

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение  
высшего профессионального образования  
«Вятский государственный университет»

На правах рукописи

**ТАТАРИНОВА НАТАЛЬЯ ВЛАДИМИРОВНА**

**МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕПЛОФИКАЦИОННЫХ  
ТУРБОУСТАНОВОК ДЛЯ РЕШЕНИЯ ЗАДАЧ ПОВЫШЕНИЯ  
ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ РАБОТЫ ТЭЦ**

05.04.12 – Турбомашины и комбинированные турбоустановки

Диссертация на соискание ученой степени  
кандидата технических наук

Научный руководитель  
доктор технических наук,  
Е.И.Эфрос

Киров – 2014

<b>ВВЕДЕНИЕ.....</b>	<b>6</b>
<b>1.СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА И ПОСТАНОВКА ЗАДАЧ ИССЛЕДОВАНИЯ.....</b>	<b>12</b>
1.1. Теплофикационные паротурбинные установки как классический объект моделирования в теплоэнергетике.....	12
1.4. Обзор методов математического моделирования для проведения оптимизационных исследований.....	13
1.3. Виды характеристик турбинных ступеней и отсеков, используемые в практике моделирования теплофикационных турбоустановок.....	23
1.4. Обзор методов математического моделирования для проведения оптимизационных исследований турбоустановок и ТЭЦ в целом.....	30
1.5. Постановка задач исследования.....	38
<b>2. ОБЪЕКТЫ И МЕТОДИКА ИССЛЕДОВАНИЙ.....</b>	<b>40</b>
2.1. Объекты расчетного исследования.....	40
2.2. Использование особенностей энергетических характеристик турбинных отсеков для совершенствования модели расчета теплофикационных паротурбинных установок в целом и их обоснование.....	42
2.3. Процедурный алгоритм расчета тепловой схемы и его обоснование.....	47
2.4. Обоснование достоверности получаемых результатов.....	52
2.5. Описание элементов методики, общих для всех этапов проведения исследования.....	54
2.6. Описание возможностей программ полного теплового расчета турбоустановок.....	60
2.7. Сравнительный анализ показателей эффективности работы теплофикационных турбоустановок в переменных режимах с использованием нормативных характеристик и математических моделей.....	69
2.8. Выводы по главе.....	79

<b>3. ПРИМЕНЕНИЕ МАТЕМАТИЧЕСКОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ ДЛЯ ИССЛЕДОВАНИЯ СПОСОБОВ ЭКСПЛУАТАЦИИ ТЕПЛОФИКАЦИОННЫХ ТУРБОУСТАНОВОК В ХАРАКТЕРНЫЕ ПЕРИОДЫ</b>	<b>81</b>
3.1. Эффективность различных способов получения дополнительной мощности на теплофикационных турбоустановках.....	81
3.1.1. Оценка эффективности получения пиковой мощности на теплофикационных турбоустановках.....	81
3.1.1.1. Энергетическая целесообразность получения пиковой мощности.....	81
3.1.1.2. Экономическая целесообразность получения пиковой мощности.....	88
3.1.2. Оценка эффективности получения дополнительной конденсационной мощности на теплофикационных турбоустановках.....	92
3.1.2.1. Теоретическое обоснование эффективности перевода теплофикационных турбин в режим работы по электрическому графику.....	93
3.1.2.2. Подтверждение теоретических выводов детальными расчетными исследованиями с использованием математических моделей теплофикационных турбоустановок различных типов.....	98
3.1.2.3. Некоторые результаты исследования энергетической эффективности дополнительной конденсационной мощности теплофикационных турбин.....	102
3.1.2.4. Определение экономической эффективности дополнительной конденсационной мощности теплофикационных турбин.....	111
3.2. Эффективность перевода теплофикационных турбин с одноступенчатого на двухступенчатый подогрев сетевой воды в неотапительный период.....	114
3.2.1. Общие положения и методика проведения исследований.....	114
3.2.2. Оценка эффективности перевода теплофикационных турбин с одноступенчатого на двухступенчатый подогрев сетевой воды.....	115
3.2.3. Сопоставление теоретических расчетов с экспериментальными данными, полученных в результате промышленных испытаний.....	120

3.3. Выводы по главе.....	121
<b>4. ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ВОЗМОЖНОСТЕЙ МАТЕМАТИЧЕСКОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ ДЛЯ РЕШЕНИЯ ЗАДАЧ ОПТИМИЗАЦИИ РЕЖИМОВ РАБОТЫ ДЕЙСТВУЮЩИХ ТЭЦ.....</b>	<b>125</b>
4.1. Общие положения.....	125
4.2. Оптимизация распределения тепловых и электрических нагрузок между турбоустановками на примере Кировской ТЭЦ-4.....	126
4.2.1. Работа турбин по тепловому графику.....	127
4.2.2. Получение пиковой мощности за счет открытия РД ЧНД.....	128
4.2.3. Получение дополнительной конденсационной мощности в режимах работы по электрическому графику с частичными тепловыми нагрузками....	130
4.2.4. Результаты исследований работы турбоустановок в чисто теплофикационных режимах в разрезе фактического температурного графика	133
4.3. Некоторые варианты оптимизации режимов работы на примере Кировской ТЭЦ-5.....	136
4.3.1. Возможность эффективного перераспределения сетевой воды между турбоустановками в отопительный период.....	136
4.3.2. Возможная эффективность перераспределения тепловой и электрической нагрузки между различными турбоустановками в неотопительный период.....	137
4.3.3. Анализ эффективности совместной работы группы теплофикационных турбоустановок по электрическому графику.....	140
4.4. Выводы по главе.....	140
<b>5. ИССЛЕДОВАНИЕ ВОЗМОЖНОГО ВЛИЯНИЯ УЧЕТА ПРОЦЕССНОЙ ВЛАГИ НА ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКИЕ ПОКАЗАТЕЛИ РАБОТЫ ТЕПЛОФИКАЦИОННЫХ ТУРБОУСТАНОВОК</b>	<b>143</b>
5.1. Общие положения.....	143
5.2. Существующие методы учета возможного влияния влаги на показатели работы теплофикационных турбоустановок.....	145
5.3. Методика проведения исследования оценки влияния учета процессной	146

влаги на эффективность турбоустановки в целом.....	
5.4. Результаты детальных расчетных исследований влияния учета процессной влаги на технико-экономические показатели работы теплофикационной турбоустановки.....	149
5.5. Выводы по главе.....	158
<b>ЗАКЛЮЧЕНИЕ.....</b>	<b>159</b>
<b>УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ И СОКРАЩЕНИЯ.....</b>	<b>163</b>
<b>СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ.....</b>	<b>165</b>
<b>ПРИЛОЖЕНИЕ.....</b>	<b>183</b>

Централизованное теплоснабжение на базе теплофикации – это большое достижение нашей страны, которое благодаря трудам В. В. Дмитриева, Л. А. Мелентьева, С. Ф. Копьева, Е. Я. Соколова, С. А. Чистовича выдвинуло Россию на передовые позиции в этой области в мире, стало предметом подражания в других странах и до сих пор остается одним из основных направлений энерго- и ресурсосбережения [126. С.5, 109. С.3]. Тем не менее, формирование рыночных отношений в энергетике России обострило вопросы коммерческой эффективности теплоэлектростанций (ТЭС), значительная часть основного оборудования которых выработала проектный ресурс или близка к этому. Так, по Кировской области физический износ основного и вспомогательного оборудования муниципальных и ведомственных теплоисточников в среднем превысил 65% [118. С.116]. В то же время для многих действующих ТЭС всё острее становится задача обеспечения надежного энергоснабжения потребителей при поддержании на приемлемом уровне технико-экономических показателей. Эта задача может решаться по двум направлениям - технического перевооружения (замена или модернизация оборудования) или совершенствованием эксплуатации существующего за счет реализации прогрессивных технических решений (схемных, режимных, конструктивных). В рамках второго направления важная роль отводится комплексным расчетным исследованиям турбинного оборудования в конкретных условиях его эксплуатации, позволяющим оценить эффективность тех или иных способов эксплуатации ТЭС, особенно при переменных режимах работы, и вскрыть резервы по экономии топливно-энергетических ресурсов.

Ввиду разнообразия типов теплофикационных турбин и режимов их эксплуатации имеются широкие возможности для оптимизации тепловых схем и режимов работы турбин и ТЭС в целом, совершенствования способов работы и конструкции основного и вспомогательного турбинного оборудования. Это принципиально позволяет получать экономию топлива практически без дополнительных капитальных затрат [126. С.7]. В связи с этим, разработка новых

малозатратных способов повышения экономичности существующих турбоустановок, основная часть которых проектировалась 30-50 лет назад, и длительное время находящихся в эксплуатации, является актуальной проблемой и одним из способов повышения конкурентоспособности ТЭЦ на рынках тепловой и электрической энергии.

Значительные резервы по повышению энергетической эффективности функционирования ТЭЦ обусловлены использованием на электростанциях специальных теплофикационных турбоустановок, имеющих регулируемые отборы пара. Их наличие приводит к тому, что условия работы и экономичность различных отсеков турбин оказываются существенно переменными [18, 35, 64, 130], особенно это характерно для частей низкого давления (ЧНД), расход пара через которые может изменяться от номинального значения до минимального вентиляционного пропуска [3, 18, 27]. Указанная особенность определяет широкий диапазон, сложность и многообразие режимов работы паротурбинных установок, а в сочетании с многообразием элементов оборудования и их структурных соединений, с большим числом режимных и технических ограничений, особенно при выработке разных видов энергии, создает условия для поиска и выбора наиболее эффективных. Для этого необходимо проводить детальные расчетные исследования, что возможно только на базе математического моделирования с привлечением современной компьютерной техники. Причем корректное решение оптимизационных задач может быть получено с использованием только таких моделей, которые базируются на реальных энергетических характеристиках турбинных отсеков и вспомогательного оборудования, позволяют производить полный тепловой расчет турбоустановки (с учетом фактической тепловой схемы, состояния оборудования и условий его эксплуатации) и получать адекватную оценку ее эффективности не только в режимах, близких к номинальному, но и в существенно переменных.

На практике для определения технико-экономических показателей работы теплофикационных турбоустановок продолжают широко применяться нормативные характеристики (НХ), полученные по усредненным результатам

испытаний турбин при проектной тепловой схеме. Эти характеристики представляют собой линейные или кусочно-линейные функции. Их базовая часть относится к номинальным параметрам, а все отклонения от них описываются дополнительными поправками, которые, как правило, также имеют линейный характер. В дальнейшем будет показано, что применение таких линеаризованных НХ для адекватной оценки показателей работы теплофикационных турбоустановок в переменных режимах и решения оптимизационных задач представляется весьма проблематичным.

Вместе с тем в результате большого количества исследований на натуральных стендах и промышленных установках накоплен значительный экспериментальный материал по характеристикам отдельных ступеней и отсеков, особенно ЦНД в широком диапазоне изменения нагрузки и конечного давления. К сожалению, зависимости, полученные в результате обработки экспериментального материала, не универсальны и не пригодны для использования их напрямую в математической модели для оптимизационных расчетов. Более правильным представляется интегральный подход к описанию характеристик, имеющий место в трудах [124, 169]. Это значительно сокращает объем экспериментальных и расчетных исследований, позволяя использовать универсальные мощностные и расходные характеристики турбинных отсеков для любой проточной части, что к тому же унифицирует и программу расчета. Это преимущество послужило основой при разработке автором математических моделей, основанных на реальных (апробированных) энергетических характеристиках и позволяющих проводить детальные расчеты всех возможных эксплуатационных режимов работы.

*Целью диссертационной работы* является разработка, научное обоснование и практическая реализация методов математического моделирования теплофикационных паротурбинных установок для решения задач исследования и повышения энергетической эффективности работы ТЭЦ.

*Предметом исследования* являются параметры и режимы работы теплофикационных турбоустановок, термодинамические и технико-

экономические показатели их функционирования.

Диссертационная работа направлена на повышение экономичности работы и надежности функционирования теплофикационных паротурбинных установок в составе действующих ТЭЦ, обеспечение оптимальной организации режимов их работы за счет использования разработанных автором корректных математических моделей турбоустановок на базе достоверных характеристик турбинных отсеков и вспомогательного оборудования. *Научная проблема* диссертационного исследования формулируется следующим образом: разработка инструментов (математических моделей) расчетного исследования теплофикационных турбоустановок различных типов, которые бы позволяли адекватно отражать эффективность их работы во всем диапазоне режимов, и их применение при решении часто встречающихся в практике эксплуатации задач.

#### *Предполагаемые методы исследования*

Принятая в диссертации методология исследований основана на системном подходе к объекту и предмету исследований. Теоретическая концепция в полной мере используется для анализа практики и экспериментальных данных, формулирования новых рекомендаций, и напротив, полученные практические результаты вновь позволяют дополнить и развить теорию. В работе использованы эмпирические и теоретические методы исследования. Решения задач базируются на обобщенных экспериментальных данных и известных теоретических положениях технической термодинамики, теории тепломассообмена, газодинамики, теории турбомашин и математического моделирования теплоэнергетических установок, численного и физического эксперимента и апробированных методик технико-экономических исследований в энергетике в рыночных условиях ее функционирования.

#### *Аннотация диссертационной работы по главам*

В первой главе диссертационной работы приведен обзор существующих подходов к моделированию теплоэнергетических установок. Выполнен анализ вычислительных методов, используемых отечественными и зарубежными научными коллективами. Рассмотрены различные типы характеристик, лежащих

в основе математических моделей, возможности изменения и учета тепловой схемы и состояния оборудования. Значительное место уделено рассмотрению существующих методов детального газодинамического расчета турбинных ступеней и отсеков, позволяющих учесть различные факторы, влияющие на мощностные и расходные характеристики ступеней, их КПД. В заключении главы поставлены задачи исследования.

Вторая глава посвящена аналитическому описанию универсальных характеристик турбинных отсеков, пригодных для расчета переменных режимов работы, полученных по результатам обобщения экспериментальных данных и учета конструктивных особенностей. На их основе построены математические модели, позволяющих значительно упростить расчет при сохранении точности вычислений, а также провести оптимизацию режимных параметров. Описан модифицированный численный метод решения поставленной задачи и методика осуществления исследования с обоснованием ее достоверности. Проведен сравнительный анализ результатов расчетных исследований энергетической эффективности переменных режимов работы теплофикационной турбоустановки с использованием разработанных математических моделей и типовых нормативных характеристик.

Третья глава демонстрирует возможности математического моделирования при проведении детальных расчетных исследований наиболее эффективных способов эксплуатации теплофикационных турбоустановок в характерные периоды (перевод турбин в режим работы по электрическому графику в период частичных нагрузок; получение пиковой мощности за счет открытия регулирующих диафрагм (РД) части низкого давления (ЧНД), отключения регенеративных подогревателей высокого давления (ПВД); переход с одноступенчатого на двухступенчатый подогрев сетевой воды в неотапительный и переходный период и др.), содержит их теоретическое и расчетно-экспериментальное обоснование с использованием разработанных автором математических моделей. С учетом особенностей исследованных переменных режимов работы разработаны критерии оптимальности и даны рекомендации, по

перспективному планированию (оптимизации) режимов работы ТЭЦ на примере энергосистемы Кировской области.

В четвертой главе исследован диапазон возможного влияния степени учета процессной влаги на технико-экономические показатели режимов работы ТЭЦ и поставлен вопрос о целесообразности такого учета в оптимизационных расчетах.

В заключение работы приведена общая характеристика работы и основные выводы по результатам диссертации.

В настоящую работу включены результаты исследований, выполненных при участии автора научно-производственной лабораторией «Повышение эффективности работы ТЭЦ» при Вятском государственном университете (ВятГУ), основателем которой был д.т.н., профессор Г.А. Шапиро. Значительный вклад в проведение исследований и реализацию их результатов принадлежит сотрудникам этой лаборатории и кафедры "Теплотехника и гидравлика" ВятГУ д.т.н. Эфросу Е.И., д.т.н. Шемпелеву А.Г., к.т.н. Суворову Д.М., Сущих В.М. и др. Большая часть исследований выполнялась при тесном сотрудничестве с Всероссийским теплотехническим научно-исследовательским институтом (ВТИ) и заводами-изготовителями турбин (ЛМЗ и ТМЗ).

Автор выражает благодарность проф., д.т.н., Ю.М. Бродову и д.т.н. К.Э. Аронсону (ФГАОУ ВПО "Уральский федеральный университет имени первого Президента России Б.Н.Ельцина") за критические замечания и полезные советы при подготовке диссертационной работы к защите.

## 1. Состояние вопроса и постановка задач исследования

### 1.1. Теплофикационные паротурбинные установки как классический объект моделирования в теплоэнергетике

Тепловые схемы паротурбинных установок относятся к классу сложных технических систем и являются классическим объектом моделирования в теплоэнергетике [29. С.5]. Исследование теплоэнергетических установок может быть проведено экспериментальными методами, методами физического и математического моделирования. Экспериментальные способы исследования имеют первостепенное значение в качестве основы для построения теории процесса и являются критерием для оценки точности знаний об объекте. Однако эти способы не всегда могут служить эффективным рабочим методом получения информации о свойствах теплоэнергетических установок. Постановка эксперимента и обработка экспериментальных данных становятся все более сложными и дорогостоящими. Экспериментальные данные не всегда могут использоваться для оценки свойств проектируемого оборудования, особенно новых типов, поскольку в этом случае требуется значительное обобщение и экстраполяция результатов, носящих конкретный характер. Метод физического (натурного) моделирования сохраняет особенности проведения эксперимента на реальном объекте, но в принципе требует предварительного математического исследования для определения условий и соотношения подобия. Поэтому физическое моделирование ограничивается частными задачами теплообмена или гидравлики, а для всей системы не находит применения. Для детального исследования теплоэнергетических установок как сложных и больших систем, изучения их внутренней структуры функционирования и внешних связей с окружающей средой в настоящее время широко применяются методы математического моделирования с привлечением вычислительной техники. При этом учитываются возможности современных мощных компьютеров, позволяющих моделировать, проектировать и производить различные расчеты для решения энергетических задач в большом объеме и с большой скоростью.

Математическое моделирование заключается в построении математической

модели объекта исследования – формализованного описания для ЭВМ комплекса взаимосвязанных физических процессов как в отдельных звеньях, так и в объекте в целом, и реализация этой модели в виде алгоритма функционирования моделируемой системы. Она может быть выражена в виде формул, уравнений, неравенств, логических условий, операторов и т.д. В состав математической модели могут входить как выражения, отражающие общие физические законы, так и различные эмпирические и полуэмпирические зависимости между разными параметрами объекта, теоретическая форма которого неизвестна или слишком сложна. В целом эти зависимости должны достаточно точно количественно и качественно описывать наиболее важные свойства моделируемого объекта [31. С.5].

## 1.2. Основные подходы к построению математических моделей теплофикационных турбоустановок

Работа по моделированию паротурбинных установок начала проводиться с 20-х годов прошлого века в двух основных направлениях - аналитическом и численном. Наиболее полно первое направление развивается в трудах Я. М. Рубинштейна, А. И. Андрющенко и др. [5, 6, 31], которые сводят математические модели тепловых процессов в паротурбинных установках главным образом к аналитическому виду – сложной функциональной зависимости многих переменных. В число факторов, в функции, по которым строятся эти зависимости, кроме значений тепловых и электрических нагрузок, включены давления в отборах, температура обратной сетевой воды (для турбин с двухступенчатым подогревом сетевой воды) и др. Форма аналитического выражения может быть различна. В простейшем случае они линеаризуются. Так, например, линейные энергетические характеристики турбин разных типов использовались в 70-х г.г. и описаны в [19, 16, 149, 148, 94]. Характеристики такого вида строятся для некоторого фиксированного давления пара в регулируемых оборах, практически не учитывающих изменения внутреннего относительного КПД на переменных режимах и являются приближенными. Применение их в ряде случаев, особенно при проведении анализа экономичности работы оборудования и распределения нагрузок между турбоустановками ТЭЦ, не

обеспечивает достаточной точности расчетов и приводит к неоправданным результатам. Более высокую точность обеспечивает кусочно-линейная форма представления характеристик, когда они построены при номинальных давлениях в отборах. Для учета влияния некоторых дополнительных факторов, в том числе давлений в отборах, предложено использование поправочных кривых. Хорошая точность достигнута при описании ряда теплофикационных и конденсационных режимов турбин типа Т и ПТ полиномами второй и более высоких степеней [54]. В качестве исходной информации используются данные об основных параметрах или отдельных режимах работы турбоагрегатов, полученные расчетным или экспериментальным путем.

К настоящему времени разработан целый ряд разнообразных аналитических выражений для описания энергетических характеристик теплофикационных агрегатов и имеется значительное количество работ, в которых рассматриваются методические вопросы их построения применительно к конкретным условиям [54]. Часть характеристик содержит электрическую нагрузку в виде двух составляющих: конденсационной и теплофикационной [14, 18, 15], в других характеристиках такого разделения нет [54, ВТИ]. Первый подход отмечается в трудах А.Д. Качана [65], А.М. Леонкова, Г.Д. Баринберга [13], в которых приведена методика расчета уточненных энергетических характеристик (ЭХ) теплофикационных турбин на ЭВМ, основанная на выделении в таких турбинах двух потоков пара – теплофикационного и конденсационного с использованием в качестве показателей работы турбинной установки соответственно удельной выработки электроэнергии на тепловом потреблении и удельный расход теплоты для конденсационного цикла. Учет режима работы турбины и КПД проточной части осуществляется путем определения дополнительных потерь теплоты в различных отсеках турбины и введения соответствующих поправок [66. С.3, 15].

Приверженцы другого подхода - научный коллектив под руководством В.Н. Рузанкова [121, 122] - решают аналогичную проблему, предлагая новый способ представления характеристик теплофикационных турбин, выполненный на примере турбин Т-100-130 и Т-250/300-240. В общем виде энергетическая характеристика

этих турбин, по их представлению, может быть выражена с помощью ряда независимых переменных, которые отражают связь ТЭЦ с тепловой сетью и с электроэнергетической системой. Универсальность характеристики заключается в том, что при любом сочетании независимых переменных для любой из этих турбин имеется возможность определить все основные технико-экономические показатели: расходы теплоты на турбину и на выработку электроэнергии; расходы пара на турбину и через отсеки; расходы пара в теплофикационные отборы, давления в этих отборах и в конденсаторе; электрическую мощность на клеммах генератора и мощность, развиваемую на тепловом потреблении; удельные показатели экономичности. Универсальная характеристика разработана в виде алгоритма и по существу представляет собой математическую модель турбин. Алгоритм построен на основе методики расчета переменных режимов этих турбин с использованием безразмерных характеристик бойлеров и совместного решения уравнений проточной части турбины и бойлерной установки [121]. Для построения алгоритма турбина условно разбита на три отсека: первый - от паровпуска до верхнего теплофикационного отбора; второй - между верхним и нижним теплофикационным отборами (промежуточный отсек); третий - часть низкого давления. При расчетах с помощью этого алгоритма определяется совместная работа этих отсеков и находятся суммарные показатели турбоустановки в целом [122. С.13]. К недостаткам описания этой характеристики относится то, что представить ее графически на плоскости невозможно из-за большого числа переменных. В этом случае обычно часть независимых переменных фиксируется и характеристика строится в зависимости от двух-трех параметров, что снижают точность полученной таким образом диаграммы, применяемой для распределения нагрузок между турбинами.

Отличный от других метод представления энергетической характеристики предложен А.Н. Златопольским в работе [54]. Суть его в следующем. Большинство работ основано на «физическом» подходе к исследуемому объекту – теплофикационному турбоагрегату. Турбоагрегат заменяется, например, совокупностью турбин типов Р и К. При построении характеристики исследуются

процессы превращения энергии в нем, проводится не только количественная оценка членов уравнений характеристик, но и качественный анализ. При другом подходе — «статистическом», исследователя интересует только зависимость входа расхода теплоты на турбоагрегат от выхода нагрузок, при этом турбоагрегат для исследователя — «черный ящик». Тогда можно считать вход и выход случайными величинами и, следовательно, использовать аппарат математической статистики. А.Н. Златопольскому при построении энергетических характеристик и дополнительных соотношений представляется целесообразным использовать сочетание «статистического» и «физического» подходов. При этом должны быть учтены основные характерные особенности функциональной зависимости расхода пара на турбоагрегат от нагрузок. Это касается прежде всего изломов характеристик теплофикационного и конденсационного режимов, в области естественного повышения давления и при включении систем регулирования при работе по электрическому и тепловому графикам. Эта особенность может быть отражена в аналитической форме по-разному. Один из способов состоит в разделении характеристики на подобласти и разработке отдельных аналитических выражений для каждой из них; другой — во введении точек изломов (критических) в описание энергетической характеристики. По сравнению с более ранними работами в характеристики внесены необходимые дополнения, в частности, введены давления в отборах в виде независимых переменных и внесены члены, учитывающие нелинейность действительных характеристик. Такой подход обеспечивает универсальную структуру аналитических выражений, отличающихся только коэффициентами, которые потом и используются при оптимизации.

Более точно тепловые процессы в турбоустановках в целом и в отдельных ее элементах описываются нелинейными математическими моделями, при реализации которых применяются численные математические методы (метод Эйлера, усовершенствованный метод Эйлера-Коши, усовершенствованный метод Эйлера-Коши с итерационной обработкой, метод Рунге-Кутты и т.д.) и ЭВМ. Такие математические модели тепловых стационарных процессов в паротурбиной

установке с достаточной для инженерных исследований точностью представляются системой алгебраических и трансцендентных уравнений и используются при поверочных расчетах для определения параметров пара по отсекам и ступеням проточной части, величин отборов на подогреватели, параметров питательной воды и технико-экономических показателей турбоустановки – мощности, удельного расхода топлива и т.д. В эти системы входят нелинейные уравнения состояния или зависимости в табличном или графическом виде, уравнения перепада давления, дросселирования в паропроводе, теплопередачи в подогревателях, уравнения теплового и материального баланса, теплоперепада, расходов и мощности пара по ступеням, отсекам и др.

Идеологом и инициатором применения математического моделирования и нелинейного математического программирования для определения путей повышения экономичности теплоэнергетических установок различных типов за счет выбора оптимальных термодинамических, расходных и конструктивных параметров, а также рационального вида технологической схемы, создания математических моделей теплоэнергетических установок, в том числе и паротурбинных, является Л. С. Попырин (Сибирское отделение АН СССР, Энергетический институт). Он занимался методическими вопросами создания таких моделей и применения математических методов решения многофакторных экстремальных задач [115, 114, 113, 100]. Теплоэнергетическая установка представлялась в виде единого промышленного комплекса разнородных элементов оборудования со сложной схемой технологических связей. В этом комплексе одновременно протекают и тесно взаимодействуют различные непрерывные физико-химические процессы преобразования, передачи и перераспределения различных видов энергии, изменения состояния и расходов рабочих веществ. Всякое изменение любого параметра (или фактора) в той или иной степени влияет на параметры, характеристики и показатели всего комплекса. В то же время каждая теплоэнергетическая установка и в целом электрическая станция являются элементами электроэнергетической системы, а при более широком рассмотрении элементами топливно-энергетического хозяйства страны.

По области применения модели теплофикационных турбоустановок, описанные в литературных источниках, принципиально можно разделить на два класса: для анализа номинальных и переменных режимов работы.

В математических моделях первого класса тепловая схема турбоустановки «собирается» из отдельных расчетных узлов [89. С.24], а расчет экономичности работы ТЭЦ сводится в основном к определению необходимых величин по линейным и нелинейным алгебраическим уравнениям, включающим в себя также нормативные характеристики и режимные диаграммы с номограммами поправок [89. С.25]. При этом имеются в виду только проектные расчеты тепловых схем, а не переменные режимы работы [55. С.43]. В 1986 г. среди специалистов, занимающихся проектированием и эксплуатацией ТЭЦ, наибольшее распространение получили два типа математических моделей паровых турбин, основанные на математической интерпретации диаграмм режимов. Одна из них была предложена Союзтехэнерго для расчета нормативных характеристик паровых турбин. Другая была разработана ПО «Турбомоторный завод». Как в первую, так и во вторую модель входят уравнения зависимости мощности турбины и расхода теплоты, представленные ломаными линиями. У таких моделей есть ряд недостатков. Они непригодны для использования в автоматизированных расчетах при необходимости решения обратных задач, а при решении прямых задач приводят к неустойчивости итерационных расчетов тепловой схемы в зоне нагрузок вблизи точек перелома в уравнениях. Кроме того, следует отметить сложность построения в автоматизированном режиме регрессионных уравнений в виде ломаных. Для преодоления подобных неприятностей в Укрэнергочермете создана программа ЭВМ позволяющая получать в автоматизированном режиме математические модели любых паровых турбин по данным диаграмм режимом. Получаемые с помощью программы уравнения позволяют рассчитывать расход теплоты на турбину и ее мощность с точностью в пределах 3% по отношению к диаграмме режимов в диапазоне нагрузок 25-100%, что соответствует точности самой диаграммы режимов и возможной точности снятия с нее данных [52].

Еще один очень распространенный метод расчета статических характеристик тепловых схем паротурбинных установок (ПТУ), которые базируются в основном на методике ручного счета, – это метод графов [117, 21, 63, 90]. Ранее в виде графов описывали конденсационные установки. Свое продолжение этот метод получил в виде имитационных моделей, созданных к началу 90-х г.г. и позволяющих в какой-то мере оценить многообразие взаимных влияний, вызванных отклонением исследуемого параметра от нормативного значения, а также получить полный комплекс расчетных энергетических характеристик в широком диапазоне нагрузок на базе численного эксперимента.

Моделированию переменных режимов работы отдельных ступеней и отсеков, и всей турбоустановки в целом, также посвящено немало исследований. В большинстве из них ведется расчет переменного режима относительно какого-либо известного режима, обычно номинального, все расходы и параметры которого по всем элементам и связям известны.

Задача определения параметров последней ступени паровой турбины при работе на переменных режимах решается в работе [59]. Ранее этим коллективом авторов (М. С. Индурский, Ю. В. Ржезников) был предложен универсальный метод [58] и разработана программа приближенного решения прямой задачи для осесимметричного потока в ЦНД паровой турбины, позволяющей по единой программе рассчитать поток при до- и сверхзвуковых скоростях, в том числе и при наличии отрывных зон. В результате ими был выполнен синтез проточной части на номинальном режиме в рамках двумерной, а расчет на переменных режимах - в рамках квазиодномерной математических моделей. Характеристики отсека турбины были определены даже на режимах контргаза и торможения. Полученные результаты свидетельствуют о приемлемости детальных газодинамических расчетов для удовлетворительного решения задач данного класса, чего нельзя сказать применительно к проточной части турбин.

Одной из первых попыток описать переменные режимы работы всей турбоустановки стал метод эквивалентных теплопадения. В данной работе [123]

за 1965 г. дан алгоритм последовательного определения эквивалентных теплопадения вытесненного пара отборов паротурбинных установок для определения изменения выработки энергии турбоустановкой, обусловленного перераспределением регенеративных отборов. Введено понятие КПД отборов.

Другим методологом, подробно занимавшимся этим вопросом, был Вульман Ф.А. Наиболее известны его книги [31, 29] и статьи [30, 127]. Он подходит к моделированию таким образом, что при переменных режимах теплофикационной турбоустановки характеристики ступеней турбины, примыкающих к теплофикационным отборам, сетевых подогревателей и трубопровода отбора уже нельзя считать постоянными или зависящими только от расхода пара, как для конденсационных турбоустановок, а нужно выражать зависимостями, учитывающими основные параметры переменного режима. Однако все эти зависимости характерны в основном для той части турбины, которая примыкает к отборам, что позволяет оставшуюся часть турбоустановки считать аналогичной конденсационной (тем не менее это все равно слишком сильное упрощение для существенно переменных режимов). В результате модели тепловых схем паротурбинных установок получаются нелинейными, что усложняет их составление и реализацию [29. С.13]. В результате предлагаемый алгоритм решает только две основные задачи – проектирование тепловых схем для переменных режимов работы (не сильно отличных от номинальных) и для оптимизации давлений в отборах.

По такому же принципу составляются модели, основанные на методе ручного счета (составлении энергетического баланса) и на диаграмме режимов. Отличие от предыдущей модели заключается в том, что можно менять степень открытия регулирующей диафрагмы (РД) части низкого давления (ЧНД), а в остальном построение процесса расширения пара в турбине в основном аналогично методикам ручного счета ЛМЗ и УТМЗ [56. С.64].

Другой подход – подход Я. М. Рубинштейна и М. И. Щепетильникова - не дает возможности полного теплового расчета схемы, а учитывает только вторичные изменения, обуславливаемые первичными изменениями исходных

данных (вида или параметров тепловой схемы). При указанных изменениях основа тепловой схемы остается неизменной. Принцип учета вторичных изменений осуществляется методом определения коэффициентов ценности тепла для реальных тепловых схем и проведения анализа экономичности паротурбинных установок.

Свое развитие указанный принцип расчета изменений режимов работы нашел в методе составления эксергетического баланса [151, 162, 131]. По мнению авторов такой термодинамический метод является наиболее универсальным при анализе тепловых схем, он позволяет существенно упростить определение показателей тепловой экономичности теплофикационных паротурбинных установок при работе в нерасчетных режимах. [131. С.49].

Достаточно оригинальным представляется метод теплогидравлических цепей, его приверженцем с конца 80-х г.г. является О. К. Шашков. Была разработана модель, системно аппроксимирующая расчет переменного режима турбоустановки. Модель имела простейшую схему и отличалась от реальной принятым однородным математическим описанием ветвей цепи, что помогло наиболее просто отработать многие вычислительные аспекты применения расчетных методов цепей. Однако дальнейшие расчеты показали, что полностью представить эту модель в качестве альтернативы уже существующим невозможно из-за принятых допущений и, как следствие, недопустимой разницы в результатах расчета сложных схем турбоустановок. Одна из последних модификаций метода, вышедшая в 2004 г., кратко представлена в публикации [161]. В ней показана адаптация метода теплогидравлических цепей к расчету переменных режимов схем с паротурбинными установками. В общем случае расчет режима турбоустановки базируется на решении нелинейной системы уравнений Кирхгофа и теплового баланса [161. С.67]. Характерной особенностью этого метода является прямое вычисление переменных параметров режима из уравнений системы. Недостатком метода, который создавался для ручных расчетов, является то, что система уравнений формируется для конкретной расчетной схемы турбоустановки и при ее изменении необходимо пересматривать весь алгоритм расчета.

Анализ существующих моделей паротурбинных установок, представленный в виде их классификации на рисунке 1, показывает, что все различия между ними в основном зависят от того, какая организация, в какие годы проводила испытания турбоустановки (т.е. какие задачи решались на тот момент) и как она обработала результаты этих испытаний. В таких условиях вопрос о том, какая форма математического представления является точнее, остается открытым.



Рисунок 1 - Классификация математических моделей (ММ) паротурбинных установок (ПТУ)

### 1.3. Виды характеристик турбинных ступеней и отсеков, используемые в практике моделирования теплофикационных турбоустановок

Расчет тепловой схемы на компьютере заключается в решении системы уравнений, с помощью которых описываются физические процессы в элементах схемы, а также термодинамическое состояние теплоносителей. Для этого физические процессы необходимо каким-то образом представить в виде определенных закономерностей, которые были бы справедливы как при номинальном, так и при переменном режиме работы. В связи с этим исключительно важен вопрос об исходной информации. Существует несколько разновидностей характеристик турбинных ступеней и отсеков, которые закладываются в модели теплофикационных турбоустановок. Получение таких характеристик возможно двумя путями: экспериментальным и расчетным. Естественно, что критерием представительности последних должно быть хорошее согласование с экспериментом, опытными данными, полученными в результате промышленных испытаний.

Первое направление (экспериментальное) представляют, в частности работы [9, 51, 158, 154, 88, 74, 26, 71, 147, 91, 143, 49, 102, 134, 69], ориентированные на получение характеристик ступеней и отсеков ЧНД в широком диапазоне режимов.

Многообразие работ можно объяснить тем, что режимы работы последних турбинных ступеней с уменьшенными (по сравнению с номинальным значением) объемными расходами пара характеризуются сложными процессами, связанными с неполным заполнением активным потоком каналов решеток, отрывными явлениями, образованием вихрей и обратных токов и т.д. Сущность подобных явлений анализировалась в работах [17, 20, 40, 44, 43, 70, 61, 154, 26, 23, 69, 71, 73, 91, 97, 167, 101, 158, 134, 28, 93, 92, 164, 163]. Указанные исследования проводились на моделях и на промышленных турбоустановках (в основном конденсационных).

Современные детальные исследования модельных ступеней большой веерности в диапазоне режимов от номинального до безрасходного проведены в

Харьковском политехническом институте (ХПИ) [163, 164]. При этом получена картина течения среды в ступенях, работающих с различными объемными расходами рабочего тела, исследовано влияние объемного расхода среды на экономичность модельных турбинных ступеней, в том числе на величину потребляемой мощности в диапазоне режимов от безрасходного до холостого хода. В частности, в [164] получена обобщенная зависимость относительной величины коэффициента поглощения мощности (отношение потребляемой мощности в данном режиме к потерям мощности при отсутствии рабочего потока) от отношения  $Gv_2 / (Gv_2)_{пер}$  ( $(Gv_2)_{пер}$  - объемный расход в режиме холостого хода, когда внутренняя мощность ступени имеет нулевое значение). В соответствии с результатами данных исследований увеличение расхода рабочего тела однозначно приводит к снижению поглощаемой ступенью мощности. Этому же посвящены работы А. М. Леонкова [101, 103], В.Н. Пономарева [112].

В свое время в разных научных организациях были проведены исследования, посвященные режимам потребления мощности. Так оценка потерь мощности при малорасходном режиме дана Б.Е. Капеловичем в [63]. В результате получены формулы, учитывающие основные геометрические (диаметр, высота лопаток, их ширина, зазоры, иногда — поворот канала и т. д.) и некоторые физические (частота вращения, удельный объем, число Рейнольдса) параметры. К сожалению, все эти исследования и формулы, полученные на их основе и удовлетворяющие опытным данным, относятся только к коротким лопаткам. Несмотря на развитие теоретических методов квазипространственного потока, расчеты ступеней, в частности их мощности, при таких режимах недостаточно надежны, а универсальность формул очень проблематичная. Эти, а также другие многочисленные данные показывают, что подсчет потребляемой мощности для ступеней ЦНД требует дополнительных систематических исследований или должен для каждого конкретного случая базироваться на испытаниях, которые можно достаточно надежно провести на заводских натуральных ЦНД. Экспериментальное определение потерь на трение и вентиляцию на основе испытаний турбин (в частности, Т-50-130) было выполнено Г.А. Шапиро [159,

155], Е.И. Эфросом и научным коллективом под их руководством [48, 106, 169].

Из вышеизложенного можно сделать вывод, что в свое время большое внимание уделялось испытаниям ЦНД в широком диапазоне изменения нагрузки и конечного давления. Объясняется это тем, что условия работы ступеней части низкого давления и, как следствие, экономичность таких ступеней оказываются существенно переменными, поэтому знание их достоверных характеристик дает наибольший эффект при оптимизации. Так, ВТИ впервые были выявлены важные для экономичности и надежности эффекты отрыва, затрагивающие при малых значениях  $\overline{G_k v_k}$ , т. е. при низких значениях  $M_{2a} = (G_k v_k)/(a_2 \Omega)$ , значительную часть высоты ступени и даже проникающего в предшествующую ступень. Зависимости  $\eta_{oi} = f(\overline{G_k v_k})$ , получаемые экспериментально и при детальном расчете квазипространственного потока [5, 14], важны и при оценках переменного режима, и при проектировании новых ЦНД, и при использовании готовых ЦНД в новых вариантах турбин. По общему мнению, в ЦНД сосредоточены не только самые сложные проблемы аэродинамики турбины, но и содержатся наибольшие резервы повышения экономичности. В первую очередь это относится к последним ступеням, однако это касается и предшествующих ступеней, в том числе первой, входного и выходного патрубков [140. С.12].

