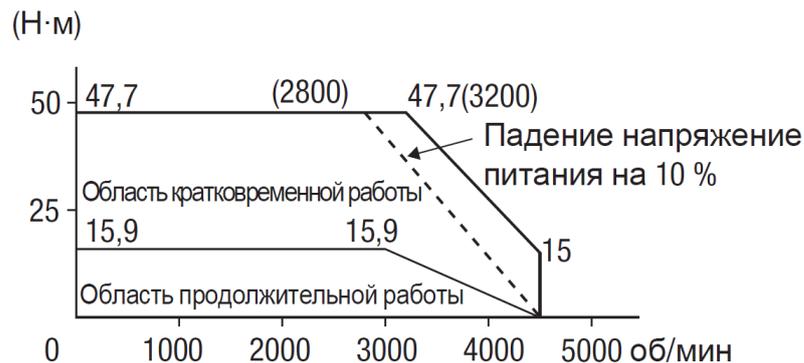


Рисунок 4.7 — Характеристика серводвигателя *Omron Accurax G5* мощностью 5 кВт и номинальной частотой вращения 3000 об/мин.

Как видно из рисунка 4.7, режимы штатного регулирования (крутящий момент до 11,1 Н·м при частоте вращения до 3000 об/мин) находятся в области продолжительной работы двигателя.

В случае сброса электрической нагрузки с генератора, когда требуется быстро закрыть ПРД от пружины ЭМП, последующее её взведение должно быть выполнено как можно быстрее для исключения глубокого снижения частоты вращения турбины. При взведении пружины крутящий момент на валу двигателя возрастает от 17,6 Н·м до 26,4 Н·м при частоте вращения 3000 об/мин. Данный

режим находится в области кратковременной работы двигателя. Предельное время работы в этой области определяется по рисунку 4.8 из каталога производителя.

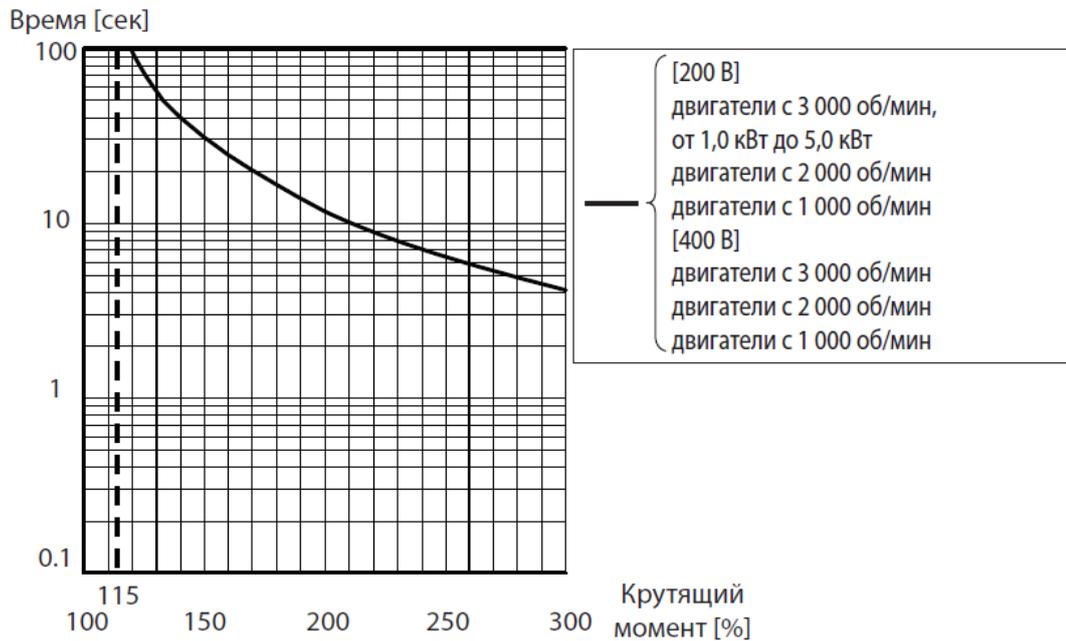


Рисунок 4.8 — График перегрузочной способности серводвигателя *Omron Accurax G5*.

Если принять, что максимальный крутящий момент (166 %) действует на протяжении всего режима взведения, то максимальное время работы двигателя по рисунку 4.8 до срабатывания теплового реле в этом режиме составит 20 с. С учётом того, что режим взведения длится 8,4 с (взведение пружины на 6,7 оборота ШВП), время работы двигателя не превышает допустимое с запасом в 2,4 раза.

4.5. Разработка математической модели и исследование аварийных режимов работы привода

Необходимость в проведении исследования аварийного режима работы ЭМП была вызвана следующей гипотезой: отсутствие гидравлической составляющей в ЭМП ПРД, которая в гидравлическом сервомоторе также несёт функцию демпфера, может привести к недопустимо высокой скорости вращения ШВП и высокой скорости удара штока ЭМП об упор в конечном положении (при закрытых ПРД). Высокая скорость вращения ШВП может привести к её выходу из строя, а высокая скорость удара штока об упор может привести к появлению пластических деформаций как в самой ШВП, так и в элементах кинематической цепи от привода до ПРД, например, пальцевых и шлицевых соединениях рычажного привода.

Для исследования была использована модель аналогичная уравнению (2.27):

$$m_{\text{ЭМП}} \frac{d^2 h_{\text{ЭМП}}}{dt^2} = F_{\text{нагр}} - F_{\text{пр}}^{\text{уст}} - K_{\text{пр}} h_{\text{ЭМП}}(\tau) \quad (4.3)$$

где $m_{\text{ЭМП}}$ — масса подвижных частей ПРД и ЭМП, кг;

$h_{\text{ЭМП}}$ — положение штока ЭМП, м;

$F_{\text{нагр}}$ — усилие от нагрузки на штоке ЭМП, Н;

$F_{\text{пр}}^{\text{уст}}$ — установочное усилие пружины ЭМП (при закрытых ПРД), Н;

$K_{\text{пр}}$ — коэффициент жёсткости пружины ЭМП, Н/м.

В этом уравнении вращающий момент пружины ЭМП был преобразован в осевую силу на штоке ЭМП, а моменты инерции ПРД и рычажного привода приведены к эквивалентной массе на штоке ЭМП.

Результаты исследования представлены на рисунке 4.9 для двух крайних случаев: аварийное закрытие при постоянно действующей полной нагрузке (паровое усилие и вес ПРД) и при отсутствии парового усилия (вхолостую). Реальный процесс из-за возрастающего перепада давления на ПРД при их закрытии будет находиться между двумя представленными графиками. Как видно из рисунка 4.9, при отсутствии демпфера конечная скорость штока ЭМП при

достижении упора (положение 0 мм) может превысить допустимую (0,3–0,4 м/с) и достичь 5–12 м/с. При шаге ШВП 30 мм её частота вращения также может превысить допустимую (3000 об/мин) в 3,5–8 раз.