Несмотря на достаточно большое количество исследований характеристик отдельных ступеней и структуры потока в них на этих режимах (ХПИ, МЭИ, ТМЗ, ВТИ, ЛМЗ, МАИ и др.), исследования групп последних ступеней не столь многочисленны и проведены главным образом на натуральных объектах, что затрудняло выделение характеристик собственно последних ступеней. По этой причине обобщения параметров работы группы ступеней на режимах малых нагрузок практически отсутствуют.

К сожалению, зависимости, полученные в результате обработки экспериментального материала, не универсальны и не пригодны для использования их напрямую в математической модели для оптимизационных расчетов. Для дальнейшего изучения различных режимов работы ступеней ЦНД в [154, 158] были проведены специальные исследования теплофикационной

турбины Т-50-30 в широком диапазоне изменения расходов пара через ЧНД и давлений в конденсаторе при различных степенях открытия поворотной диафрагмы. Было показано, что имеется возможность определения мощности ЧНД в широком диапазоне изменения расхода пара и противодавления при полностью и частично ( $\delta \leq 0,13$ ) открытой диафрагме, используя обобщенные характеристики, построенные по типу «универсальных» кривых. Этим показана целесообразность получения указанных зависимостей для всего реального диапазона изменения  $G$ ,  $p_k$ ,  $\delta$  при проведении тепловых испытаний мощных теплофикационных турбин с целью использования их для оптимизации различных режимов работы турбоустановок [158. С.34].

В результате исследований были получены зависимости мощности всей турбины от давления в конденсаторе  $N = f(p_k)$  при различных постоянных значениях  $G$  и  $\delta$ . При работе с частично открытой поворотной диафрагмой и критическом перепаде давлений на ее щелях мощность всей турбины при  $G = \text{const}$ ,  $\delta = \text{const}$  и переменном  $p_k$  изменяется только в результате изменения мощности ЧНД. Это позволяет, зная  $N_{\text{ЧНД}}$  при определенном  $p_k$  и зависимость мощности всей турбины от противодавления  $N = f(p_k)_{G=\text{const}, \delta=\text{const}}$ , определить  $N_{\text{ЧНД}}$  при любых других значениях давления в конденсаторе, т. е. найти  $N_{\text{ЧНД}} = f(p_k)_{G=\text{const}, \delta=\text{const}}$ . Подобные зависимости были установлены и для турбин других типов и использованы автором в математических моделях теплофикационных установок при расчете ЧНД.

С развитием вычислительной техники большое внимание уделяется *расчетным методам* получения характеристик ступеней и отсеков, работающих в глубоко нерасчетном режиме, в частности, с малыми объемными пропусками пара, когда в лопаточных венцах возникают отрывные зоны.

Многие исследования на первых порах имели в основном качественный характер, размер отрывной зоны оценивался на основе грубых допущений, причем какое-либо сравнение с экспериментом отсутствовало. Предпосылкой для создания более точных программ стала разработка достаточно простых методов решения обратной задачи, учитывающих искривление меридиональных линий тока [119, 120]. Была разработана подпрограмма предварительного

приближенного расчета всего ЦНД, которая позволяет найти распределение давлений вдоль корневого обвода [1].

В публикации [58] описан метод, который позволяет рассчитывать не только безотрывное обтекание с до- и сверхзвуковыми скоростями при расчетном объемном расходе, но и режимы работы ступеней с малыми объемными расходами пара. Расчет всех режимов производится по единой программе без каких-либо переналадок. Важно отметить, что расчеты по предлагаемому методу дают качественно верные зависимости КПД последней ступени от объемного расхода. Это позволяет ставить практически важные задачи оптимизации ЦНД паровых турбин с учетом работы в широком диапазоне режимов [58. С.18-19].

Следующие работы шли в направлении уточнения существующих. Спустя десятилетие на турбостроительных заводах и в научно-исследовательских организациях стала широко использоваться программа расчета осесимметричного потока в ЦНД паровой турбины, разработанная в ВТИ [2]. По этой программе рассчитывалось течение пара (перегретого или влажного) как на режимах, близких к номинальному, так и на глубоко нерасчетных при реальных числах  $M$  и больших радиальных градиентах потерь. Для определения потерь в решетках лопаток в программу была включена методика, по которой переменные по радиусу потери в процессе расчета находятся в зависимости от геометрических характеристик решетки, угла атаки, чисел  $M$ , конфузорности струйки тока, веерности ступени, угла наклона периферийного обвода и других факторов. Эта программа в основном соответствует необходимым требованиям и с 1974 г. применяется на турбостроительных заводах.

Совершенствование расчетов осесимметричного потока было продолжено в ряде других работ [79, 78], в которых учитывалось влияние формы меридиональных линий тока и зависимости аэродинамических характеристик решеток от геометрических и режимных параметров, базирующиеся на опытных данных. Следует отметить, что решение задачи в двухмерной постановке не позволяет получить такие важные характеристики пространственного потока, как несимметричность течения, неравномерность параметров в окружном

направлении, вторичные течения, определение скоростей и давлений на лопаточных поверхностях и др.

В начале 80-х г.г. появляются методики расчета трехмерного пространственного потока в турбинной ступени [33]. По ней был произведен расчет проточной части ЦНД, используемой в большой серии крупных турбин и исследованная ВТИ непосредственно на электростанции [138. С.30]. В то же время предложена и апробирована методика детального учета влияния влажности на изменение параметров пара и экономичность ступеней и всей проточной части. Методика учитывает многие физические и геометрические факторы и пригодна для ЦНД и ЦВД паровых турбин [138. С.31-32].

Появление в конце XX в. более мощных ЭВМ позволяет развивать и использовать методы расчета вязкого газа, основанные на решении уравнений Навье-Стокса. Такие расчеты обеспечивают детальный анализ структуры потока в межлопаточном канале, в частности в области входных и выходных кромок, вычисление уровня потерь и прогнозирование отрыва потока. Как раз в это время разрабатывается инженерный комплекс программ для трехмерного расчета течения в турбомашинах. Для существенного сокращения продолжительности ввода информации разработано семейство аппроксимирующих поверхностей, учитывающее специфические особенности пространственных проточных частей турбомашин [10].

Имеются и другие методы (например, осреднение по Рейнольдсу, моделирование турбулентной вязкости: алгебраические модели турбулентности – модель Болдуина-Ломэкса, дифференциальные модели турбулентной вязкости – модель SST Ментера), подробное рассмотрение которых не входит в рамки настоящей работы. Тем не менее задача газодинамического расчета трехмерного вязкого потока в кольцевой турбинной решетке, к тому же при часто встречающихся ее сложных конфигурациях, сверхзвуковых скоростях, взаимодействии решеток, а для последней решетки - с выходным патрубком, решена еще не полностью. В этом направлении наиболее далеко из отечественных научных коллективов, с практическим выходом, продвинулась группа

сотрудников ЦИАМ во главе с проф. М. Я. Ивановым. Некоторые результаты этих исследований, в частности по расчету обтекания сверхзвуковым потоком плоских решеток по уравнению Навье - Стокса, представлены в [137. С.39].

Практически наиболее важным сегодня является использование полностью трехмерного (3Д) расчета (применительно к паротурбинным ступеням известны публикации фирм "Сименс" [7], "Мицубиси" [5,6], "Тошиба" [6], "Альстом" [6,8], ЦИАМ [3,9] и др.). Активно в этом направлении работают китайские ученые.

При проектировании и расчете паровых турбин ощущается дефицит сведений о работе турбинных ступеней на влажном паре. Современные методы расчетов КПД, расходных характеристик, скорости эрозии и других характеристик проточных частей турбин, работающих на влажном паре, имеют существенный недостаток из-за отсутствия надежных данных о структуре влажного пара. Фактически можно назвать только отдельные опыты ЦКТИ, ХТГЗ, МЭИ и АЕИ из числа исследований распределения влажности и дисперсности, которые выполнены в экспериментальных и натуральных установках. Однако, во-первых, этих исследований недостаточно для анализа процессов образования и движения крупнодисперсной влаги, во-вторых, известные опытные данные трудно обобщить и даже сопоставить, так как они получены при существенно различных условиях. К тому же моделирование течения влажного пара в экспериментальных ступенях затруднено потому, что физические процессы в области влажного пара протекают очень сложно, натурное моделирование таких процессов на малоразмерных моделях практически невозможно [50, 72]. Большая часть работ по определению характеристик турбинной ступени в условиях влажности выполнена на влажном воздухе (работы БИТМ). Однако результаты эксперимента на влажном воздухе не всегда могут быть полностью распространены на условия работы турбинной ступени в зоне влажного пара [11. С.29]. По этой причине в большинстве работ отражены в основном результаты визуального наблюдения, по которым можно получить лишь качественное представление о течении влажного пара [173], а накопленный экспериментальный материал еще далеко недостаточен, чтобы ответить на все вопросы, возникающие

при расчете турбинных ступеней, работающих в зоне влажного пара. Поэтому представляет несомненный интерес анализ расчетного исследования степени возможного влияния такой влаги на показатели работы всей турбоустановки.

Анализ литературных источников, экспериментальных и теоретических данных показывает, что несмотря на многообразие моделей, необходимо отметить их слабую пригодность для выполнения успешных оптимизационных расчетов в связи с отсутствием в них достоверных характеристик, которые бы давали адекватную оценку в широком диапазоне режимов работы. В этой связи наиболее правильным представляется интегральный подход к описанию характеристик, имеющий место в трудах [124, 169]. Суть его в том, что на основе обобщения в специальном виде экспериментальных данных или данных детальных газодинамических расчетов ВТИ получены универсальные характеристики целых отсеков, включая часть низкого давления. Эти характеристики универсальны с точностью до определенных коэффициентов, которые участвуют в этих характеристиках (коэффициенты пропускной способности отсека, уровень вентиляционных потерь, коэффициент внутренних потерь без учета потери с выходной скоростью, геометрические характеристики проточной части по каждому отсеку). Это значительно сокращает объем экспериментальных и расчетных исследований, позволяя использовать универсальные мощностные и расходные характеристики турбинных отсеков для любой проточной части (что к тому же унифицирует и программу расчета) и исследовать какие возможно режимы вплоть до холостого хода. Характеристики такого вида и будут использоваться автором при разработке математических моделей турбоустановок.

#### 1.4. Обзор методов математического моделирования для проведения оптимизационных исследований турбоустановок и ТЭЦ в целом

Оптимизационные исследования теплофикационных турбоустановок проводились разными научными коллективами в нескольких направлениях: оптимизация проточной части турбоустановок и оптимизация работы ТЭЦ в целом.

В работах под руководством К.Л. Лапшина [99, 98] изложены методы многорежимной оптимизации проточных частей многоступенчатых паровых и

газовых турбин на базе математических моделей, описывающих физические явления и процессы в потоке рабочего тела на номинальном и переменных режимах [96. С.16]. Синтез проточной части на номинальном режиме авторы выполнили в рамках квазидвумерной, а расчет на переменных режимах — в рамках одномерной математических моделей. Такие оптимизированные проточные части испытывались в лаборатории Петербургского государственного технического университета и Института турбомашин университета г. Ганновера и были получены удовлетворительные результаты.

В некоторых статьях [7, 8, 95, 98] предпринята попытка учесть взаимное влияние параметров турбины и тепловой схемы при оптимизационных расчетах. Проведено сравнение некоторых результатов оптимизации паровой турбины с учетом изменения параметров тепловой схемы в целом и без него. И все же Б.М. Трояновский в своих публикациях неоднократно отмечает, что такого рода влияния практически нельзя учесть теоретическим расчетом, нужны экспериментальные исследования [136, 139]. Т.е. решение задачи оптимизации проточной части с учетом тепловой схемы методом детального газодинамического расчета очень затруднительно, нужен другой способ изучения их внутренней структуры функционирования и внешних связей с окружающей средой и в качестве него были выбраны методы анализа на основе нормативных характеристик (диаграмм режимов турбоустановки), относительных приростов (коэффициентов ценности тепла) и др.

Другое направление оптимизационных исследований подразумевает рациональное распределение тепловых и электрических нагрузок между теплофикационными турбоагрегатами, определяющее наиболее экономичные внутристанционные режимы ТЭЦ. Это требует комплексного решения двух основных задач: в соответствии с располагаемыми вычислительными средствами необходимо найти наиболее точное выражение энергетических характеристик турбин, а также выбрать или разработать и применить соответствующую методику распределения нагрузок между турбинами.

Первые оптимизационные исследования теплоэнергетических установок

появились в 30-х гг. прошлого века и были посвящены определению оптимального вакуума в конденсаторе. Значительным шагом в развитии методов оптимизации стал метод коэффициентов ценности тепла, предложенный проф. Я.М. Рубинштейном и развитый в работах М.И. Щепетильникова. Использование коэффициентов изменения мощности и ценности тепла позволило очень просто находить изменения экономичности паротурбинной установки при небольших изменениях в ее тепловой схеме [5. С.13]. Следовательно, такой метод может дать удовлетворительный результат только в области режимов, не сильно отличающихся от номинальных.

Другой методологический подход к оптимизации параметров и процессов в теплоэнергетических установках, основанный на составлении эксергических балансов (в дополнении к материальному и тепловому балансам), исходит из работ Ф. Бошняковича, А.Д. Качана [64], А.И. Андрющенко, П. Грассмана и др. Эксергетический метод и предлагаемый метод относительных приростов [152] полностью отражают технологию производства, но не отвечают рыночным условиям [Богданов А.Б., инженер Омской ТЭЦ-6].

Термодинамический анализ регенеративных схем паротурбинных установок получил дальнейшее развитие в исследованиях В. Я. Рыжкина и др. [123]. В частности, значительный интерес представляет разработанный им метод эквивалентных теплопадений [5. С.17].

Серьезное внимание вопросами оптимизации теплоэнергетических установок стали уделять более 40 лет назад в Сибирском энергетическом институте коллективом под руководством Л. С. Попырина [116, 117, 108]. Метод математического моделирования, разработанный Г. Б. Левенталем и Л. С. Попыриным в сибирском отделении АН СССР, получил в то время большое распространение [5. С.15]. Принципиально важно, что получение качественно нового эффекта от использования метода математического моделирования при оптимизации теплоэнергетических установок наблюдается как для крупных задач оптимизации теплоэнергетических установок в целом, так и для относительно небольших задач оптимизации элементов и групп элементов оборудования и

сооружений установки. В качестве примера в публикации [116. С.17] приводится задача оптимизации низкопотенциального комплекса электростанции. К числу новых возможностей, открываемых применением метода математического моделирования, относится возможность выполнения в едином итерационном процессе расчетов технологической (тепловой) схемы установки и технических расчетов элементов оборудования установки. При этом достигается уточнение тепловых балансов теплового и прочностного расчетов элементов оборудования, расчетов гидравлических и аэродинамических потерь в элементах оборудования и по трактам теплоносителей, значений КПД основных и вспомогательных агрегатов, расходов теплоносителей и рабочих тел, термодинамических параметров блока. Такое взаимное уточнение ранее не производилось или производилось весьма приближенно ввиду сложности и трудоемкости многократного повторения расчета технологической схемы и элементов оборудования, что, естественно, сказывалось на точности определения тепловой экономичности установки и технико-экономических показателей оборудования. Иными словами, достигается оптимизация внутренней структуры теплоэнергетической установки.

Из всего вышесказанного следует, что задача по оптимизации всей турбоустановки решается вполне удовлетворительно, но влияние внешней тепловой схемы учитывается не в полной мере и количество рассчитываемых режимов ограничено. В наибольшей мере эффект улучшения показателей теплоэнергетических установок и электростанций достигается при совместной оптимизации значений всех основных параметров технологической схемы и элементов оборудования, т. е. при комплексной оптимизации установки или электростанции в целом.

Донтехэнерго уже длительное время работает в области применения ЭВМ для нормирования удельных расходов топлива на выработку электрической и тепловой энергии. На первом этапе [150] оптимальное распределение нагрузок между котло- и турбоагрегатами находилось методом вариантных расчетов, который весьма трудоемкий и не дает уверенности в том, что принимаемое

распределение нагрузок обеспечивает действительно минимальный расход топлива. На втором этапе решение задачи по оптимальному распределению нагрузок между турбоагрегатами ТЭС с учетом перечисленных требований выполнена на ЭВМ «Минск-32» для практически любого состава турбинного оборудования электростанций с отечественными турбинами любого типа. При этом использована библиотека характеристик отечественных турбоагрегатов, разработанная Донтехэнерго и положенная в основу нормирования технико-экономических показателей ТЭС с помощью ЭВМ [150].

Широкие исследования по эффективности работы существующих ТЭЦ с турбинами типа Т в переменной части графика нагрузки выполнены во ВНИПИЭнергонроме. В работах [32, 125] изложена методика экономического обоснования выбора режима использования теплофикационной турбины и концепция математического моделирования и оптимизации режимов работы ТЭЦ. Концепция реализуется на ТЭЦ-26 в виде комплекса программ для нескольких персональных компьютеров типа IBM PC AT 286, 386, объединенных локальной вычислительной сетью.

Вычислительным методам оптимизации в литературе уделено не меньшее внимание. Основная цель оптимизации теплоэнергетических установок — определение значения термодинамических, конструктивных, технологических, компоновочных параметров, обеспечивающих наивысшую экономичность и надежность работы этих установок. Число таких параметров, например, для блочных энергоустановок достигает нескольких сотен. Решить непосредственно такую сложную задачу ограниченные технические возможности ЭВМ и математические методы практически не позволяют. Приходится разбивать общую задачу на частные подзадачи для отдельных элементов энергоустановки с относительно небольшим числом оптимизируемых переменных. Для решения этих подзадач необходимо сформулировать критерий оптимальности, т. е. описать функционал  $F(x_1, x_2, \dots, x_n)$  и ограничения на оптимизируемые переменные  $x$ :

$$\sum_{i=1}^m f_i(x_1, x_2, \dots, x_n) \geq 0.$$
 При оптимизации теплоэнергетических установок во

многих работах в качестве критерия оптимальности рассматривается или максимум тепловой экономичности или минимум суммарных расчетных затрат. В этих случаях функционалом является или выражение удельного расхода (КПД) или выражение суммарных расчетных затрат. В качестве ограничений обычно рассматриваются допустимые значения давлений, температур, скоростей теплоносителей, температур стенки, пределов прочности материалов и многие другие факторы. Решение задачи оптимизации заключается в поиске экстремального значения (минимума или максимума) функционала. Очевидно, что для успешной оптимизации всей станции кроме достоверных моделей, описывающих поведение теплофикационных установок, необходимы результативные вычислительные методы.

В *аналитических расчетах* по оптимизации теплоэнергетических установок функционалы и ограничения упрощаются с целью получения относительно несложных аналитических зависимостей с ограниченным количеством переменных, что позволяет использовать классические методы исследования функции на экстремум.

Возможность существования особых точек (седловых, типа гребней и оврагов и т. д.), разрывности функционала и изменений переменных условных экстремумов на границах допустимых областей, многосвязности, многоэкстремальности функционала, ограничений типа неравенств, дискретность переменных и т. д. — все это приводит к практической непригодности аналитических методов оптимизации теплоэнергетических установок. Применение ЭВМ и *численных методов* нелинейного программирования позволяет в основном преодолеть эти затруднения. При малом числе оптимизируемых переменных и при узких пределах их изменения отыскание глобального экстремума практически обеспечивает метод сплошного перебора на ЭВМ вариантов путем обхода в определенном порядке узлов многомерной сетки в пространстве независимых переменных и вычисление в каждой точке значений функций ограничений и функционала. При оптимизации по большому числу параметров применяются методы направленного поиска оптимума: градиентные

(первым при расчете теплоэнергетических установок предложил его использовать В.М. Горнштейн [39, 107, 38], развит в работах Р.З. Аминова, Л.А. Крумм [4, 80] и др., метод хорош тем, что не требует удачного начального приближения), наискорейшего спуска (разновидность градиентного метода, обеспечивает меньшее число шагов), покоординатного спуска. Наиболее простым по алгоритму является последний метод, в котором с фиксированным шагом для каждой оптимизируемой переменной движение поочередно осуществляется в направлении координатных осей (оптимизируемых переменных) [31.С.56-57], но при большом числе переменных может привести к очень большому времени счета. В этом отношении более эффективными являются методы градиентного и наискорейшего спуска. Наиболее полный обзор численных методов применительно к оптимизации теплоэнергетических установок приведен в работах Сибирского энергетического института [31.С.58-59].

А вот при оптимизации всей ТЭЦ Донтехэнерго использует метод *динамического программирования* [150], который хорошо приспособлен для реализации его на ЭВМ, не требует начальных приближений и обеспечивает нахождение глобального оптимума. К недостаткам метода динамического программирования следует отнести его дискретный характер, т. е. метод предназначен для отыскания экстремума на дискретном множестве точек [150].

В ряде других работ [24] задача оптимального распределения тепловой и электрической нагрузок между турбоагрегатами ТЭЦ решается на основе *симплексного метода*. Предложены способы описания ограничений по режимам работы турбоагрегатов с регулируемым отбором пара.

Для описания тепловой схемы турбоустановок некоторые исследователи используют методы *теории графов*. Каждый элемент тепловой схемы турбоустановки описывается двумя уравнениями - гидравлическим и тепловым, связывающими потери давления и изменение энтальпии с расходом среды на участке. Например, для отсека паровой турбины гидравлическим уравнением служит формула Флюгеля, а тепловым - зависимость перепада энтальпий от расхода пара и внутреннего относительного КПД в расчетном режиме [125. С.22-24]. В

отличие от традиционных методов, построенных на итеративных расчетах тепловых схем, в такой постановке решение получается из системы нелинейных уравнений.

В качестве алгоритма нелинейной оптимизации используется гибрид методов *Гаусса-Зейделя и прямого поиска* с уменьшающимся при переходе от цикла к циклу шагом варьирования переменных. При этом каждая из переменных в процессе оптимизации совершает как бы затухающие колебания от начального значения с уменьшающейся при подходе к оптимальному значению амплитудой [7, 8].

Из приведенного обзора методов математического моделирования видно, что решение задачи оптимизации распределения нагрузок между агрегатами ТЭЦ встречает существенные трудности, связанные с большой размерностью пространства принятия решений, невыпуклостью ограничений и рядом других факторов. Математические модели агрегатов ТЭЦ в задачах оптимизации, как правило, существенно упрощаются, что приводит к снижению точности решения, которое при этом носит скорее качественный, чем количественный, характер и в большинстве случаев абстрагировано от реальных технологических взаимосвязей агрегатов. Подтверждением служит значительное число программ, реализующих различные подходы и численные методы, но не нашедших потребителя. [125. С.21].

Итак, анализируя литературные данные, можно сделать вывод о том, что отечественными и зарубежными научными организациями был разработан ряд методов распределения нагрузок между турбинами ТЭЦ с помощью ЭВМ. Для этого использовались различные математические методы: методы линейного программирования, методы динамического программирования, методы поиска экстремума функций нескольких переменных. Если разработкам методик уделено большое внимание, то способы представления энергетических характеристик турбин разработаны явно недостаточно. До сих пор широко применяются, как много лет назад, энергетические характеристики, представляющие собой линейные уравнения с изломами. Налицо несоответствие между применяемыми методами и средствами решения задачи с исходными данными. Теоретические исследования и практика свидетельствуют о больших и еще далеко не полностью раскрытых возможностях метода математического моделирования применительно

к технико-экономическому анализу в выборе оптимальных решений при эксплуатации теплоэнергетических установок, и о необходимости его развития.

### 1.5. Постановка задач исследования

Анализ литературных источников показал, что решение задач повышения энергетической эффективности работы ТЭЦ за счет совершенствования эксплуатации турбинного оборудования возможны только на базе комплексных расчетных исследований на базе математического моделирования. Сложность и многоэтапность расчета турбин, недостаточная разработка вопросов, касающихся корректного представления их характеристик, надежных способов оценки технико-экономических показателей, делают актуальным создание таких математических моделей, которые бы адекватно отражали не только номинальные, но и переменные режимы работы турбоустановок и использовались для поиска оптимальной организации работы ТЭЦ в целом.

*Основные задачи диссертационного исследования, решение которых выносятся на защиту.*

1. Анализ объектов исследования и разработка (обоснование) новых, более совершенных математических моделей и методик исследования переменных режимов работы теплофикационных турбоустановок на основе реальных энергетических характеристик турбинных отсеков и вспомогательного оборудования, полученных по результатам обобщения экспериментальных данных и детальных газодинамических расчетов.

2. Совершенствование вычислительных методов математического моделирования, а именно методики решения системы нелинейных уравнений большой размерности (с числом независимых переменных более 50), проведение модернизации существующих алгоритмов и численных методов применительно к расчету режимов работы теплофикационных турбоустановок.

3. Выполнение сравнительного анализа результатов расчетных исследований энергетической эффективности переменных режимов работы теплофикационных турбоустановок с использованием разработанных автором

математических моделей с результатами расчетов, полученных на основе типовых нормативных характеристик.

4. Демонстрация применимости разработанных математических моделей для проведения детальных расчетно-экспериментальных исследований энергетической эффективности различных способов эксплуатации ТЭЦ (в частности, способов получения дополнительной и пиковой мощности, перехода с одноступенчатого на двухступенчатый подогрев сетевой воды и др.); разработка и обоснование рекомендаций по совершенствованию эксплуатации оборудования и описание области их применения.

5. Проведение на базе математического моделирования комплексных расчетных исследований, ориентированных на выявление резервов повышения энергетической эффективности работы ТЭЦ за счет оптимизации распределения нагрузок и совершенствования тепловых схем турбоустановок ТЭЦ.

6. Проведение исследований на математических моделях теплофикационных турбоустановок возможного влияния учета процессной влаги на технико-экономические показатели их работы в условиях эксплуатации.

7. Апробация результатов работы на ряде ТЭЦ Кировской энергосистемы.

## 2. Объекты и методика исследований

### 2.1. Объекты расчетного исследования

Теплофикационная турбоустановка (ТТУ) представляет собой сложную теплоэнергетическую систему и эксплуатируется в очень широком диапазоне режимов: работа по тепловому графику, когда заданный отпуск теплоты поддерживается расходом пара на турбину при полностью закрытых регулирующих органах теплофикационных отборов (регулирующих диафрагм (РД) ЧНД), а электрическая мощность прямо связана с величиной тепловой нагрузки; работа по электрическому графику с независимым заданием тепловой нагрузки и электрической мощности, что обеспечивается изменением расхода пара на турбину и степенью открытия РД ЧНД; чисто конденсационные режимы с выработкой только электрической мощности при полностью открытых РД ЧНД и пропуском всего отработавшего пара в конденсатор. Отпуск теплоты для подогрева сетевой воды (СВ) может осуществляться только из нижнего теплофикационного отбора (одноступенчатый подогрев СВ) или из обоих (нижнего и верхнего) отборов (двухступенчатый подогрев СВ).

В соответствии с поставленными задачами, расчетные исследования проводились на базе "Кировэнерго", для чего автором были разработаны математические модели находящихся в эксплуатации теплофикационных турбоустановок соответствующих типов: Т-185/220-130, Т-180/210-130, Т-100/120-130, Т-50/60-130, ПТ-80/100-130/13, ПТ-60/75-130/13. Основные технические данные исследованных турбоустановок приведены в таблице 2.1. Как будет показано в дальнейшем, полученные результаты исследования дают возможность использовать аналогичную методику и для других типов турбомашин.

Уникальность используемых для дальнейших исследований программ (математических моделей теплофикационных турбоустановок различных типов) состоит в том, что они базируются на реальных энергетических характеристиках турбинных отсеков и вспомогательного оборудования. Такие модели позволяют производить полный тепловой расчет турбоустановок (с учетом фактической тепловой схемы, состояния оборудования и условий его эксплуатации) и получать адекватную

оценку происходящих в турбоустановке процессов не только в режимах, близких к номинальному, но и в глубоко переменных, вплоть до вентиляционных. Далее будут рассмотрены особенности этих характеристик и дано обоснование их использования.

Таблица 2.1 - Основные технические данные исследованных теплофикационных турбин

Наименование	Тип турбины				
	T-50/60-130	T-100/120-130	T-180/210-130	T-185/220-130	ПТ-80/100-130/13
Мощность, МВт:					
номинальная	55	100	180	185	80
на конденсационном режиме	55	100	210	220	-
максимальная	65	120	210	220	100
Частота вращения ротора, об/мин	3000	3000	3000	3000	3000
Номинальные параметры пара:					
давление свежего пара, МПа	12,75	12,75	12,75	12,75	12,75
температура свежего пара, °С	565	565	540	555	565
температура пара после промперегрева, °С	-	-	540	-	-
Расход свежего пара, кг/с:					
номинальный	71,1	122,5	180	218,3	130,6
максимальный	73,6	127,8	186,1	225	
Пределы регулирования давления пара в отборах, МПа:					
производственном	-	-	-	-	1,28
верхнем теплофикационном	0,06-0,25	0,06-0,25	0,059-0,196	0,059-0,294	0,05-0,25
нижнем теплофикационном	0,05-0,2	0,05-0,2	0,049-0,147	0,049-0,196	0,03-0,1
Тепловая нагрузка:					
производственная (номинальная/максимальная), кг/с	-	-	-	-	
отопительная (номинальная/максимальная), МВт	111/116	186,1/186,1	302/314	326/337	
Температура подогрева питательной воды, °С	225	232	248	232	249
Количество:					
регенеративных отборов	7	7	7	7	7
ступеней в турбине	25	25	31	28	30

Основной модуль программ представляет собой совокупность материальных и энергетических балансов теплофикационных турбоустановок. Они сводятся в систему нелинейных уравнений из порядка пятидесяти неизвестных, решение которой модифицированным методом Ньютона приводит к определению всех параметров проточной части, вспомогательного оборудования и соответственно к получению всех параметров, характеризующих в целом эффективность работы турбины.

У исследователя имеются широкие возможности для расчета практически любого режима в реальном диапазоне изменения параметров за счет задания различных комбинаций переменных, тепловой схемы, видоизменения характеристик оборудования и варьирования более чем тремя десятками коэффициентов.

Предметом исследования являлись параметры и режимы работы теплофикационных турбоустановок, термодинамические и технико-экономические показатели их эффективности.

## 2.2. Использование особенностей энергетических характеристик турбинных отсеков для совершенствования модели расчета теплофикационных паротурбинных установок в целом и их обоснование

Как следует из многочисленных публикаций для теплофикационных турбин (в отличие от конденсационных) характерен широкий спектр возможных режимов работы в зависимости от расхода свежего пара, тепловой нагрузки, давлений в регулируемых отборах, расхода и начальной температуры подогреваемой сетевой воды, условий охлаждения конденсатора, одновременно может существенно отличаться от номинальной и температура (или влажность) пара перед ЧНД и др. Эффективность работы любой турбоустановки в переменных режимах зависит, прежде всего, от экономичности части низкого давления. Не случайно на протяжении многих лет проявляется большой интерес к исследованию переменных режимов работы отдельных ступеней и отсеков паровых турбин, и прежде всего – режимов с пониженными по сравнению с номинальным значением величинами объемного пропуска пара. С использованием малопаровых режимов связано большинство решений по повышению экономичности турбоустановок за

счет снижения потерь теплоты в холодном источнике и увеличения выработки электроэнергии на базе отпускаемой теплоты (организация регулируемых теплофикационных отборов, подогрев технологической или сетевой воды в пучках конденсаторов и т.п.). При этом значительный экономический эффект может быть достигнут при наиболее рациональном выборе условий эксплуатации турбин, т.е. при оптимизации режимов работы и тепловой схемы установки. Успешная оптимизация возможна лишь при использовании достаточно достоверных исходных мощностных и расходных характеристик турбинных ступеней. Задачи эти были решены научными коллективами ВТИ и ФГБОУ ВПО "ВятГУ" в результате организации расчетных исследований, натурных и промышленных испытаний на современных теплофикационных и конденсационных турбинах различных типов (Т-50/60-130, ПТ-60/75-130/13, ПТ-135/165-130/15, Т-180/210-130, К-300-240, К-100-90) и дальнейшей обработки полученных результатов. ВятГУ были предложены методы обобщения экспериментальных данных и получены безразмерные обобщенные мощностные характеристики турбинных отсеков и ступеней для практических всех возможных диапазонов реального изменения  $Gv_2$ , в том числе в вентиляционных режимах, а ВТИ подтвердил их правомерность натурными испытаниями и результатами детальных газодинамических расчетов.

Анализ показывает, что характеристики отсеков и ступеней качественно одинаковы. Это свидетельствует о возможности получения закономерностей и зависимостей универсальной структуры, пригодной для описания отсеков разных проточных частей, отличающихся друг от друга только коэффициентами. Так, нашел подтверждение тот факт, что параметр  $(Gv_2)_{кр}$  (верхняя граница по объемному расходу пара для чистовентиляционных режимов ЧНД) является характеристикой отдельной ступени и определяется ее геометрией. В чистовентиляционных режимах потребляемая ступенями ЧНД мощность оказывается практически пропорциональной давлению в конденсаторе  $N^{ЧНД} \approx -C' \cdot p_k$ . По результатам исследований получена величина коэффициента  $C'$  для различных турбин. Необходимо отметить, что при снижении объемного расхода пара переход ЧНД в

режим чистой вентиляции и равенство давлений до и после ЧНД достигаются практически одновременно, т.е. при  $Gv_2 = (Gv_2)_{кр}$  располагаемый тепловой перепад отсека принимает нулевое значение. Этот вывод был использован для оценки диапазона чистовентиляционных режимов работы турбинных ступеней и отсеков без проведения специальных исследований мощностных характеристик. В области  $Gv_2 < (Gv_2)_{кр}$  давление перед отсеком становится меньше, чем противодействие. Данное явление связано с вентиляционными процессами, происходящими в проточной части на малопаровых режимах, и свидетельствует о том, что последние турбинные ступени имеют способность нагнетать рабочее тело по направлению к выходному патрубку. По результатам исследований получена практически однозначная взаимосвязь  $H_i^{чнд}$ ,  $H_0^{чнд}$  и  $\eta_{0i}^{чнд}$  от  $Gv_2$  (для каждой ЧНД). В [68] отмечается полуэмпирический характер формулы А.Стодолы для получения расходных характеристик. Ее теоретическое обоснование базируется на предположении о полном заполнении проходных сечений каналов потоком среды, пренебрежении сжимаемостью рабочего тела в пределах одной ступени и замене реальной проточной части турбинного отсека группой достаточно большого количества последовательно расположенных сопел. Указанные допущения являются достаточно спорными. По этой причине указанная формула не может быть применена при исследовании существенно переменных режимов работы последних ступеней турбин. На основе обобщения результатов натурных исследований различных турбинных отсеков предложена полуэмпирическая зависимость вида

$$\frac{G}{p_0} = \frac{\alpha}{\sqrt{p_0 v_0}} \cdot \sqrt{1 - \left( \frac{p_2}{p_0} - \sigma \right)^2}, \text{ где } \alpha - \text{некоторый постоянный для данной}$$

проточной части коэффициент. Величина  $\sigma$  определяется, как  $\sigma = \sigma_0 \sum u^2 / p_2 v_2$ , где  $u$  - окружная скорость рабочего колеса на среднем диаметре;  $\sigma_0 \approx 0,11$  - постоянный коэффициент. Погрешность аппроксимации этой зависимостью имеющихся экспериментальных данных не превышает нескольких процентов в диапазоне режимов вплоть до вентиляционных. Сравнение расчетов по этой

зависимости с результатами натуральных исследований последних ступеней турбины К-300-240 ХТГЗ, проведенных ВТИ, показало возможность ее использования для определения расходных характеристик не только турбинных отсеков, но и отдельных ступеней низкого давления. С учетом особенностей мощностных характеристик авторами было предложено рассматривать отдельно области с  $Gv_2 \leq (Gv_2)_{кр}$  (чистовентиляционные режимы);  $(Gv_2)_{кр} \leq Gv_2 \leq (Gv_2)_{хх}$ ;  $(Gv_2)_{хх} \leq Gv_2 \leq (Gv_2)_p$  (режимы частичных нагрузок) и  $(Gv_2)_p \leq Gv_2 \leq (Gv_2)_н$  (диапазон режимов, близких к номинальному). При этом в качестве  $(Gv_2)_p$  принят объемный расход пара на выходе из последней ступени отсека, которому соответствует минимальная среднерасходная абсолютная выходная скорость потока:  $(Gv_2)_p = (F_n u \cos \beta_2)_n$ .

На основе анализа и математической обработки экспериментальных данных мощностных характеристик различных отсеков и ступеней низкого давления была выявлена закономерность, в соответствии с которой в диапазоне  $(Gv_2)_{кр} \leq Gv_2 \leq (Gv_2)_p$  с погрешностью, лежащей в пределах точности эксперимента (0,5-2 кДж/кг), имеет место зависимость  $H_i = \eta_{oi}^* H_0 - C / Gv_2$ . Величина  $C$  в ней практически совпадает с коэффициентом пропорциональности в формуле для вентиляционных потерь  $N_e = -C / v_2$ . Из этого следует, что в указанном диапазоне режимов внутренняя мощность отсека или ступени линейно зависит от располагаемой мощности, причем величина потерь мощности  $GH_0 \eta_{oi}^* - N_i = C / v_2 = |N_e|$  при неизменном  $v_2$  остается постоянной и численно равной потерям в чистовентиляционном режиме. Выражение для использованного теплоперепада дает также возможность получить взаимосвязь между величиной коэффициента  $C$  и с геометрическими параметрами проточной части и частотой вращения ротора

$$C = C_0 \cdot \tilde{F}_n \cdot \tilde{u} \cdot \sum u^2, \quad (2.1)$$

где  $C_0 = a / 2b = 0,153$  - постоянный коэффициент.

Формула удовлетворительно согласуется с имеющимися результатами

экспериментального определения величины  $C$  (средняя относительная погрешность около 3 %) [169].

Таким образом, результаты натурных исследований позволили выявить взаимосвязь характеристик турбинных отсеков и ступеней в режимах частичных нагрузок, холостого хода, потребления энергии и чистовентиляционном. При этом особо важное значение имеет подтверждение универсальности параметров  $p_2/G$  и  $Gv_2$ , определяющих физические процессы в турбинных ступенях на переменных режимах работы, включая малорасходные и вентиляционные. В результате была создана уникальная программа, в которой используется унифицированный способ описания работы всех турбинных отсеков, включая ЧНД, на основе обобщенных мощностных и расходных характеристик, определяющих расход пара через группу ступеней и вырабатываемую ими мощность в функции давлений пара соответственно на входе в группу ступеней и выходе из нее. Геометрические особенности отсеков учитываются в зависимостях соответствующими коэффициентами и являются входными параметрами в эту функцию.

Математические модели элементов проточной части турбоустановки представлены системой уравнений регулирующей ступени, промежуточных отсеков расширения, отсека части низкого давления (с учетом номинальных режимов, режимов потребления мощности и частичных нагрузок), конденсационной установки, сетевых подогревательных установок, регенеративных подогревателей высокого и низкого давления и вспомогательных теплообменников, деаэратора, питательного насоса, потерь давления в трубопроводах, штоках (реализация математической модели на примере турбоустановки Т-50-130 показана в приложении).

Если группа ступеней работает в зоне влажного пара, потери от влажности приближенно могут быть учтены в предположении, что они равны среднеарифметической степени влажности по параметрам на входе и на выходе из

группы ступеней:  $H_{iв} = H_i \left( 1 - a_{вл} \frac{y_o + y_{2p}}{2} \right)$ . Более точные формулы очень

сложны и требуют весьма подробной информации не только по исследуемому, но и по предыдущему отсеку. Как показали исследования проточных частей различного типа, проведенные несколькими организациями в весьма различных условиях, коэффициент  $a_{вп}$  меняется в весьма широких пределах  $a_{вп}=0,4\div 2,9$ . Если базироваться на интегральных испытаниях, то можно принять величину  $a_{вп}$  в диапазоне от нуля до единицы включительно.

Все эти эмпирические характеристики в разных диапазонах совместно с уравнениями теплового баланса дополняют друг друга, образуют замкнутую систему, позволяющую определять по известным условиям все интересующие исследователя параметры.