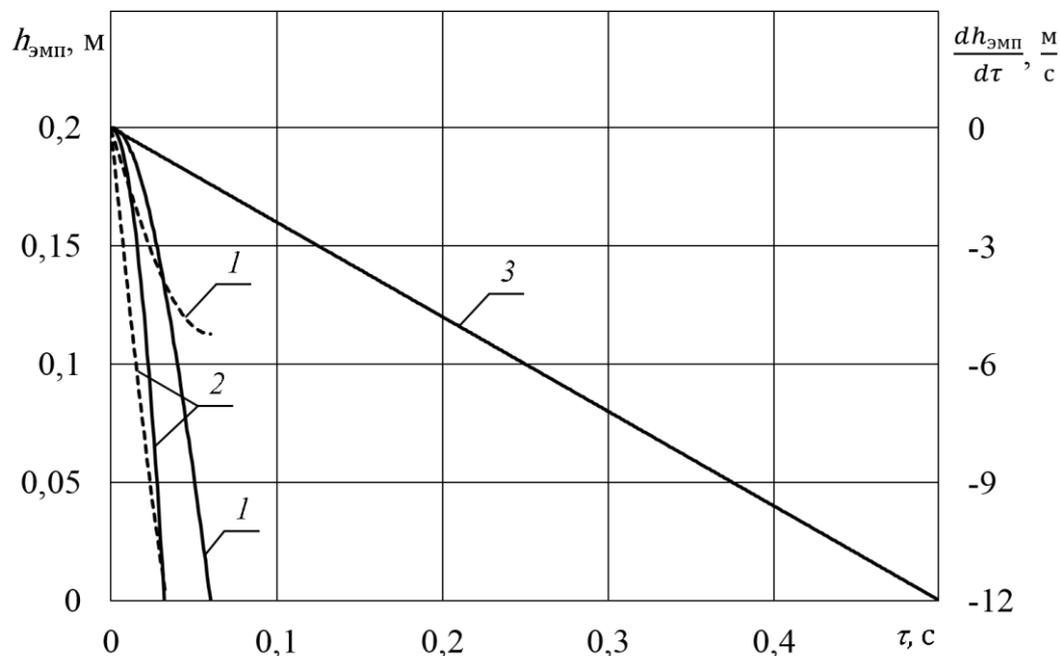


Рисунок 4.9 — Графики положения (—) и скорости (---) хода ЭМП ЧНД в аварийном режиме без демпфера:
 1 — при полной нагрузке, 2 — без паровой нагрузки (вхолостую),
 3 — эталонное при скорости 0,4 м/с.

Для снижения конечной скорости штока ЭМП требуется использовать в конструкции демпфер. В рассмотренной ранее работе [55] для демпфирования привода СК использовался пневматический амортизатор, а не гидравлический.

Для пневматического амортизатора закон изменения давления в полости под поршнем имеет интегральный характер при его ходе, а для гидравлического пропорционален квадрату скорости движения. Из-за этой особенности для приводов СК возможно использование амортизатора пневматического типа, так как закрытие СК по сигналу защиты будет происходить каждый раз из положения полного его открытия. Для привода ПРД подходит амортизатор гидравлического типа, так как закрытие ПРД по сигналу защиты или сброса нагрузки возможно из любого произвольного положения, в том числе близкого к закрытому. В последнем

случае необходимое давление и, соответственно, сила торможения в пневматическом амортизаторе будут недостаточны.

В качестве гидравлического демпфера для ЭМП ПРД предлагается использовать промышленный противоударный амортизатор [81]. Такой демпфер представляет собой гидроцилиндр, наполненный рабочей жидкостью, которая при движении штока перемещается между его камерами через встроенный дроссель. Данное решение отвечает концепции безмасляной САР, так как конструкция демпфера является герметичной и не требует подвода к нему масляных трубопроводов. В статичных положениях давление в демпфере отсутствует, что сводит к минимуму риск утечки рабочей жидкости. Являясь серийным изделием, промышленный амортизатор обладает высокой надёжностью. Монтаж амортизатора возможен на один с ЭМП ПРД кронштейн (рисунок 4.10).

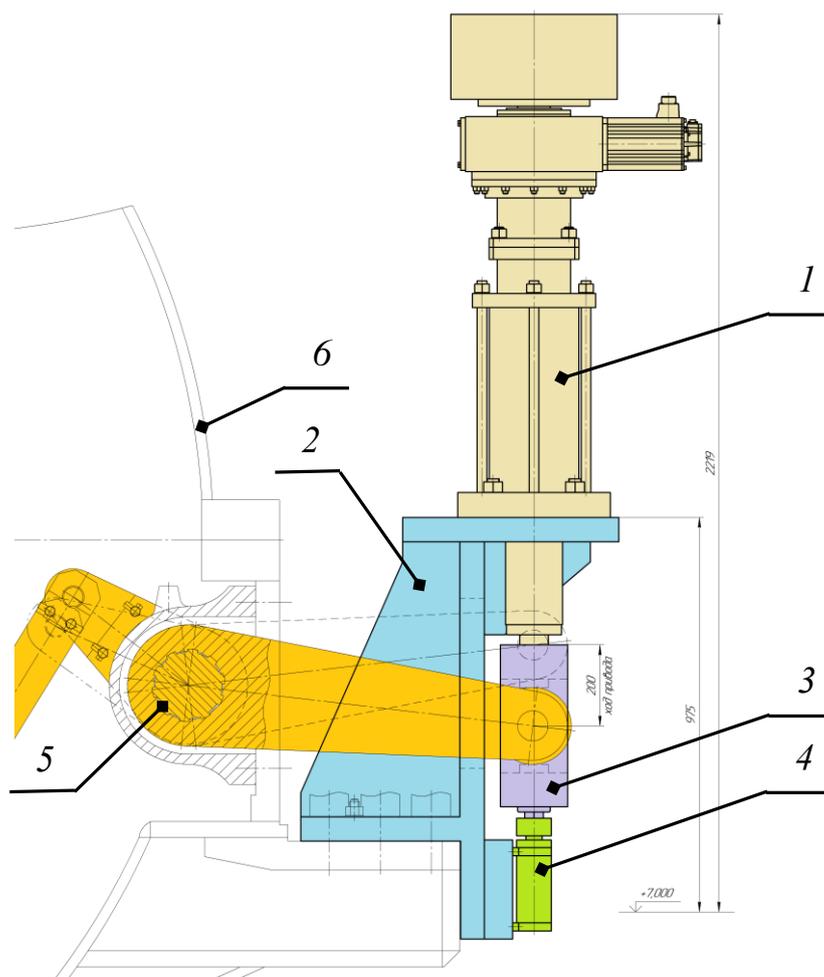


Рисунок 4.10 — Вариант установки ЭМП ПРД:

1 — ЭМП ПРД, 2 — кронштейн, 3 — серьга, 4 — противоударный амортизатор, 5 — рычажный привод ПРД, 6 — ЦНД турбины

4.6. Выводы по главе

1. Наиболее предпочтительным типом винтовой передачи для ЭМП ПРД является ШВП, так как она имеет максимальный КПД и оптимальный диапазон шагов для работы в паре со спиральной пружиной.
2. Определяющим силовым параметром при подборе ШВП для ЭМП ПРД является максимальное усилие, а не динамическая грузоподъемность в связи с меньшей (на порядок) величиной средней нагрузки по сравнению с максимальной.
3. Серийный серводвигатель в качестве приводного электродвигателя обеспечит требуемые эксплуатационные режимы работы ЭМП ПРД.
4. В конструкции ЭМП необходимо применить демпфер гидравлического типа для исключения удара подвижных частей ЭМП об упор и пластических деформаций в ШВП и рычажном приводе.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. В работе выполнен критический обзор отечественных и зарубежных литературных источников, затрагивающих технические решения и методы расчёта по системам автоматического регулирования, которые позволяют повысить качество, экономичность и надёжность работы теплофикационных паровых турбин: учёт пролётного пара при сбросах нагрузки турбин с ИПРК, реализация парораспределения с минимальным дросселированием и применение ЭМП для управления ПРД отопительного отбора.

2. Разработана динамическая математическая модель турбины Т-120/130-130-8МО и её парораспределения, учитывающая реальные нелинейные силовые и расходные характеристики РК и расходные характеристики РС. На данной модели исследованы режимы сброса нагрузки с традиционной и индивидуальной схемой управления регулирующими клапанами.

3. На разработанной модели турбины Т-120/130-130-8МО выявлено и количественно оценено влияние различных схем управления РК на повышение частоты вращения при сбросе нагрузки. Показано положительное влияние индивидуальной схемы управления регулирующими клапанами при сбросах нагрузки, заключающееся в снижении динамического повышения частоты вращения. Также показано, что при схеме с ИПРК возможно допустить увеличенное время хода привода ПРД при условии сохранения динамического заброса частоты вращения в прежних границах, как у системы с КРУ. Это в перспективе позволяет заменить гидравлический привод ПРД на относительно медленный электромеханический.