В дополнение к этому в программе используется пакет процедур, предназначенных для вычислений теплофизических свойств воды и водяного пара в широком диапазоне исходных данных. В пакете определено более 200 функций для вычислений свойств воды и водяного пара по формулам, предложенным Международной Ассоциацией по Свойствам Воды и Водяного Пара. Термодинамические свойства вычисляются по Формуляции 1997 для технических расчетов, а остальные свойства - по соответствующим им Формуляциям. В связи с этим можно быть уверенным в том, что программа воспроизводит величины, соответствующие данным, рекомендованным Государственной службой стандартных справочных данных (ГСССД Р-776-98) и уравнениям "IAPWS Industrial Formulation 1997 for the Thermodynamic Properties of Water and Steam" ("Система уравнений Международной ассоциации по свойствам воды и водяного пара для вычисления термодинамических свойств воды и водяного пара в промышленных расчетах 1997 года"). Пакет может быть подключен практически к любой программной среде (Microsoft Excel, Mathcad и др.), используемых для теплотехнических расчетов.

### 2.3. Процедурный алгоритм расчета тепловой схемы и его обоснование

*Численный метод решения системы нелинейных уравнений в используемых математических моделях.* Следующий этап расчета тепловой схемы – разработка

алгоритма реализации, который позволяет точно и однозначно определять процесс преобразования входных переменных модели объекта в выходные.

После составления математического описания материальных и энергетических балансов был выбран метод, разработан алгоритм и составлена программа решения системы уравнений. Когда возможно аналитическое решение системы уравнений, необходимость разработки алгоритма и программы не возникает, в противном случае необходимо применить численный метод. В этом случае от эффективного алгоритма решения зависит практическая применимость математической модели.

В отличие от систем линейных уравнений для систем нелинейных уравнений лишь в отдельных случаях можно найти решение непосредственно. Поэтому итерационные методы для нелинейных систем приобретают особую актуальность. Подобные системы при моделировании теплоэнергетических объектов возникают довольно часто.

*Обоснование использования метода Ньютона в основе алгоритма решения системы нелинейных уравнений*

Поиск решения системы нелинейных уравнений в данном случае осуществлялся известным итерационным методом Ньютона.

Во-первых, метод принципиально можно реализовать на языке программирования (записать в виде вычислительного алгоритма), так как он полностью удовлетворяет следующим общим положениям (требованиям), предъявляемым к вычислительным алгоритмам:

- метод должен быть полностью схематизирован. Это означает, что в каждый момент должно быть однозначно установлено, какой следующий шаг должен быть сделан;

- алгоритм должен строиться преимущественно рекурсивно, т.е. состоять из относительно небольших составных частей, которые неоднократно реализуются для различных наборов значений;

- вычислительный алгоритм должен быть конечным, т.е. приводить к результату за конечное число шагов;

- вычислительный алгоритм может содержать лишь такие операции, которые являются выполнимыми на вычислительных устройствах (или согласуются с вычислительной машиной).

Во-вторых, так как этот метод оказывается очень эффективным для решения нелинейных скалярных уравнений, то он удачно обобщается и на случай системы уравнений. Как и в одномерном случае, здесь основная проблема состоит в удачном выборе начального приближения, которое желательно выбрать достаточно близко к предполагаемому корню, чтобы обеспечить быструю сходимость. Следовательно, если начальное приближение выбрано удачно, то метод Ньютона сходится, причем очень быстро (обычно за 3-5 итераций). Поэтому на практике этот метод используется чаще всего (в этом его преимущество).

В-третьих, он обеспечивает высокую точность полученного приближения за конечное число итераций. Для метода Ньютона хорошим критерием окончания итераций является условие  $\|X^k - X^{k+1}\| \leq \varepsilon$ . В самом деле, вблизи корня ньютоновские итерации сходятся квадратично, поэтому если этот критерий выполнен, то  $\|X^{k+1} - X^{cp}\| \approx \varepsilon^2 \leq \varepsilon$ . Выбирая  $\varepsilon \approx 10^{-5} - 10^{-6}$ , можно получить решение десятком верных знаков.

В-четвертых, имеется возможность модификации этого метода для конкретной вычислительной задачи. После составления математической модели теплофикационной установки, нелинейные зависимости между неизвестными получены не в явном виде, и поэтому напрямую вычислять все частные производные, которые используются в решении на каждой итерации невозможно. Данный метод допускает без ущерба для точности получаемого решения использовать разностные отношения для аппроксимации частных производных. Подробнее такая модификация будет описана ниже.

В-пятых, при использовании метода Ньютона не происходит накопления вычислительной погрешности, как, например, при численном интегрировании. Каждый очередной шаг можно рассматривать как «начальное приближение».

*Частные особенности применения метода Ньютона*

*Использование разностных отношений для аппроксимации частных*

*производных*. Вычисления в методе Ньютона несколько сложнее, чем при простых итерациях, ибо на каждой итерации требуется находить матрицу производных и решать систему линейных уравнений. Если вычисление производной функции уже в одномерном случае бывает более сложной задачей, чем отыскание значения самой функции, то для системы  $N$  уравнений вычисление  $F'(X)$  во много раз более трудоемко, чем вычисление  $F(X)$ . Попытки избежать перечисленных трудностей превратились в отдельную вычислительную задачу.

Часто на практике выражения для элементов матрицы Якоби имеют сложный вид и их вычисление требует гораздо больших затрат по сравнению с вычислением функций  $F(x)$ . По аналогии с одномерным случаем, можно использовать разностные отношения для аппроксимации частных производных, которые образуют матрицу Якоби. Применяя этот метод, мы заменяем матрицу  $W(X)$  приближенной матрицей  $D(X)$ , которая имеет следующий вид:

$$D(X^{(k)}) = \left\{ \frac{f_n(x_1^{(k)}, \dots, x_m^{(k)} + h, \dots, x_N^{(k)}) - f_n(x_1^{(k)}, \dots, x_N^{(k)})}{h} \right\},$$

где  $h$  – малый параметр. Если вместо матрицы  $W(X^{(k)})$  подставить матрицу  $D(X^{(k)})$ , определенную выше, мы получим конечно-разностный метод Ньютона. Этот метод обеспечивает, по крайней мере, линейную сходимость, если значение параметра  $h$  достаточно мало. В то же время вычисление производной по разности вполне допустимо, если  $h$  не слишком мало. Если  $h$  сравнимо с величиной погрешности корня – невязок, рассогласований (а при их вычислении возможны ошибки, связанные не только с собственно точностью счета, но и вызванные внутренними итерационными циклами), то возможно возмущение матрицы  $D(X^{(k)})$ . В результате этого, сходимость итерационного процесса может замедлиться.

*Нахождение матрицы Якоби не на каждой итерации, а через определенное число шагов.* Как было сказано выше, один из шагов в методе Ньютона предусматривает решение системы линейных уравнений на каждой итерации. Когда число уравнений достаточно большое это может потребовать значительных вычислительных затрат. Поэтому в некоторых ситуациях имеет

смысл несколько упростить метод Ньютона и тем самым уменьшить количество вычислений, необходимое для решения линейных систем с матрицей Якоби.

Другой несколько более сложный способ модифицировать метод Ньютона (который и использовался автором) состоит в том, чтобы изменять матрицу  $D(X^{(k)})$  не на каждой итерации, а через  $m$  итераций, что не сильно замедляет скорость сходимости. Критерием того, что нужно изменять матрицу  $D(X^{(k)})$  является то, что  $m$ -ое приближение привело к увеличению суммы модулей всех невязок, т.е. очередной шаг уводит в сторону от искомого решения согласно принятому критерию оценки.

*Выбор величины очередного шага итераций в зависимости от величины суммы модулей невязок по всем переменным на последнем шаге.* Применение переменного шага при нахождении матрицы Якоби позволяет учитывать степень правильности последнего шага (последний сделанный шаг считается правильным, если после этого шага произошло уменьшение суммы модулей невязок по всем переменным) или неправильности (в противном случае) и уменьшить общее число шагов, сохранив при этом требуемую точность приближенного решения.

Для этих целей в данном случае применяется алгоритм выбора шага с помощью удвоения и деления шага пополам.

Пусть  $s_{n+1}$  – критерий правильности очередного шага (сумма модулей невязок по всем переменным уменьшилась) метода на шаге  $R$  в точке  $X_n + R$ . Если  $|s_{n+1}| > \varepsilon$  – сумма модулей невязок после предыдущего данному шага, то считается, что  $F_{n+1}^R$  не удовлетворяет заданной точности и нужно выбрать  $R^{(1)} = R/2$ . Вновь просчитывается значение  $F_{n+1}^{R/2}$  в новой точке  $X_n + R^{(1)}/2$ . Если новое значение погрешности  $|s_{n+1}^{(1)}| > \varepsilon$ , то точка  $X + R^{(1)}$  и значение  $F_{n+1}^{R/2}$  опять исключаются из рассмотрения, шаг снова делится пополам  $R^{(2)} = R^{(1)}/2$ , вычисления повторяются. Так продолжается до тех пор, пока при какой-то величине шага  $(R_k^{(k)})$  оценка локальной погрешности  $s_{n+1}$  не станет меньше  $\varepsilon$ .

После этого считается, что решение системы уравнений продолжено до точки  $X_{n+1} = X_n + R_k^{(k)}$ . Дальнейшее интегрирование уравнения производится из

точки  $X_{n+1}$  с шагом  $R_{n+1}=R^{(k)}$ , который выбирается описанным ниже способом.

Если оценка локальной погрешности на шаге  $R_n=X_{n+1}-X_n$  удовлетворяет неравенству  $|s_{n+1}| < \varepsilon/K$ , где  $K$ - некоторая константа, то считается, что достигнута степень точности, превышающая заданную, и шаг итераций удваивается:  $R_{n+1}=2R_n$ .

Если выполняется неравенство

$$\varepsilon/K \leq |s_{n+1}| \leq \varepsilon,$$

то считается, что полученное в точке  $X_{n+1}$ , решение удовлетворяет заданной степени точности и шаг итераций остается без изменения  $R_{n+1}=R_n$ .

Таким образом, обеспечивается выбор величины шага в зависимости от степени правильности последнего шага. В данном алгоритме полагается  $K=2^v$ , где  $v=2$  - порядок аппроксимации метода. Эта процедура называется демпфированием.

Нужно заметить, что задача характеризуется жесткими ограничениями на допустимые значения исходных переменных, связанными с их физической природой. Кроме того, наборы данных могут быть несовместны даже если все отдельные параметры лежат в допустимых пределах, так как принятые значения одних определяют диапазон допустимости других. В этих условиях нельзя задавать исходные данные с большим свободным шагом, а приходится искусственно ограничивать шаг по всем переменным, чтобы не выйти за пределы допустимости. Поэтому в алгоритме есть жесткие ограничения на степень увеличения очередного шага (он не может быть слишком большим).

Достоинство разработанной программы состоит в том, что она предусматривает возможность изменения расчетной тепловой схемы турбоустановки, при этом не нужно пересматривать систему уравнений и весь алгоритм расчета.

#### 2.4. Обоснование достоверности получаемых результатов

В разработанных моделях теплофикационных турбоустановок необходимо обосновать достоверность двух составляющих – непосредственно самих характеристик и используемого вычислительного метода решения уравнений.

Достоверность и обоснованность используемых в программе мощностных и

расходных характеристик определяется использованием специальных методик их натуральных исследований; большим объемом проведенных экспериментов и повторяемостью результатов экспериментов, выполненных в разное время и на нескольких идентичных турбинах; проверкой результатов с помощью программы ВТИ детального газодинамического расчета, уже прошедшей проверку на практике; экспериментальной проверкой теоретических выводов на действующем оборудовании электростанций и длительным опытом эксплуатации турбоустановок [168, 154]. Следовательно, полученные обобщенные характеристики являются достаточно представительными и могут использоваться для решения практических задач, связанных с исследованием и оптимизацией переменных режимов работы произвольных турбинных отсеков низкого давления. Разработанные на базе реальных энергетических характеристик турбинных отсеков математические модели позволяют детально исследовать экономичность теплофикационных турбин при прохождении переменной части графиков электрической и тепловой нагрузок. С их помощью можно определить влияние основных эксплуатационных факторов и величины пропускной способности закрытых РД ЧНД на эффективность различных способов получения дополнительной мощности и разгрузки по электрической мощности; показать возможность реального достижения значительного экономического эффекта за счет оптимизации режимов работы турбин и ТЭЦ в целом, что обусловлено существенной нелинейностью фактических энергетических характеристик оборудования.

Достоверность результатов, получаемых путем решения системы нелинейных уравнений с использованием модифицированного метода Ньютона, можно обосновать таким образом. Есть правило, что получение решения нелинейной системы уравнений зависит от обязательного выполнения двух условий.

1. Формирования системы с числом уравнений, равным числу определяемых переменных.

2. Выбора метода расчета, обеспечивающего хорошую сходимость решения в широкой практической области переменных значений.

Обычно считается, что если указанные условия при проведении расчетов выполнены, то полученные результаты считаются достоверными.

В программе, разработанной на основе предложенного метода, формирование системы и соответственно выполнение первого условия производится автоматически. Также выполняется и второе условие, что подтверждается достаточно большой достигнутой точностью, полученной в практических расчетах. Таким образом, вопрос о достоверности в данном случае решен. Можно, однако, поставить вопрос о точности полученных результатов расчета. И в этом случае результирующая погрешность будет состоять из составляющей, определяемой итерационным процессом сходимости, и составляющей, определяемой точностью задания постоянных коэффициентов системы и характера нелинейности входящих зависимостей. Первая составляющая погрешности связана с методом расчета. Она определяется заданной продолжительностью процесса сходимости и, таким образом, является контролируемой величиной. Вторая составляющая непосредственно с методом расчета не связана. Она зависит от того состояния, в котором находится математическое представление элементов тепловых схем ТЭС. Здесь ситуация с определением погрешности обстоит несколько сложнее. И связано это с тем, что для некоторых ветвей схемы существует неоднозначное математическое описание. Так, недогревы в подогревателях и потери давления в трубопроводах могут описываться с помощью формул или графических зависимостей. Промежуточный отсек турбины с двумя ступенями подогрева сетевой воды при описании может иметь разные системы графических зависимостей, т.е. характер нелинейности может различаться. То же самое происходит и с отсеками турбины, работающими во влажном паре. И все эти различия зависят от того, какая организация и в какие годы проводила испытания турбинного оборудования и как она обработала результаты этих испытаний. В таких условиях вопрос о том, какая форма математического представления является точнее, остается открытым.

## 2.5. Описание элементов методики, общих для всех этапов проведения исследования

Решение оптимизационных задач, как известно, сводится к поиску экстремальной (максимальной или минимальной) величины определенного критерия при соблюдении заданных граничных условий. При всех возможных

методах математических оптимизационных исследований, помимо экономического, важно выбрать энергетический или физический критерий оптимизации. Для систем теплофикации в качестве такого предлагалось применять, например, коэффициент использования теплоты сжигаемого топлива и удельный расход топлива на отпуск электроэнергии от ТЭЦ. Однако они не только не раскрывают полностью физическую суть оптимизации, но и могут привести к искаженным результатам. В частности, коэффициент использования теплоты сжигаемого топлива не характеризует различие в энергоценности произведенной в комбинированном цикле электрической и тепловой энергии и не учитывает составляющую теплофикационной выработки электроэнергии (турбиной с конденсационной частью), которая является основным энергетическим показателем системной эффективности теплофикации. Более того, этот коэффициент может быть максимальным даже при отсутствии эффекта от теплофикации - работе ТЭЦ в режиме котельной.

Что касается удельного расхода топлива на отпуск электроэнергии, то хотя он и характеризует относительную энергетическую эффективность рассматриваемых решений, но при принятом в отечественной практике физическом методе разделения топливных затрат на производство в теплофикационном цикле электрической и тепловой энергии (отнесение всей получаемой при этом экономии топлива только на электроэнергию) его минимизация не всегда является критерием оптимальности, если исходить из системной эффективности проводимого мероприятия.

Другой важнейший показатель экономичности паротурбинной установки - удельный расход теплоты на выработку электрической энергии. Для теплофикационных турбин этот показатель определяется как

$$q = (Q_o - Q_T) / N_э, \quad (2.2)$$

где  $Q_o$  - расход теплоты на турбину;

$Q_T$  - отпуск теплоты из регулируемых отборов (тепловая нагрузка);

$N_э$  - электрическая мощность.

При решении оптимизационных задач требуется, прежде всего, оценка изменения экономичности турбоустановки при изменении режима ее работы и использование абсолютного показателя  $q$  оказывается не совсем удобным.

Более продуктивным и правильным в случае изменения электрической мощности представляется применение в качестве критерия оптимизации сравнительного показателя, а именно – удельного изменения расхода теплоты при изменении выработки электроэнергии

$$q_{\text{доп}} = (\Delta Q_o - \Delta Q_T) / \Delta N_{\text{э}}, \quad (2.3)$$

где  $\Delta Q_o = Q_o - Q_{o0}$ ;  $\Delta Q_T = Q_T - Q_{T0}$ ;  $\Delta N_{\text{э}} = N_{\text{э}} - N_{\text{э}0}$ ;  $Q_{o0}$ ,  $Q_{T0}$ ,  $N_{\text{э}0}$  и  $Q_o$ ,  $Q_T$ ,  $N_{\text{э}}$  относятся соответственно к некоторому исходному и новому режимам работы турбины.

Величина  $q_{\text{доп}}$  характеризует энергетическую эффективность того или иного изменения режима работы турбины, что весьма важно для правильной ее эксплуатации в условиях переменных графиков тепловой и электрической нагрузок. При этом при увеличении электрической мощности по сравнению с базовым режимом следует стремиться к минимизации этой величины в оптимизационных расчетах, а при ее сокращении – к максимизации.

Экономическая эффективность применения какого-либо режима определяется, кроме энергетических показателей, величиной дополнительных затрат на топливо и покупную электроэнергию. Изменение других видов расходов при проведении сравнительных расчетов может не учитываться, так как они остаются практически неизменными. Это касается в том числе и затрат на собственные нужды ТЭЦ, поскольку основная их переменная составляющая – на привод питательных насосов – учитывалась при определении  $\Delta Q_o$  и  $q_{\text{доп}}$ . Таким образом, изменение затрат в единицу времени в денежном выражении найдется, как

$$\Delta \mathcal{E} = \Delta N_{\text{э}} c_{\text{э}} - \Delta B c_T, \quad (2.4)$$

где  $c_{\text{э}}$  и  $c_T$  - соответственно стоимость покупной электроэнергии и условного топлива;

$\Delta B = \Delta B_{\text{э}} + \Delta B^{\text{ПВК}}$  - общее изменение расхода сжигаемого топлива в энергетических и водогрейных котлах (ПВК).

Величины  $\Delta B_{\text{э}}$  и  $\Delta B^{\text{ПВК}}$  можно определить, как

$$\Delta B^{\text{э}} = b_{\text{доп}}^{\text{э}} \Delta Q_{\text{о}}, \quad (2.5)$$

$$\Delta B^{\text{ПВК}} = b_{\text{доп}}^{\text{ПВК}} \Delta Q^{\text{ПВК}}, \quad (2.6)$$

где  $b_{\text{доп}}^{\text{э}}$  и  $b_{\text{доп}}^{\text{ПВК}}$  - удельные изменения расхода топлива при изменении отпуска теплоты соответственно для энергетических и водогрейных котлов.

Тогда

$$\Delta \mathcal{E} = \Delta N_{\text{э}} c_{\text{э}} - (b_{\text{доп}}^{\text{э}} \Delta Q_{\text{о}} + b_{\text{доп}}^{\text{ПВК}} \Delta Q^{\text{ПВК}}) c_{\text{т}}. \quad (2.7)$$

Суммарный отпуск теплоты потребителям из отборов турбин и ПВК при проведении оптимизации остается неизменным, т.е.  $\Delta Q^{\text{ПВК}} = -\Delta Q_{\text{т}}$ .

Поэтому

$$\Delta \mathcal{E} = \Delta N_{\text{э}} c_{\text{э}} - b_{\text{доп}}^{\text{э}} \left( \Delta Q_{\text{о}} - \frac{b_{\text{доп}}^{\text{ПВК}}}{b_{\text{доп}}^{\text{э}}} \Delta Q_{\text{т}} \right) c_{\text{т}} \quad (2.8)$$

или с учетом (2.14)

$$\begin{aligned} \Delta \mathcal{E} &= \Delta N_{\text{э}} c_{\text{э}} - b_{\text{доп}}^{\text{э}} c_{\text{т}} \left[ \Delta N_{\text{э}} q_{\text{доп}} + \Delta Q_{\text{т}} \left( 1 - \frac{b_{\text{доп}}^{\text{ПВК}}}{b_{\text{доп}}^{\text{э}}} \right) \right] = \\ &= b_{\text{доп}}^{\text{э}} c_{\text{т}} \left[ \left( \frac{c_{\text{э}}}{b_{\text{доп}}^{\text{э}} c_{\text{т}}} - q_{\text{доп}} \right) \Delta N_{\text{э}} - \Delta Q_{\text{т}} \left( 1 - \frac{b_{\text{доп}}^{\text{ПВК}}}{b_{\text{доп}}^{\text{э}}} \right) \right]. \quad (2.9) \end{aligned}$$

При проведении исследований принималось, что в каждом конкретном условиях общий расход газа остается постоянным (происходит лишь его перераспределение между энергетическими и водогрейными котлами). В этом случае величину  $\Delta B$  в (2.4) следует относить к “закрывающему” твердому топливу со своей стоимостью  $c_{\text{т}}$ . Стоимости (без учета НДС) покупной электроэнергии и топлива, а также продолжительности отдельных периодов суток были приняты на основании данных

Кировэнерго за последние три года: Величины  $b_{доп}^э$  и  $b_{доп}^{ПВК}$  были получены по результатам обобщения среднемесячных эксплуатационных данных по работе котлов в за последние 5 лет (форма 3-тех).

Полученные в результате исследований количественные данные по  $\Delta N_э$ ,  $\Delta Q_T$  и  $q_{доп}$  позволяют оценить экономическую эффективность использования различных режимов работы теплофикационных турбоустановок в условиях переменных графиков тепловой и электрической нагрузок.

Представим для наглядности выражение (2.9) в численном виде, подставив в него принятые значения  $c_э$ ,  $c_T$ ,  $b_{доп}^э$  и  $b_{доп}^{ПВК}$ . Тогда часовая экономия (перерасход) денежных средств в различные периоды суток (ночь, полупиковый и пиковый периоды) определяются как

$$\Delta \mathcal{E}^H = 199,1 \Delta N_э^H (1,4616 - q_{доп}^H - 0,0549 \Delta Q_T^H / \Delta N_э^H), \text{ руб./ч,} \quad (2.10)$$

$$\Delta \mathcal{E}^{ПП} = 199,1 \Delta N_э^{ПП} (1,8283 - q_{доп}^{ПП} - 0,0549 \Delta Q_T^{ПП} / \Delta N_э^{ПП}), \text{ руб./ч,} \quad (2.11)$$

$$\Delta \mathcal{E}^П = 199,1 \Delta N_э^П (3,1442 - q_{доп}^П - 0,0549 \Delta Q_T^П / \Delta N_э^П), \text{ руб./ч} \quad (2.12)$$

Суточная экономия (перерасход) составит

$$\Delta \mathcal{E}_{сут} = \Delta \mathcal{E}^H t^H + \Delta \mathcal{E}^{ПП} t^{ПП} + \Delta \mathcal{E}^П t^П = 796,4 (2 \Delta \mathcal{E}^H + 3 \Delta \mathcal{E}^{ПП} + \Delta \mathcal{E}^П), \text{ руб./сут.,} \quad (2.13)$$

Входящие в (2.10)-(2.13) величины имеют следующие размерности:

$$\Delta N_э - \text{МВт}, \quad \Delta Q_T - \text{Гкал/ч}, \quad q_{доп} - \text{Гкал/МВт}\cdot\text{ч}.$$

Основные энергетические и экономические показатели, используемые автором в работе для определения эффективности работы турбоустановок, представлены на рисунке 2.1.

## Показатели энергетической эффективности

## Относительные

Наименование	Обозначение	Формула
удельное изменение расхода теплоты при изменении выработки электроэнергии	$q_{\text{доп}}$	$q_{\text{доп}} = (\Delta Q_0 - \Delta Q_T) / \Delta N_{\text{э}}$ , где $\Delta Q_0 = Q_0 - Q_{00}$ ; $\Delta Q_T = Q_T - Q_{T0}$ ; $\Delta N_{\text{э}} = N_{\text{э}} - N_{\text{э}0}$ ; $Q_{00}$ , $Q_{T0}$ , $N_{\text{э}0}$ и $Q_0$ , $Q_T$ , $N_{\text{э}}$ относятся соответственно к некоторому исходному и новому режимам работы турбины
удельный расход теплоты на выработку электрической энергии	$q$	$q = (Q_0 - Q_T) / N_{\text{э}}$ , где $Q_0$ - расход теплоты на турбину; $Q_T$ - отпуск теплоты из регулируемых отборов; $N_{\text{э}}$ - электрическая мощность.
удельный расход топлива на выработку электрической энергии	$b$	$b = B / N_{\text{э}}$ , где $B$ - расход топлива на выработку электроэнергии; $N_{\text{э}}$ - электрическая мощность

## Абсолютные

Наименование	Обозначение	Формула
изменение потерь теплоты в холодном источнике (конденсаторе)	$\Delta Q_K$	Определяется расчетом из теплового баланса
изменение расхода теплоты на турбину	$\Delta Q_0$	$\Delta Q_0 = \Delta N_{\text{э}} q_{\text{доп}} + \Delta Q_T$
изменение расхода сжигаемого топлива	$\Delta B$	$\Delta B = \frac{\Delta Q_0}{Q_H^p \cdot \eta_K}$ , где $Q_H^p$ - низшая теплота сгорания топлива; $\eta_K$ - коэффициент полезного действия котла.

## Показатели экономической эффективности

Наименование	Обозначение	Формула	Смысл показателя
дополнительные затраты на топливо и покупную (продаваемую) электроэнергию	$\Delta \mathcal{E}$	$\Delta \mathcal{E} = \Delta N_{\text{э}} c_{\text{э}} - \Delta B c_T$ , где $c_{\text{э}}$ и $c_T$ - соответственно стоимость покупной (продаваемой) электроэнергии и условного топлива; $\Delta B = \Delta B_{\text{э}} + \Delta B^{\text{ПВК}}$ - общее изменение расхода сжигаемого топлива в энергетических и водогрейных котлах (ПВК)	характеризует экономическую эффективность переменных режимов работы

## Оценка степени влияния процессной влаги

Наименование	Обозначение	Формула	Физический смысл
коэффициент влажности в каждом отсеке (ступени)	$a_{\text{вл}}$	$H_{i\text{вл}} = H_i \left( 1 - a_{\text{вл}} \frac{y_0 + y_{2p}}{2} \right)$ , где $H_{i\text{вл}}$ , $H_i$ - использованный теплоперепад с учетом и без учета степени влажности пара соответственно $y_0$ , $y_{2p}$ - степень влажности пара на входе в отсек (ступень) и на выходе соответственно	учитывает потери теплоперепада в отсеке (ступени) от степени влажности пара на входе и выходе в него
коэффициент сепарации	$K_{\text{сеп}}$	$h_{\text{заотб}} = h_{\text{доотб}} + K_{\text{сеп}} (h_{\text{свотб}}'' - h_{\text{доотб}})$ , где $h_{\text{заотб}}$ - энтальпия пара за камерой отбора на входе в последующий отсек; $h_{\text{доотб}}$ - энтальпия пара на входе в камеру отбора	характеризует величину возможного изменения энергетических показателей турбоустановки в целом

Рисунок 2.1 - Показатели энергетической и экономической эффективности

## 2.6. Описание возможностей программ полного тепловового расчета турбоустановок

Построение процесса расширения пара в турбине в основном аналогично методикам ручного счета ЛМЗ и УТМЗ и все же перечислим основные особенности программы.

- Возможность учета сепарации процессной влаги. Полагается, что пар может быть влажным в 5, 6, 7 отборах. В каждом из этих отборов входящая в отбор влага направляется в соответствующие подогреватели, а в проточную часть дальше по ходу пар направляется в состоянии насыщения при давлении в отборе. Доля отбираемой влаги задается величиной коэффициента сепарации  $k_{сеп}$ . Если  $k_{сеп} = 1$ , то отбирается вся влага, при  $k_{сеп} = 0$  отбор влаги не производится. Потери давления в трубопроводе к подогревателям считаются зависящими от удельного объема пара в состоянии насыщения при давлении в отборе. Отводимая влага не меняет величину потерь давления и распределяется между подогревателями, питающимися из данного отбора, пропорционально расходу пара в них. Энтальпия греющего пара в подогреватели приводится с учетом влаги.

- Как описание элементов проточной части, так и модели подогревателей системы регенерации тепловой схемы можно изменять, добавлять новые уравнения. Опыт разработки и внедрения программ моделирования показывает, что при разработке информационной модели схемы необходимо учитывать возможно большее число переменных с тем, чтобы можно было легко создавать новые модели. Это же относится и к программной реализации этого множества моделей. Тогда с помощью одной и той же модели объекта можно решить различные задачи, т.е. указать различные наборы переменных.

- Возможность турбин работать с одной и двумя ступенями подогрева сетевой воды, а также в чисто конденсационном режиме с выключенными регуляторами давления в теплофикационном отборе.

- Предусмотрена возможность регулирования давления в любом из двух теплофикационных отборов одним из регулирующих органов. Кроме того, диапазон регулирования давления в теплофикационных отборах довольно широк,

что позволяет наиболее полно использовать турбины в течение года при любой обеспеченности ТЭЦ тепловой нагрузкой.

- Недогревы в ПНД-1,2,3,4, ПВД-5,6,7 определяются степенной зависимостью от расхода пара в них, которую можно изменять.

- Недогревы в сетевых подогревателях определяются степенной зависимостью от расхода сетевой воды и ее температуры, которую можно уточнять.

В программе присутствуют также и некоторые допущения и упрощения:

- повышение энтальпии в питательном насосе постоянно и равно 29,65 кДж/кг;
- расходы пара на заднее уплотнение ЦНД, пароохладитель основных эжекторов, сальниковый охладитель и подогреватель задаются постоянными;
- задается постоянное повышение энтальпии дренажа следующих подогревателей по отношению к энтальпии входящей питательной воды: пароохладитель основных эжекторов, сальниковый охладитель и подогреватель - 21 кДж/кг; ПВД-5, 6, 7 – 44 кДж/кг;
- задаются постоянными коэффициенты во всех подогревателях;
- задаются потери давления в ресиверных трубах ЦВД-ЦСД 3%, а в трубопроводах отбора пара к сетевым подогревателям 5% от давления в отборе.

Итак, принимаются постоянными: недогревы питательной воды в тех регенеративных подогревателях, на которые требуется определить расходы греющего пара; разности между температурой дренажа на выходе из подогревателя и температурой воды на входе в него; утечки пара из проточной части; потери давления пара в паропроводах от мест отбора до регенеративных подогревателей; потери давления между цилиндрами.

Работа с программами осуществляется пользователем следующим образом (на примере турбоустановки типа Т-50-130). *Начало работы.* Открывается окно выбора режимов расчета (рисунок 2.2). При первом запуске в окне существует только режим «Условно исходный режим», на базе которого можно создавать режимы с необходимыми параметрами расчета.

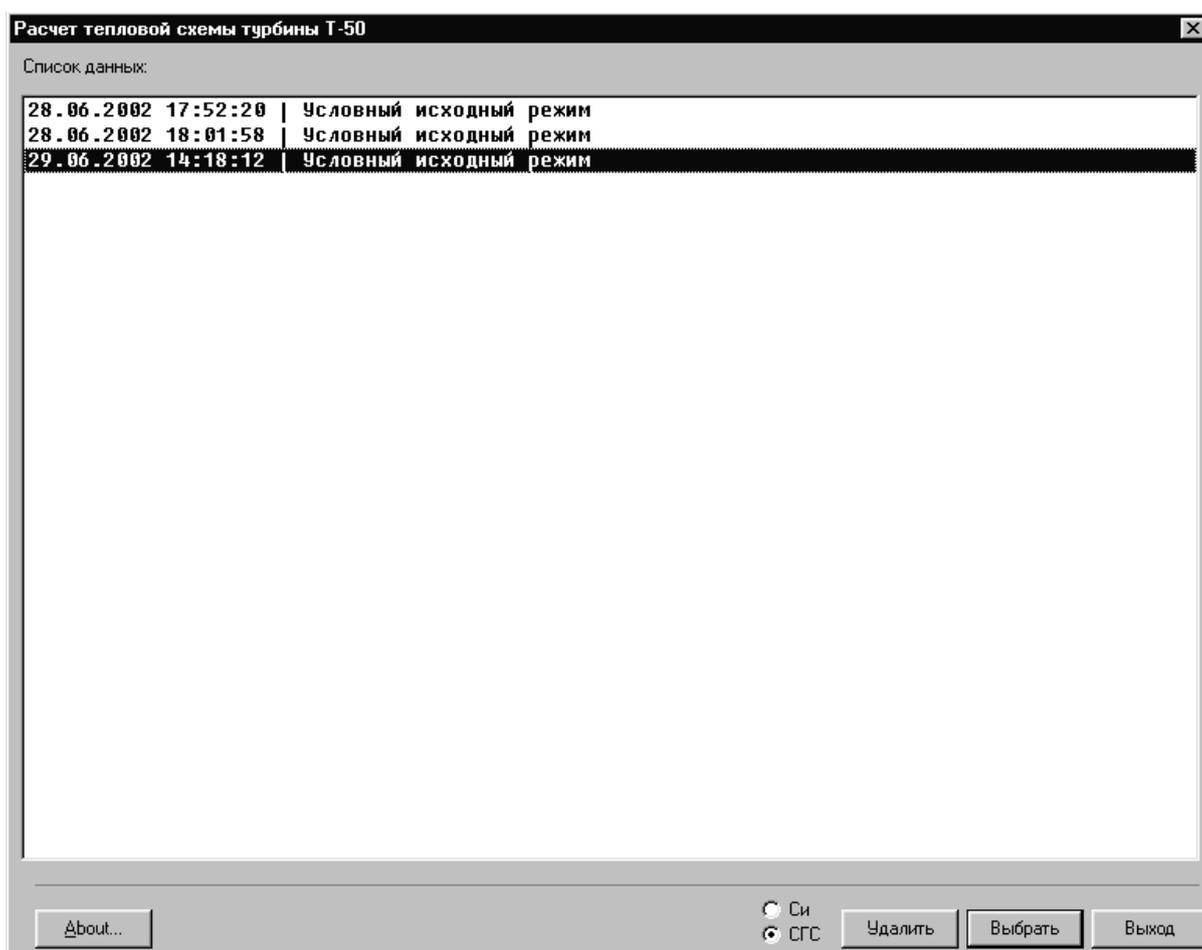


Рисунок 2.2 - Общий вид окна выбора режимов расчета

В нижней части формы расположен переключатель, определяющий систему представления данных (СИ / СГС). После выбора систему размерности режима в данном счете изменить невозможно. Для изменения представления данных расчета в другой системе размерностей расчет должен быть сохранен и выбран вновь после изменения системы.

*Выбор параметров для расчета* и задание основных исходных данных происходит на вкладке «Основные параметры». На этой вкладке находятся поля для задания основных исходных данных, а так же кнопки выбора схемы работы турбоустановки (рисунок 2.3). Представленные параметры могут как задаваться пользователем, так и рассчитываться. Если поставлена галочка то параметр определяется в результате расчета, при этом в поле задания параметра выводится «расчет», а полученное в результате счета значение выводится под этим полем. Если галочка снята, то поле ввода становится доступным, пользователь может

задать требуемое значение данного параметра. Наименование параметра и его размерность в выбранной системе отображается в поле «Примечания» в нижней части формы, когда курсор находится в поле ввода. Всего задаваться или определяться расчетом могут 15 параметров. Значения  $p_o$ ,  $t_o$  и  $p_d$  всегда задаются. Для определенности режима в общем случае необходимо чтобы было задано 6 параметров, а остальные 6 определялись в результате расчета. При избытке или недостатке заданных параметров в поле «Примечания» выводится соответствующее предупреждение и переход к счету блокируется. Контроль за допустимостью исходных данных возлагается на пользователя.

Расчет тепловой схемы турбины Т-50 в системе СИ

Основные параметры | Массив Y[i] | Массив X[i] | Скрипт файл | Временная панель

Go    $p_o$     $t_o$     $p_d$

$90.9505$

Na    $Q_o = 218.250$   $q_3 = 1.29010$  Tay2

$63.5252$

Qt    $W_{св}$    Tay1

$136.296$   $555.556$   $108.516$

Hrd   Hn   Hb

$0.00000$   $33.0000$   $100.000$

Gchd   рн   рв

$5.37917$   $195.989$   $203.754$

В деаэратор подается греющий пар

из 3 отбора

из 2 отбора

от постороннего источника с энтальпией

Конденсатор

рк    $W_{цв1}$    $t_{цв1}$

$4.90332$   $W_{доб}$    $G_{в3}$

Примечания

Базовый режим

Дренаж ПВД 5

в Д

в ПНД 4

Дренаж ВСП

в ЛОК

в НСП

Дренаж НСП

в ЛОК

в конденсатор

Дренаж ПНД 2

в ЛОК

в конденсатор

Сравнение с базовым режимом

Записать краткий отчет | Схема |  | Отчет | Выход

Рисунок 2.3 - Общий вид формы «Основные параметры»

В средней части формы расположены переключатели выбора режима работы турбоустановки. Питание деаэратора может быть обеспечено из третьего

отбора, из второго отбора или от постороннего источника паром с заданной энтальпией. Дренаж ПВД-5 может сбрасываться в деаэратор или в ПНД-4.

Давление в конденсаторе ( $p_k$ ) может независимо задаваться или определяться расчетом по характеристике конденсатора, для чего должны быть заданы расход циркуляционной воды, ее температура на входе в конденсатор и величина присосов воздуха в вакуумную систему. Рядом со значением « $p_k$ » есть кнопка «дополнительно», при нажатии на которую открывается форма «расчет конденсатора», содержащая список параметров изменение которых для данного конденсатора нецелесообразно. Если фактическое давление в конденсаторе задано, то в результате расчета определяется степень загрязнения конденсатора, приводящая в данном режиме к такому давлению.

При нажатии кнопки «Записать краткий отчет» в поле отчета дописывается краткий отчет о просчитанном режиме без выхода из данной формы. Это удобно при расчете подряд нескольких режимов с незначительно изменяющимися параметрами.

При нажатии кнопки «Принципиальная схема» открывается форма с динамически изменяющейся принципиальной тепловой схемой турбоустановки Т-50-130 (рисунок 2.4), на которой пользователь имеет возможность:

- задавать режимы расчета, изменяя основные параметры (при изменении параметров, открытии / закрытии задвижек схема динамически пересчитывается);
- вывести более подробную информацию об интересующем элементе (с помощью курсора «мыши»).

Основой расчетной модели является принципиальная тепловая схема турбоустановки типа Т-50-130, представленная на рисунке 2.4.

Вся информация на схеме представляется в виде

расход	температура
давление	энтальпия
удельный объем	

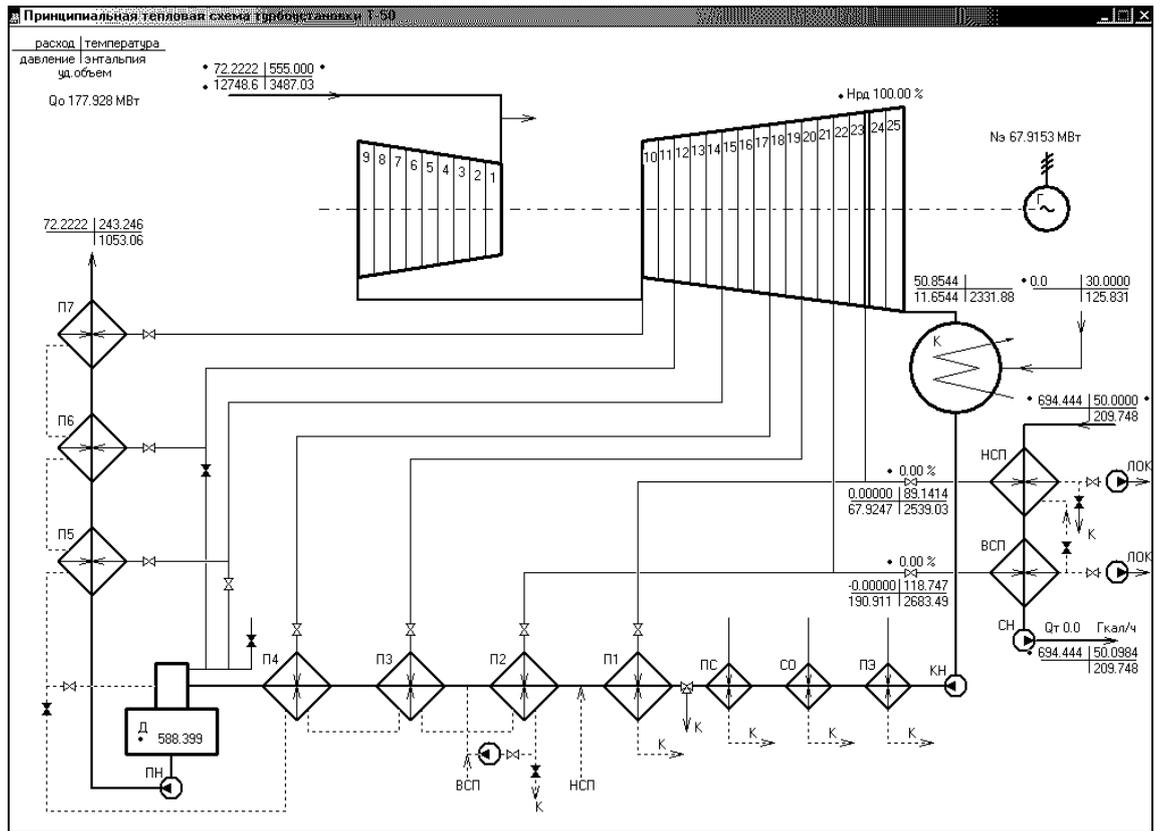


Рисунок 2.4 - Общий вид принципиальной тепловой схемы турбоустановки

Если у элемента схемы отсутствует какой-нибудь параметр, то он для данного элемента не определен.

Если рядом с параметром стоит зеленая точка, то он может изменяться пользователем, при нажатии на параметр левой кнопки «мыши» появляется поле ввода, в котором можно ввести необходимое значение и нажать кнопку «Enter» на клавиатуре для принятия введенного значения либо кнопку «ESC» или левую кнопку «мыши» на поле ввода для отмены.

Если рядом с параметром стоит красная точка, то параметр в данном режиме подбирается. Чтобы задать параметр с красной точкой, нужно выбрать другой параметр для подбора. При нажатии на параметр с красной точкой левой кнопки «мыши» появляется меню выбора параметра для подбора. Параметр можно выбрать двойным нажатием «мыши» на необходимый параметр или выбрать из списка с помощью стрелок клавиатуры и нажать кнопку «Enter» на клавиатуре (для отмены нажать кнопку «ESC»), при этом выбранный параметр станет подбираемым, а на месте меню появится поле ввода значения.

Если рядом с параметром нет точки, то он не может задаваться или подбираться, а является результатом расчета. Исключение составляет параметр « $\rho_k$ », выключатель(задание/расчет) которого можно задавать только с вкладки «Основные параметры». Параметры « $\rho_o$ », « $t_o$ » и « $\rho_d$ » - всегда задаются.

Выход из формы «Принципиальная тепловая схема турбоустановки Т-50-130» осуществляется при нажатии кнопки «X» в верхнем правом углу экрана.

При нажатии «Расчет» осуществляется расчет заданного режима без выхода из данной формы, а полученные значения выводятся под полями ввода соответствующих параметров. В случае получения недопустимых значений в поле «Примечания» дается соответствующее предупреждение.

При нажатии кнопки «Отчет» производится расчет режима и переход к форме «Параметры отчета» (см. ниже).

При нажатии кнопки «Выход» производится возврат к форме выбора режима, причем если был произведен хотя бы один расчет с измененными параметрами, пользователю предоставляется возможность сохранить последний рассчитанный режим для последующей работы с ним.

Для удобства сравнения режимов между собой любой рассчитанный режим может быть запомнен как «базовый» при нажатии кнопки «Запомнить». При этом все результаты расчета будут продублированы на экране синим цветом и останутся неизменными при следующих расчетах. Кнопка «Очистить» удаляет значения «базового» режима с экрана.

Результаты расчета можно увидеть на вкладке «Результаты расчета...» после нажатия кнопки «Отчет» (рисунок 2.5), которая содержит следующие компоненты:

- поле описания режима («имя» режима);
- девять вкладок с результатами расчета в которых пользователь может выбрать те параметры (поставив рядом с наименованием галочку), которые ему необходимы для вывода результата в отдельный файл, таблицу или на печать;

- поле выбора режима отчета:

Полный – выбранные параметры с полным наименованием;

Полный(все) – все параметры с полным наименованием;

Краткий – выбранные параметры с кратким наименованием;

Краткий (все) – все параметры с полным наименованием;

- опцию «Отчет дописать», если она активна («галочка» стоит), то пользователь имеет возможность записывать результаты нескольких расчетов в один отчет друг за другом, если не активна, то отчет перезаписывается.

Результаты расчета тепловой схемы турбины Т-50 в системе СГС

Описание: Условный исходный режим

6 Проточная часть ЦВД	7 Проточная часть ЦСД	8 Конденсатор	9 Коэффициенты
1 Основные параметры	2 Блок ПСГ	3 Блок ПНД	4 Деаэрастор
<input type="checkbox"/> Свежий пар :			
<input type="checkbox"/>	- расход , м <sup>3</sup> /ч	Go	200.016
<input type="checkbox"/>	- давление , ата	po	130.014
<input type="checkbox"/>	- температура , °С	to	575.000
<input type="checkbox"/>	- энтальпия , ккал/кг	io	845.216
<input type="checkbox"/>	Мощность внутренняя , МВт	Ni	51.6361
<input type="checkbox"/>	Мощность электрическая , МВт	Ne	50.4582
<input type="checkbox"/>	Теплофикацион.нагрузка,Гкал/ч	Qm	54.2952
<input type="checkbox"/>	Степень открытия РД ЧНД, %	Hrg%	100.000
<input type="checkbox"/>	Удельные затраты тепла, -	qe	1311.09
<input type="checkbox"/> Обратная сетевая вода :			
<input type="checkbox"/>	- расход , м <sup>3</sup> /ч	Wcв	2000.16
<input type="checkbox"/>	- температура , °С	t2cв	50.0000
<input type="checkbox"/>	- энтальпия , ккал/кг	t~2cв	50.0000
<input type="checkbox"/> Прямая сетевая вода :			
<input type="checkbox"/>	- температура , °С	t1cв	77.1454
<input type="checkbox"/>	- энтальпия , ккал/кг	t~1cв	77.1454
<input type="checkbox"/> Питательная вода :			
<input type="checkbox"/>	- расход , м <sup>3</sup> /ч	Wnв	205.889
<input type="checkbox"/>	- температура , °С	tnв	229.619
<input type="checkbox"/>	- энтальпия , ккал/кг	t~nв	236.081
<input type="checkbox"/> Показатели экономичности			
<input type="checkbox"/>	- при условии Qo=Ni+Qm+Qk :		
<input type="checkbox"/>	затраты тепла, Гкал/ч	Qos	125.415
<input type="checkbox"/>	уд.затраты на эл.мощность Гкал/МВт.ч	qe	1.40948
<input type="checkbox"/>	уд.затраты на вн.мощность Гкал/МВт.ч	qвн	1.37733

Режим отчета:  1.Полный  3.Краткий  
 2.Полный (все)  4.Краткий (все)

Отчет... Сохранить расчет  
Очистить таблицу  Отчет дописать  
Экспорт таблицы

Выход

Рисунок 2.5 - Общий вид формы «Результаты расчета тепловой схемы»

При нажатии кнопки «Отчет» на экран выводится отчет в том режиме, который задал пользователь. Отчет имеет контекстное меню (появляется на экране при нажатии правой кнопки «мыши» в любом месте отчета), которое содержит следующие элементы:

- Распечатать - выводит отчет на принтер;
- Сохранить - сохраняет файл отчета в формате \*.RTF;
- Загрузить – открывает ранее сохраненный файл отчета в формате \*.RTF;

- Очистить - очищает форму отчета.

При нажатии кнопки «Сохранить расчет» сохраняются все исходные данные и параметры отчета.

Коэффициенты, которые можно изменять в рамках программы:

1. Коэффициент сепарации влаги - характеризует долю теплоты, которое уносится вместе с отсепарированной влагой в отборы (равен отношению количества влаги, которое попадает в отбор к общему количеству влаги, которое выходит из предотборной ступени);

2. Коэффициент учета влажности - учитывает потери теплоперепада в каждом отсеке от влажности в проточной части;

3. Процент потерь в паропроводе на участке между ЦВД и ЦСД;

4. Степень плотности РД ЧНД (величина вентиляционного пропуска пара в ЧНД);

5. Степень открытия задвижек по воде и по пару подогревателей теплофикационных отборов, степень открытия по пару регенеративных подогревателей низкого и высокого давления;

6. На схеме можно изменять направления потоков пара, подключать и отключать подогреватели, изменять источник греющего пара для деаэратора, менять направление слива дренажей;

7. На схеме можно изменять виды потоков теплоты с дренажами и паром, а также учитывать рециркуляцию и добавочную воду при заданных расходах и температурах;

8. Коэффициент утечек в штоках ЦВД, ЦНД.

Разработанные модели полного теплового расчета теплофикационных турбоустановок позволяют провести расчеты большинства современных тепловых схем теплофикационных паротурбинных установок и получать адекватные результаты в переменных режимах. Это стало возможно благодаря тому, что в работе [169] на основании анализа и математической обработки экспериментальных данных убедительно показано, что в режимах с частичными нагрузками и потреблением мощности удельные потери энергии в турбинных ступенях могут быть с высокой точностью представлены в виде суммы двух составляющих, одна из которых пропорциональна располагаемому тепловому

перепаду, а другая - обратно пропорциональна объемному расходу пара на выходе. Выявленная закономерность имеет достаточно общий характер и позволяет получить в явном виде зависимость использованного теплоперепада и относительного внутреннего КПД отсеков (ступеней) от  $H_0$  и  $Gv_2$ . Эта зависимость легла в основу расчета отсеков турбин.

Анализ и обобщение экспериментальных данных показали, что в областях частичных нагрузок и потребления энергии величину потерь мощности (если за располагаемую принять  $N_0 = G \cdot H_0 \cdot \eta_{0i}^*$ ) в турбинных ступенях с достаточно высокой точностью можно считать пропорциональной плотности пара и численно равной потерям в чистовентиляционном режиме при том же значении  $\rho_2$ .

Используя их, можно получать надежные интегральные данные по параметрам ЧНД во всем практически возможном диапазоне изменения расходов пара и противодавления. Такие данные являются важным исходным материалом для проведения расчетных исследований и оптимизации режимов работы турбоустановок, а также для разработки нормативных энергетических характеристик турбин. Тем более, что поступенчатые расчеты групп ступеней, связанных общим расходом пара оказываются излишне громоздкими и не приспособленными для оптимизационных моделей. В перспективе можно использовать эту программу для проведения диагностики и мониторинга состояния основного и вспомогательного оборудования.

## 2.7. Сравнительный анализ показателей эффективности работы теплофикационных турбоустановок в переменных режимах с использованием нормативных характеристик и математических моделей

Рациональное распределение тепловых и электрических нагрузок между теплофикационными турбоагрегатами, определяющее наиболее экономичные внутростанционные режимы ТЭЦ, требует комплексного решения двух основных задач. В соответствии с располагаемыми вычислительными средствами необходимо найти наиболее точное выражение энергетических характеристик турбин, а также выбрать (или разработать) и применить соответствующую

методику распределения нагрузок между турбинами.

Нормирование современной ТЭС, в особенности с теплофикационными турбоагрегатами, является весьма трудоемкой задачей, требующей подсчета сотен режимов их оптимального распределения. Ведущими научными организациями разрабатывается ряд математических методов распределения нагрузок между турбинами ТЭС (методы динамического программирования, методы поиска экстремума функций нескольких переменных и др.). И если разработкам методик уделено большое внимание, то способы представления энергетических характеристик турбин разработаны явно недостаточно. Лежащие в основе расчетов нормативные энергетические характеристики обладают рядом существенных недостатков, по которым их использование для решения задач оптимизации не только не целесообразно, но в некоторых случаях и неправомерно, например, по следующим причинам.

1. Построение диаграммы режимов выполнялось заводом-изготовителем на основании расчетов тепловых балансов переменных режимов турбоагрегата. Однако эксплуатируемые сегодня агрегаты были выполнены 30-50 лет назад по типовым проектам и, естественно, не могут полностью соответствовать современным условиям работы.

2. Положенные в основу нормативной энергетической характеристики данные испытаний обработаны с применением «Таблиц теплофизических свойств воды и водяного пара» (Изд-во стандартов, 1969), которые к настоящему времени претерпели значительные изменения и уточнения.

3. В настоящее время для определения технико-экономических показателей работы теплофикационных турбоустановок (ТТУ) продолжают широко применять нормативные характеристики (НХ), полученные по усредненным результатам испытаний турбин при проектной тепловой схеме. Эти характеристики представляют собой линейные (полиномы первой степени) или кусочно-линейные функции (линейные уравнения с изломами). Их базовая часть относится к номинальным параметрам, а все отклонения от них описываются дополнительными поправками, которые, как правило, также имеют линейный

характер. Конечным результатом использования НХ является получение величин расхода теплоты на турбоустановку и удельного расхода теплоты на выработку электроэнергии при заданных тепловой нагрузки, электрической мощности, давлении пара в камере регулируемого теплофикационного отбора (температуре прямой сетевой воды), параметрах (давление и температура) пара перед турбиной, давлении в конденсаторе. Но этого явно недостаточно, так как натурные испытания подтверждают сложное и существенно нелинейное влияние независимых переменных на технико-экономические показатели и характеристики турбинных ступеней и отсеков (особенно в ЧНД).

4. Характеристики с разделением электрической нагрузки на составляющие (конденсационной и теплофикационной) усложняют расчеты за счет введения дополнительных переменных.

5. Температура обратной сетевой воды, которая в фактических условиях эксплуатации не остается постоянной, но оказывает меньшее влияние на тепловую экономичность турбоагрегата, рассматривается как заданный параметр, численное значение которого принимается в виде зависимости  $\tau_2 = f(\tau_1)$ , построенной в соответствии с температурным графиком тепловых сетей.

Таким образом, налицо несоответствие между применяемыми методами и средствами решения задачи с исходными данными. Поэтому не выполняются основные задачи нормирования – обеспечение применения в энергетике технически обоснованных нормативных значений расхода топлива, тепловой и электрической энергии для осуществления режима экономии, проведения объективного анализа работы оборудования ТЭС, определения путей сокращения нерационального расхода топлива. А учитывая отмеченный выше упрощенный подход при получении нормативных характеристик, возникает вопрос о корректности их применения для проведения расчётных исследований переменных режимов работы ТТУ и решения оптимизационных задач.

Более корректные в этом плане результаты позволяют получать разработанные автором математические модели теплофикационных турбоустановок, основанные на реальных (апробированных) энергетических характеристиках и

позволяющих проводить детальные расчёты всех возможных эксплуатационных режимов работы.

В данной связи на примере турбины типа Т-50-130 был выполнен сравнительный анализ результатов определения величин  $q_{\text{доп}}$  (этот критерий эффективности перехода к тому или иному режиму был описан ранее, он зависит от многих факторов и не одинаков у различных турбин) с использованием НХ и разработанной математической модели (ММ). При этом соблюдались следующие условия:

- идентичность задаваемой для НХ и ММ тепловой нагрузки (в зависимости от заданного уровня давления пара в камере регулируемого отбора) и её постоянство при изменении электрической мощности;

- идентичность задаваемых для НХ и ММ величин электрической мощности при каждом заданном уровне давления пара в камере регулируемого отбора;

- идентичность абсолютных величин расхода теплоты на турбину для НХ и ММ в исходных режимах при определении зависимостей  $q_{\text{доп}}$  от  $\Delta N_{\text{э}}$ .

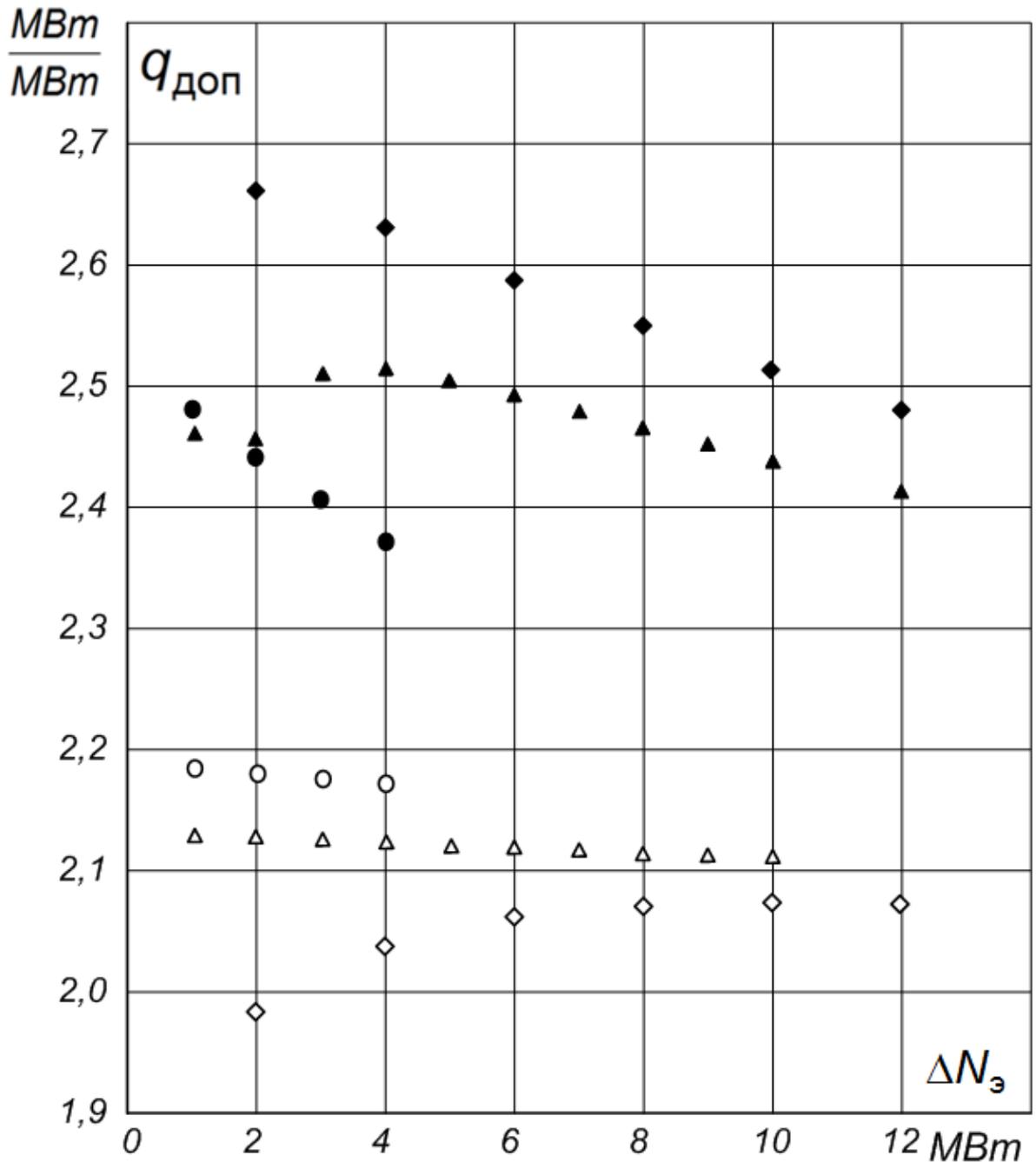
В данных условиях  $\Delta Q_{\text{т}}=0$  и  $q_{\text{доп}}=\Delta Q_{\text{о}}/\Delta N_{\text{э}}$ , т. е. представляет собой удельный расход теплоты на получение дополнительной электрической мощности.

Результаты расчётов показали, что как при двухступенчатом (рисунок 2.6), так и при одноступенчатом (рисунок 2.7) подогреве сетевой воды (СВ) зависимости  $q_{\text{доп}}$  от прироста электрической мощности  $\Delta N_{\text{э}}$  и давления в камере регулируемого отбора (соответственно верхнего  $P_{\text{В}}$  и нижнего  $P_{\text{Н}}$ ), полученные по НХ ( $q_{\text{допнх}}$ ) и ММ ( $q_{\text{допмм}}$ ), существенно различаются и количественно, и качественно. Уровень  $q_{\text{допмм}}$  в сравнении с  $q_{\text{допнх}}$  оказался, как показано в таблице 2.2, много большим и значительно зависящим от прироста мощности  $\Delta N_{\text{э}}$ . Последнее имеет весьма важное значение, поскольку предвосхищает возможность оптимизации режимов работы группы турбоустановок. Результаты проведенных ранее расчетных и экспериментальных исследований подтвердили такую возможность даже по отношению к однотипным турбинам. Что касается

величин  $q_{\text{допнх}}$ , то влияние на них прироста электрической мощности для реальных режимов практически отсутствует, что является следствием использования в НХ линеаризованных энергетических характеристик.

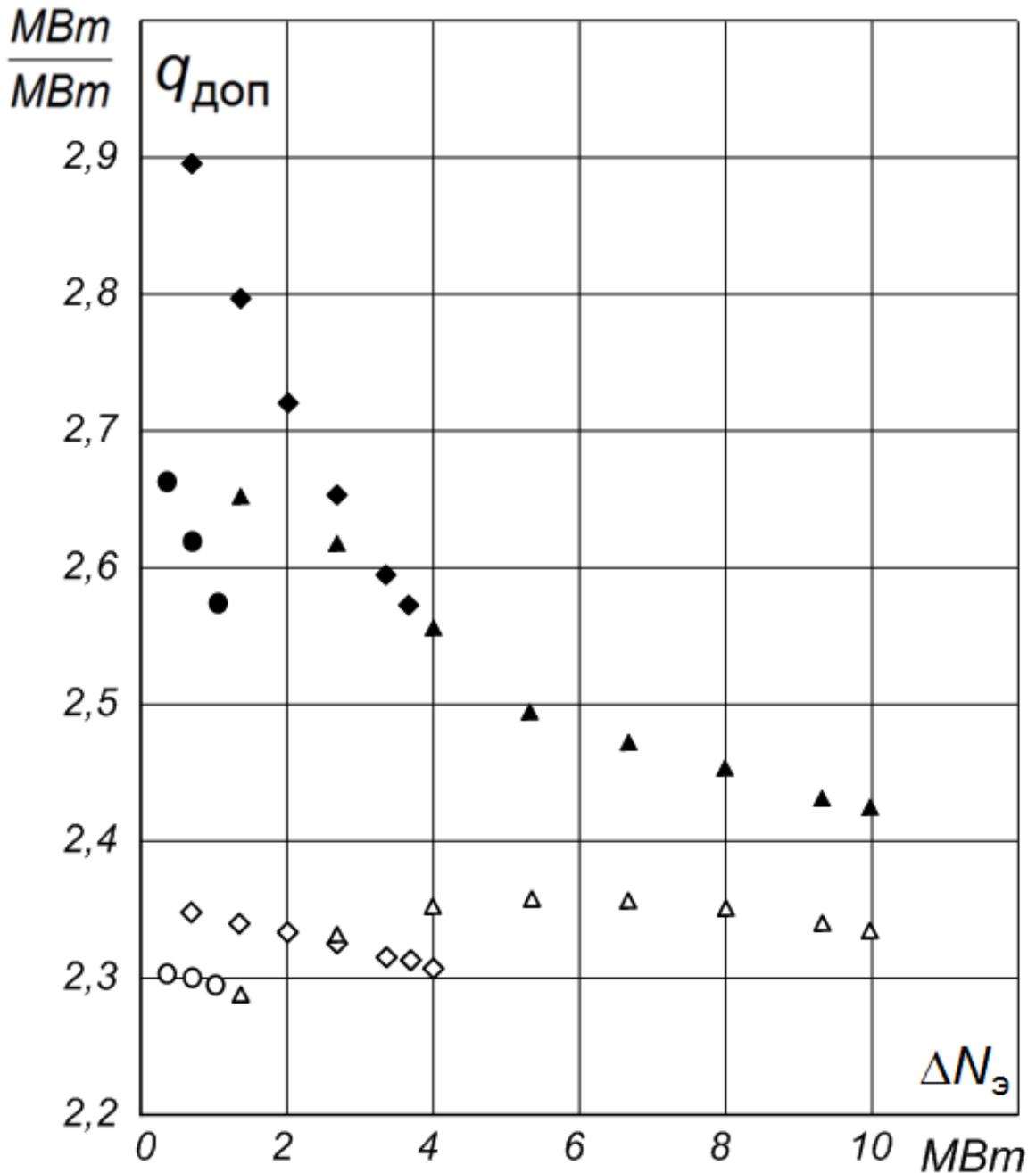
Разница абсолютных расходов теплоты на турбину в идентичных режимах работы, полученная по ММ и НХ, (рисунок 2.8) также, как и  $q_{\text{допмм}}$ , существенно зависит от прироста мощности, возрастая с увеличением  $\Delta N_e$  с интенсивностью, определяемой режимом работы (одно- или двухступенчатый подогрев СВ) и давлением пара в камере регулируемого отбора ( $P_H$  или  $P_B$ ).

В качестве примера на рисунке 2.9 приведены результаты расчётного сопоставления удельных расходов теплоты на выработку электроэнергии, полученных по ММ ( $q_{\text{мм}}$ ) и НХ ( $q_{\text{нх}}$ ) для режимов работы турбины Т-50-130 с двухступенчатым подогревом сетевой воды, в зависимости от электрической мощности  $N_e$ , при различных заданных величинах тепловой нагрузки  $Q_T$  и давления пара в камере верхнего теплофикационного отбора  $P_B$ . Как видно, разница между  $q_{\text{нх}}$  и  $q_{\text{мм}}$  может быть весьма значительной, причём она не носит систематического характера, а определяется параметрами режима.



$\blacklozenge, \blacktriangle, \bullet$  - расчет по математической модели  
 $\diamond, \Delta, \circ$  - расчет по нормативной характеристике  
 $\blacktriangle, \Delta - P_B = 0,06$  МПа,  $\blacklozenge, \diamond - P_B = 0,08$  МПа,  $\bullet, \circ - P_B = 0,12$  МПа

Рисунок 2.6 - Зависимость удельных затрат теплоты на выработку дополнительной электроэнергии ( $q_{доп}$ ) от прироста электрической мощности ( $\Delta N_{э}$ ) турбины Т-50-130 и давления пара в камере верхнего теплофикационного отбора ( $P_B$ ) при двухступенчатом подогреве сетевой воды

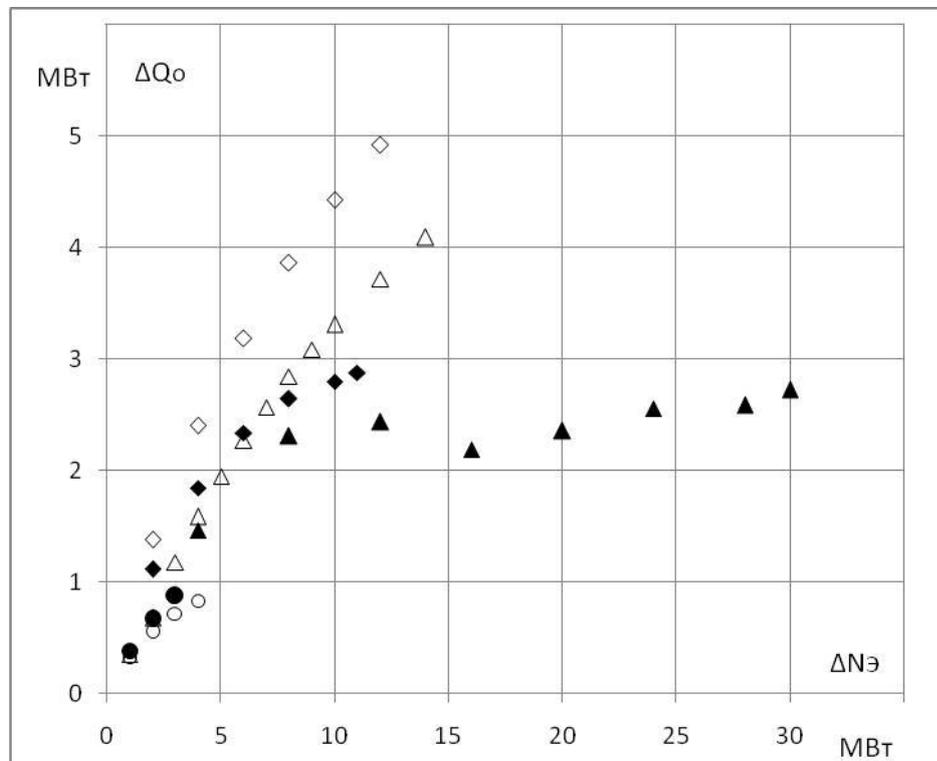


$\blacklozenge, \blacktriangle, \bullet$  - расчет по математической модели  
 $\diamond, \Delta, \circ$  - расчет по нормативной характеристике  
 $\blacktriangle, \Delta - P_n = 0,06$  МПа,  $\blacklozenge, \diamond - P_n = 0,08$  МПа,  $\bullet, \circ - P_n = 0,12$  МПа

Рисунок 2.7 - Зависимость удельных затрат теплоты на выработку дополнительной электроэнергии ( $q_{доп}$ ) от прироста электрической мощности ( $\Delta N_{э}$ ) турбины Т-50-130 и давления пара в камере нижнего теплофикационного отбора ( $P_n$ ) при одноступенчатом подогреве сетевой воды

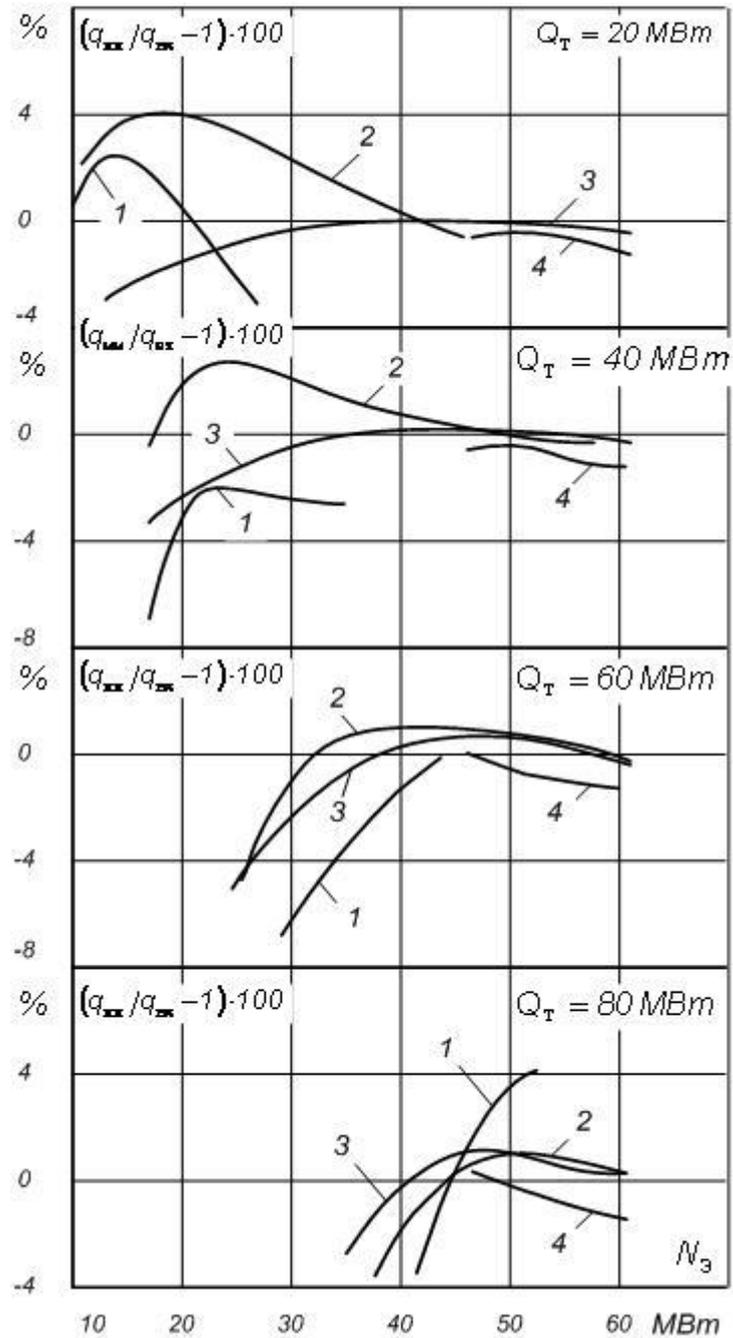
Таблица 2.2 - Сопоставление ММ и НХ по уровню  $q_{доп}$ 

$P_B (P_H)$ , МПа	Двухступенчатый подогрев СВ	Одноступенчатый подогрев СВ
	$q_{допмм} / q_{допнх}$	$q_{допмм} / q_{допнх}$
0,6	1,14 ÷ 1,18	1,16 ÷ 1,04
0,8	1,34 ÷ 1,20	1,23 ÷ 1,11
1,2	1,14 ÷ 1,09	1,16 ÷ 1,12



◆, ▲, • - одноступенчатый подогрев сетевой воды  
 ◇, △, ○ - двухступенчатый подогрев сетевой воды  
 ▲, △ -  $P_H (P_в) = 0,06$  МПа, ◆, ◇ -  $P_H (P_в) = 0,08$  МПа, •, ○ -  $P_H (P_в) = 0,12$  МПа

Рисунок 2.8 - Разница абсолютных расходов теплоты ( $\Delta Q_o$ ) в идентичных режимах работы турбины Т-50-130, полученная по расчетам с использованием математической модели и нормативным характеристикам в зависимости от прироста электрической мощности



1, 2, 3, 4 -  $P_B$ , соответственно 0,06 МПа; 0,12 МПа; 0,18 МПа; 0,24 МПа

Рисунок 2.9 - Сопоставление удельных расходов теплоты на выработку электроэнергии, полученных по ММ ( $q_{\text{мм}}$ ) и НХ ( $q_{\text{нх}}$ ) для режимов работы турбины Т-50-130 с двухступенчатым подогревом сетевой воды, в зависимости от электрической мощности  $N_3$  при различных заданных величинах тепловой нагрузки  $Q_T$  и давления пара в камере верхнего теплофикационного отбора  $P_B$

Неменьший интерес представляет сравнительный анализ показателей экономичности в характерных режимах работы по тепловому и электрическому графикам и оптимизации, полученных в результате расчета по типовым энергетическим характеристикам и с использованием разработанной математической модели на примере теплофикационной турбоустановки Т-50-130.

Сравнение проводилось для следующих групп режимов. Наиболее простым и широко применяемым способом получения пиковой электрической мощности является открытие регулирующих диафрагм части низкого давления (РД ЧНД). Расчеты на модели показали, величина  $Q_{\text{доп}}$  изменяется в очень широких пределах и с уменьшением расхода сетевой воды через ПСГ (повышением давления в верхнем отборе) также снижается и может стать ниже, чем аналогичный показатель для конденсационных турбин. Из этого следует важный вывод о том, что при расходах сетевой воды, ниже определенного уровня, работа теплофикационных турбин с закрытыми РД в условиях дефицита электрической мощности становится нецелесообразной, так как снижение выработки электроэнергии в данном случае будет компенсироваться менее экономичной замещающей конденсационной мощностью. При расчетах по диаграмме режимов значения величины  $Q_{\text{доп}}$  оказались почти в 1,5 раза ниже, а влияние на них режимных параметров значительно слабее. Это связано с тем, что диаграмма режимов строится на базе линеаризованных характеристик турбинных отсеков, которые при достаточно больших отклонениях режима работы от номинального заметно отличаются от действительных. Как видно, использование нормативных характеристик дает существенные погрешности по сравнению с детальным расчетом.

В качестве другого примера анализировалось изменение величины  $Q_{\text{доп}}$  в зависимости от прироста электрической мощности в результате разного открытия регулирующих диафрагм при работе по электрическому графику. В соответствии с расчетами по модели рост мощности во всех условиях приводит к снижению величины  $Q_{\text{доп}}$ , а согласно нормативным характеристикам этот рост влияния на  $Q_{\text{доп}}$  практически не оказывает. Данный вывод имеет большое практическое значение, так как позволяет правильно организовать режим работы однотипных

турбоустановок. Как показали проведенные исследования, более экономичным является последовательное открытие РД. Полученный эффект от оптимального распределения пиковой нагрузки между турбинами связан в первую очередь с нелинейным характером зависимости внутренней мощности ЧНД от расхода пара. В этой связи следует отметить, что уменьшение вентиляционных пропусков пара в ЧНД теплофикационных турбин не только повышает их экономичность в базовом режиме, но также расширяет возможность и увеличивает эффективность оптимизации переменных режимов работы турбоустановок. По нормативным же характеристикам получается, что приоткрывать РД нужно параллельно на всех турбоагрегатах, т.е. оптимальным является равномерное распределение нагрузки, что и наблюдается в настоящее время в большинстве случаев при эксплуатации одинаковых турбин и наносит существенный экономический ущерб.

Выполненный сравнительный анализ свидетельствует о проблематичности корректного использования линеаризованных НХ для адекватной оценки показателей работы теплофикационных турбоустановок в переменных режимах и решения оптимизационных задач. При значительных отклонениях фактических условий работы от расчетных необходимо делать оценку целесообразности реализации того или иного решения, которая должна носить исключительно индивидуальный характер и основываться на результатах расчетных исследований.

## 2.8. Выводы по главе

Автором выполнено аналитическое описание универсальных характеристик турбинных отсеков, пригодных для расчета глубоко переменных режимов работы, полученных по результатам обобщения экспериментальных данных и учета конструктивных особенностей. На этой основе построены математические модели, позволяющих значительно упростить расчет при сохранении точности вычислений, а также провести оптимизацию режимных параметров. Предложен и успешно реализован модифицированный численный метод решения поставленной задачи и методика осуществления исследования с обоснованием ее достоверности.

В данной связи в главе затронут вопрос о корректности применения нормативных характеристик (НХ) для проведения расчетных исследований переменных режимов работы теплофикационных турбоустановок и решения оптимизационных задач. Выполненный сравнительный анализ результатов определения величин  $q_{\text{доп}}$  на примере турбины типа Т-50-130 с использованием НХ и разработанной математической модели (ММ) свидетельствуют о проблематичности использования линеаризованных НХ для адекватной оценки показателей работы теплофикационных турбоустановок в отличных от номинальных режимах работы по тепловому и электрическому графикам и оптимизации.

### 3. Применение математического моделирования для исследования способов эксплуатации теплофикационных турбоустановок в характерные периоды

В рамках данной главы с целью демонстрации возможностей разработанных математических моделей выполнены расчетные исследования влияния основных эксплуатационных факторов на эффективность использования теплофикационных турбоустановок в периоды максимальных и минимальных нагрузок применительно к условиям Кировской ТЭЦ-4 и ТЭЦ-5. При этом были рассмотрены, прежде всего, известные способы получения дополнительной и пиковой мощности.