4. Предложен и разработан новый способ управления РК и система регулирования для реализации парораспределения с минимальным дросселированием. Для исследования предложенного способа управления и системы регулирования разработана динамическая математическая модель турбины Т-295/335-23,5 и её парораспределения с использованием уравнений

тепловых и массовых балансов, а также учитывающая реальные нелинейные расходные характеристики РК и расходные характеристики РС.

5. На разработанной модели турбины Т-295/335-23,5 оценена работа предложенного способа управления и системы регулирования. Показана возможность реализации оптимизированного парораспределения безударным способом, без резких переключений РК. На модели определён прирост мощности ЦВД и показан положительный экономический эффект такого парораспределения.

6. Предложено и разработано устройство возврата выходного звена в исходное положение, на базе которого разработана кинематическая схема ЭМП ПРД с функцией энергонезависимого аварийного закрытия ПРД.

7. Исследованы и определены оптимальные параметры основных компонентов ЭМП ПРД: спиральной пружины, винтовой передачи, приводного электродвигателя. На математической модели ЭМП ПРД проведено исследование его работы в аварийном режиме. Показана принципиальная возможность реализации ЭМП ПРД с функцией энергонезависимого аварийного закрытия ПРД.

8. Дальнейшими перспективами научного исследования являются: исследование динамических напряжений в элементах статора конкретной турбины при реализации оптимизированного парораспределения, исследование расходных характеристик РК и РС путём численного моделирования или натурных опытов, разработка оптимизированных схем парораспределения для других типов турбин, разработка программно-аппаратных решений ЭЧСРиЗ для реализации оптимизированного парораспределения, проведение натурных испытаний оптимизированного парораспределения на контроллерном оборудовании ЭЧСРиЗ и совместных на паровой турбине, разработка и испытания ЭМП ПРД для других различных типов турбин.

СПИСОК СОКРАЩЕНИЙ И УСЛОВНЫХ ОБОЗНАЧЕНИЙ

Сокращения:

| | |
|--------|--|
| АВР | — автоматический ввод резерва; |
| АПУ | — аварийный пульт управления; |
| АРМ | — автоматизированное рабочее место; |
| АСУ ТП | — автоматизированная система управления технологическим процессом; |
| ВД | — высокое давление; |
| ГТУ | — газотурбинная установка; |
| ГЩУ | — главный щит управления; |
| ИПРК | — индивидуальный привод регулирующего клапана; |
| КОС | — клапан обратный соленоидный; |
| КПД | — коэффициент полезного действия; |
| КРУ | — кулачково-распределительное устройство; |
| ЛМЗ | — Ленинградский металлический завод; |
| МГД | — магнетогидродинамический генератор; |
| МЭИ | — Московский энергетический институт; |
| МЭО | — механизм электрический однооборотный; |
| НЗЛ | — Невский машиностроительный завод; |
| ОК | — отсечной клапан; |
| ПВД | — подогреватель высокого давления; |
| ПИ | — пропорционально-интегральный регулятор; |
| ПНР | — пусконаладочные работы; |
| ПП | — пролётный пар; |
| ППП | — промежуточный перегрев пара; |
| ПР | — противодавленческая турбина с регулируемым производственным отбором; |
| ПРД | — поворотные регулирующие диафрагмы; |
| ПТ | — турбина с регулируемыми отборами: производственным и теплофикационным; |
| ПТР | — противодавленческая турбина с регулируемыми отборами: производственным и теплофикационным; |
| ПТУ | — паротурбинная установка; |
| ПТЭ | — правила технической эксплуатации; |
| Р | — противодавленческая турбина; |
| РВП | — роликвинтовая передача; |
| РК | — регулирующий клапан; |
| РС | — регулирующая ступень; |
| РЧВ | — регулятор частоты вращения; |
| САР | — система автоматического регулирования; |
| СК | — стопорный клапан; |
| Т | — теплофикационная турбина; |

| | | |
|--------|---|--|
| ТР | — | противодавленческая турбина с регулируемым теплофикационным отбором; |
| ТЭЦ | — | теплоэлектроцентраль; |
| у.т. | — | условное топливо; |
| УТЗ | — | Уральский турбинный завод; |
| ЦВД | — | цилиндр высокого давления; |
| ЦНД | — | цилиндр низкого давления; |
| ЧВ | — | частота вращения; |
| ЧВД | — | часть высокого давления; |
| ШВП | — | шариковинтовая передача; |
| ШУ | — | шкаф управления; |
| ЭГП | — | электрогидравлический преобразователь; |
| ЭГСРиЗ | — | электрогидравлическая система регулирования и защиты; |
| ЭММ | — | электромагнитная муфта; |
| ЭМП | — | электромеханический привод; |
| ЭЧСРиЗ | — | электрическая часть системы регулирования и защиты. |

Обозначения:

| | | |
|----------|---|---|
| <i>C</i> | — | стоимость, руб; |
| <i>Ц</i> | — | цена топлива, руб/1000 м ³ ; |
| <i>Э</i> | — | калорийный эквивалент, т у.т./1000 м ³ ; |
| <i>a</i> | — | ускорение, об/(мин·с); |
| <i>A</i> | — | постоянная соплового сегмента, кг/(Па·с); |
| <i>b</i> | — | ширина, м; |
| | | удельный расход топлива, г у.т./(кВт·ч); |
| <i>B</i> | — | коэффициент Бендемана; |
| | | количество условного топлива, т; |
| <i>c</i> | — | коэффициент демпфирования, кг/м; |
| <i>D</i> | — | диаметр, м; |
| <i>E</i> | — | энергия, Дж; |
| <i>f</i> | — | коэффициент дросселирования; |
| <i>F</i> | — | сила, Н; |
| <i>G</i> | — | расход (пара), кг/с; |
| <i>h</i> | — | удельная энтальпия, Дж/кг; |
| | | положение регулирующего органа, м, %; |
| <i>H</i> | — | теплоперепад, Дж/кг; |
| <i>J</i> | — | момент инерции, кг·м ² ; |
| <i>k</i> | — | показатель адиабаты; |
| <i>K</i> | — | коэффициент (в общем случае); |
| <i>m</i> | — | масса, кг; |
| <i>M</i> | — | момент силы, Н·м; |
| <i>n</i> | — | частота вращения, об/мин; |
| <i>N</i> | — | мощность, Вт, кВт; |

| | | |
|---------------|---|---|
| p | — | давление, Па; |
| q | — | приведённый расход; |
| Q | — | расход (рабочей жидкости), м ³ /с; |
| s | — | удельная энтропия, Дж/(кг·К); толщина, мм; |
| S | — | площадь, м ² ; |
| t | — | температура, °С; шаг, мм; |
| T | — | время (как характеристика механизма), с; |
| u | — | удельная внутренняя энергия, Дж/кг; |
| U | — | внутренняя энергия, Дж; |
| V | — | объём, м ³ ; |
| W | — | выработанная электроэнергия, кВт·ч; |
| X | — | сигнал управляющего воздействия; |
| z | — | число гребней в уплотнении; |
| ε | — | отношение давлений; |
| ζ | — | относительный коэффициент парового усилия для регулирующего клапана; |
| η | — | коэффициент полезного действия; |
| λ | — | коэффициент, учитывающий влияние степени реактивности на расход пара через сопловой сегмент; |
| μ | — | коэффициент расхода (в общем случае); |
| ν | — | удельный объём, м ³ /кг; |
| ξ | — | относительный коэффициент расхода регулирующего клапана; коэффициент сопротивления трубопровода; |
| ρ | — | плотность, кг/м ³ ; |
| τ | — | время, с; |
| χ | — | коэффициент расхода; |
| ψ | — | число рабочих оборотов пружины, об. |

Подстрочные индексы:

| | | |
|------|---|------------------------------|
| а | — | атмосферный; |
| вх | — | вход; |
| вых | — | выход; |
| д | — | демпфер; |
| доп | — | дополнительные; |
| др | — | дроссель; |
| з | — | задержка; |
| к | — | конденсатор; |
| кр | — | критический; |
| крс | — | камера регулирующей ступени; |
| нагр | — | нагрузка; |
| от | — | отбор; |

| | |
|-----------|--|
| п | — поршень; |
| пар | — паровой; |
| пер | — передача; |
| по | — паровой объём; |
| подш | — подшипник; |
| пп | — пролётный пар; |
| пр | — пружина; |
| прд | — поворотные регулирующие диафрагмы; |
| расп | — располагаемый; |
| рк | — регулирующий клапан; |
| рс | — регулирующая ступень; |
| с | — сопловой сегмент; |
| ск | — стопорный клапан; |
| ср | — средний; |
| ст | — отсек нерегулируемых ступеней; |
| т | — турбина; |
| топл | — топливо; |
| торм | — торможение; |
| тр | — трубопровод; |
| у | — уплотнения; |
| хх | — холостой ход; |
| шт | — шток; |
| э | — электрическая; электроэнергия; |
| эмп | — электромеханический привод; |
| <i>e</i> | — эквивалентная; |
| <i>i</i> | — внутренняя (мощность); использованный (теплоперепад); |
| <i>j</i> | — номер элемента: регулирующего клапана, соплового сегмента, отсека нерегулируемых ступеней и др., $j \in \mathbb{N}^*$; |
| <i>oi</i> | — относительный внутренний. |

Надстрочные индексы:

| | |
|-----|------------------|
| н | — номинальный; |
| раб | — рабочий; |
| уст | — установочный; |
| max | — максимальный; |
| ' | — промежуточный. |

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Авт. свид. № 315765 СССР, МКИ F01d 17/06. Способ регулирования паровой турбины : № 1290193/24-6 : заявл. 17.12.1968 : опубл. 01.10.1971 / Благовещенский В. В. ; заявитель Калуж. турбин. з-д. – 2 с.
2. Авт. свид. № 399611 СССР, МКИ F01d 17/26. Система регулирования паровой турбины : № 1636459/24-6 : заявл. 02.04.1971 : опубл. 03.10.1973 / Лякин А. В., Волынский М. М., Проскуркин В. Н., Запарина Е. В. ; заявитель Харьк. фил. Центр. конструктор. бюро Главэнергоремонта. – 2 с.
3. Авт. свид. № 563538 СССР, МКИ F16K 31/02. Электромеханический релейный привод : № 2078579/08 : заявл. 15.11.1974 : опубл. 30.06.1977 / Панов В. И., Рутгер М. А. ; заявитель Моск. энергет. ин-т. – 2 с.
4. Авт. свид. № 623040 СССР, МКИ F16K 31/02. Электромеханический привод клапана : № 2163432/25-08 : заявл. 01.08.1975 : опубл. 05.09.1978 / Тюгаев В. А. ; заявитель Моск. энергет. ин-т. – 2 с.
5. Авт. свид. № 767375 СССР, МКИ F01D 21/00. Устройство для принудительного закрытия обратного клапана на линии отбора пара из турбины : № 2710266/24-06 : заявл. 08.01.1979 : опубл. 30.09.1980 / Панов В. И., Волынский М. М., Карлинер В. М., Проскуркин В. Н. ; заявитель Харьк. фил. Центр. конструктор. бюро Главэнергоремонта М-ва энергетики и электрификации СССР, Моск. энергет. ин-т. – 2 с.
6. Авт. свид. № 806968 СССР, МКИ F16K 31/02. Электромеханический привод : № 2768504/25-08 : заявл. 22.05.1979 : опубл. 23.02.1981 / Романенко Н. Т., Чечин А. В., Сычев М. В., Скурский В. В., Сухоносков А. Ф. ; заявитель Киев. ордена Ленина политехн. ин-т им. 50-летия Великой Окт. социалист. революции. – 3 с.

7. Авт. свид. № 815401 СССР, МКИ F16K 31/02. Устройство для принудительного закрытия обратного клапана : № 27096260/25-08 : заявл. 08.01.1979 : опубл. 23.03.1981 / Тюгаев В. А., Панов В. И., Жданов Н. А., Волынский М. М., Карлинер В. М., Лякин А. В., Проскуркин В. Н. ; заявитель Харьк. фил. Центр. конструктор. бюро Главэнергоремонта Минэнерго СССР, Моск. энергет. ин-т. – 3 с.
8. Авт. свид. № 943462 СССР, МКИ F16K 31/02. Электромеханический привод : № 3218923/25-08 : заявл. 17.12.1980 : опубл. 15.07.1982 / Романенко Н. Т., Пензин Б. Г., Гниломедов Н. Н., Скурский В. В. – 3 с.
9. Авт. свид. № 1257245 СССР, МКИ F01D 17/20. Способ регулирования паровой турбины : №3888919/25-06 : заявл. 22.04.1985 : опубл. 15.09.1986 / Фрагин М. С., Щетинин А. А., Малев В. В., Краковская Л. И., Кривошей М. З. ; заявитель Произв. об-ние турбостроения «Ленингр. металл. з-д». – 5 с.
10. Абрамов, В. И. Тепловой расчёт турбин / В. И. Абрамов, Г. А. Филиппов, В. В. Фролов. – Москва : Машиностроение, 1974. – 184 с.
11. Анурьев, В. И. Справочник конструктора-машиностроителя. В 3 т. Т. 2 / В. И. Анурьев. – Москва : Машиностроение, 2001. – 912 с. – ISBN 5-217-02964-1.
12. Анурьев, В. И. Справочник конструктора-машиностроителя. В 3 т. Т. 3 / В. И. Анурьев. – Москва : Машиностроение, 2001. – 864 с. – ISBN 5-217-02965-X.
13. Бененсон, Е. И. Теплофикационные паровые турбины / Е. И. Бененсон, Л. С. Иоффе ; под ред. Д. П. Бузина. – Изд. 2-е, перераб. и доп. – Москва : Энергоатомиздат, 1986. – 272 с.
14. Блок отказобезопасности FQM и FQMEx // AUMA Riester GmbH & Co. KG : офиц. сайт. – URL: <https://www.auma.com/ru/produkcija/nepolnooborotnye-privody/blok-otkazobezopasnosti-fqmfqmex/> (дата обращения: 12.01.2021).

15. Бойко, А. В. Комбинаторный алгоритм управления регулирующими клапанами системы соплового парораспределения / А. В. Бойко, А. П. Усатый // Вестник НТУ «ХПИ». Серия 5, Энергетические и теплотехнические процессы и оборудование. – 2011. – № 5. – С. 5–14.
16. Бойко, А. В. Многокритериальная многопараметрическая оптимизация проточной части осевых турбин с учётом режима эксплуатации / А. В. Бойко, А. П. Усатый, А. С. Руденко. – Харьков : Підручник НТУ «ХПІ», 2014. – 220 с. – ISBN 978-966-2426-94-6.
17. Веллер, В. Н. Автоматическое регулирование паровых турбин / В. Н. Веллер. – Изд. 2-е, перераб. – Москва : Энергия, 1977. – 408 с.
18. Влияние типа парораспределения на экономичность цилиндров высокого давления энергетических турбин / А. Е. Зарянкин, Н. А. Зройчиков, А. Н. Роголёв [и др.] // Вестник Московского энергетического института. – 2015. – № 5. – С. 5–9.
19. Вукалович, М. П. Техническая термодинамика / М. П. Вукалович, И. И. Новиков. – Москва; Киев : Энергия, 1968. – 496 с.
20. Годовой отчёт ПАО «Мосэнерго» за 2019 год // Интерфакс – Центр раскрытия корпоративной информации : офиц. сайт. – URL: <https://www.e-disclosure.ru/portal/FileLoad.ashx?Fileid=1644382> (дата обращения: 23.02.2021).
21. Годовой отчёт ПАО «Газпром» за 2019 год // ПАО «Газпром» : офиц. сайт. – URL: <https://www.gazprom.ru/f/posts/77/885487/gazprom-annual-report-2019-ru.pdf> (дата обращения: 23.02.2021).
22. ГОСТ 2283-79. Лента холоднокатаная из инструментальной и пружинной стали. Технические условия (с Изменениями № 1, 2, 3, 4) = Cold-rolled tool and spring steel strip. Specifications : национальный стандарт Российской Федерации : издание официальное : взамен ГОСТ 2283-69, кроме ленты для ручных ножовочных полотен : дата введения 1980-01-01. – Режим доступа: по подписке к информ.-правовой системе «Техэксперт». – URL: <https://docs.cntd.ru/document/1200005967> (дата обращения: 23.07.2021).