#### 3.1. Эффективность различных способов получения дополнительной мощности на теплофикационных турбоустановках

##### 3.1.1. Оценка эффективности получения пиковой мощности на теплофикационных турбоустановках

Усовершенствованные математические модели полного теплового расчета теплофикационных турбоустановок и методика проведения исследований могут быть с успехом использованы для оценки энергетической и экономической эффективности получения дополнительной мощности в периоды пиков электрической нагрузки. В качестве примера произведем ее для двух наиболее распространенных способов – открытие РД ЧНД и отключение ПВД - на примере Кировской ТЭЦ-4 с использованием математической модели турбоустановки типа Т-50-130 и данных формы 3-тех.

##### 3.1.1.1. Энергетическая целесообразность получения пиковой мощности

Наиболее простым способом получения пиковой электрической мощности (т.е. дополнительной мощности, получаемой при неизменном максимально возможном расходе свежего пара) на теплофикационных турбинах является открытие РД ЧНД. При этом увеличивается внутренняя мощность турбины, но одновременно снижается отпуск теплоты из теплофикационных отборов и возрастают потери теплоты в конденсаторе [18, 42, 41, 60, 64, 105, 126, 25, 137, 153, 156, 157, 167, 174]. Очевидно, что снижение тепловой нагрузки турбины должно

компенсироваться пиковым источником теплоты (в условиях Кировской ТЭЦ-4 это ПВК). Прирост мощности турбины происходит за счет увеличения расхода пара в ЧНД и теплового перепада на предотборных ступенях в результате снижения давления в камерах регулируемых теплофикационных отборов.

Эффективность открытия РД ЧНД, характеризуемая величиной  $q_{\text{доп}}$  и определяемой в соответствии с (2.3), существенно зависит от многих факторов и, прежде всего, от расхода  $w_{\text{св}}$  и начальной температуры  $\tau_2$  сетевой воды, подогреваемой в сетевых подогревателях. В качестве примера на рисунке 3.1 приведены средние значения  $q_{\text{доп}}$ , а также величины прироста мощности  $\Delta N_9$  и снижения тепловой нагрузки  $\Delta Q_T$ , полученные из сравнения режимов с полностью открытой РД и полностью закрытой РД (либо с минимальным открытием, обеспечивающим допустимый уровень давления в камерах теплофикационных отборов) для турбины Т-50-130 при расходе свежего пара 265 т/ч. Как видно, с ростом начальной температуры сетевой воды и уменьшением ее расхода уровень  $q_{\text{доп}}$  уменьшается. Это вызвано тем, что увеличивается давление пара в теплофикационных отборах в исходных режимах с закрытой РД и ее открытие вызывает относительно большее увеличение теплового перепада в предотборных ступенях. При снижении расхода свежего пара эффективность получения пиковой мощности за счет открытия РД также снижается, что видно из сравнения данных, представленных на рисунке 3.1 (аналогичные зависимости получены и при других расходах свежего пара).

Определенное влияние на величину  $q_{\text{доп}}$  оказывает плотность регулирующей диафрагмы (ее пропускной способности в закрытом состоянии). При идентичных  $\tau_2$ ,  $w_{\text{св}}$  и  $G_0$  для турбины с уплотненной РД уровень  $q_{\text{доп}}$  выше, чем с неуплотненной, что связано с характером зависимости внутренней мощности ЧНД от расхода пара. При достаточно малых расходах пара имеют место чисто вентиляционные режимы работы ЧНД, в которых мощность перестает зависеть от массового расхода пара и определяется только его плотностью (или давлением в конденсаторе). По этой причине начальное

открытие уплотненной РД, несмотря на увеличение расхода пара в ЧНД и конденсатор, не дает прироста мощности ЧНД. В результате уровень  $q_{\text{доп}}$  оказывается несколько более высоким.

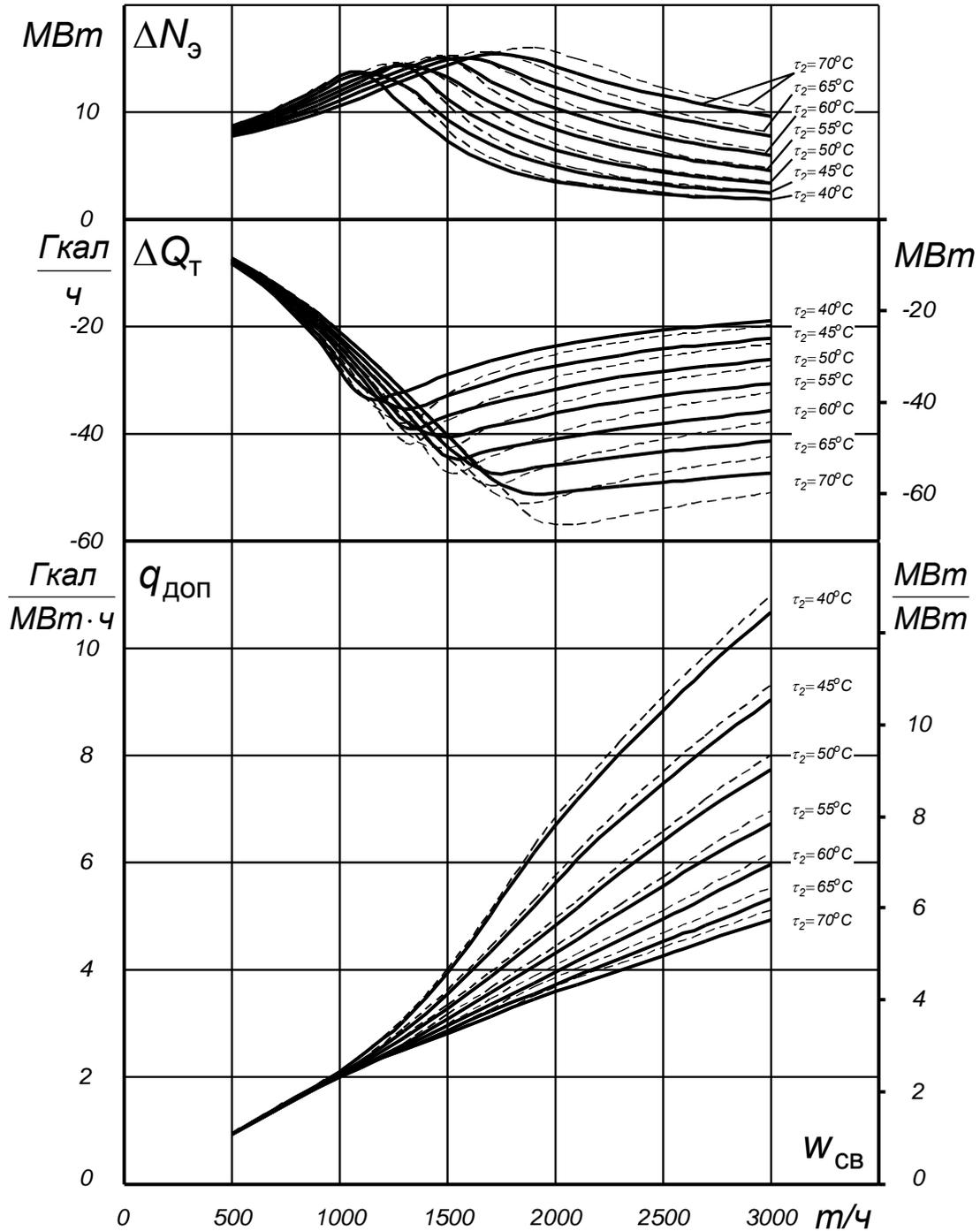


Рисунок 3.1 - Эффективность получения пиковой мощности за счет полного открытия РД ЧНД турбины Т-50-130 ( $G_0=265$  т/ч):

- — проектный пропуск пара в ЧНД (10 т/(ч·ата));
- — уменьшенный пропуск пара в ЧНД после уплотнения РД ЧНД (3 т/(ч·ата))

Рассмотренные результаты исследований получены для условий работы с неизменным давлением пара в конденсаторе  $p_k = 0,05 \text{ кгс/см}^2$ . В действительности увеличение расхода пара в ЧНД и конденсатор в результате открытия РД может вызвать рост  $p_k$ . При этом соответственно уменьшится прирост мощности ЧНД и возрастет величина  $q_{\text{доп}}$ . Влияние давления в конденсаторе в режимах с открытой РД на  $q_{\text{доп}}$  достаточно существенно и характеризуется данными, представленными на рисунке 3.2.

Результаты проведенных расчетных исследований позволяют с учетом фактических условий эксплуатации определить экономическую эффективность получения пиковой мощности за счет открытия РД ЧНД турбин. Очевидно, что при максимуме графика электрической нагрузки в первую очередь должны открываться регулирующие диафрагмы тех турбин, которые обеспечивают меньшее значение  $q_{\text{доп}}$ .

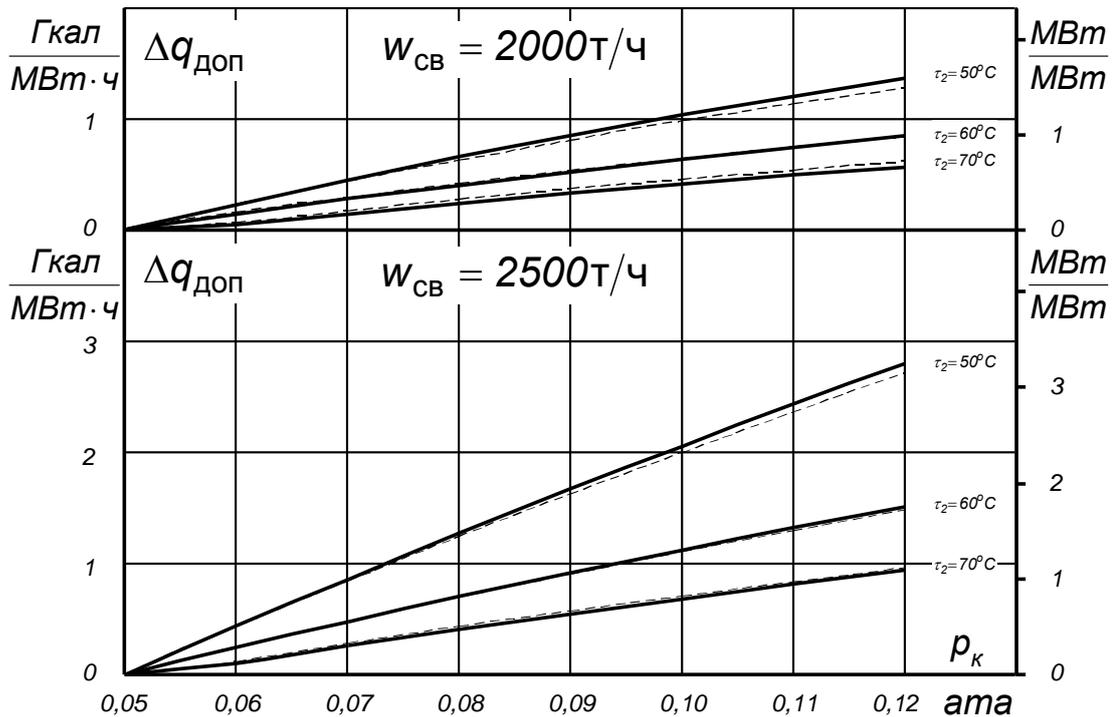


Рисунок 3.2 - Влияние давления в конденсаторе на эффективность получения пиковой мощности за счет открытия РД ЧНД:

- — проектный пропуск пара в ЧНД (10 т/(ч·ата));
- - - - - — уменьшенный пропуск пара в ЧНД после уплотнения РД ЧНД (3 т/(ч·ата))

Еще одним распространенным способом получения пиковой мощности является отключение (полное или частичное) регенеративных подогревателей высокого давления (ПВД) с сохранением расхода свежего пара [18, 57, 110, 168, 171]. Для теплофикационных турбин, работающих по тепловому графику при включенных водогрейных котлах, такой способ позволяет увеличить не только электрическую мощность, но и отпуск теплоты из отборов, а значит снизить нагрузку ПВК. Если при этом считать (как это делают многие авторы), что расход пара в ЧНД и, соответственно, потери теплоты в конденсаторе не изменяются, то удельный расход теплоты на выработку дополнительной электроэнергии, определяемый по (2.2), будет близок к тепловому эквиваленту (0,86 Гкал/МВт·ч). В реальных условиях эксплуатации при неизменных расходе и начальной температуре подогреваемой сетевой воды изменение тепловой нагрузки вызывает изменение давление пара в камере нижнего теплофикационного отбора и соответствующее изменение расхода пара в ЧНД и конденсатор (в зависимости от пропускной способности закрытой РД), что сказывается на экономичности получаемой дополнительной мощности. В качестве примера на рисунке 3.3 представлены результаты расчетных исследований влияния начальной температуры подогреваемой сетевой воды, ее расхода и плотности РД на эффективность отключения ПВД турбины Т-50-130 в режимах работы по тепловому графику с неизменным расходом свежего пара. Как видно, все указанные факторы оказывают существенное влияние на величины прироста тепловой нагрузки  $\Delta Q_T$ , дополнительной электрической мощности  $\Delta N_{\text{э}}$  и удельного расхода теплоты на ее выработку  $q_{\text{доп}}$ . При прочих равных условиях с повышением  $\tau_2$  и уменьшением  $w_{\text{св}}$  величина  $\Delta N_{\text{э}}$  снижается, а  $q_{\text{доп}}$  возрастает. Это связано с уменьшением теплового перепада в предотборных ступенях в результате роста давления пара в камерах теплофикационных отборов. В определенных условиях для поддержания указанных давлений на допустимом уровне при отключении ПВД требуется приоткрывать РД, что, естественно, приводит к резкому снижению экономичности дополнительной мощности.

В соответствии с результатами расчетов отключение ПВД в режимах работы по тепловому графику с максимальным расходом свежего пара (265 т/ч) позволяет увеличить отпуск теплоты из отборов на 17,5 - 19,50 Гкал/ч (рисунок 3.3), т.е. почти на 20%. При этом прирост мощности турбины составляет 2,5-5 МВт. Естественно, что с уменьшением расхода свежего пара уровень  $\Delta Q_T$  и  $\Delta N_э$  снижаются (это подтверждается проведенными расчетами), тем не менее, экономичность дополнительной мощности остается весьма высокой.

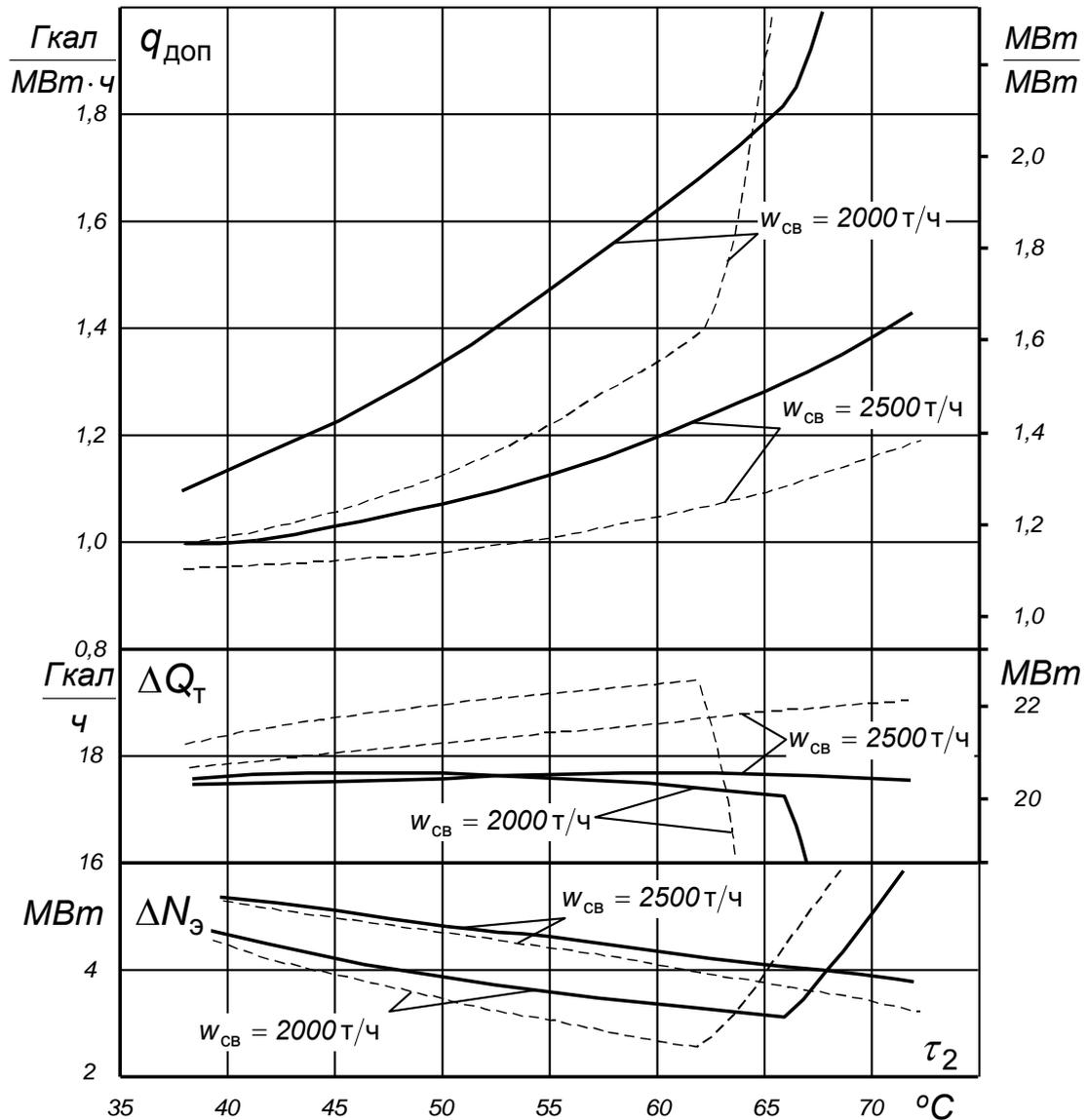


Рисунок 3.3 - Эффективность отключения ПВД при сохранении расхода свежего пара ( $G_0=265$  т/ч) в режимах работы с закрытой РД ЧНД:

- — проектный пропуск пара в ЧНД (10 т/(ч·ата));
- - - - - — уменьшенный пропуск пара в ЧНД после уплотнения РД ЧНД (3 т/(ч·ата))

Пиковая мощность за счет отключения ПВД может быть получена также в условиях работы турбин по электрическому графику с заданной частичной тепловой нагрузкой. В этом случае дополнительный расход пара подается в ЧНД и конденсатор (увеличивается степень открытия РД), а отпуск теплоты из отборов сохраняется неизменным ( $\Delta Q_T = 0$ ). Таким образом, пиковая мощность вырабатывается по конденсационному циклу и ее энергетическая эффективность оказывается много меньшей, чем при работе турбоустановки по тепловому графику. В соответствии с полученными данными расчетных исследований (рисунок 3.4) в указанных условиях увеличение электрической мощности может достигать 7 - 8,5 МВт, а величина  $q_{\text{доп}}$  превышает уровень 2,7 - 2,8 Гкал/МВт·ч.

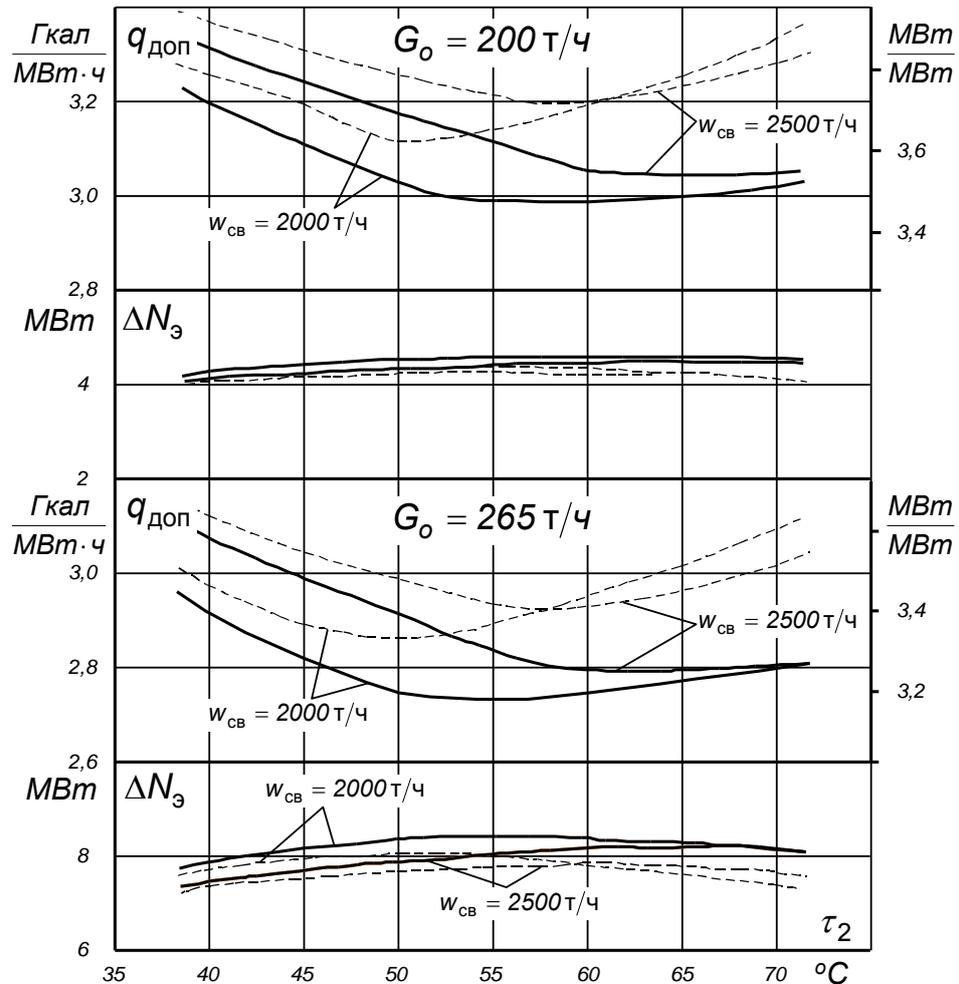


Рисунок 3.4 - Эффективность отключения ПВД при сохранении расхода свежего пара и тепловой нагрузки (обозначения те же, что на рисунке 3.3)

### 3.1.1.2. Экономическая целесообразность получения пиковой мощности

Как показали выполненные исследования при работе турбины Т-50-130 по тепловому графику уровень  $q_{\text{доп}}$  для неуплотненной РД в реальных условиях эксплуатации не превышает 1,05 Гкал/МВт·ч (для уплотненной – 0,96 Гкал/МВт·ч), а величины  $\Delta Q_T / \Delta N_9 = 2$  Гкал/МВт·ч. Подставляя эти значения в (2.10)-(2.12) получим для турбины с неуплотненной РД

$$\Delta \mathcal{E}^H / \Delta N_9^H > 51 \text{ руб./МВт·ч}; \quad \Delta \mathcal{E}^{\text{пн}} / \Delta N_9^{\text{пн}} > 133 \text{ руб./МВт·ч};$$

$\Delta \mathcal{E}^{\text{п}} / \Delta N_9^{\text{п}} > 395 \text{ руб./МВт·ч}$ . В случае уплотненной регулирующей диафрагмы проведены аналогичные расчеты и получены значения –

$$\Delta \mathcal{E}^H / \Delta N_9^H > 69 \text{ руб./МВт·ч}; \quad \Delta \mathcal{E}^{\text{пн}} / \Delta N_9^{\text{пн}} > 151 \text{ руб./МВт·ч};$$

$$\Delta \mathcal{E}^{\text{п}} / \Delta N_9^{\text{п}} > 413 \text{ руб./МВт·ч}.$$

Представленные данные однозначно свидетельствуют о том, что при сегодняшних ценах на покупную электроэнергию и топливо выработка дополнительной мощности на тепловом потреблении экономически целесообразна в течение всех суток. Это означает, в частности, что в период максимальных тепловых нагрузок, когда включены водогрейные котлы, турбины должны работать с максимально возможной нагрузкой. Однако в фактических условиях располагаемый расход топлива может быть ограничен и на ТЭЦ вынужденно разгружаются турбины в пользу ПВК, чтобы обеспечить заданный отпуск теплоты потребителям при имеющемся количестве топлива. В таком случае значительный экономический эффект достигается за счет перераспределения отпуска теплоты из отборов и соответствующей выработки электроэнергии между различными периодами суток. В ночное время турбины должны разгружаться, а отпуск теплоты от ПВК увеличиваться, за счет чего будет получено снижение количества сжигаемого топлива. Появившийся избыток топлива позволит увеличить (сверх исходных) тепловую и электрическую нагрузки в пиковый и полупиковый периоды. В результате при неизменном суточном расходе топлива увеличивается потребление энергосистемой

относительно дешевой покупной электроэнергии ночью, но в остальное время, когда покупная электроэнергия много дороже, ее потребление уменьшается, что и обуславливает экономию денежных средств.

Анализ экономической целесообразности получения пиковой мощности за счет открытия РД ЧНД показал следующее. Реальный расход сетевой воды, подогреваемой в сетевых подогревателях каждой из турбин Т-50-130 ТЭЦ-4, в период работы с максимальными тепловыми нагрузками превышает 2000 т/ч. С учетом величин  $q_{\text{доп}}$ ,  $\Delta N_{\text{э}}$  и  $\Delta Q_{\text{т}}$ , которые могут быть получены в этих условиях в результате открытия регулирующей диафрагмы (рисунок 3.1), из (2.10)-(2.12) следует, что такой способ получения дополнительной электрической мощности не дает экономического эффекта даже в пиковый период суток. Этот вывод справедлив, естественно, только при сегодняшнем соотношении стоимостей покупной электроэнергии и топлива.

В случае отключения ПВД анализ выражений (2.10)-(2.12) с учетом полученных данных по  $q_{\text{доп}}$ ,  $\Delta N_{\text{э}}$  и  $\Delta Q_{\text{т}}$  (рисунок 3.3) показывает, что в условиях работы турбины по тепловому графику и неизменном расходе свежего пара такой способ в большинстве реальных режимов приводит к положительному эффекту во всех периодах суток. Лишь при очень больших  $\tau_2$  и (или) пониженных расходах сетевой воды возможен небольшой перерасход денежных средств ночью. Тем не менее, суточная экономия всегда оказывается существенно положительной, что видно, например, из результатов расчетов, приведенных на рисунке 3.5. Следует отметить, что уплотнение регулирующей диафрагмы приводит к увеличению эффективности отключения ПВД (возрастанию  $\Delta \mathcal{E}_{\text{сут}}$  на несколько тыс. руб. в сутки).

Если по каким-либо причинам сохранение расхода свежего пара не может быть обеспечено (например, из-за ограничения расхода топлива или тепловой производительности котельных агрегатов), то экономическая целесообразность отключения ПВД не представляется такой однозначной. По этой причине были проведены дополнительные исследования режимов работы турбины по тепловому графику для различных условий эксплуатации.

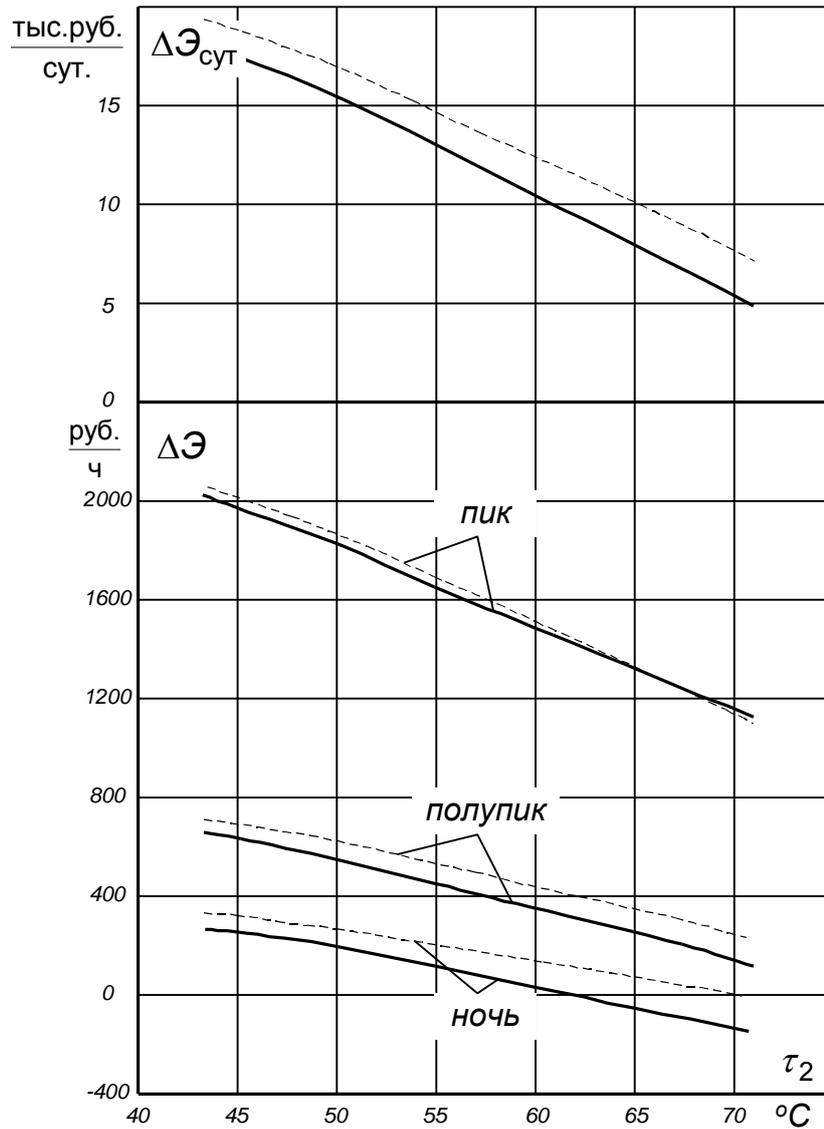


Рисунок 3.5 - Экономия денежных средств за счет отключения ПВД турбины Т-50-130 при сохранении максимального расхода свежего пара и работающих ПВК ( $w_{\text{св}} = 2500$  т/ч (694,4 кг/с)): (обозначения те же, что на рисунке 3.3)

При неизменном расходе теплоты на турбину ( $Q_o = \text{idem}, w_{\text{св}} = 2500$  т/ч) в результате отключения ПВД происходит снижение расхода свежего пара, так как уменьшается температура питательной воды. Однако расход пара на выходе ЦВД и в ЧСД несколько возрастает, что приводит к увеличению отпуска теплоты из регулируемых отборов. Одновременно снижается электрическая мощность турбины. В соответствии с полученным данными при максимальном расходе свежего пара в исходном режиме (с включенными ПВД) величины  $\Delta Q_T = 2,2 - 2,4$  Гкал/ч (т.е. более 2 % от  $Q_{\text{ТО}}$ ), а  $\Delta N_{\mathcal{E}} = -(2,6 - 2,8)$  МВт. В случае

сохранения неизменной тепловой нагрузки ( $\Delta Q_T = 0$ ) имеет место еще большее снижение расхода свежего пара и мощности (до  $\Delta N_3 = -3,8 \text{ МВт}$ ), но вместе с тем уменьшается расход теплоты на турбоустановку (до  $\Delta Q_0 = -3,3 \text{ Гкал/ч}$  или до 2,1 % от  $Q_{00}$ ), а значит и расход сжигаемого топлива. Все указанные изменения происходят с  $q_{\text{доп}} = 0,87 - 0,88 \text{ Гкал/МВт}\cdot\text{ч}$ .

При формальном подходе расчет  $\Delta \mathcal{E}$  по (2.10)-(2.12) в рассматриваемых условиях всегда покажет отрицательный эффект. Вместе с тем, если правильно организовать работу турбоустановки, то возможно получение значительной экономии за счет перераспределения нагрузок в течение суток. В этой связи рассмотрим для примера следующую ситуацию. Допустим, из-за дефицита топлива в исходном режиме с включенными ПВД турбина в течение всех суток работает с закрытой РД ЧНД, с частичным расходом свежего пара и тепловой нагрузкой  $Q_{\text{ТО}}$ , а требуемый отпуск теплоты потребителям обеспечивается водогрейными котлами. В новом режиме ПВД отключаются и в ночной и полупиковый периоды турбина разгружается так, чтобы отпуск теплоты из отборов остался прежним ( $\Delta Q_T^H = \Delta Q_T^{ПП} = 0$ ). Поскольку в это время расход сжигаемого топлива уменьшается, то в пиковый период суток появляется возможность соответствующего увеличения тепловой нагрузки котлов и расхода теплоты на турбину, т.е. повышения ее мощности по сравнению с исходным режимом. В результате при неизменном суточном расходе топлива уменьшается выработка электроэнергии в ночной и полупиковый периоды и увеличивается во время пика, но за счет существенного различия стоимости покупной электроэнергии в течение суток может быть получен значительный экономический эффект. Сказанное подтверждается результатами расчетных исследований, в соответствии с которыми в рассматриваемых условиях суточная экономия денежных средств за счет отключения ПВД составляет до десяти тысяч рублей на одну турбоустановку.

Таким образом, проведенные исследования показывают, что в период, когда на ТЭЦ включены водогрейные котлы, работа турбин с отключенными ПВД при

сегодняшних ценах на топливо и покупную электроэнергию экономически оправдана.

Представленные выше результаты расчетов получены без учета еще одного немаловажного фактора – повышение КПД котлов. По предварительной оценке при отключении ПВД и соответствующем снижении температуры питательной воды КПД котельных агрегатов ТЭЦ-4 за счет уменьшения потерь с уходящими газами возрастает на величину до 1%. Это может дать уменьшение расхода сжигаемого топлива до 0,26 т у.т./ч на одну турбину, т.е. дополнительную экономию денежных средств до нескольких тысяч рублей в сутки. С учетом указанного фактора работа турбин с отключенными ПВД может оказаться целесообразной и в ряде режимов в условиях работы ТЭЦ с частичными тепловыми нагрузками без ПВК.

### 3.1.2. Оценка эффективности получения дополнительной конденсационной мощности на теплофикационных турбоустановках

Разуплотнение графиков электрических нагрузок вызывает необходимость повышения маневренных качеств всех турбоустановок (как вновь вводимых, так и находящихся в эксплуатации). Теплофикационные турбины имеют в этом плане преимущества перед конденсационными, так как в период пиков нагрузки могут увеличить электрическую мощность за счет уменьшения тепловой нагрузки регулируемых отборов пара и соответствующего увеличения нагрузки пиковых водогрейных котлов. Таким образом, используется скрытый вращающийся резерв этих турбин, т.е. повышенная пропускная способность проточной части высокого и среднего давления.

В условиях эксплуатации ТЭЦ возможны длительные режимы работы теплофикационных турбин с неполной загрузкой отопительных отборов и с расходом свежего пара ниже номинального. Это может иметь место при недостаточном развитии теплосетей, установке современных теплофикационных турбин большой мощности, рассчитанных на работу с высокими значениями  $\alpha_{ТЭЦ}$ , повышении температуры наружного воздуха в отопительный период и т.д. В этих условиях появляется возможность получения дополнительной электрической мощности (при сохранении на заданном уровне тепловой

нагрузки) в результате увеличения конденсационного потока пара через всю турбину, т.е. при переводе турбины в режим работы по электрическому графику. Во многих энергосистемах совместно с теплофикационными эксплуатируются конденсационные турбины с различными удельными расходами теплоты на выработку электроэнергии. До недавнего времени считалось, что в указанных условиях для увеличения электрической мощности более эффективна первоочередная загрузка конденсационных турбин. Представляется, что такое положение не всегда правомерно. Решение вопросов, связанных с наиболее экономичным распределением электрической нагрузки между турбоагрегатами, должно основываться на исследованиях сравнительной экономичности конденсационного потока пара теплофикационной и конденсационной турбин.

3.1.2.1. Теоретическое обоснование эффективности перевода теплофикационных турбин в режим работы по электрическому графику

Анализ литературных источников показывает, что до сих пор не было предложено какого-либо теоретического обоснования эффективности перевода теплофикационных турбин в режим работы по электрическому графику. Применяемые расчетные методы опираются в основном на упрощенные характеристики турбинных отсеков, хотя проводились многочисленные опыты для их определения [35, 92, 106, 125 и др.]. Однако, результаты выполненных расчётных исследований с использованием разработанных математических моделей теплофикационных турбоустановок, которые будут показаны ниже (см. раздел 3.1.2.2) показали принципиальную возможность получения весьма экономичной выработки дополнительной электроэнергии.

Наиболее полной характеристикой экономичности конденсационного потока пара, как уже указывалось ранее, является удельный расход теплоты на выработку дополнительной мощности

$$q_{\text{доп}} = \Delta Q_o / \Delta N = (\Delta N + \Delta Q_k) / \Delta N = 1 + \Delta Q_k / \Delta N, \quad (3.1)$$

где  $\Delta Q_o$  - прирост расхода теплоты на турбоустановку;  $\Delta N$  - прирост внутренней мощности турбоустановки;  $\Delta Q_k$  - прирост потерь теплоты в конденсаторе.

Величина потерь теплоты

$$\Delta Q_K \approx \Delta G_K \Delta i_K,$$

где  $\Delta G_K$  - увеличение массового расхода пара в конденсатор;

$\Delta i_K = i_K - \bar{t}_K$ , ( $i_K, \bar{t}_K$  - соответственно энтальпия отработавшего пара и конденсата).

В реальных условиях  $\Delta i_K \approx \text{const}$  независимо от типа установки и режима работы (по крайней мере при положительной мощности ступеней ЧНД). Таким образом, при одинаковом увеличении расхода пара в конденсатор  $\Delta G_K$  экономичность конденсационного потока будет выше для той турбоустановки, прирост мощности которой будет большим.

Возрастание мощности турбины можно представить как

$$\Delta N = \Delta N^{pc} + \Delta N^{\Sigma} + \Delta N^{ЧНД},$$

где  $\Delta N^{pc}$ ,  $\Delta N^{\Sigma}$ ,  $\Delta N^{ЧНД}$  - соответственно изменение мощности первой (регулирующей) ступени, отсека от второй ступени до камеры отопительного отбора и части низкого давления (ЧНД).

Проследим, как изменяются отдельные составляющие  $\Delta N$  при увеличении  $G_K$  теплофикационной и конденсационной турбин. Для определенности рассмотрим две аналогичные турбоустановки, одна из которых работает с отопительным отбором пара (турбина Т), а другая на чисто конденсационном режиме (турбина К). Для упрощения анализа примем, что турбины работают без регенеративных подогревателей (влияние регенерации можно учесть дополнительно). В указанных условиях изменение расхода пара в конденсатор  $\Delta G_K$  будет равно изменению расхода свежего пара  $\Delta G_0$ . Если в исходном режиме расход свежего пара равен  $G_{01}$ , то при  $G_{02} = G_{01} + \Delta G_0$  изменение мощности первой (регулирующей) ступени будет равно

$$\Delta N^{pc} = G_{02} h_{i2}^{pc} - G_{01} h_{i1}^{pc} = G_{01} (h_{i2}^{pc} - h_{i1}^{pc}) + \Delta G_0 h_{i2}^{pc}. \quad (3.2)$$

При сопловом парораспределении действительный теплоперепад в регулирующей ступени сложным образом зависит от расхода пара, поэтому

изменение мощности ступени должно определяться отдельно в каждом конкретном случае. При дроссельном парораспределении срабатываемый в первой ступени тепловой перепад остается постоянным практически во всем диапазоне изменения расхода пара, поэтому как для теплофикационного, так и для конденсационного режимов (при  $\Delta G = idem$ ), прирост мощности составит

$$\Delta N_m^{pc} = \Delta N_k^{pc} = \Delta G_o h_i^{pc}, \text{ а разность } \delta N^{pc} = \Delta N_m^{pc} - \Delta N_k^{pc} = 0.$$

Таким образом, при дроссельном парораспределении первая ступень не оказывает влияния на сравнительную экономичность конденсационного потока турбин Т и К.