23. ГОСТ 24278-2016. Установки турбинные паровые стационарные для привода электрических генераторов ТЭС. Общие технические требования (с Поправкой) : национальный стандарт Российской Федерации : издание официальное : взамен ГОСТ 24278-89 : дата введения 2018-07-01. – Режим доступа: по подписке к информ.-правовой системе «Техэксперт». – URL: <https://docs.cntd.ru/document/1200144412> (дата обращения: 23.07.2021).
24. ГОСТ 9484-81. Основные нормы взаимозаменяемости. Резьба трапецеидальная. Профили = Basic norms of interchangeability. Trapezoidal screw thread. Profiles : национальный стандарт Российской Федерации : издание официальное : взамен ГОСТ 9484-73 в части профилей : дата введения 1982-01-01. – Режим доступа: по подписке к информ.-правовой системе «Техэксперт». – URL: <https://docs.cntd.ru/document/1200012235> (дата обращения: 23.07.2021).
25. Дубилович, В. М. Автоматическое регулирование мощности энергетических блоков / В. М. Дубилович. – Минск : Наука и техника, 1978. – 248 с.
26. Дунаев, П. Ф. Конструирование узлов и деталей машин : учеб. пособие / П. Ф. Дунаев, О. П. Леликов. – Москва : Высшая школа, 1998. – 447 с.
27. Дьяконов, В. П. MATLAB R2006/2007/2008. Simulink 5/6/7. Основы применения : практ. пособие / В. П. Дьяконов. – Москва : Солон-Пресс, 2008. – 800 с. – ISBN 978-5-91359-042-8.
28. Зарянкин, А. Е. Особенности течения пара в регулирующих клапанах паровых турбин при сверхкритических перепадах давления / А. Е. Зарянкин, С. В. Арианов, А. Н. Роголёв // Вестник Московского энергетического института. – 2009. – № 2. – С. 5–10.
29. Зарянкин, А. Е. Регулирующие и стопорно-регулирующие клапаны паровых турбин / А. Е. Зарянкин, Б. П. Симонов. – Москва : МЭИ, 2005. – 359 с. – ISBN 5-7046-1143-5.

30. Зарянкин, А. Е. Сравнительный анализ соплового и дроссельного парораспределения в энергетических паровых турбинах / А. Е. Зарянкин, А. Н. Роголёв, М. А. Носкова // Естественные и технические науки. – 2013. – № 5. – С. 220–227.
31. Зильберман, А. С. Новый метод расчёта регулирующих колёс паровых турбин / А. С. Зильберман // Советское котлотурбостроение. – 1939. – № 4. – С. 115–123.
32. Иванов, В. А. Режимы мощных паротурбинных установок / В. А. Иванов. – 2-е изд., перераб. и доп. – Ленинград : Энергоатомиздат, Ленингр. отд-ние, 1986. – 248 с.
33. Калашников, А. А. Динамика регулирования турбин / А. А. Калашников. – Москва : Энергоатомиздат, 1999. – 328 с. – ISBN 5-283-00156-3.
34. Калашников, А. А. Повышение эффективности систем регулирования турбоустановок с электрическим приводом исполнительных органов : спец. 05.04.12 «Турбомашины и комбинированные турбоустановки» : дис. ... д-ра техн. наук / Калашников Арсений Александрович ; Моск. энергет. ин-т. – Москва, 1985. – 450 с.
35. Капинос, В. М. Переменный режим работы паровых турбин / В. М. Капинос, А. В. Гаркуша. – Харьков : Выща школа : Изд-во при Харьк. гос. ун-те, 1989. – 173 с.
36. Кириллов, И. И. Автоматическое регулирование паровых турбин и газотурбинных установок : учебник / И. И. Кириллов. – Ленинград : Машиностроение, 1988. – 447 с.
37. Кириллов, И. И. Паровые турбины и паротурбинные установки / И. И. Кириллов, В. А. Иванов, А. И. Кириллов. – Ленинград : Машиностроение, Ленингр. отд-ние, 1978. – 276 с.
38. Кириллов, И. И. Теория и конструкции паровых турбин / И. И. Кириллов, С. А. Кантор. – Москва ; Ленинград : Машгиз, 1947. – 307 с.

39. Киселёв, А. И. Динамическая модель паровой турбины для компьютерных тренажёров : спец. 05.14.14 «Тепловые электрические станции, их энергетические системы и агрегаты» : дис. ... канд. техн. наук / Киселёв Андрей Игоревич ; Иван. гос. энергет. ин-т. – Иваново, 2004. – 161 с.
40. Котляров, В. И. Аэродинамические исследования блока клапанов турбины Т-250/300-240 / В. И. Котляров, М. П. Юркина // Опыт создания турбин и дизелей : сб. науч.-техн. ст. – Свердловск : Сред.-Урал. кн. изд-во. – 1969. – Вып. 1. – 304 с.
41. Кульков, Э. И. Исследование надёжности некоторых паровых турбин при работе в резко переменных режимах / Э. И. Кульков, В. Б. Рубин // Теплоэнергетика. – 1973. – № 7. – С. 31–34.
42. Курендаш, Р. С. Конструирование пружин / Р. С. Курендаш. – Москва : Машгиз. – 1958. – 109 с.
43. Лебедева, А. И. О влиянии на состояние металла турбины К-300-23,5 многоциклового усталости при участии энергоблока в регулировании частоты и мощности энергосистемы / А. И. Лебедева, Н. В. Зорченко, А. А. Прудников // Электрические станции. – 2011. – № 4. – С. 7–10.
44. Лейтман, И. И. Некоторые возможности повышения к.п.д. регулирующих колёс на переменных режимах / И. И. Лейтман // Энергомашиностроение. – 1960. – № 12. – С. 9–11.
45. Литвинов, Е. В. Безмасляные системы регулирования паровых турбин / Е. В. Литвинов, В. Б. Новосёлов, А. Е. Голубев // Труды первой научно-технической конференции молодых учёных Уральского энергетического института (Екатеринбург, 16–20 мая 2016 г.). – Екатеринбург : УрФУ, 2016. – С. 114–116.
46. Машиностроение. Энциклопедия. В 40 т. Разд. 4. Расчёт и конструирование машин, Т. 4–19. Турбинные установки / В. Е. Михайлов, В. А. Рассохин, Л. А. Хоменок [и др.] ; ред.-сост.: Ю. К. Петреня, В. Е. Михайлов, Г. П. Поршнева. – Москва : Машиностроение, 2015. – 1030 с. – ISBN 978-5-94275-696-3.