Реальная зависимость мощности ЧНД (по крайней мере, в области положительных значений) от расхода пара достаточно близка к прямолинейной. Поэтому можно допустить, что при одинаковом увеличении  $G_k$

$$\Delta N_m^{ЧНД} \approx \Delta N_k^{ЧНД} \text{ и } \delta N^{ЧНД} = \Delta N_m^{ЧНД} - \Delta N_k^{ЧНД} \approx 0.$$

При оценке изменения мощности предотборных ступеней будем исходить из того, что они работают в перегретом паре и уравнение состояния имеет вид

$$i = kp\nu/(k-1) + const,$$

где  $k$  – среднее значение показателя адиабаты.

В чисто конденсационном режиме, как известно, при изменении расхода пара тепловые перепады и относительные внутренние КПД промежуточных ступеней практически сохраняются постоянными. Исходя из этого, получим для турбины К

$$\Delta N_k^\Sigma = \Delta G_o H_{ок}^\Sigma \eta_{oi}^\Sigma = \Delta G_o \eta_{oi}^\Sigma \frac{k}{k-1} p_o \nu_o \left[ 1 - \left( \frac{p_{нк1}}{p_{ок1}} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right], \quad (3.3)$$

где  $p_o, \nu_o$  – параметры перед второй ступенью (при дроссельном парораспределении произведение  $p_o \nu_o = const$ );

$p_{нк1}$  – давление в камере отопительного отбора (перед ЧНД) в исходном режиме;

$H_{OK}^{\Sigma}$  - располагаемый теплоперепад отсека от второй ступени до камеры отопительного отбора;

$\eta_{oi}^{\Sigma}$  - относительный внутренний КПД отсека от второй ступени до камеры отопительного отбора.

Так как в турбине К давления в промежуточных ступенях изменяются практически пропорционально расходу, то в сравниваемых режимах будем иметь  $p_{HK1}/p_{OK1} \approx p_{HK2}/p_{OK2} \approx p_{HK}/p_{OK}$  и из предыдущего уравнения получим:

$$\Delta N_K^{\Sigma} \approx \Delta G_o \eta_{oi}^{\Sigma} \frac{k}{k-1} p_o \nu_o \left[ 1 - \left( \frac{p_{HK}}{p_{OK}} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]. \quad (3.4)$$

В турбине Т давление в камере отопительного отбора поддерживается постоянным в соответствии с температурным графиком. В этих условиях при увеличении  $G_K$  будем иметь  $p_{HM2} \approx p_{HM1} \approx p_{HM}$ , в то время как давление перед отсеком увеличится от  $p_{om1}$  до  $p_{om2}$ . Таким образом, тепловой перепад в новом режиме возрастет и в общем случае прирост мощности составит

$$\Delta N_m^{\Sigma} = G_{o2m} H_{o2m}^{\Sigma} \eta_{oi2m}^{\Sigma} - G_{o1m} H_{o1m}^{\Sigma} \eta_{oi1m}^{\Sigma}.$$

Предотборные ступени теплофикационных турбин проектируются таким образом, чтобы обеспечить устойчивость  $\eta_{oi}^{\Sigma}$  в широком диапазоне объемных расходов пара. Исходя из этого можно допустить, что в турбине Т при изменении  $G$  величина  $\eta_{oi2m}^{\Sigma} \approx \eta_{oi1m}^{\Sigma} \approx \eta_{oi}^{\Sigma}$ . Тогда, после соответствующих преобразований

$$\Delta N_m^{\Sigma} = \frac{k}{k-1} p_o \nu_o G_{1m} \eta_{oi}^{\Sigma} \left[ \frac{\Delta G_o}{G_{1m}} + \left( \frac{p_{HM}}{p_{om1}} \right)^{\frac{k-1}{k}} - \left( 1 + \frac{\Delta G_o}{G_{1m}} \right) \left( \frac{p_{HM}}{p_{om2}} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]. \quad (3.5)$$

Сравнивая (3.4) и (3.5), получаем

$$\delta N^{\Sigma} = \Delta N_m^{\Sigma} - \Delta N_K^{\Sigma} = \frac{k}{k-1} p_o \nu_o G_{1m} \eta_{oi}^{\Sigma} \left( \frac{p_{HM}}{p_{om1}} \right)^{\frac{k-1}{k}} \times$$

$$\times \left[ 1 - \left( 1 + \frac{\Delta G_o}{G_{1m}} \right) \left( \frac{p_{om1}}{p_{om2}} \right)^{\frac{k-1}{k}} + \frac{\Delta G_o}{G_{1m}} \left( \frac{p_{нк} p_{om1}}{p_{ок1} p_{нм}} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]. \quad (3.6)$$

Учитывая, что давление перед отсеком  $p_o$  прямо пропорционально расходу пара (при условии постоянства  $p_o v_o$ ), будем иметь

$$\frac{p_{нк} p_{om1}}{p_{ок1} p_{нм}} = \frac{p_{нк} / G_{1к}}{p_{нм} / G_{1m}} \approx \frac{(G_{v_H})_{1m}}{(G_{v_H})_к} = (\overline{G_{v_H}})_{1m}, \quad (3.7)$$

где  $(G_{v_H})_{1m}$  и  $(G_{v_H})_к$  - объемные расходы пара на выходе из предотборной ступени соответственно в исходном режиме турбины Т и в чисто конденсационном режиме;

$$\begin{aligned} \left( 1 + \frac{\Delta G_o}{G_{1m}} \right) \left( \frac{p_{om1}}{p_{om2}} \right)^{\frac{k-1}{k}} &= \left( 1 + \frac{\Delta G_o}{G_{1m}} \right) \left( 1 + \frac{\Delta G_o}{G_{1m}} \right)^{\frac{k-1}{k}} = \\ &= \left( 1 + \frac{\Delta G_o}{G_{1m}} \right)^{\frac{1}{k}} = 1 + \frac{1}{k} \frac{\Delta G_o}{G_{1m}} + \dots \approx 1 + \frac{1}{k} \frac{\Delta G_o}{G_{1m}}. \end{aligned} \quad (3.8)$$

С учетом (3.7) и (3.8) из (3.6) получаем

$$\delta N^\Sigma = \frac{k}{k-1} p_o v_o \Delta G_o \eta_{oi}^\Sigma \left( \frac{p_{нм}}{p_{om1}} \right)^{\frac{k-1}{k}} \left[ (\overline{G_{v_H}})_{1m}^{\frac{k-1}{k}} - \frac{1}{k} \right]. \quad (3.9)$$

Из (3.9) (с учетом того, что при дроссельном парораспределении  $\delta N^{pc} = 0$ ;  $\delta N^{чнд} = 0$ ;  $\delta N_\Sigma = \delta N^{pc} + \delta N^\Sigma + \delta N^{чнд} = \delta N^\Sigma$ ) следует, что экономичность конденсационного потока турбины с отбором пара будет выше, чем такого же потока турбины К, в том случае, когда

$$(\overline{G_{v_H}})_{1m} > \left( \frac{1}{k} \right)^{\frac{k}{k-1}} \approx 0,32 \quad (3.10)$$

при среднем значении показателя адиабаты  $k=1,3$  в процессе расширения пара в ступенях турбины, расположенных перед ЧНД.

Заводами-изготовителями турбин регламентируются минимальный расход пара на турбину, при котором разрешается включать теплофикационные отборы. Соответственно ограничивается и минимальная тепловая нагрузка при работе с закрытыми регулирующими диафрагмами ЧНД. Поэтому в допустимых режимах эксплуатации современных теплофикационных турбоустановок условие (3.10) практически всегда выполняется.

3.1.2.2. Подтверждение теоретических выводов детальными расчетными исследованиями с использованием математических моделей теплофикационных турбоустановок различных типов

Результаты детальными расчетными исследованиями различных теплофикационных турбин, представленных далее, показывают, что удельный расход теплоты на получение дополнительной конденсационной мощности в случае работы с включенными регулируемые отборами пара имеет меньшую на 5-18% величину, чем в чисто конденсационных режимах. При этом определяющее влияние на сравнительную эффективность оказывает различие в условиях работы предотборных ступеней. В качестве примера, подтверждающего сказанное, на рисунках 3.6 – 3.7 для турбоустановок типа Т-100/130-130 и Т-185/220-130 представлены зависимости величин разности изменения внутренней мощности всей турбины ( $\delta N_o$ ), предотборных ступеней, расположенных перед камерой верхнего теплофикационного отбора ( $\delta N_{отб}$ ), промежуточного отсека ( $\delta N^{по}$ ) и ЧНД ( $\delta N^{ЧНД}$ ) при тепловой нагрузке, составляющей 50% от номинальной, установленной заводами-изготовителями, в режимах с включенными и отключенными отопительными отборами от прироста расхода теплоты в конденсатор с дополнительным конденсационным потоком пара через всю проточную часть для условий, указанных в таблице 3.1. За минимальный (исходный) расход свежего пара  $G_{oo}$  выбирался тот, который достигается в режиме с полностью закрытой регулирующей диафрагмой части низкого давления (РД

ЧНД) с проектным вентиляционным пропуском пара в ЧНД: 10, 20 и 40 т/(ч·ата) для турбин Т-50/60-130, Т-100/130-130, Т-185/220-130 соответственно. Этим обеспечивалось корректное сравнение разности изменения мощностей, развиваемых конденсационным потоком пара в указанных режимах, турбоустановок различных типов с учетом регенерации.

Таблица 3.1 - Условия проведения расчетного исследования

Тип турбоустановки	Теплофикационная нагрузка	Температура сетевой воды		Исходный расход свежего пара
		обратной	прямой	
	$Q_T$ , МВт	$\tau_2$ , °С	$\tau_1$ , °С	$G_{00}$ , кг/с
Т-100/130-130	100	50	100	61,7
Т-185/220-130	162,8	50	100	95,3

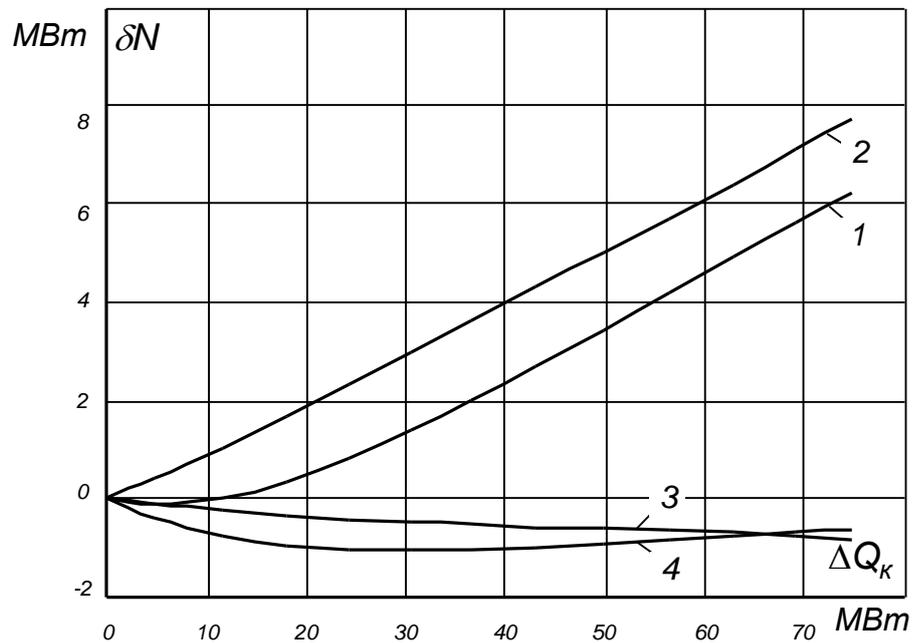


Рисунок 3.6 - Зависимость величин разности изменения мощности всей турбоустановки Т-100/130-130 и отдельных отсеков при  $\overline{Q_T} = 0,5$ ,

$$\tau_2=50^\circ\text{C}, \tau_1=100^\circ\text{C}:$$

- 1 – изменение внутренней мощности всей турбины  $\delta N_0$ ;
- 2 – изменение внутренней мощности предотборных ступеней  $\delta N^{отб}$ ;
- 3 – изменение внутренней мощности промежуточного отсека  $\delta N^{по}$ ;
- 4 – изменение внутренней мощности ЧНД  $\delta N^{ЧНД}$

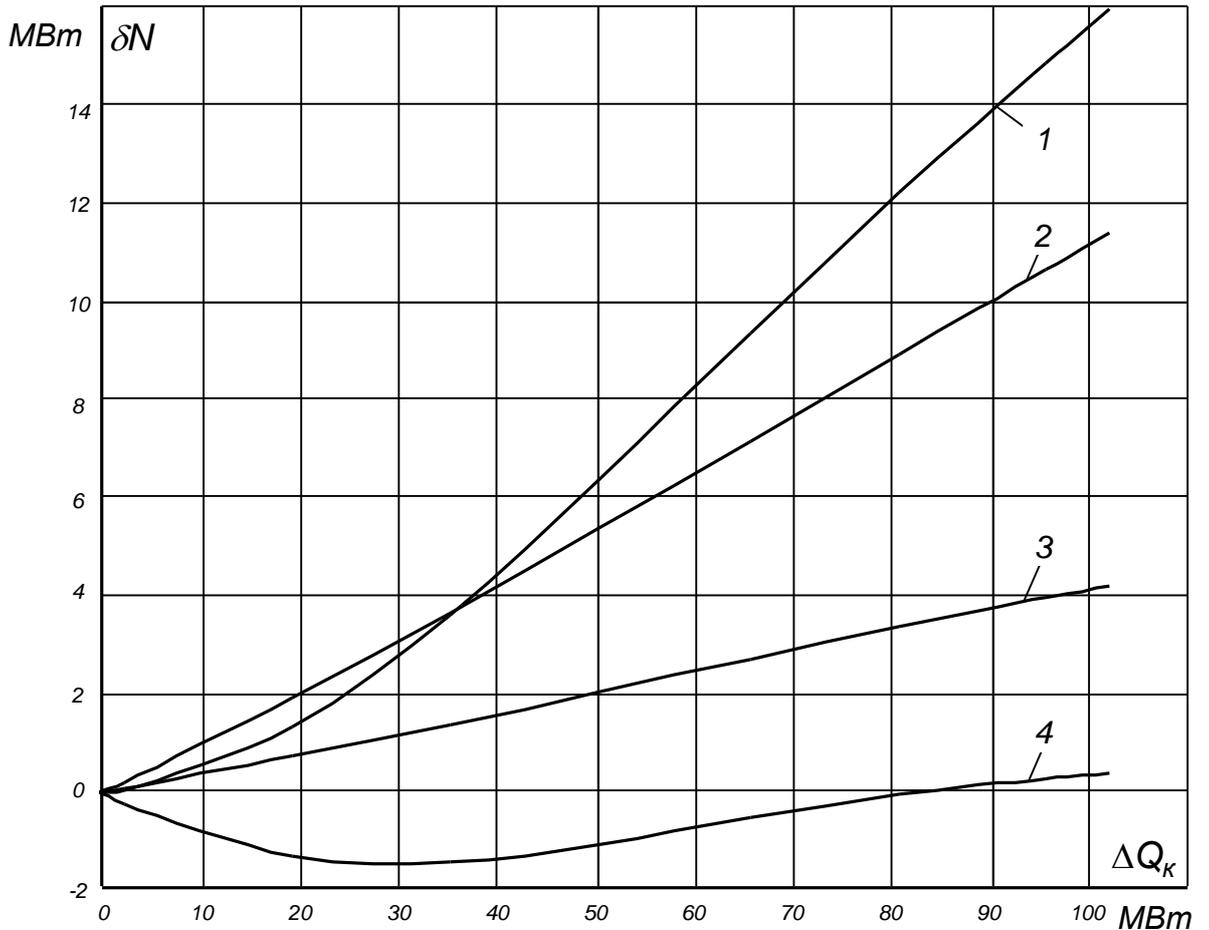


Рисунок 3.7 - Зависимость величин разности изменения мощности всей турбоустановки Т-185/220-130 и отдельных отсеков  $\bar{Q}_T = 0,5$ ,  $\tau_2 = 50^\circ\text{C}$ ,  $\tau_1 = 100^\circ\text{C}$  (обозначения те же, что на рисунке 3.6)

В общем случае, при работе с включенными теплофикационными отборами и неизменными  $Q_T$ ,  $\tau_2$  и  $\tau_1$ , с ростом конденсационного пропуска пара (за счет увеличения расхода свежего пара и одновременного открытия РД ЧНД) происходит снижение давления в камере нижнего теплофикационного отбора (уменьшается тепловая нагрузка нижнего сетевого подогревателя (ПСГ-1)) и возрастает расход пара в верхний сетевой подогреватель (ПСГ-2). Давление в верхнем отборе изменяется незначительно (некоторое повышение этого давления возможно из-за увеличения потерь в паропроводе и температурного напора в ПСГ-2), что вызывает весьма малое относительное возрастание расхода пара через промежуточный отсек при существенном повышении теплового перепада в нем.

В результате мощность предотборных ступеней при включенных отборах

возрастает как за счет увеличения расхода пара, так и за счет увеличения использованного теплового перепада. При отключенных отборах давление в верхнем отборе изменяется практически пропорционально расходу, как следствие теплоперепад для всего потока уменьшается и прирост мощности конденсационного потока пара оказывается меньшим.

Подобная однозначность по приросту мощности промежуточного отсека для разных турбин и режимов отсутствует. Связано это с тем, что в зависимости от соотношения прироста теплоперепада на отсек и расхода пара через него разность изменения мощностей  $\delta N^{по}$  может быть как положительной (рисунок 3.7 для турбины Т-185/220-130), так и отрицательной (рисунок 3.6, турбина Т-100/130-130).

Из рисунков 3.6 – 3.7 видно, что увеличение мощности ЧНД оказывается ниже в турбине с включенными отборами. Это вызвано тем, что в исходном режиме, за который был выбран режим с полностью закрытой РД ЧНД, при малых расходах пара наблюдаются вентиляционные эффекты и мощность последних ступеней отрицательна. При постепенном открытии диафрагмы (в силу нелинейности мощностной характеристики ЧНД [14, 16, 18, 92, 106 и др.]) прирост мощности на начальном участке близок к нулю и только потом начинает возрастать. В конденсационном режиме работы диафрагма изначально полностью открыта и возрастание расхода свежего пара ведет практически к пропорциональному изменению мощности ЧНД. В силу этих обстоятельств разность изменений мощностей  $\delta N^{ЧНД}$  имеет отрицательную величину.

Анализ теоретических выводов и результатов расчетных исследований с использованием математических моделей теплофикационных турбоустановок различных типов позволяет говорить о том, что больший прирост мощности в турбине с включенными теплофикационными отборами по сравнению с конденсационной при тех же расходах свежего пара обусловлен большими приростами мощности предотборных отсеков, чем и объясняется большая экономичность конденсационного потока турбины с отбором пара. Это дает основание говорить об эффективности в определенных условиях перевода теплофикационных турбин в режим работы по электрическому графику.

### 3.1.2.3. Некоторые результаты исследования энергетической эффективности дополнительной конденсационной мощности теплофикационных турбин

В рамках настоящего раздела в качестве примера показана возможность исследования с использованием разработанных математических моделей влияния основных эксплуатационных факторов на эффективность получения дополнительной конденсационной мощности в периоды работы теплофикационных турбоустановок по электрическому графику (с неполной загрузкой отопительных отборов и с расходом свежего пара ниже номинального).

Для адекватной оценки экономичности получения дополнительной конденсационной мощности были проведены детальные расчетные исследования применительно к турбинам различного типа, а именно: Т-50-130, Т-100/120-130, Т-180/210-130, Т-185/220-130, ПТ-80/100-130/13. Выборочные результаты этих исследований будут представлены ниже.

При прочих равных условиях, а именно:

- во всех сравниваемых режимах отпуск теплоты из теплофикационных отборов оставался неизменным (в диапазоне  $Q_T = 0,3 \div 1,0 Q_T^{\text{НОМ}}$ ,  $Q_T^{\text{НОМ}}$  - номинальное значение величины тепловой нагрузки, указанное в технических характеристиках турбин);

- температура обратной сетевой воды  $t_2 = 40, 50$  и  $60^\circ\text{C}$ ;

- расход сетевой воды  $w_{\text{СВ}} = 0,5; 1,0 w_{\text{СВ}}^{\text{НОМ}}$ ,  $w_{\text{СВ}}^{\text{НОМ}}$  - номинальное значение расхода сетевой воды, на которое рассчитаны сетевые подогреватели;

- параметры свежего пара  $p_o$  и  $t_o$ , расход и температура циркуляционной воды  $w_{\text{цв}}$  и  $t_{\text{цв}}$  - номинальные;

- штатная схема слива дренажей;

сравнивались режимы с полностью закрытой РД ЧНД (минимальный проектный вентиляционный пропуск пара в ЧНД) и режимы с постепенным увеличением электрической мощности с одинаковым шагом сначала за счет открытия РД до 100%-го значения, а затем за счет искусственного повышения давления в теплофикационных отборах путем обвода части сетевой воды помимо

сетевых подогревателей (ПСГ) до максимального расхода свежего пара в голову турбины ( $G_o^{max}$ ).

Необходимые технические характеристики турбоустановок сведены в таблице 3.2.

Таблица 3.2

Тип турбоустановки	Параметры свежего пара		Номинальная теплофикационная нагрузка	Номинальный расход сетевой воды	Максимальный расход свежего пара
	$p_o$ , МПа	$t_o$ , °C	$Q_T^{ном}$ , МВт	$W_{св}^{ном}$ , кг/с	$G_o^{max}$ , кг/с
Т-50-130	12,75	555	110,5	640	72,2
Т-100/120-130	12,75	555	203,5	972	129,2
Т-180/210-130	12,75	555	302,4	1667	186,1
Т-185/220-130	12,75	555	325,6	1667	225
ПТ-80/100-130/13	12,75	555	116,3	638	130,6

Результаты расчетов удобно представить в виде зависимости величины  $q_{доп}$  от прироста мощности. Как и ожидалось, величина  $q_{доп}$  для всех турбин меняется в очень широких пределах в зависимости от расхода и начальной температуры сетевой воды. Тем не менее, выявляются общие закономерности для всех видов турбоустановок, поэтому в качестве примера покажем их для турбин Т-50-130, как наименее экономичной, Т-100/130-130, Т-180/210-130, как турбины с промперегревом, Т-185/220-130, как наиболее экономичной (из турбоустановок без промперегрева), и ПТ-80/100-130/13 с производственным отбором (рисунок 3.8).

При идентичных условиях зависимость  $q_{доп}$  от  $\Delta N_3$  имеет достаточно сложный характер, что связано прежде всего с переменными условиями работы регулирующей ступени ЦВД с сопловым парораспределением и степенью открытия РД ЧНД. Вместе с тем имеет место общая тенденция снижения  $q_{доп}$  при увеличении  $\Delta N_3$ . В большинстве реальных режимов минимальный уровень  $q_{доп}$  соответствует полному открытию регулирующей диафрагмы ЧНД или достижению максимального расхода свежего пара при частичном открытии РД и имеет уровень для разных турбин, приведенный в таблице 3.3 (при  $\tau_2=60^\circ\text{C}$ ).

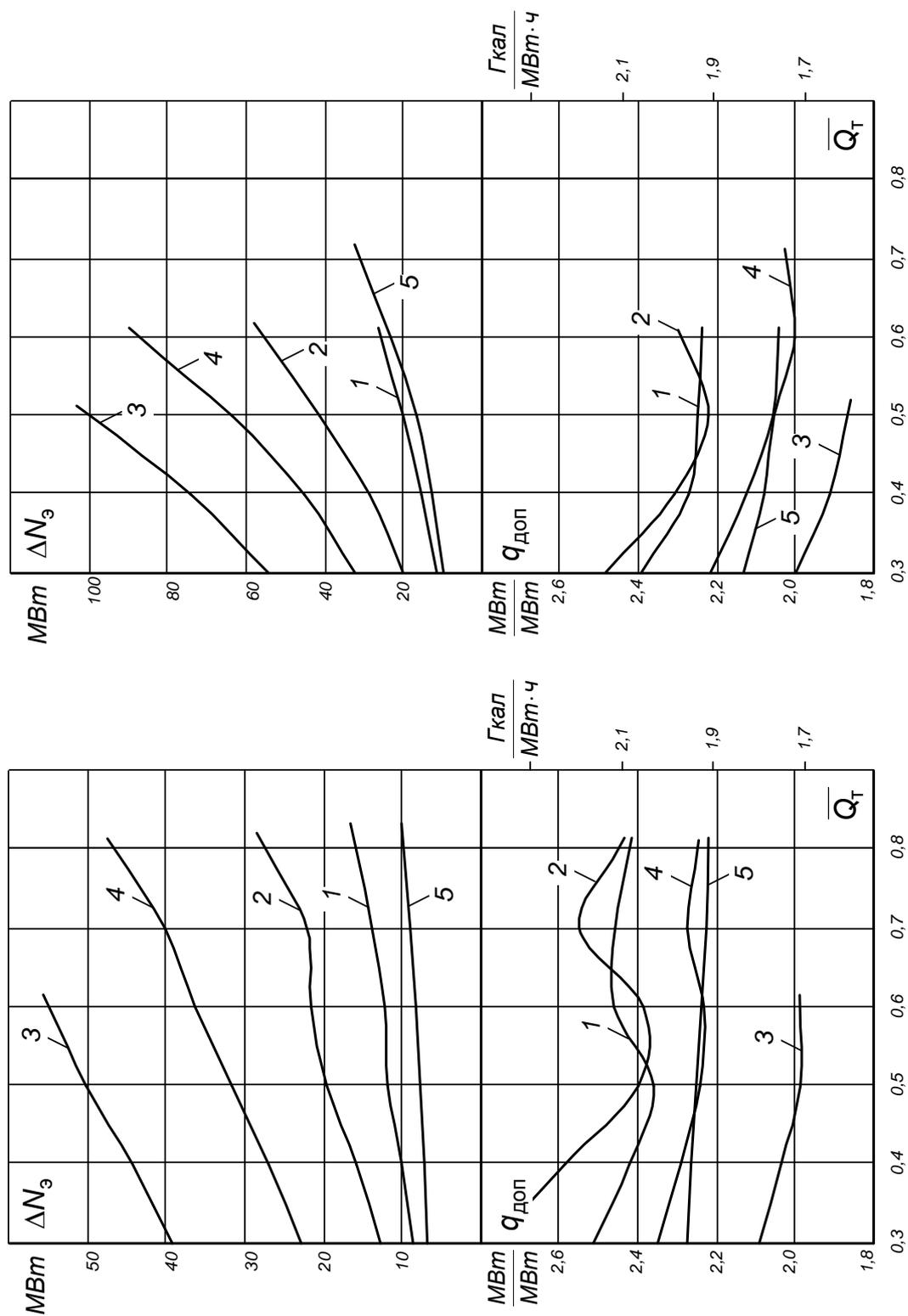


Рисунок 3.8 - Эффективность дополнительной конденсационной мощности в зависимости от величины частичной тепловой нагрузки для разных турбоустановок при номинальном (а) и половинном (б) расходе сетевой воды, температуре обратной сетевой воды  $t_3 = 40^\circ\text{C}$  и полностью открытой РД ЧНД:

1 – Т-50-130; 2 – Т-100/120-130; 3 – Т-180/210-130; 4 – Т-185/220-130; 5 – ПТ-80/100-130/13

Т.е. рост  $\Delta N_{\text{э}}$  за счет открытия РД, вплоть до полного, практически всегда приводит к снижению величины  $q_{\text{доп}}$ . Дальнейшее увеличение мощности при полностью открытой РД возможно за счет искусственного повышения давления в камерах теплофикационных отборов (например, обводом части сетевой воды помимо подогревателей), но при этом  $q_{\text{доп}}$  возрастает (в основном из-за уменьшения теплоперепада в предотборных ступенях). Уровень  $q_{\text{доп}}$  в этих условиях для разных турбин показан в таблице 3.4 (при  $\tau_2=60^\circ\text{C}$ ).

Представленные данные свидетельствуют о существенно меньшем удельном расходе теплоты на выработку дополнительной электроэнергии по сравнению с чисто конденсационным режимом и соизмеримым с энергетической эффективностью выработки электроэнергии современными конденсационными энергоблоками

Таблица 3.3 - Значения величин  $q_{\text{доп}}$  при номинальном расходе сетевой воды,  $\tau_2=60^\circ\text{C}$  и 100%-ом открытии РД ЧНД

Тип турбоустановки	T-50-130	T-100/120-130	T-180/210-130	T-185/220-130	ПТ-80/100-130/13
$q_{\text{доп}}$ , МВт/МВт	2,31-2,32	2,23-2,36	1,93-1,98	2,09-2,14	2,10-2,13
$q_{\text{доп}}$ , Гкал/МВт·ч	1,98-1,99	1,92-2,04	1,66-1,70	1,80-1,84	1,81-1,83

Таблица 3.4 - Значения величин  $q_{\text{доп}}$  при номинальном расходе сетевой воды,  $\tau_2=60^\circ\text{C}$  и максимальном расходе свежего пара

Тип турбоустановки	T-50-130	T-100/120-130	T-180/210-130	T-185/220-130	ПТ-80/100-130/13
$q_{\text{доп}}$ , МВт/МВт	2,31-2,41	2,31-2,47	1,93-2,05	2,18-2,29	Максимальный расход пара при этих условиях не достигается
$q_{\text{доп}}$ , Гкал/МВт·ч	1,99-2,07	1,99-2,12	1,66-1,76	1,87-1,97	

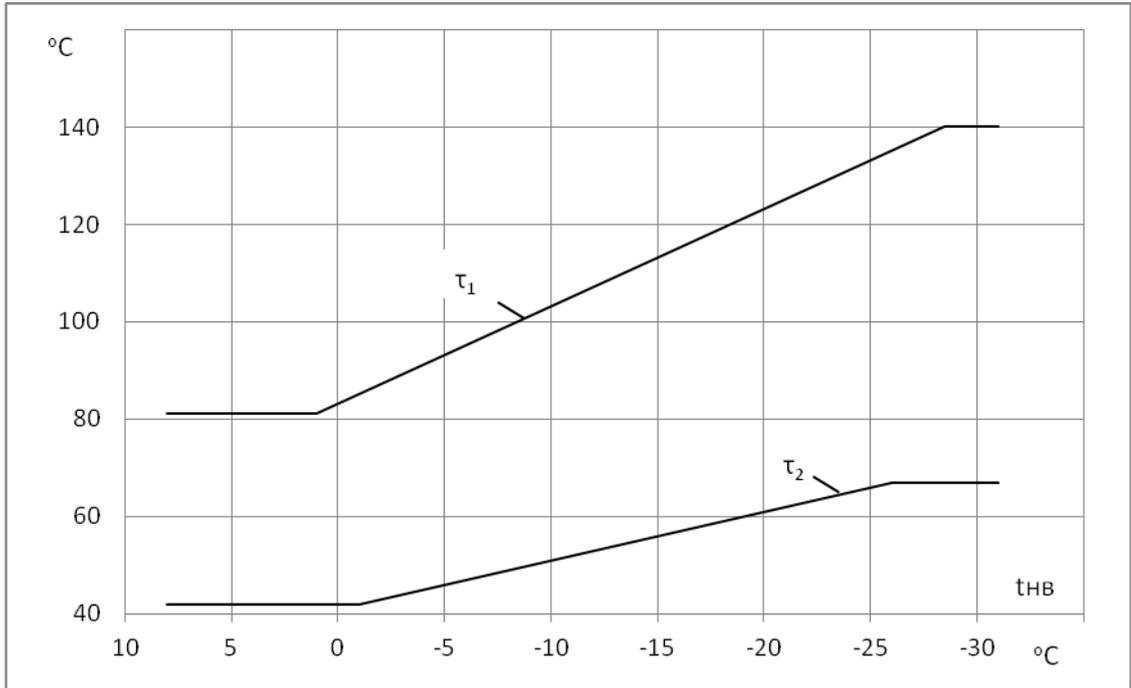
Выполним оценку энергетической эффективности дополнительной конденсационной мощности на теплофикационных турбоустановках (ТТУ) типа Т-50-130 и Т-185-130 в разрезе фактического температурного графика теплосети в реальных условиях эксплуатации (на примере Кировских ТЭЦ-4 и ТЭЦ-5), на основании которого для каждого расхода подогреваемой сетевой воды  $W_{св}$  определялись заданная ( $Q_{то}$ ) и отпускаемая из теплофикационных отборов ( $Q_{т отб}$ ) тепловая нагрузка (в качестве примера на рисунке 3.9 представлены данные для турбоустановки типа Т-185-130).

Все расчёты проводились с использованием разработанных математических моделей теплофикационных турбоустановок. Основными выходными расчётными данными являлись: внутренняя ( $N_i$ ) и электрическая ( $N_э$ ) мощности турбины; расход теплоты на турбину  $Q_o$ ; потери теплоты в конденсаторе  $Q_k$ .

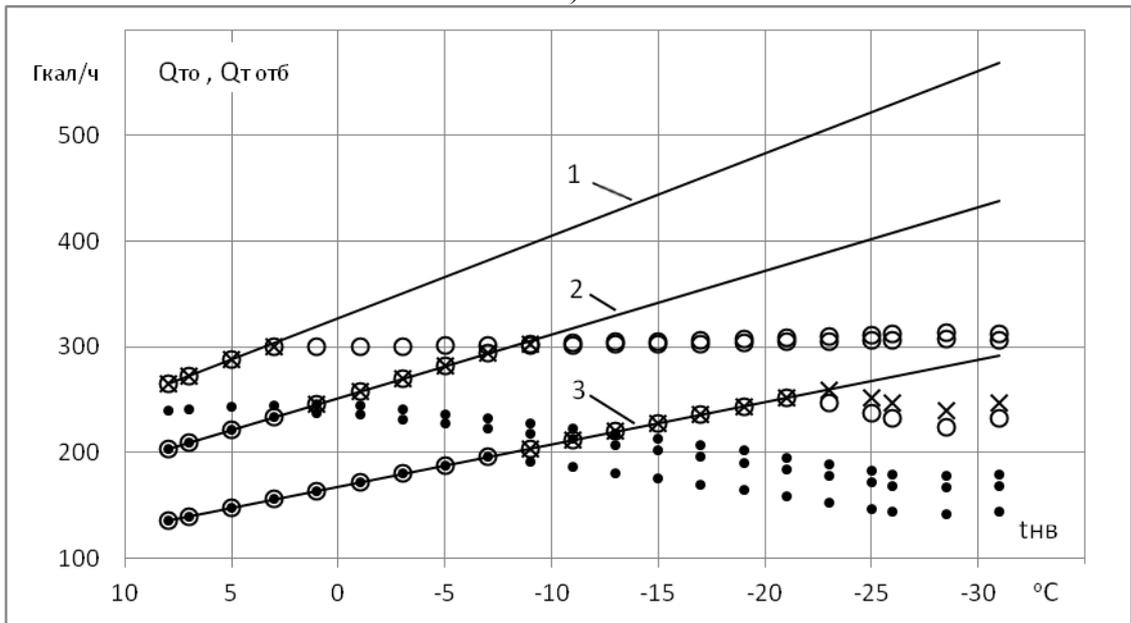
Для оценки энергетической эффективности, получаемой в рассматриваемых режимах, дополнительной выработки электроэнергии воспользуемся (как и в предыдущем разделе) сравнительным показателем  $q_{доп}$ , при определении которого в качестве базовых принимались режимы работы ТТУ по тепловому графику с нагрузкой  $Q_{т отб}$ . Указанная тепловая нагрузка определяется действующим температурным графиком теплосети и фактическим расходом подогреваемой сетевой воды. Соответственно и  $q_{доп}$  будет зависеть от  $t_{нв}$  и  $W_{св}$ .

На рисунке 3.10 в качестве примера представлены некоторые результаты проведенных расчётных исследований режимов работы турбоустановки типа Т-185-130 по электрическому графику в виде зависимостей  $q_{доп}$  от  $\Delta N_i$  при различных значениях расхода подогреваемой сетевой воды и температуры наружного воздуха. Как и следовало ожидать,  $W_{св}$  и  $t_{нв}$  значительно сказываются на уровне  $q_{доп}$ , что связано, прежде всего, с различными условиями эксплуатации турбоустановок в исходных режимах работы по тепловому графику. Однако главным полученным результатом исследований представляется выявление существенного влияния на  $q_{доп}$  собственно прироста мощности  $\Delta N_i$ . При этом все частные (по  $W_{св}$  и  $t_{нв}$ ) зависимости  $q_{доп}$  от  $\Delta N_i$  для реальных диапазонов режимов работы ТТУ качественно одинаковы и имеют с ростом  $\Delta N_i$  падающий характер.

Данный вывод, как будет показано ниже, играет определяющее значение при решении оптимизационных задач.



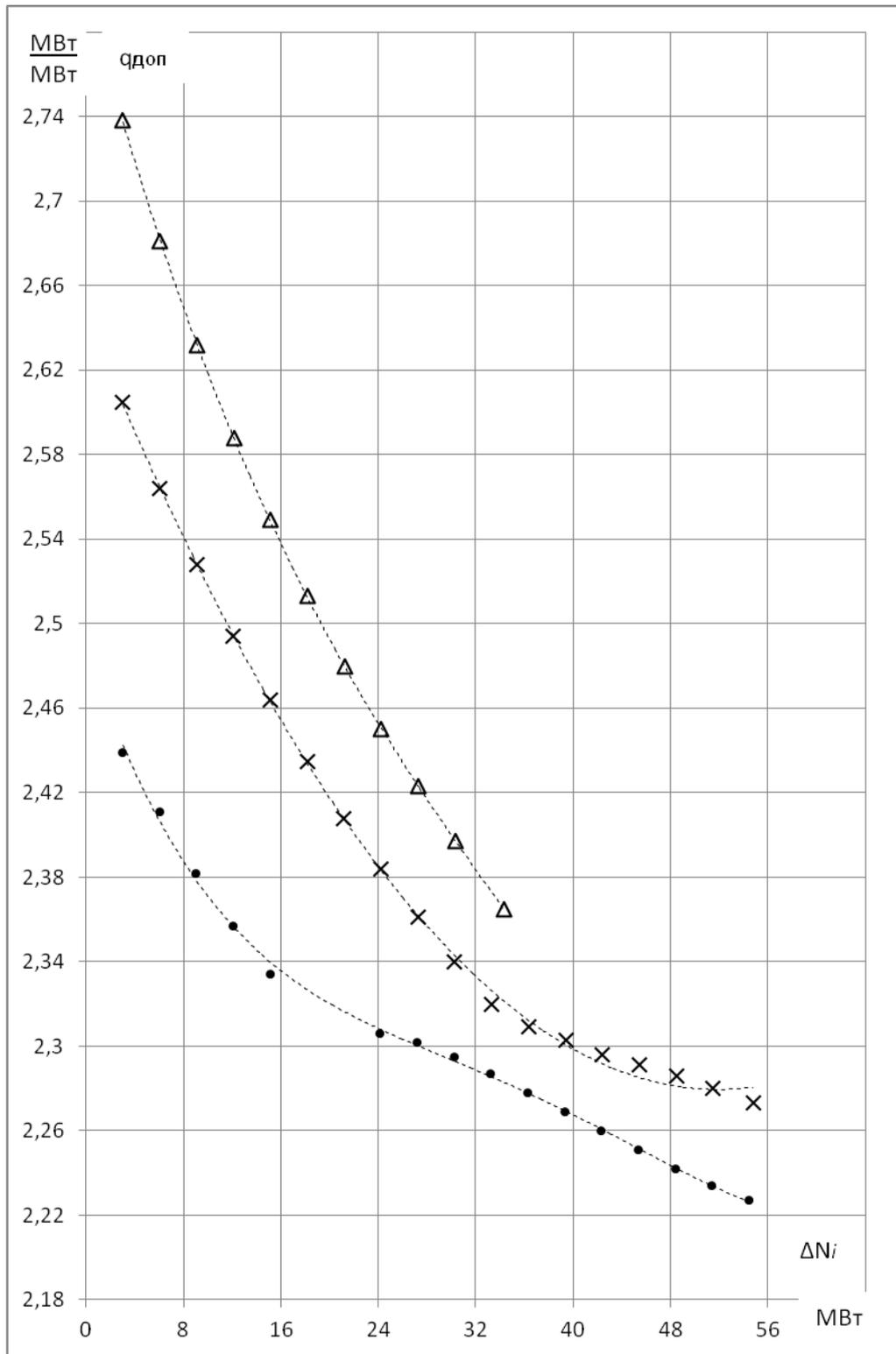
а)



б)

1 -  $w_{св} = 7800$  т/ч, 2 -  $w_{св} = 6000$  т/ч, 3 -  $w_{св} = 4000$  т/ч;  
 1, 2, 3 -  $Q_{то}$ ; о, •, х -  $Q_{т отб}$ ;  
 о -  $H_{рд} = 0$ ; • -  $H_{рд} = 100\%$ ,  $N_{э} = \max$ ; х -  $H_{рд} = \text{var}$ ,  $G_o = G_o \max$ .