47. Методологические положения по расчёту топливо-энергетического баланса Российской Федерации в соответствии с международной практикой : издание официальное : утв. Постановлением Госкомстата России от 23 июня 1999 г. № 46. – Режим доступа: по подписке к информ.-правовой системе «Техэксперт». – URL: <https://docs.cntd.ru/document/901746035> (дата обращения: 23.07.2021).
48. Морозов, С. Г. Тепловые расчёты паровой турбины при переменных режимах / С. Г. Морозов. – Москва : Машгиз, 1962. – 302 с.
49. Новосёлов, В. Б. О защите теплофикационной турбины от обратных потоков пара из сетевых подогревателей при сбросе электрической нагрузки / В. Б. Новосёлов // Тяжёлое машиностроение. – 1998. – № 9. – С. 46–49.
50. Новосёлов, В. Б. Расчёт нелинейного привода регулирующей диафрагмы и опыт его применения в паровых турбинах ЗАО УТЗ / В. Б. Новосёлов // Тяжёлое машиностроение. – 2012. – № 2. – С. 15–20.
51. Новосёлов, В. Б. Разработка методов исследования и совершенствования электрогидравлической системы регулирования и защиты паровых теплофикационных турбин и их элементов : спец. 05.04.12 «Турбомашин и комбинированные турбоустановки» : дис. ... д-ра техн. наук / Новосёлов Владимир Борисович ; Урал. федер. ун-т им. первого Президента России Б. Н. Ельцина. – Екатеринбург, 2014. – 417 с.
52. Огурцова, Е. П. Автоматическая компенсация изменений степени неравномерности и уровня настройки системы регулирования скорости вращения турбины при работе на скользящих параметрах свежего пара / Е. П. Огурцова, Н. М. Тараненко, Г. Ф. Харицкий // Энергомашиностроение. – 1972. – № 5. – С. 14–17.
53. Оценка влияния режимов регулирования частоты на надёжность и экономичность тепловых энергоблоков / Н. В. Зорченко, В. Ф. Резинских, С. Ю. Суслов [и др.] // Электрические станции. – 2011. – № 2. – С. 12–16.

54. Очков, В. Ф. Mathcad 14 для студентов, инженеров и конструкторов / В. Ф. Очков. – Санкт-Петербург : БХВ-Петербург, 2007. – 368 с. – ISBN 978-5-9775-0129-3.
55. Панов, В. И. Исследование электромеханического привода стопорного клапана паровой турбины : спец. 05.00.00 «Технические науки» : дис. ... канд. техн. наук / Панов Валерий Иванович ; Моск. энергет. ин-т. – Москва, 1970. – 160 с.
56. Панов, Е. И. Электромеханическая система регулирования энергетического турбоагрегата : спец. 05.04.12 «Турбомашин и комбинированные турбоустановки» : дис. ... канд. техн. наук / Панов Евгений Иванович ; Моск. энергет. ин-т. – Москва, 1986. – 207 с.
57. Паровые турбины и турбоустановки Уральского турбинного завода / Г. Д. Баринберг, Ю. М. Бродов, А. А. Гольдберг [и др.] ; под общ. ред. Ю. М. Бродова, А. Ю. Култышева. – Екатеринбург : УТЗ, 2017. – 540 с.
58. Пат. № 102012208506 DE, МПК F01D 17/18. Steuern der Zufuhr von Arbeitsfluid zu einer Turbine mittels einer ventilindividuellen Ansteuerung von mehreren Ventilen : № 102012208506.8 : заявл. 22.05.2012 : опубл. 28.11.2013 / Mueller T., Schleer M. ; заявитель Siemens AG. – 11 с.
59. Пат. № 1647677 EP, МПК F01K 13/00 (2006.01), G05B 17/02 (2006.01). Verfahren zur Simulation des Betriebsverhaltens einer Dampfturbinenanlage : № 05022172.0 : заявл. 11.10.2005 : опубл. 19.04.2006 / Rothe K., Zimmer G. ; заявитель Siemens AG. – 29 с.
60. Пат. № 199149 Рос. Федерация, МПК F16K 31/02 (2006.01). Устройство возврата выходного звена исполнительного механизма рабочего органа в исходное положение : № 2020112042 : заявл. 23.03.2020 : опубл. 19.08.2020 / Турецков А. В., Куклин М. Ю. ; заявитель Урал. турбин. з-д. – 7 с.
61. Пат. № 20140047840 US, МПК F01K 13/02. Steam flow control system : №13/588,127 : заявл. 17.08.2012 : опубл. 06.01.2015 / Snider D. A., Hannula S. V. ; заявитель General Electric Co. – 16 с.

62. Пат. № 2018/077493 WO, МПК F01D 17/14 (2006.01), F01D 19/00 (2006.01). Dampfturbine und Verfahren zum Betreiben einer Dampfturbine : № 102016220846.2 : заявл. 24.10.2016 : опубл. 03.05.2018 / Alhelm A., Haje D. ; заявитель Siemens AG. – 27 с.
63. Пат. № 2442207 Рос. Федерация, МПК G05D 7/06 (2006.01). Способ управления и управляющая система для клапана регулирования расхода : № 2008151429/28 : заявл. 05.06.2007 : опубл. 10.02.2012 / ИЛИ-КОСКИ Эско (FI) ; заявитель METCO OTOMESHN OY (FI). – 18 с.
64. Пат. № 2450128 Рос. Федерация, МПК F01D 17/20 (2006.01). Электромеханическая система регулирования и защиты паровой турбины : № 2010148918/06 : заявл. 29.11.2010 : опубл. 10.05.2012 / Иванов С. Н., Лебедев В. В., Голубев Э. Ф., Жуков В. С. ; заявитель ОАО «Уралэнергоремонт». – 11 с.
65. Пат. № 2565626 Рос. Федерация, МПК F01L 35/00 (2006.01). Сопловое парораспределение с минимальным дросселированием пара : № 2014106018 : заявл. 18.02.2014 : опубл. 27.08.2015 / Билан А. В. ; заявитель Билан А. В. – 6 с.
66. Пат. № 2722680 Рос. Федерация, МПК F01D 17/00 (2006.01), F01D 17/20 (2006.01). Адаптивная цифровая система регулирования турбины : № 2019128319 : заявл. 09.09.2019 : опубл. 03.06.2020 / Турецков А. В., Шехтер М. В. ; заявитель Урал. турбин. з-д. – 8 с.
67. Пат. № 2730088 Рос. Федерация, МПК F01D 17/00 (2006.01). Способ управления турбиной и устройство для его осуществления : № 2019134807 : заявл. 29.10.2019 : опубл. 17.08.2020 / Турецков А. В., Шехтер М. В. ; заявитель Урал. турбин. з-д. – 13 с.
68. Пат. № 4023900 DE, МПК F01D 17/18. Vorrichtung zum regeln einer turbine : № 19904023900 : заявл. 27.07.1990 : опубл. 30.01.1992 / Beer H. ; заявитель Deutsche Babcock Borsig AG. – 8 с.

69. Пат. № 4088875 US, МПК F01D 17/00. Optimum sequential valve position indication system for turbine power plant : № 628,629 : заявл. 04.11.1975 : опубл. 09.05.1978 / Podolsky L. B., Groves Jr. C. L., Johnson S. J. ; заявитель Westinghouse Electric Corp. – 11 с.
70. Пат. № 4178762 US, МПК F01K 13/02. Efficient valve position controller for use in a steam turbine power plant : № 05/889,764 : заявл. 24.03.1978 : опубл. 18.12.1979 / Binstock M. H., Johnson S. J. ; заявитель Westinghouse Electric Corp. – 19 с.
71. Пат. № 4178763 US, МПК F01K 13/02. System for minimizing valve throttling losses in a steam turbine power plant : № 05/889,770 : заявл. 24.03.1978 : опубл. 18.12.1979 / Stern L. P., Johnson S. J. ; заявитель Westinghouse Electric Corp. – 19 с.
72. Пат. № 4297848 US, МПК F01K 13/02. Method of optimizing the efficiency of a steam turbine power plant : № 06/097,770 : заявл. 27.11.1979 : опубл. 03.11.1981 / Silvestri Jr. G. J. ; заявитель Westinghouse Electric Corp. – 12 с.
73. Пат. № 4604028 US, МПК F01D 17/18. Independently actuated control valves for steam turbine : № 06/731691 : заявл. 08.05.1985 : опубл. 05.08.1986 / Yeapel T. L., Wagner J. B., Hall D. H. ; заявитель General Electric Co. – 10 с.
74. Пат. № 4811565 US, МПК F01K 13/02. Steam turbine valve management system : №153,301 : заявл. 05.02.1988 : опубл. 14.03.1989 / Hwang E. Y. ; заявитель Westinghouse Electric Corp. – 11 с.
75. Пат. № 5191764 US, МПК F01K 13/02. Governor valve positioning to overcome partial-arc admission limits : № 07/896,039 : заявл. 09.06.1992 : опубл. 09.03.1993 / Silvestri Jr. G. J. ; заявитель Westinghouse Electric Corp. – 13 с.
76. Пат. № 6488260 US, МПК F16K 31/02. Electric fail safe valve actuator : № 09/685,752 : заявл. 10.10.2000 : опубл. 03.12.2002 / Dietz W. P. ; заявитель Halliburton Energy Services Inc. – 10 с.