Рисунок 3.9 - Действующий температурный график теплосети (а), заданная ( $Q_{то}$ ) и отпускаемая из теплофикационных отборов ( $Q_{т отб}$ ) тепловая нагрузка (б) турбины Т-185-130

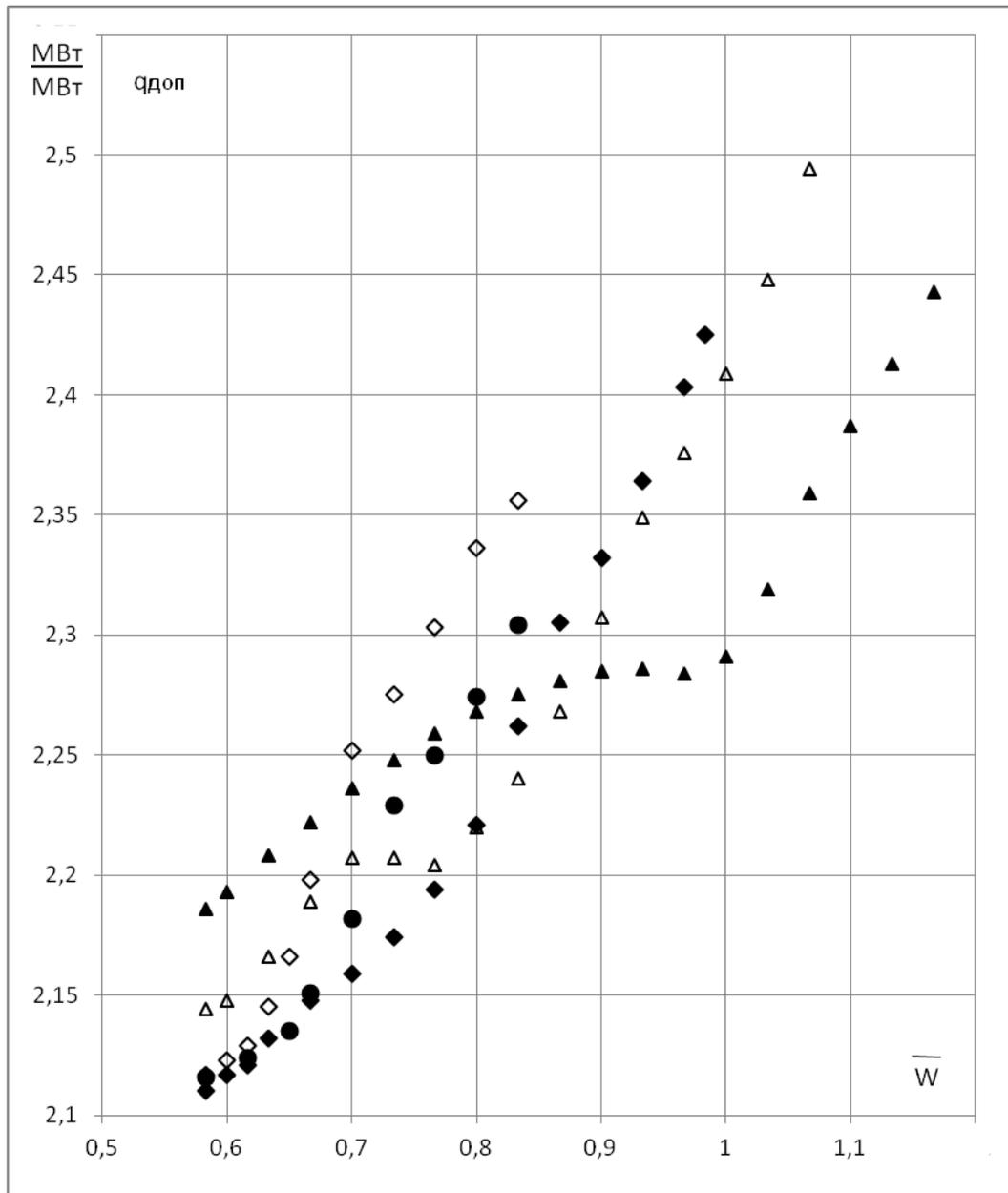


• -  $w_{cw} = 4000$  т/ч, x -  $w_{cw} = 5000$  т/ч,  $\Delta$  -  $w_{cw} = 6000$  т/ч

Рисунок 3.10 - Зависимость удельных затрат теплоты на выработку дополнительной электроэнергии ( $q_{доп}$ ) от прироста внутренней мощности ( $\Delta N_i$ ) турбины Т-185-130 и расхода подогреваемой сетевой воды ( $w_{cw}$ ) при температуре наружного воздуха  $t_{нв} = 0$  °С

Область получения дополнительной мощности ТТУ при работе по электрическому графику ограничивается режимами полного открытия РД ЧНД либо достижения максимально допустимого массового расхода свежего пара. В указанных режимах достигаются наименьшие (для заданных внешних условий по расходу подогреваемой воды и температуре наружного воздуха) значения  $q_{\text{доп}}$ , уровень которых при максимально возможном приросте мощности в зависимости от  $W_{\text{св}} / W_{\text{свн}}$  ( $W_{\text{свн}}$  – номинальный расход сетевой воды через подогреватель) и  $t_{\text{нв}}$  показан на рисунке 3.11. Представленные данные (если учесть, что удельный расход теплоты на выработку электроэнергии отечественными конденсационными турбоустановками составляет от 2,14 МВт/МВт (при сверхкритических параметрах свежего пара и наличии промперегрева) до 2,5 МВт/МВт (при параметрах свежего пара, аналогичных рассматриваемым ТТУ, и не имеющим промперегрева)) свидетельствуют о возможной конкурентоспособности вырабатываемой ТТУ дополнительной электроэнергии в рыночных условиях.

Высокая экономичность дополнительной конденсационной мощности, получаемой на теплофикационных турбоустановках, обусловлена тем, что как было рассмотрено ранее (п. 3.1.2.2) прирост внутренней мощности предотборных отсеков связан не только с дополнительным расходом пара, но и с увеличением теплового перепада в этих ступенях для всего потока рабочего тела. Указанное обстоятельство отличает рассматриваемые режимы от чисто конденсационных, в которых давление пара в промежуточных ступенях турбины практически пропорционально зависит от его расхода, теплоперепады сохраняются почти неизменными и возрастание мощности предотборных ступеней определяется только увеличением конденсационного потока пара.



▲ -  $t_{нв} = (+8 \div +1)^\circ\text{C}$ , △ -  $t_{нв} = -4^\circ\text{C}$ , ◆ -  $t_{нв} = -8^\circ\text{C}$ , ◇ -  $t_{нв} = -12^\circ\text{C}$ , ● -  $t_{нв} = -16^\circ\text{C}$

Рисунок 3.11 - Величина удельных затрат теплоты на выработку дополнительной электроэнергии ( $q_{\text{доп}}$ ) при максимальном приросте мощности турбины Т-185-130 в зависимости от относительного расхода подогреваемой сетевой воды ( $\bar{W} = \frac{W_{\text{св}}}{W_{\text{свн}}}$ ) и температуры наружного воздуха ( $t_{нв}$ )

### 3.1.2.4. Определение экономической эффективности дополнительной конденсационной мощности теплофикационных турбин

В связи с выявленными закономерностями определить зависимость экономии денежных средств в том или ином режиме от величины  $q_{\text{доп}}$  можно следующим образом. Изменение затрат в единицу времени в денежном выражении

$$\Delta \mathcal{E} = \Delta N_{\text{э}} c_{\text{э}} - \Delta B c_{\text{т}}, \quad (3.11)$$

где  $c_{\text{э}}$  и  $c_{\text{т}}$  - соответственно удельная стоимость покупной электроэнергии и условного топлива;  $\Delta B$  - изменение расхода сжигаемого топлива в энергетических котлах при изменении режима.

Величина  $\Delta B$  в первом приближении (без учета возможного изменения КПД котла)

$$\Delta B = \frac{\Delta Q_{\text{о}}}{Q_{\text{н}}^{\text{р}} \cdot \eta_{\text{к}}}, \quad (3.12)$$

где  $Q_{\text{н}}^{\text{р}}$  - низшая теплота сгорания топлива;  $\eta_{\text{к}}$  - коэффициент полезного действия котла.

Из (3.11), (3.12) и (2.3) получим

$$\begin{aligned} \Delta \mathcal{E} &= \Delta N_{\text{э}} \cdot c_{\text{э}} - \Delta B \cdot c_{\text{т}} = \Delta N_{\text{э}} \cdot c_{\text{э}} - \Delta Q_{\text{о}} \frac{c_{\text{т}}}{Q_{\text{н}}^{\text{р}} \cdot \eta_{\text{к}}} = \\ &= \Delta N_{\text{э}} \cdot c_{\text{э}} - \Delta N_{\text{э}} \cdot q_{\text{доп}} \frac{c_{\text{т}}}{Q_{\text{н}}^{\text{р}} \cdot \eta_{\text{к}}} = \Delta N_{\text{э}} c_{\text{э}} \left( 1 - q_{\text{доп}} \frac{c_{\text{т}}}{c_{\text{э}} \cdot Q_{\text{н}}^{\text{р}} \cdot \eta_{\text{к}}} \right). \end{aligned} \quad (3.13)$$

Таким образом, положительная экономия денежных средств (принимается, что  $\Delta N_{\text{э}} > 0$ ) будет достигаться при условии

$$q_{\text{доп}} < \frac{c_{\text{э}} \cdot Q_{\text{н}}^{\text{р}} \cdot \eta_{\text{к}}}{c_{\text{т}}}. \quad (3.14)$$

Дифференцируя  $\Delta \mathcal{E}$  по  $\Delta N_{\text{э}}$  получим

$$\begin{aligned} \Delta \mathcal{E}'_{\Delta N_{\text{э}}} &= \frac{\partial(\Delta \mathcal{E})}{\partial(\Delta N_{\text{э}})} = c_{\text{э}} - \left( q_{\text{доп}} \frac{c_{\text{т}}}{Q_{\text{н}}^{\text{р}} \cdot \eta_{\text{к}}} + \Delta N_{\text{э}} q'_{\text{доп}} \frac{c_{\text{т}}}{Q_{\text{н}}^{\text{р}} \cdot \eta_{\text{к}}} \right) = \\ &= c_{\text{э}} - \frac{c_{\text{т}}}{Q_{\text{н}}^{\text{р}} \cdot \eta_{\text{к}}} (q_{\text{доп}} + \Delta N_{\text{э}} q'_{\text{доп}}), \end{aligned}$$

где  $q'_{\text{доп}} = \frac{\partial q_{\text{доп}}}{\partial (\Delta N_{\text{э}})}$ .

Соответственно, экстремум зависимости  $\Delta \Theta = f(\Delta N_{\text{э}})$  достигается при

$$q'_{\text{доп}} = \frac{c_{\text{э}} \cdot Q_{\text{н}}^p \cdot \eta_{\text{к}} - c_{\text{т}} q_{\text{доп}}}{c_{\text{т}} \Delta N_{\text{э}}} = \frac{c_{\text{э}} \cdot Q_{\text{н}}^p \cdot \eta_{\text{к}} / c_{\text{т}} - q_{\text{доп}}}{\Delta N_{\text{э}}}. \quad (3.15)$$

Сопоставление (3.15) с (3.14) показывает, что значение производной  $q'_{\text{доп}}$  при максимальной экономии должно быть положительным, т.е. оптимальный режим имеет место, когда РД ЧНД полностью открыта, но максимальный расход свежего пара еще не достигнут. Из выражения для экономии денежных средств (3.13) видно, что она непосредственно зависит от соотношения цен на топливо и покупную электроэнергию, уровня величины  $q_{\text{доп}}$  и может быть как положительной, так и отрицательной. Соотношение  $c_{\text{т}}/c_{\text{э}}$  зависит от многих факторов: вида топлива, производителя и поставщика, рыночной конъюнктуры в регионе и т.д. Имеющиеся данные по ряду энергосистем позволяют получить представление о возможном диапазоне величины  $c_{\text{т}}/c_{\text{э}}$ . По нашим оценкам он составил порядка  $1,6 - 2,2 \frac{\text{руб.}/\text{т у.т.}}{\text{руб.}/\text{МВт} \cdot \text{ч}}$  и для разных значений  $q_{\text{доп}}$  соответствует положительной

экономии денежных средств в имевших место условиях. Анализируя прогноз РАО «ЕЭС России», сделанный в концепции технической политики по поводу развития электроэнергетики, о росте цен на все виды топлива в разных регионах, можно было бы предположить, что экономический эффект от выработки дополнительной конденсационной мощности будет уменьшаться. Но, принимая во внимание определенную (фиксированную) топливную составляющую в стоимости электроэнергии, цены на нее тоже будут соответственно расти и диапазон величины  $c_{\text{т}}/c_{\text{э}}$  кардинально не изменится, а значит и эффективность получаемой дополнительной мощности на ТЭЦ останется и в перспективе на вполне конкурентоспособном уровне по сравнению с конденсационными электростанциями.

В соответствии с (2.10)-(2.12) в режимах работы по электрическому графику (когда  $\Delta Q_{\text{т}} = 0$ ) условиями экономической целесообразности получения

дополнительной конденсационной мощности для различных периодов суток будут  $q_{\text{доп}}^{\text{H}} < 1,4616$  ;  $q_{\text{доп}}^{\text{пп}} < 1,8283$  ;  $q_{\text{доп}}^{\text{п}} < 3,1442$  . Исходя из результатов проведенных исследований получим, что указанные условия удовлетворяются (при действующем соотношении стоимостей покупной электроэнергии и топлива) только для пикового периода суток. При этом если учесть, что в наиболее реальных режимах уровень  $q_{\text{доп}} = 2-2,2 \text{ Гкал/МВт}\cdot\text{ч}$ , экономия денежных средств за счет выработки каждого МВт дополнительной мощности может составить несколько сотен руб./ч. Общая экономия, естественно, будет зависеть от уровня заданной тепловой нагрузки и располагаемого количества топлива на ТЭЦ. Наибольший эффект достигается при максимально возможной загрузке турбин в пиковый период, что, в частности, иллюстрируется данными расчетов, приведенными на рисунке 3.5.

Следует отметить, что если на ТЭЦ в качестве топлива используется только газ, то условия экономической целесообразности получения дополнительной конденсационной мощности будут существенно другими, т.е. выработка дополнительной конденсационной мощности будет эффективна даже в ночное время, а экономия на каждый МВт (в зависимости от периода суток) может составить от нескольких десятков до нескольких сотен руб./ч.

Детальные тепловые расчеты показали, что при работе современных теплофикационных турбин по электрическому графику (в период частичных тепловых нагрузок) достигается уровень  $q_{\text{доп}}$ , не уступающий по экономичности дополнительной мощности, получаемой на мощных конденсационных энергоблоках с промежуточным перегревом пара. Как следует из расчетов на примере ряда ТЭЦ, выработка дополнительной конденсационной мощности позволяет ежегодно экономить до нескольких десятков тысяч тонн условного топлива. Это свидетельствует о целесообразности использования подобных режимов в условиях дефицита электрической мощности и привлечения теплофикационных турбоустановок к регулированию графика электрической нагрузки.

### 3.2. Эффективность перевода теплофикационных турбин с одноступенчатого на двухступенчатый подогрев сетевой воды в неотапительный период

#### 3.2.1. Общие положения и методика проведения исследований

В летний период, а также в начале и конце отопительного периода из-за малого количества отпускаемой теплоты подогрев сетевой воды на ТЭЦ традиционно [5, 16, 18, 167] осуществляется только паром нижнего теплофикационного отбора в ПСГ-1 турбин, обеспечивая заданный температурный график. При этом из-за недостаточной величины естественного давления в камере нижнего отбора заданный уровень температуры прямой сетевой воды поддерживается за счет вынужденного прикрытия регулирующих диафрагм части низкого давления (РД ЧНД). В результате, при незначительном отборе пара, происходит дросселирование основного потока пара, поступающего в ЧНД. Данное обстоятельство снижает относительный внутренний КПД проточной части и экономичность турбоустановки.

Исключить указанные отрицательные явления можно при организации режима работы турбин с полностью открытыми РД и двухступенчатым подогревом сетевой воды в ПСГ-1 и ПСГ-2. Регулирование заданного отпуска теплоты при этом возможно либо за счет дросселирования пара, подаваемого в ПСГ-2 (с помощью паровой задвижки), либо путем обвода части сетевой воды помимо ПСГ. Такое решение обусловлено тем, что потери, определяемые обводом, относительно невелики, а дросселирование в РД ЧНД при одноступенчатом подогреве значительно [53, 64, 114, 125, 160, 174]. Для определения эффективности этого способа были проведены соответствующие исследования на базе детальных тепловых расчетов переменных режимов работы турбин Т-50/60-130, Т-100/130-130, Т-180/210-130, Т-185/220-130, ПТ-80/100-130/13.

Ранее аналогичные исследования для ряда турбоустановок (Т-110/120-130, Т-150/200-240, Т-175-210-130, Т-250/300-240) были выполнены на АО ТМЗ [18] с использованием диаграмм режимов, что может привести, как уже указывалось, к значительным погрешностям. В данном случае предотборные и промежуточные

отсеки работают в существенно нерасчетных условиях [35]. Поэтому более точные результаты дает детальный тепловой расчет переменных режимов турбоустановок с использованием фактических характеристик отдельных отсеков (прежде всего ЧНД) [126, 168, 171].

3.2.2. Оценка эффективности перевода теплофикационных турбин с одноступенчатого на двухступенчатый подогрев сетевой воды

В качестве примера на рисунке 3.12 представлены результаты расчетов, характеризующие эффективность перевода турбины Т-185/220-130 (аналогичные исследования были выполнены и для других типов турбоустановок) с одноступенчатого на двухступенчатый подогрев сетевой воды при трех различных расходах сетевой воды и температуре обратной сетевой воды  $\tau_2 = 42^\circ\text{C}$ . Температура прямой сетевой воды принята равной  $\tau_1 \approx 81^\circ\text{C}$ , что соответствует расчетному температурному графику.

В соответствии с полученными данными, при неизменном расходе свежего пара  $G_o$  (или общем расходе теплоты на турбину  $Q_o$ ) переход на двухступенчатый подогрев сетевой воды и полное открытие РД позволяет увеличить электрическую нагрузку на 2,5-5% в зависимости от расхода свежего пара (или  $Q_o$ ) и типа турбины (таблица 3.5). Величина дополнительной мощности возрастает с уменьшением расхода свежего пара (или  $Q_o$ ), что объясняется большей степенью дросселирования пара в РД при меньших величинах расхода свежего пара.

Если сохранять неизменной электрическую нагрузку, то в новом режиме будет иметь место снижение потерь теплоты в конденсаторе на величину 5 - 10 МВт. Учитывая, что электрическая и тепловая нагрузки остаются неизменными, указанное уменьшение потерь равно величине экономии теплоты.

Таблица 3.5 - Прирост мощности теплофикационных турбин при переходе на двухступенчатый подогрев сетевой воды

Тип турбоустановки	Т-50/60-130	Т-100/130-130	Т-185/220-130
$\Delta N_э$ , МВт	2,30 - 4,50	3,8 - 11,0	7,0 - 14,0

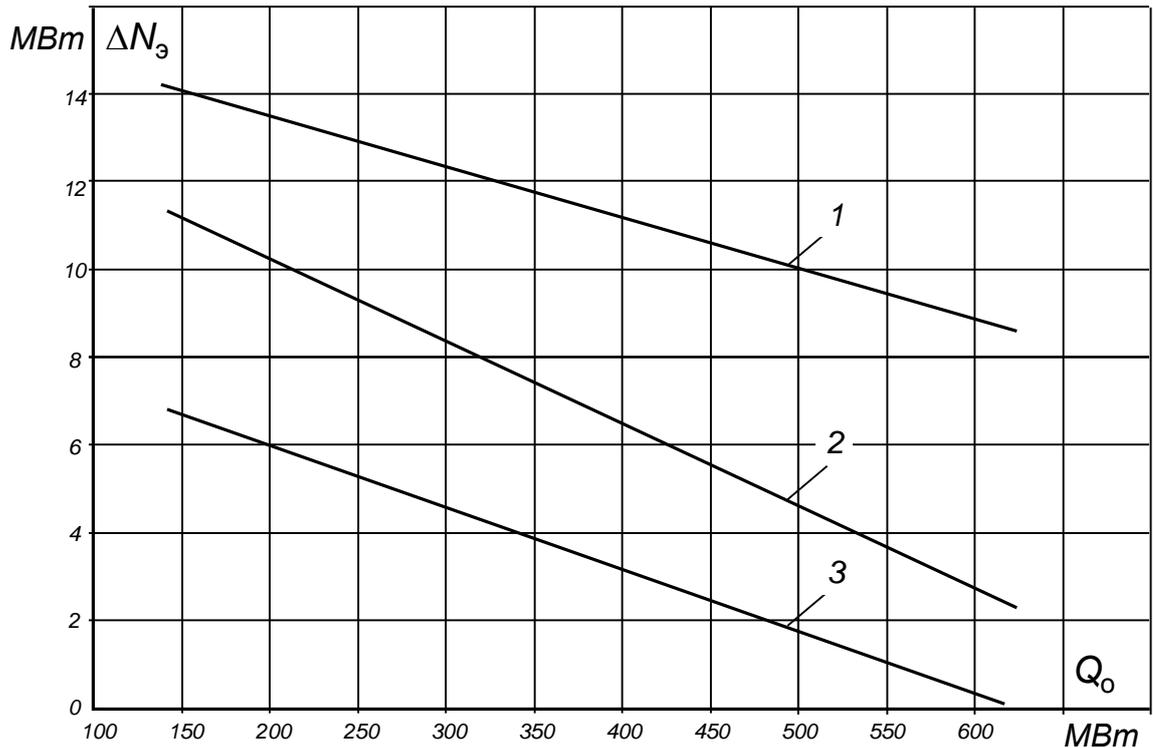


Рисунок 3.12 - Изменение мощности турбоустановки Т-185/220-130 при переходе с одно- на двухступенчатый подогрев сетевой воды при том же  $Q_0$  и разном расходе сетевой воды:

1 -  $w_{CB} = 1600$  кг/с; 2 -  $w_{CB} = 1000$  кг/с; 3 -  $w_{CB} = 500$  кг/с

В летний период из-за высокой температуры циркулирующей воды турбины, как правило, работают с предельно допустимым давлением в конденсаторе. При этом имеет место соответствующее ограничение по электрической нагрузке. В этой связи переход на двухступенчатый подогрев сетевой воды может дать дополнительный эффект, так как появится возможность увеличения расхода пара через проточную часть до достижения исходной величины тепловой нагрузки конденсатора. В соответствии с результатами расчетов этот дополнительный эффект весьма значителен - относительное снижение потерь теплоты в конденсаторе составляет 5-16% (рисунок 3.13).

Для указанных условий одноступенчатый подогрев оказывается целесообразным только при электрических нагрузках, больших определенной величины, когда величина естественного давления в камере нижнего теплофикационного отбора при открытой РД ЧНД становится достаточной для отбора пара в ПСГ-1 без прикрытия РД. При меньших нагрузках более

эффективным становится двухступенчатый подогрев сетевой воды в ПСГ-1 и ПСГ-2. Зависимость величины снижения потерь теплоты в конденсаторе от расхода свежего пара (электрической нагрузки) имеет экстремальный характер. Максимум этой зависимости имеет место в режиме, когда для отпуска заданного количества теплоты при открытой РД требуется подавать через ПСГ весь расход сетевой воды. Дальнейшее снижение нагрузки приводит к необходимости прикрытия РД ЧНД при двухступенчатом подогреве всей сетевой воды.

На рисунке 3.13 для турбины типа Т-185/220-130 выполнено сравнение двух различных способов перехода с одно- на двухступенчатый подогрев сетевой воды: прикрытие задвижки по пару на верхний подогреватель и обвод по воде обоих подогревателей. Из сравнения видно, что первый способ более предпочтителен. Техническая реализация его показана на рисунке 3.14.

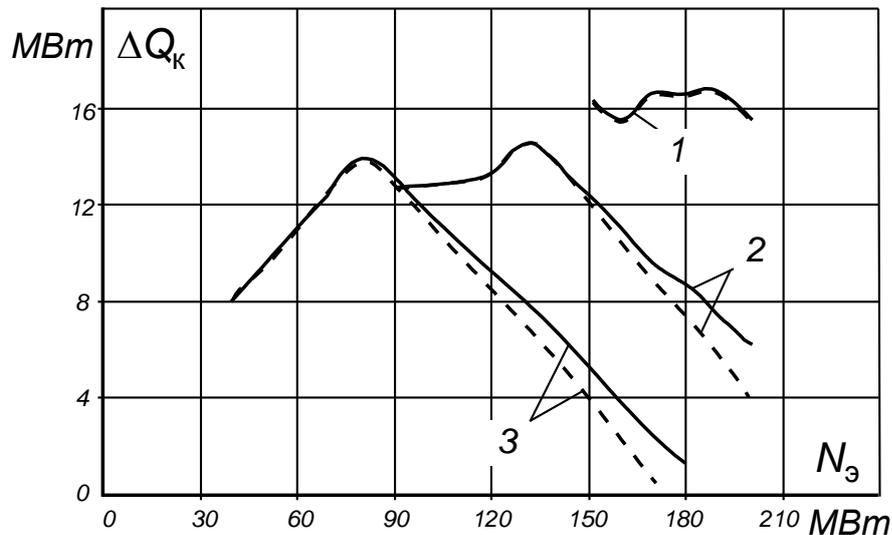


Рисунок 3.13 - Изменение потерь теплоты в конденсаторе турбоустановки Т-185/220-130 при переходе с одно- на двухступенчатый подогрев сетевой воды:

1 -  $w_{св} = 1600$  кг/с; 2 -  $w_{св} = 1000$  кг/с; 3 -  $w_{св} = 500$  кг/с;

————— — дросселирование пара, подаваемого в ПСГ-2 (с помощью паровой задвижки);

----- — обвод части сетевой воды помимо ПСГ-1 и ПСГ-2

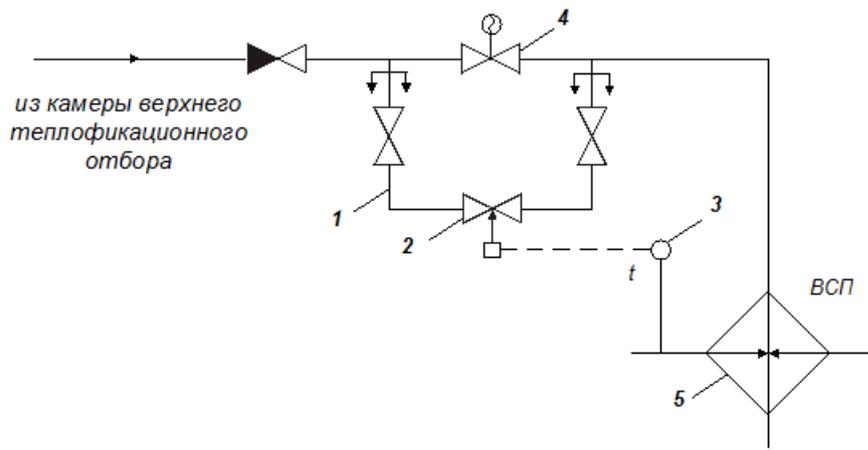


Рисунок 3.14 - Вариант модернизации схемы подачи пара из теплофикационного отбора турбины в верхний сетевой подогреватель

1 – байпасная линия паровой задвижки; 2 – автоматический клапан;  
3 – регулятор температуры прямой сетевой воды; 4 – паровая задвижка;  
5 – верхний сетевой подогреватель

↕ ↕ - границы модернизации

Для оценки экономического эффекта от применения двухступенчатого подогрева сетевой воды в летнее время были проанализированы фактические среднемесячные режимы работы турбин ст.№1 (ПТ-80/100-130/13) и ст.№2, 3 (Т-185/220-130) Кировской ТЭЦ-5. В результате детального расчета при действительных величинах расхода и температуры сетевой воды, расхода свежего пара, тепловой нагрузки определялись потери теплоты в конденсаторе в исходном режиме с подогревом воды только в ПСГ-1 и в режиме с двухступенчатым подогревом сетевой воды, полностью открытыми РД ЧНД и теми же величинами электрической и тепловой нагрузок. Данные этого исследования, экономия теплоты, связанная с уменьшением потерь теплоты в конденсаторе, и экономия денежных средств с учетом цен, сложившихся на тот момент, представлены на рисунках 3.15-3.16.

В соответствии с результатами расчетов переход к двухступенчатому подогреву сетевой воды позволил бы снизить потери теплоты в конденсаторе на 3,5МВт в ТГ№1 и 13-14,5 МВт в ТГ№2 и 3 соответственно. При этом возможная экономия топлива  $\Delta B$  может достигать для турбин различного типа 0,5 - 2 т у.т./ч, а денежных средств – до нескольких тысяч тыс.руб./ч.

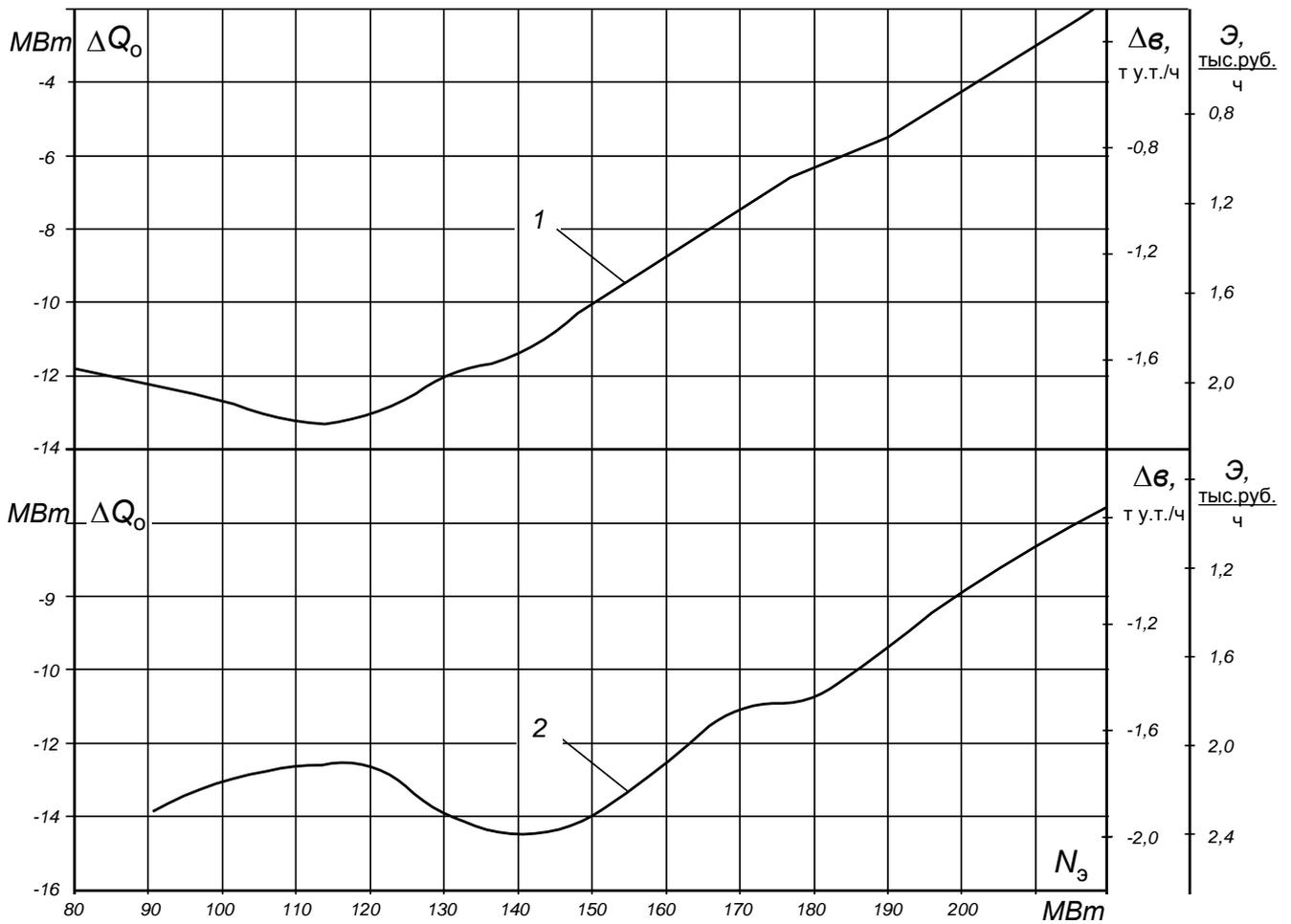


Рисунок 3.15 - Эффективность перехода с одноступенчатого на двухступенчатый подогрев сетевой воды в неотапительный период работы турбоустановки Т-185/220-130 (1 -  $w_{CB} = 830$  кг/с; 2 -  $w_{CB} = 1110$  кг/с)

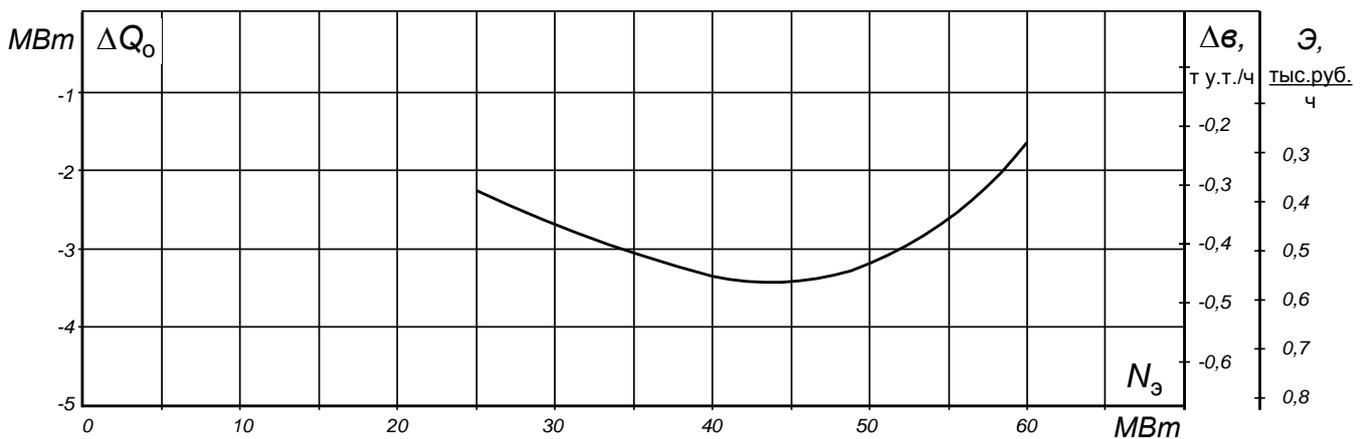


Рисунок 3.16 - Эффективность перехода с одноступенчатого на двухступенчатый подогрев сетевой воды в неотапительный период работы турбоустановки ПТ-80/100-130/13 (расход сетевой воды  $w_{CB} = 300$  кг/с)

### 3.2.3. Сопоставление теоретических расчетов с экспериментальными данными, полученных в результате промышленных испытаний

Все вышесказанное подтверждается и экспериментальными данными, полученными в результате промышленных испытаний. В качестве примера на рисунках 3.17 и 3.18 представлены результаты натурных испытаний турбины Т-50/60-130 и Т-100/130-130 в режимах с одноступенчатым (ОПСВ) и двухступенчатым (ДПСВ) подогревом сетевой воды. В соответствии с экспериментальными данными переход с ОПСВ на ДПСВ с частичным обводом ПСГ (для поддержания заданного значения  $\tau_1$ ) позволяет увеличить электрическую мощность при неизменном расходе свежего пара или уменьшить расход свежего пара при  $N_3 = idem$ . Величина эффекта существенно зависит от уровня  $\tau_1$ . С ростом  $\tau_1$ , в режиме с ОПСВ требуется большее прикрытие РД (для повышения давления в отборе), что увеличивает степень дросселирования конденсационного потока и снижает экономичность турбины. В режимах с ДПСВ указанное дросселирование исключается, поэтому при повышении  $\tau_1$ , возрастает эффект от перехода с ОПСВ на ДПСВ.

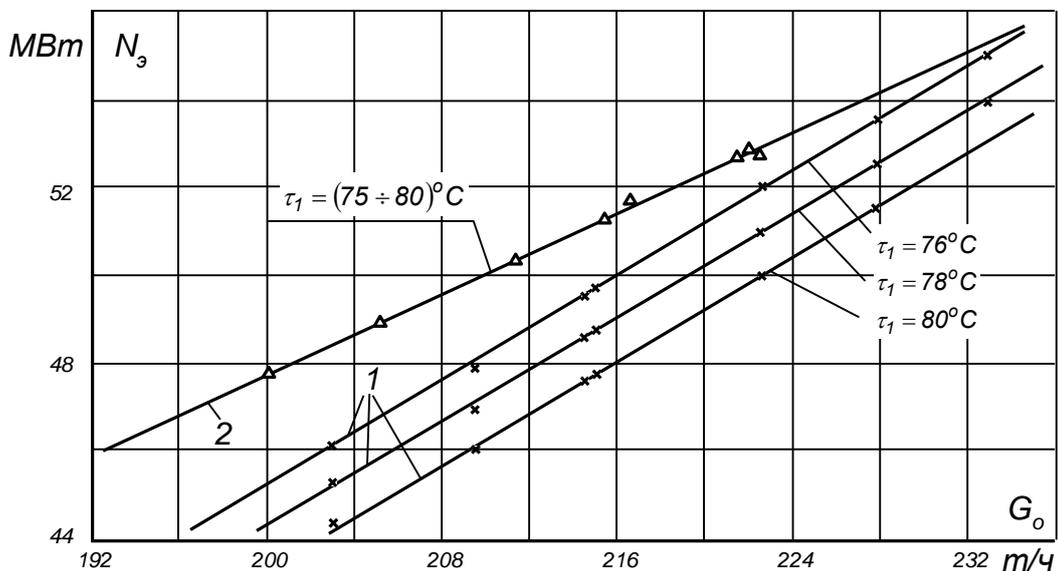


Рисунок 3.17 - Основные результаты сравнительных натурных испытаний турбины Т-50-130 с одноступенчатыми и двухступенчатым подогревом сетевой воды ( $w_{св} = 250$  кг/с,  $\tau_2 = 51^\circ\text{C}$ ):

- 1 – одноступенчатый подогрев;
- 2 – двухступенчатый подогрев при открытой РД ЧНД и обводе части сетевой воды помимо ПСГ

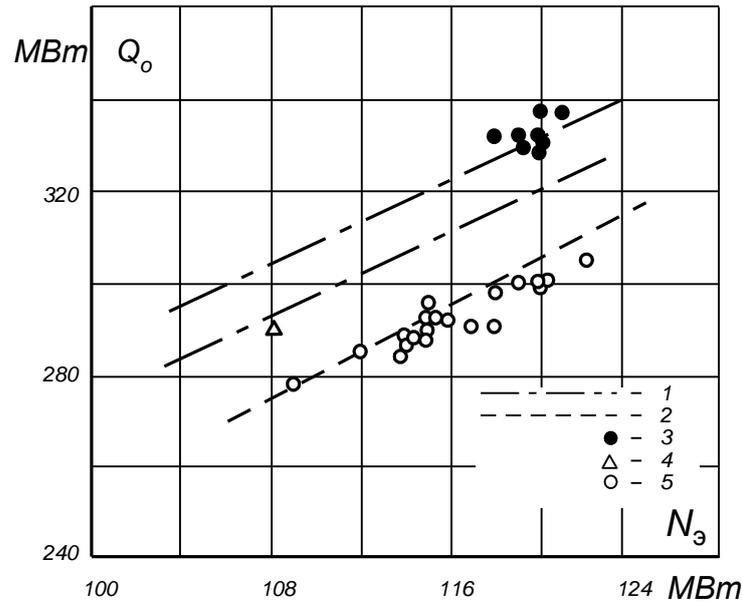


Рисунок 3.18 - Расход теплоты на турбину Т-100-130 при различных режимах работы:  
 1; 3; 4 – расчет и эксперимент при одноступенчатом подогреве сетевой воды  
 3 –  $w_{св}=640$  кг/с,  $\tau_2=60^\circ\text{C}$ ,  $\tau_1=101^\circ\text{C}$ ;  
 4 –  $w_{св}=694$  кг/с,  $\tau_2=60^\circ\text{C}$ ,  $\tau_1=92^\circ\text{C}$ ;  
 2, 5 – расчет и эксперимент при двухступенчатом подогреве сетевой воды и открытых РД ЧНД,  $\tau_2=60^\circ\text{C}$ ,  $\tau_1=92\div 101^\circ\text{C}$

Таким образом, режимы работы турбин в летний период с двухступенчатым подогревом сетевой воды в ПСГ-1 и ПСГ-2 при полностью открытых регулирующих диафрагмах ЧНД являются весьма эффективными и могут быть рекомендованы для применения на ТЭЦ.