77. Пат. № 973454 GB, МПК F06d (F02j, H02p). Improvements in or relating to Electrically-controlled Coupling Mechanisms : № 8419 : заявл. 18.07.1961 : опубл. 28.10.1964 / Jaccard F. (CH), Huerlimann J. (CH) ; заявитель Landis & Gyr AG. – 27 с.
78. Повышение эффективности работы электростанций путём организации дополнительных отборов пара от паровых турбин / В. Б. Новосёлов, Ю. М. Бродов, Е. В. Литвинов [и др.]. – DOI 10.30724/1998-9903-2018-20-1-2-90-99 // Известия высших учебных заведений. Проблемы энергетики. – 2018. – Т. 20, № 1/2. – С. 90–99.
79. Правила технической эксплуатации электрических станций и сетей Российской Федерации : утв. Приказом Минэнерго России от 19.06.2003 № 229. – Режим доступа: по подписке к информ.-правовой системе «Техэксперт». – URL: <https://docs.cntd.ru/document/901865958> (дата обращения 14.02.2021).
80. Приводы для управления паровыми турбинами // ГК «Диаконт» : офиц. сайт. – URL: http://www.diakont.ru/motion_control/142/turbine-control-actuators.html (дата обращения: 12.01.2021).
81. Промышленные противоударные амортизаторы // Weforma Dämpfungstechnik GmbH : офиц. сайт. – URL: <http://www.weforma.com/ru/dempfirujushchikh-tekhnologii/promyshlennyi-amortizator.html> (дата обращения: 12.01.2021).
82. Радчик, А. С. Пружины и рессоры / А. С. Радчик, И. И. Буртковский. – Киев : Техніка, 1973. – 120 с.
83. Развитие паровых турбин на сверхкритические и суперсверхкритические параметры пара / А. А. Кондратьев, В. А. Рассохин, С. Ю. Олейников [и др.]. – DOI 10.12737/24895 // Вестник Брянского государственного технического университета. – 2017. – № 1. – С. 72–82.

84. Разгруженные дроссельно-регулирующие клапаны нового поколения для паровых турбин / А. Е. Зарянкин, В. А. Зарянкин, А. Н. Роголёв [и др.] // Вестник Ивановского государственного энергетического университета. – 2014. – № 6. – С. 11–17.
85. Регулирование и автоматизация паровых турбин и газотурбинных установок : учеб. пособие / В. А. Леснов, В. Б. Новосёлов, В. М. Марковский, В. М. Гладченко ; под общ. ред. В. Б. Новосёлова. – Екатеринбург : УГТУ–УПИ, 2003. – 344 с.
86. Регулирование и защита турбин // ПТ ГРУПП : офиц. сайт. – URL: [https://ptgk.ru/projects_info/?catalog=parovye-turbiny-na-teplovyyh-
elektrostantsiyah](https://ptgk.ru/projects_info/?catalog=parovye-turbiny-na-teplovyyh-elektrostantsiyah) (дата обращения: 12.01.2021).
87. Регулирующие клапаны и решётки для первых ступеней турбин с ультрасверхкритическими параметрами пара / А. Е. Зарянкин, Н. Д. Роголёв, А. Н. Роголёв [и др.]. – DOI 10.1134/S0040363616060102 // Теплоэнергетика. – 2016. – № 6. – С. 44–52.
88. Реконструкция турбин Т-100/120-130 производства ТМЗ : Реконструкция сервомотора регулирующей диафрагмы // АО «УРАЛЭНЕРГОРЕМОНТ» : офиц. сайт. – URL: <https://www.uer.ru/копия-реконструкция-турбин-т-100-13> (дата обращения: 12.01.2021).
89. Руководящие указания по проектированию стационарных трубопроводов. Вып. 1. Гидравлические расчёты. – Теплоэлектропроект, Ленингр. отд-ние, 1965. – 112 с.
90. Рыжков, В. К. Повышение надёжности и качества систем регулирования мощных паровых турбин ЛМЗ / В. К. Рыжков, В. А. Пахомов, М. С. Фрагин // Теплоэнергетика. – 1981. – № 1. – С. 9–16.
91. Ряховский, О. А. Справочник по муфтам / О. А. Ряховский, С. С. Иванов. — Ленинград : Политехника, 1991. — 384 с. — ISBN 5-7325-0111-8.
92. Самойлович, Г. С. Гидрогазодинамика / Г. С. Самойлович. – Москва : Машиностроение, 1990. – 384 с. – ISBN 5-217-01092-4.

93. Самойлович, Г. С. Переменные и переходные режимы в паровых турбинах / Г. С. Самойлович, Б. М. Трояновский. – Москва : Энергоиздат, 1982. – 496 с.
94. Свешников, В. К. Гидрооборудование : междунар. справ. Кн. 2. Гидроаппаратура: номенклатура, параметры, размеры, взаимозаменяемость / В. К. Свешников. – Москва : Техинформ МАИ, 2002. – 508 с. – ISBN 5-89551-011-6.
95. Системы регулирования конденсационных турбин большой мощности ЛМЗ / М. С. Фрагин, А. А. Щетинин, М. Л. Волчегорский [и др.] // Теплоэнергетика. – 1972. – № 11. – С. 19–25.
96. Техника линейного перемещения // Bosch Rexroth AG : офиц. сайт. – URL: https://www.boschrexroth.com/ru/ru/products_10/product_groups_10/linear_motion_technology_4/index (дата обращения: 12.01.2021).
97. Турецков, А. В. Модельные исследования сбросов нагрузки паровых турбин при разных схемах управления регулирующими клапанами / А. В. Турецков, В. Б. Новосёлов. – DOI 10.34831/EP.2019.1053.44121 // Электрические станции. – 2019. – № 4. – С. 15–20.
98. Турецков, А. В. Повышение экономичности работы паровых турбин путём оптимизации режимов работы регулирующей ступени / А. В. Турецков, М. В. Шехтер. – DOI 10.1134/S0040363620120115 // Теплоэнергетика. – 2020. – № 12. – С. 66–72.
99. Турецков, А. В. Разработка алгоритма управления турбиной для систем парораспределения с минимальным дросселированием пара / А. В. Турецков // Современные задачи автоматизации : сб. докл. молодёж. науч.-техн. конф. (Москва, 17 сент. 2020 г.) / Всерос. теплотехн. ин-т ; под общ. ред. Н. В. Зорченко. – Москва : ВТИ, 2020. – С. 89–96. – ISBN 978-5-905858-31-4.
100. Усатый, А. П. Модели расчёта систем соплового парораспределения в задачах многорежимной оптимизации / А. П. Усатый // Энергосбережение. Энергетика. Энергоаудит. – 2010. – № 4 (74). – С. 23–28.

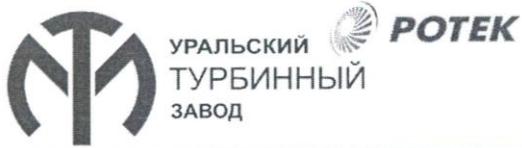
101. Фрагин, М. С. Регулирование и маслоснабжение паровых турбин: настоящее и ближайшая перспектива / М. С. Фрагин. – Санкт-Петербург : Энерготех, 2005. – 248 с. – (Серия «Проблемы энергетики» ; вып. 6). – ISBN 5-93364-002-6.
102. Щегляев, А. В. Регулирование паровых турбин : учеб. пособие / А.В. Щегляев, С. Г. Смелъницкий. – Москва ; Ленинград : Госэнергоиздат, 1962. – 256 с.
103. Щегляев, А. В. Паровые турбины. Теория теплового процесса и конструкции турбин. Учебник. В 2 кн. Кн. 2. – 6-е изд., перераб., доп. и подгот. к печати Б. М. Трояновским. / А. В. Щегляев. – Москва : Энергоатомиздат, 1993. – 416 с. – ISBN 5-283-00261-6.
104. Экспериментальный анализ пульсаций давления в пароподводящих органах турбоагрегата / А. Г. Костюк, А. И. Куменко, А. Л. Некрасов [и др.] // Теплоэнергетика. – 2000. – № 6. – С. 50–57.
105. Электрогидравлические системы автоматического регулирования паровых турбин ЛМЗ для участия в нормированном первичном регулировании частоты и мощности / В. В. Лыско, И. З. Черномзав, А.С. Лисянский [и др.] // Электрические станции. – 2009. – № 3. – С. 9–14.
106. Электродвигатели Accurax G5 // OMRON Corporation : офиц. сайт. – URL: <https://industrial.omron.ru/ru/products/accurax-g5-motors> (дата обращения: 12.01.2021).
107. Электромеханические преобразователи // ООО «СЗД ИНЖИНИРИНГ» : офиц. сайт. – URL: <http://szd-e.ru/elementor-26242/> (дата обращения: 12.01.2021).
108. Электромеханические привода высокой мощности (замена гидравлических сервомоторов поворотных диафрагм турбин ТМЗ, ЛМЗ) // ООО «Турбосистема» : офиц. сайт. – URL: <https://www.ts-ek.com/kopiya-elektromehaničeskij-privod-> (дата обращения: 12.01.2021).
109. Электромеханические привода малой мощности (замена гидравлических сервомоторов турбин КТЗ) // ООО «Турбосистема» : офиц. сайт. – URL: <https://www.ts-ek.com/elektromehaničeskij-privod> (дата обращения: 12.01.2021).

110. ASME PTC 20.2-1965 (R1986). Overspeed Trip Systems of Steam Turbine-Generator Units // ASME. New York. – URL: <https://www.asme.org/codes-standards/find-codes-standards/ptc-20-2-overspeed-trip-systems-steam-turbine-generator-units> (accessed: 14.02.2021). – Режим доступа: платный.
111. Ballscrews & Supports // HIWIN Corporation : офиц. сайт. – URL: <https://www.hiwin.com/ballscrews.html> (accessed: 12.01.2021).
112. Electric Actuators : Electrified motion. Electromechanical actuators and systems for automation // Duplomatic MS Spa : офиц. сайт. – URL: <https://www.duplomatic.com/en/electric-actuator.html> (accessed: 12.01.2021).
113. EMA Electromechanical linear actuator // Voith GmbH : офиц. сайт. – URL: <https://voith.com/uk-en/products-services/automation-digital-solutions/actuators-and-control-systems.html?103184%5B%5D=7> (accessed: 12.01.2021).
114. Exlar Automation : Actuators // Curtiss-Wright Corporation : офиц. сайт. – URL: <https://www.cw-actuation.com/Products/Exlar-Automation/Actuators> (accessed: 12.01.2021).
115. Failsafe electro-mechanical actuator // MOOG Inc : офиц. сайт. – URL: <https://www.moog.com/literature/ICD/Moog-PowerGen-Actuator-Fail-Safe-Overview.pdf> (accessed: 12.01.2021).
116. Heilbronn, F. S. Effect of Stored Steam and Water upon the Overspeed of Large Steam Turbines after Sudden Loss of Load / F. S. Heilbronn. – DOI 10.1243/PIME_CONF_1965_180_278_02 // Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers. – 1965. – Vol. 180, Iss. 10. – P. 25–36.
117. Schindler, C. Design philosophy and dynamic calculation method for optimized load rejection characteristics of steam turbines / C. Schindler, G. Zimmer. – DOI 10.1115/GT2012-68613 // Proceedings of the ASME Turbo Expo 2012: Turbine Technical Conference and Exposition. Vol. 6: Oil and Gas Applications; Concentrating Solar Power Plants; Steam Turbines; Wind Energy. – Copenhagen, 2012. – P. 467–475.
118. Simulink // MathWorks : офиц. сайт. – URL: <https://www.mathworks.com/products/simulink.html> (accessed: 14.02.2021).

119. Taylor, S. L. Turbine Overspeed Systems and Required Response Times / S. L. Taylor, S. S. Smith. – DOI 10.21423/R19W7P // 38th Turbomachinery Symposium : Proc. / Texas A&M Univ. (Houston, 14–17 Sept, 2009). – Houston, 2009. – P. 157–167.
120. Tolomatic Inc. : офиц. сайт. – URL: <https://www.tolomatic.com> (accessed: 12.01.2021).
121. TS Fail-Safe Electric Actuator // Riekor Corporation : офиц. сайт. – URL: <http://riekor.com/ts-fail-safe-electric-actuator/> (accessed: 12.01.2021).
122. Tureckov, A. V. Model Studies of Load Shedding for Steam Turbines with Different Regulator Valve Control Schemes / A. V. Tureckov, V. B. Nowoselov. – DOI 10.1007/s10749-019-01082-0 // Power Technology and Engineering. – 2019. – Vol. 53, Iss. 3. – P. 344–349.
123. Turetskov, A. V. Increasing the Economic Operation of Steam Turbines by Optimizing the Operating Modes of the Control Stage. – DOI 10.1134/S0040601520120113 / A.V. Turetskov, M.V. Shekhter // Thermal Engineering. – 2020. – Vol. 67. – P. 916–921.
124. WaterSteamPro : офиц. сайт. – URL: <http://www.wsp.ru/ru/> (accessed: 14.02.2021).
125. Zimmer, G. Modelling and Simulation of Steam Turbine Processes: Individual Models for Individual Tasks / G. Zimmer. – DOI 10.1080/13873950802384001 // Mathematical and Computer Modelling of Dynamical Systems. – 2008. – Vol. 4, Iss. 6. – P. 469–493.

ПРИЛОЖЕНИЯ

Приложение 1 Справка об использовании результатов диссертационной работы Турецкова А.В.



Акционерное общество «Уральский турбинный завод»
620017, г. Екатеринбург, ул. Фронтových бригад, 18
тел.: +7 (343) 300-13-48, факс: +7 (343) 300-14-60
mail@utz.ru www.utz.ru

УТВЕРЖДАЮ

Технический директор
АО «Уральский турбинный завод»

 / А.Е. Валамин /



СПРАВКА

об использовании результатов диссертационной работы Турецкова А.В.

Диссертационная работа Турецкова Алексея Васильевича «Исследование и совершенствование современной системы парораспределения теплофикационной турбины» выполнена на основе исследований, проведенных автором в АО «Уральский турбинный завод».

В связи с применением на турбине Т-295/335-23,5 индивидуальных приводов регулирующих клапанов автором были предложены способ управления турбиной и система регулирования для реализации парораспределения с минимальным дросселированием. Моделирование работы предложенного способа управления показало возможность его реализации безударным способом, без резких переключений регулирующих клапанов и положительный экономический эффект такого парораспределения. По результатам моделирования разрабатываются схемы оптимизированного парораспределения других типов турбин, прорабатываются программно-аппаратные решения электрической части системы регулирования и защиты (ЭЧСРЗ) для реализации оптимизированного парораспределения.

Важными являются исследования сбросов нагрузки турбин с индивидуальной схемой управления регулируемыми клапанами, которые показывают положительное влияние такой схемы, заключающееся в повышении надежности турбоагрегата. Результаты данных исследований используются при проектировании различных типов турбин для обоснования выбора схемы управления регулируемыми клапанами.

Актуальным является вопрос замены гидравлического привода поворотных регулирующих диафрагм на электромеханический с функцией энергонезависимого аварийного закрытия. Предложенная автором кинематическая схема и исследование ее основных параметров показывают принципиальную возможность реализации такого типа привода. Результаты исследования используются в работе над проектом электромеханического привода поворотных регулирующих диафрагм.

Главный конструктор, к.т.н.
АО «Уральский турбинный завод»



Т.Л. Шибяев