### 3.3. Выводы по главе

В главе показаны некоторые результаты применения разработанной автором методики оценки энергетической и экономической эффективности работы теплофикационных турбоустановок и их математических моделей для решения актуальных задач эксплуатации ТЭЦ. Обусловлено это тем, что типовые решения, используемые при проектировании ТЭЦ, как правило, не в полной мере учитывают фактические условия их функционирования и взаимодействия с потребителями. По этой причине на большинстве ТЭЦ имеются значительные резервы по экономии топливно-энергетических ресурсов, реализовать которые можно, в частности, за счет усовершенствования режимов работы

турбоустановок. Отличительная особенность принятого автором подхода к решению подобных задач заключается в использовании математических моделей, базирующихся не на стандартных нормативных, а на реальных характеристиках турбинных отсеков, полученных в результате детальных натурных исследований переменных режимов (включая малопаровые и вентиляционные), а также учитывающих конкретные условия эксплуатации турбоустановок и вспомогательного оборудования на каждой ТЭЦ. При подобном подходе результаты расчетных исследований адекватно отражают эффективность работы турбин не только в режимах, близких к номинальному, но и в глубоко переменных режимах, которые характерны для теплофикационных турбоустановок. Конечным результатом такого моделирования и расчетов является разработка рекомендаций по наиболее экономичной, надежной и маневренной организации режимов работы ТЭЦ, не требующей для реализации сколько-нибудь существенных затрат.

Вместе с тем, в главе впервые представлено теоретическое обоснование эффективности перевода теплофикационных турбин в режим работы по электрическому графику в период частичных тепловых нагрузок. Приведена сравнительная оценка экономичности конденсационного потока пара теплофикационной и конденсационной турбин с идентичными начальными параметрами пара, как в количественном, так и в качественном виде. Такая оценка стала возможна благодаря разработанным единым критериям, отражающим в полной мере оценку процессов, происходящих при переменных режимах работы теплофикационных турбоустановок, и позволяющим адекватно производить сравнение эффективности турбин различных типов для получения дополнительной электрической мощности.

Существенные результаты, полученные в результате математического моделирования турбоустановок, можно свести к следующим положениям.

1. Проведенные исследования позволили определить влияние основных эксплуатационных факторов на эффективность использования теплофикационных турбоустановок в периоды максимальных и минимальных нагрузок

применительно к условиям Кировской ТЭЦ-4 и ТЭЦ-5.

2. Результаты исследований однозначно свидетельствуют о том, что при сегодняшних ценах на покупную электроэнергию и топливо выработка дополнительной мощности на тепловом потреблении экономически целесообразна в течение всех суток, т.е. в период, когда на ТЭЦ включены водогрейные котлы, турбины, работающие с закрытыми РД ЧНД, должны круглосуточно иметь максимально возможную нагрузку. В условиях, когда при включенных на ТЭЦ ПВК имеет место дефицит топлива, может быть получен значительный экономический эффект за счет перераспределения отпуска теплоты из отборов и соответствующей выработки электроэнергии между различными периодами суток.

3. Согласно данным исследований, получение в условиях ТЭЦ-4 пиковой мощности за счет открытия РД ЧНД из-за ее низкой энергетической эффективности оказывается экономически нецелесообразным. По этой причине применение такого способа следует рассматривать только как крайнюю меру.

4. Полученные результаты показали, что в период, когда на ТЭЦ включены водогрейные котлы, оказывается экономически оправданной работа с отключенными ПВД. Кроме того повышается КПД котельных агрегатов (за счет снижения потерь теплоты с уходящими газами), что дает дополнительную экономию.

5. В соответствии с результатами выполненных исследований в наиболее реальных режимах работы турбин по электрическому графику удельный расход теплоты на выработку дополнительной конденсационной мощности составляет  $q_{\text{доп}} = 2 - 2,2$  Гкал/МВт·ч. Подобный уровень  $q_{\text{доп}}$  обеспечивает меньшую стоимость такой дополнительной электроэнергии, получаемой на ТЭЦ в пиковый период суток, по сравнению с покупной.

6. В главе представлены данные о возможной экономичности дополнительной мощности, получаемой на теплофикационных турбоустановках, которая может не уступать экономичности дополнительной мощности, получаемой на мощных конденсационных энергоблоках с промежуточным

перегревом пара. Полученные результаты свидетельствуют о том, что указанная дополнительная мощность может быть вполне конкурентоспособной на рынке электроэнергии (по крайней мере, в пиковые периоды суток) и о целесообразности привлечения теплофикационных турбин к регулированию графика электрической нагрузки.

7. Показано, что режимы работы теплофикационных турбин в неотапительный период с двухступенчатым подогревом сетевой воды в верхнем и нижнем сетевых подогревателях при полностью открытых регулирующих диафрагмах ЧНД являются более эффективными по сравнению с традиционной эксплуатацией (одноступенчатый подогрев) и могут быть рекомендованы для применения на ТЭЦ.

#### 4. Использование возможностей математического моделирования для решения задач оптимизации режимов работы действующих ТЭЦ

##### 4.1. Общие положения

Для теплофикационных турбин (в отличие от конденсационных) характерен широкий спектр режимов работы в зависимости от расхода свежего пара, тепловой нагрузки, давлений в регулируемых отборах, расхода и начальной температуры подогреваемой сетевой воды, условий охлаждения конденсатора и др. Соответственно, и экономичность таких турбин оказывается существенно переменной. Это предопределяет возможность оптимизации режимов эксплуатации отдельных турбоустановок и ТЭЦ в целом.

Одним из наиболее сложных в реализации этапов задачи является оптимизация состава и режимов совместной работы теплофикационных турбин, как одного, так и нескольких типов. Используя разработанные математические модели, были выполнены исследования с целью оценки возможности и эффективности оптимизации распределения тепловых и электрических нагрузок, а также сетевой воды между турбоустановками на примере Кировских ТЭЦ-4 и ТЭЦ-5. Сложность их обусловлена, во-первых, тесной взаимосвязью процессов регулирования отпуска электрической и тепловой энергии; во-вторых, большим количеством учитываемых ограничений как по предельным мощностям, расходам рабочих тел, так и по возможным прерывистым изменениям характеристик установок от нагрузки; в третьих, необходимостью учета возможных эксплуатационных отклонений параметров и характеристик оборудования от регламентированных заводами-изготовителями (загрязнение поверхности нагрева, занос турбин солями и т.д.). По этой причине распределение нагрузок в условиях эксплуатации должно осуществляться с учетом текущего состояния оборудования.

В качестве основной для проведения исследований ставилась задача получения достоверных данных по показателям работы теплофикационных турбоустановок в переменных режимах, позволяющих принимать адекватные решения, направленные на повышение их энергетической эффективности в фактических условиях эксплуатации. Программа исследований предусматривала

выполнение:

- анализа режимов работы ТТУ по тепловому графику;
- оценки энергетической эффективности получения пиковой мощности в режимах работы по тепловому графику;
- анализа режимов работы ТТУ по электрическому графику при включённых теплофикационных отборах;
- оценки энергетической эффективности получения дополнительной выработки электроэнергии ТТУ при заданном отпуске теплоты.

#### 4.2. Оптимизация распределения тепловых и электрических нагрузок между турбоустановками на примере Кировской ТЭЦ-4

Решение оптимизационных задач, как известно, сводится к поиску экстремальной (максимальной или минимальной) величины определенного критерия при соблюдении заданных граничных условий. В данном случае представляется наиболее правильным в качестве критерия оптимизации принять общую экономию денежных средств  $\Delta \mathcal{E}_\Sigma$  и искать ее максимум. На основании (2.9) получим

$$\Delta \mathcal{E}_\Sigma = c_\varepsilon \sum_{i=1}^{i=n} \Delta N_{\varepsilon i} - b_{\text{доп}}^\varepsilon c_\tau \left[ \sum_{i=1}^{i=n} q_{\text{доп}i} \Delta N_{\varepsilon i} + \left(1 - \frac{b_{\text{доп}}^{\text{ПВК}}}{b_{\text{доп}}^\varepsilon}\right) \sum_{i=1}^{i=n} \Delta Q_{\tau i} \right], \quad (4.1)$$

где  $n$  – количество работающих на ТЭЦ турбин.

Основными граничными условиями, встречающимися в практике эксплуатации ТЭЦ и связанными с режимными факторами, могут быть: 1 – ограничение располагаемого расхода топлива ( $\Delta B_\Sigma = 0$ ), 2 – ограничение общего расхода теплоты на турбины ( $\Delta Q_{\text{ОС}} = 0$ ), 3 – заданная общая тепловая нагрузка турбин ( $\Delta Q_{\text{ТЭ}} = 0$ ), 4 – заданная общая электрическая мощность турбин ( $\Delta N_{\varepsilon \Sigma} = 0$ ). Эти условия сводятся, соответственно, к следующему

$$\varphi_1 = \sum_{i=1}^{i=n} \Delta N_{\varepsilon i} q_{\text{доп}i} + \left(1 - \frac{b_{\text{доп}}^{\text{ПВК}}}{b_{\text{доп}}^\varepsilon}\right) \sum_{i=1}^{i=n} \Delta Q_{\tau i} = 0, \quad (4.2)$$

$$\varphi_2 = \sum_{i=1}^{i=n} \Delta N_{\varepsilon i} q_{\text{доп}i} + \sum_{i=1}^{i=n} \Delta Q_{\tau i} = 0, \quad (4.3)$$

$$\varphi_3 = \sum_{i=1}^{i=n} \Delta Q_{Ti} = 0, \quad (4.4)$$

$$\varphi_4 = \sum_{i=1}^{i=n} \Delta N_{эi} = 0. \quad (4.5)$$

Если рассматривать совместную работу однотипных турбин (что актуально для ТЭЦ-4), то можно строго математически показать, что экстремум величины  $\Delta \mathcal{E}_\Sigma$  по (4.1) при любых граничных условиях типа (4.2)-(4.3) достигается при равномерном распределении нагрузки между турбоустановками. Однако при этом не обязательно будет максимум, а может быть и минимум. В последнем случае максимальная экономия имеет место при предельно неравномерном распределении нагрузки. Таким образом, для решения оптимизационной задачи требуется проведение дополнительного численного анализа.

Рассмотрим с указанных позиций возможность и эффективность оптимизации распределения тепловых и электрических нагрузок между турбоустановками ТЭЦ в различных условиях.

#### 4.2.1. Работа турбин по тепловому графику

Ранее уже отмечалось, что увеличение выработки электроэнергии на тепловом потреблении всегда экономически целесообразно. Поэтому при отсутствии каких-либо ограничений турбины должны работать в период максимальных тепловых нагрузок, когда включены ПВК, с полной нагрузкой. Очевидно, что в таком случае ни о какой оптимизации не может идти речи. Ситуация изменяется, если возникают ограничения либо по расходу топлива, либо по расходу теплоты на турбины. В первом варианте из (4.1) и (4.2) следует

$$\Delta \mathcal{E}_\Sigma = c_э \Delta N_{э\Sigma}. \quad (4.6)$$

При  $\Delta Q_{о\Sigma} = 0$  из (4.1) и (4.3) получим

$$\Delta \mathcal{E}_\Sigma = c_э \Delta N_{э\Sigma} + c_T b_{\text{доп}}^{\text{ПВК}} \Delta Q_{Т\Sigma}. \quad (4.7)$$

В условиях работы ТЭЦ без ПВК в качестве граничного следует принять условие сохранения заданной величины тепловой нагрузки  $Q_{Т\Sigma}$ . Тогда из (4.1) и

(4.4) получим

$$\Delta \mathcal{E}_{\Sigma} = c_{\mathcal{E}} \Delta N_{\mathcal{E}\Sigma} - b_{\text{доп}}^{\mathcal{E}} c_{\text{T}} \sum_{i=1}^{i=n} q_{\text{доп}i} \Delta N_{\mathcal{E}i} = c_{\mathcal{E}} \Delta N_{\mathcal{E}\Sigma} - b_{\text{доп}}^{\mathcal{E}} c_{\text{T}} \Delta Q_{\text{ос}}. \quad (4.8)$$

Исходя из сказанного выше под  $\Delta \mathcal{E}_{\Sigma}$  в дальнейшем будем понимать экономию (перерасход) денежных средств при переходе от параллельного принципа загрузки турбин к последовательному.

Проведенные исследования показали, что если все однотипные турбины имеют РД ЧНД одинаковой плотности и работают в идентичных по  $W_{\text{св}}$  и  $\tau_2$  условиях, то в теплофикационных режимах перераспределение нагрузки между ними (по сравнению с равномерным) не дает сколько-нибудь ощутимого эффекта. Это объясняется повышением среднего давления в камерах нижних теплофикационных отборов и, как следствие, увеличение общего вентиляционного пропуска пара в ЧНД турбин, т.е. возрастанием потерь теплоты в конденсаторах.

В реальных условиях расходы и температуры подогреваемой сетевой воды, как правило, различные для отдельных турбоустановок. В этой связи представляется, что наиболее экономичная эксплуатация группы турбин с РД одинаковой плотности будет при таком распределении нагрузок, когда достигается равенство давлений в нижних отборах. Турбины с уплотненными РД ЧНД должны работать с максимально возможной нагрузкой.

#### 4.2.2. Получение пиковой мощности за счет открытия РД ЧНД

Ранее в 3 главе отмечалось, что при сегодняшних ценах на покупную электроэнергию и топливо получение пиковой мощности за счет открытия регулирующих диафрагм ЧНД турбины не дает экономии денежных средств. Вместе с тем нельзя исключать из рассмотрения ситуации с ограничением количества покупной электроэнергии, когда пиковая мощность должна вынужденно вырабатываться на ТЭЦ и актуальность наиболее эффективной организации режимов работы турбоустановок сохраняется.

Учитывая, что данная задача решается для условий получения требуемой дополнительной мощности  $\Delta N_{\text{доп}}$ , из (4.1) и (4.5) после несложных

преобразований получим

$$\Delta \mathcal{E}_{\Sigma} = b_{\text{доп}}^{\text{э}} c_{\text{T}} \left( \Delta Q_{\text{T}\Sigma} \frac{b_{\text{доп}}^{\text{ПВК}}}{b_{\text{доп}}^{\text{э}}} - \Delta Q_{\text{O}\Sigma} \right).$$

Так как в рассматриваемых режимах все турбины работают с максимально возможным и неизменным расходом свежего пара, то  $\Delta Q_{\text{O}\Sigma} = 0$  и

$$\Delta \mathcal{E}_{\Sigma} = b^{\text{ПВК}} c_{\text{T}} \Delta Q_{\text{T}\Sigma} = b^{\text{ПВК}} c_{\text{T}} \Delta Q_{\text{э}}. \quad (4.9)$$

Эффективность перехода от параллельного к последовательному открытию РД ЧНД группы турбин Т-50-130, работающих с  $w_{\text{св}} = 2500 \text{ т/ч}$  и  $\tau_2 = 50 \text{ }^{\circ}\text{C}$ , характеризуется данными, представленными на рисунке 4.1. В соответствии с результатами расчетов правильная организация режимов работы турбоустановок позволяет получить абсолютную экономию теплоты  $\Delta Q_{\text{э}}$  до 2,5 - 7 Гкал/ч в зависимости от их количества. Относительная величина экономии теплоты при этом достигает 1 % от общего расхода теплоты на турбины или 2-2,5 % от затрат теплоты на выработку электроэнергии в исходных условиях. Соответствующая экономия денежных средств  $\Delta \mathcal{E}_{\Sigma}$  согласно (4.9) может составить до нескольких тысяч руб./ч.

В пиковый период работы ТЭЦ возможна и другая ситуация, когда требуется получить максимальную электрическую мощность при ограниченном количестве топлива. В данном случае эффект от оптимизации будет связан с возможностью получения дополнительной мощности  $\Delta \mathcal{E}_{\Sigma} = c_{\text{э}} \Delta N_{\text{э}\Sigma}$  при условии

$$\Delta Q_{\text{O}\Sigma} = \frac{b_{\text{доп}}^{\text{ПВК}}}{b_{\text{доп}}^{\text{э}}} \Delta Q_{\text{T}\Sigma}. \text{ При этом, как показали проведенные исследования, экономия}$$

денежных средств может достигать от нескольких сотен до нескольких тысяч руб./ч. Таким образом, проведенные исследования однозначно свидетельствуют об экономической целесообразности последовательного открытия регулирующих диафрагм для получения дополнительной электрической мощности в пиковый период. При этом турбины с уплотненной РД ЧНД должны использоваться для этой цели в последнюю очередь.

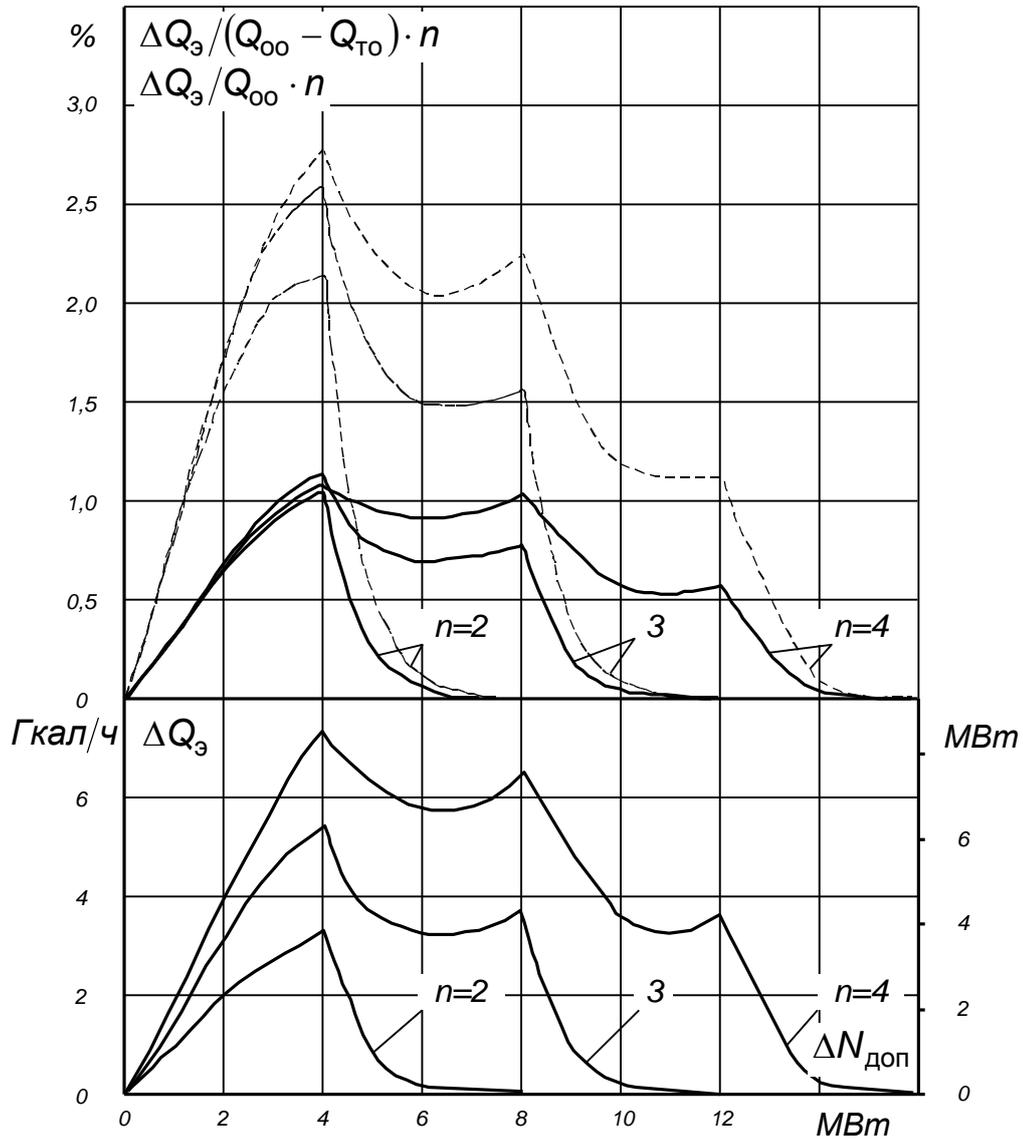


Рисунок 4.1 - Изменение экономичности группы турбин Т-50-130 при переходе от параллельного к последовательному открытию РД ЧНД в период получения пиковой мощности:

$$\text{—————} - \Delta Q_3 / Q_{00} \cdot n; \text{-----} - \Delta Q_3 / (Q_{00} - Q_{TO}) \cdot n$$

4.2.3. Получение дополнительной конденсационной мощности в режимах работы по электрическому графику с частичными тепловыми нагрузками

В условиях заданных тепловой и электрической нагрузок из (4.1), (4.4) и (4.5) получим, что в результате оптимизации

$$\Delta \mathcal{E}_\Sigma = -b_{\text{доп}}^3 c_T \Delta Q_{O\Sigma} = b^3 c_T \Delta Q_3, \quad (4.10)$$

т.е. экономический эффект обусловлен снижением общего расхода теплоты

на турбины ( $\Delta Q_{\Sigma} < 0$ ).

Возможная эффективность перехода от параллельной к последовательной загрузке турбин Т-50-130 в режимах работы по электрическому графику характеризуется результатами расчетных исследований, представленными на рисунке 4.2.

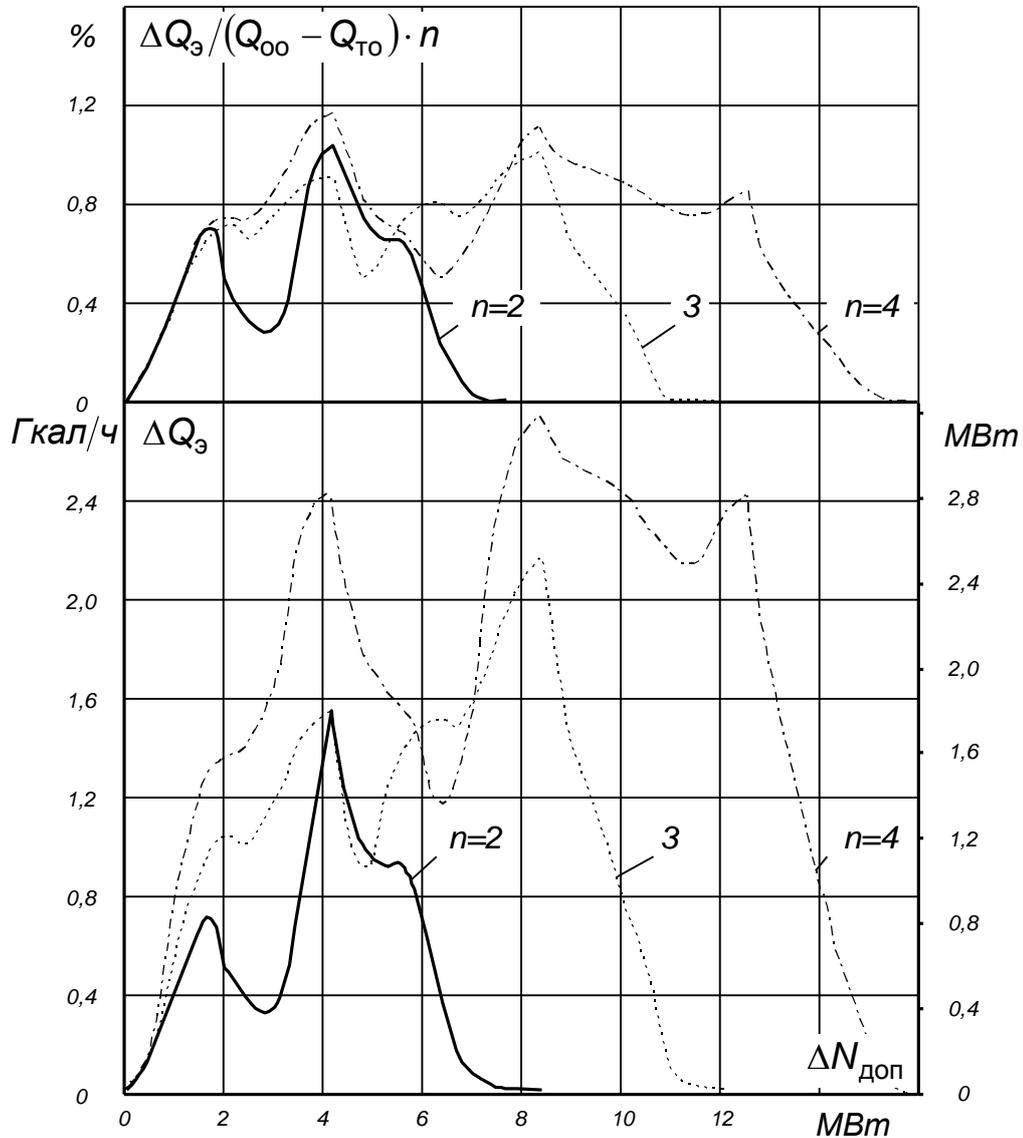
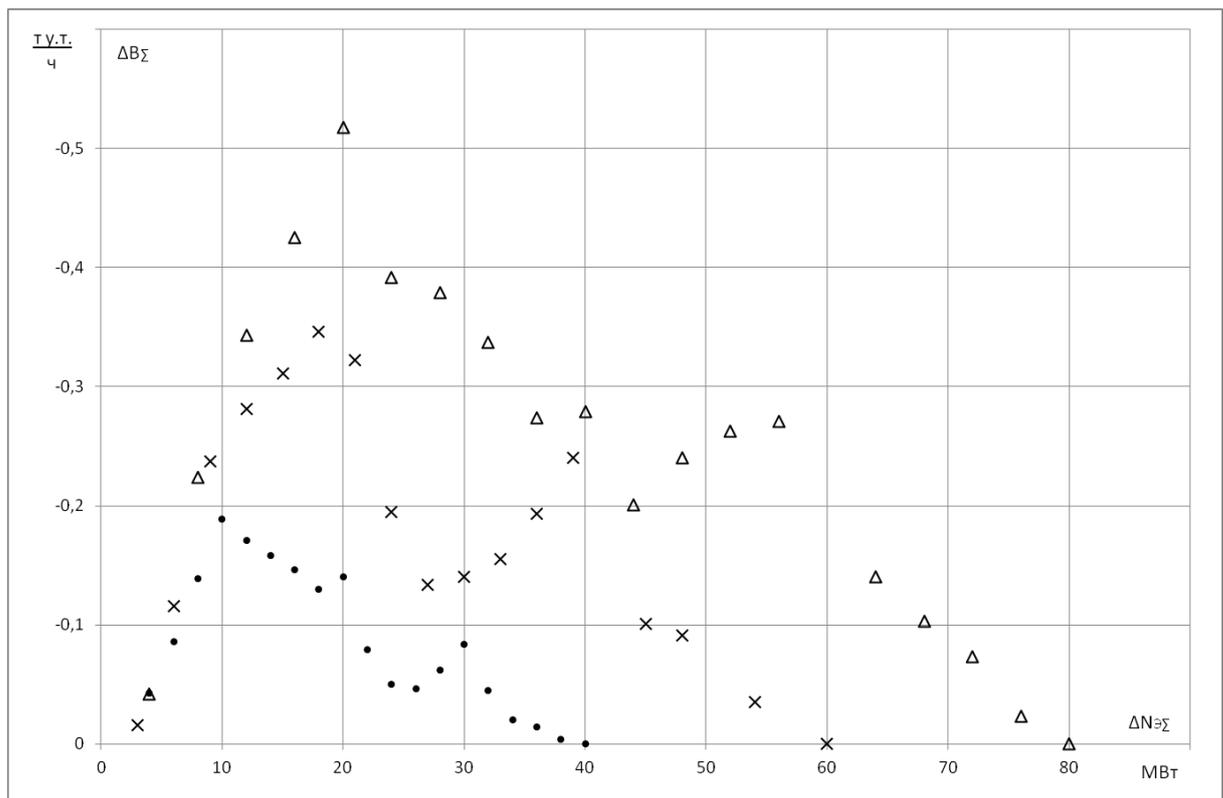


Рисунок 4.2 - Изменение экономичности группы турбин Т-50-130 при переходе от параллельной к последовательной загрузке в режимах работы по электрическому графику ( $Q_{\text{ТО}} = 70$  Гкал/ч (81,41 МВт))

Эти данные получены для условий работы турбин в исходном режиме с  $Q_{\text{ТО}} = 70$  Гкал/ч и  $w_{\text{СВ}} = 2500$  т/ч,  $\tau_2 = 50$  °С и показывают, что в результате

оптимизации экономия теплоты  $\Delta Q_{\Sigma}$  достигает 2,6 Гкал/ч (или около 1 % от расхода теплоты на выработку электроэнергии), а соответствующая экономия денежных средств в период пика электрической нагрузки (согласно (4.10)) – несколько сотен руб./ч.

Показано, что в условиях получения дополнительной и пиковой мощности оптимальному принципу организации режимов работы группы турбоустановок отвечает последовательная их загрузка. В этом случае даже для однотипных турбин по сравнению с равномерным распределением нагрузок может быть получена существенная экономия теплоты и топлива (до 1 – 2,5 % от их расхода на выработку электроэнергии). На рисунке 4.3 представлены полученные данные, показывающие влияние количества участвующих в регулировании электрической нагрузки турбин на величину изменения общего расхода топлива за счёт реализации последовательного нагружения турбоустановок вместо параллельного.



• , x , Δ - в работе соответственно 2, 3 и 4 турбины

Рисунок 4.3 - Изменение часового расхода условного топлива на выработку дополнительной электроэнергии ( $\Delta B_{\Sigma}$ ) при реализации последовательной загрузки турбин Т-50-130 по сравнению с параллельным в зависимости от суммарного прироста электрической мощности  $\Delta N_{\Sigma}$ .

#### 4.2.4. Результаты исследований работы турбоустановок в чисто теплофикационных режимах в разрезе фактического температурного графика

В качестве исходных данных для расчётов был принят действующий температурный график теплосети Кировской энергосистемы (см. рисунок 3.9).

В режимах работы по тепловому графику от ТТУ требуется только обеспечение заданного отпуска теплоты  $Q_{т\ отб}$  из теплофикационных отборов, определяемого действующим температурным графиком и расходом подогреваемой сетевой воды. Величина  $Q_{т\ отб}$  поддерживается расходом пара на турбину при полностью закрытых РД ЧНД, а электрическая мощность прямо связана с величиной тепловой нагрузки.

Из общего уравнения энергетического баланса турбоустановки следует, что расход теплоты на выработку ТТУ тепловой и электрической энергии равен

$$Q_0 = Q_{т\ отб} + N_i + Q_k, \text{ МВт}, \quad (4.11)$$

где  $N_i$  – внутренняя мощность турбины, МВт;  $Q_k$  – расход теплоты в конденсатор, МВт.

Величина  $Q_k$  представляет собой потери теплоты в окружающую среду, т.е. снижает энергетическую эффективность ТТУ. Уровень  $Q_k$  определяется прежде всего расходом пара в ЧНД через закрытую РД (так называемый вентиляционный пропуск пара в ЧНД), который изменяется практически пропорционально давлению пара  $P_n$  в камере нижнего теплофикационного отбора (перед РД). Как показали выполненные расчётные исследования, при проектной плотности закрытых РД ЧНД потери  $Q_k$  составляют 5-10 % от расхода теплоты на ТТУ  $Q_0$  в зависимости от давления  $P_n$ , возрастающего (в соответствии с температурным графиком) со снижением температуры наружного воздуха  $t_{не}$ . По результатам натурных исследований турбин различного типа зафиксировано превышение фактических расходов пара через закрытые РД по сравнению с проектными в два и более раз.

Таким образом, уменьшение потерь теплоты в конденсаторах теплофикационных турбоустановок в режимах работы по тепловому графику является весьма актуальной задачей. В данной связи следует отметить, что ВятГУ совместно с ВТИ и заводами-изготовителями турбин был разработан комплекс

технических мероприятий, направленных на решение указанной задачи. Разработка получила широкое внедрение (в более 30 энергосистемах бывшего СССР и сегодняшней РФ) на теплофикационных турбинах различного типа номинальной мощностью 25-185 МВт. Выполненные многочисленные экспериментальные исследования турбоустановок после модернизации показали реальную возможность уменьшения вентиляционного пропуска пара в ЧНД и конденсатор за счёт уплотнения РД в 3-4 раза.

Рассмотрим в качестве примера работу двух однотипных ТТУ по тепловому графику. Традиционно считается, что наиболее экономичной в этих условиях будет их эксплуатация с одинаковыми электрическими и тепловыми нагрузками. Для оценки адекватности подобного подхода проанализируем влияние перераспределения тепловой нагрузки между турбоустановками на уровень суммарного расхода теплоты.

Увеличим отпуск теплоты из отборов условно первой турбины на величину  $\Delta Q_{T1}$ . Тогда для сохранения общей тепловой нагрузки её отпуск от второй турбины изменится на  $\Delta Q_{T2} = -\Delta Q_{T1}$ . При этом произойдет изменение электрической мощности как первой (на  $\Delta N_{э1}$ ), так и второй (на  $\Delta N_{э2}$ ) турбоустановки. Очевидно, что  $\Delta N_{э1} > 0$ , а  $\Delta N_{э2} < 0$ , однако в силу имеющихся нелинейностей фактических энергетических характеристик по абсолютной величине они могут различаться. С использованием (2.3) получим общее изменение расхода теплоты на обе ТТУ

$$\Delta Q_o = \Delta N_{э1} q_{доп1} + \Delta N_{э2} q_{доп2} \quad (4.12)$$

Для компенсации изменений электрической мощности требуется замещающий источник с удельным расходом теплоты на выработку электроэнергии  $q_{зам}$ . Таким образом, изменение суммарного расхода теплоты составит

$$\begin{aligned} \Delta Q_{o\Sigma} &= \Delta N_{э1} (q_{доп1} - q_{зам}) + \Delta N_{э2} (q_{доп2} - q_{зам}) = \\ &= \Delta N_{э1} (q_{доп1} - q_{зам}) \left\{ 1 + \left( \frac{\Delta N_{э2}}{\Delta N_{э1}} \right) \left[ \frac{q_{доп2} - q_{зам}}{q_{доп1} - q_{зам}} \right] \right\} = \end{aligned}$$

$$= -\Delta N_{э1}(q_{зам} - q_{доп1}) \left\{ 1 + \left( \frac{\Delta N_{э2}}{\Delta N_{э1}} \right) \left[ \frac{q_{зам} - q_{доп2}}{q_{зам} - q_{доп1}} \right] \right\}. \quad (4.13)$$

Анализ выражения (4.13) показывает, что при реальных значениях удельных расходов теплоты на выработку электроэнергии обязательным условием получения положительного эффекта ( $\Delta Q_{о\Sigma} < 0$ ) за счёт перераспределения тепловой нагрузки между турбоустановками, работающими по тепловому графику, является увеличение общей электрической мощности. В таблице 4.1 представлены полученные на примере турбин Т-50-130 результаты расчёта величин удельного (на единицу перераспределяемой тепловой нагрузки) изменения суммарного расхода теплоты в зависимости от  $\Delta Q_{Т1}$  при различных температурах наружного воздуха  $t_{чв}$  и  $q_{зам} = 2,3$  МВт/МВт.

Таким образом, выполненные исследования свидетельствуют о принципиальной возможности оптимизации режимов работы по тепловому графику группы теплофикационных турбоустановок.

Таблица 4.1 - Влияние перераспределения тепловой нагрузки между двумя ТТУ типа Т-50-130 на энергетическую эффективность их совместной работы в чисто теплофикационных режимах

$\Delta Q_{Т1}$ , МВт	1	2	3	4	5	6	8	10	12
$t_{чв}$ , °С	$100 \Delta Q_{о\Sigma} / \Delta Q_{Т1}$ , %								
6	0,18	0,04	- 0,66	- 0,97	- 1,09	2,42	4,95	6,20	6,78
4	- 0,45	- 0,90	- 1,34	- 1,75	- 2,01	- 2,37	- 3,35	- 2,18	- 0,70
2	- 0,57	- 1,20	- 1,80	- 2,05	- 2,97	- 3,57	- 4,81	- 5,93	- 4,89
0	- 0,76	- 1,55	- 2,36	- 3,12	- 3,90	- 4,71	- 2,37	- 0,54	0,34
- 6	- 0,77	- 1,66	- 2,48	- 3,19	- 3,29	- 1,05	0,91	1,21	0,67
- 8	- 0,94	- 1,88	- 2,85	- 3,85	- 4,84	- 5,82	- 7,79	- 5,71	
- 10	- 1,18	- 2,29	- 3,43	- 4,57	- 5,73	- 6,46			
- 12	- 0,73	- 1,45	0,17	2,75					

### 4.3. Некоторые варианты оптимизации режимов работы на примере Кировской ТЭЦ-5

#### 4.3.1. Возможность эффективного перераспределения сетевой воды между турбоустановками в отопительный период

В режимах работы по тепловому графику с полностью закрытыми регулируемыми диафрагмами при заданной температуре обратной и прямой сетевой воды отпуск теплоты от каждой турбоустановки определяется величиной расхода подогреваемой сетевой воды. Таким образом, перераспределения расхода сетевой воды между турбинами будет вызывать соответствующие изменения как тепловой, так и электрической нагрузки каждой из них.

Тепловая схема Кировской ТЭЦ-5 имеет блочную структуру и включает в себя 3 энергоблока:

- турбина типа ПТ-80/100-130/13 (ТГ №1) + котлоагрегат типа ТПЕ – 430;
- турбина типа Т-185/220-130 (ТГ №2) + котлоагрегат типа ТПЕ – 429;
- турбина типа Т-185/220-130 (ТГ №3) + котлоагрегат типа ТПЕ – 429.

В настоящее время ТГ №2 эксплуатируется с удалёнными рабочими лопатками последних ступеней (это было учтено в характеристике математической модели).

Для количественной оценки изменения эффективности работы ТЭЦ при различных сочетаниях расходов сетевой воды при условии постоянства ее общего расхода и для расчетного температурного графика были проведены соответствующие расчеты (рисунок 4.4).

Приведенные данные свидетельствуют о том, что для ТГ №2 и ТГ №3 оптимальным является равномерное распределение сетевой воды. Общий расход воды на эти турбины желательно иметь максимально возможным, а на ТГ №1 соответственно минимально возможным. Вместе с тем следует отметить весьма малое влияние перераспределения расхода сетевой воды между турбоустановками, в допустимых пределах, на экономичность работы ТЭЦ.

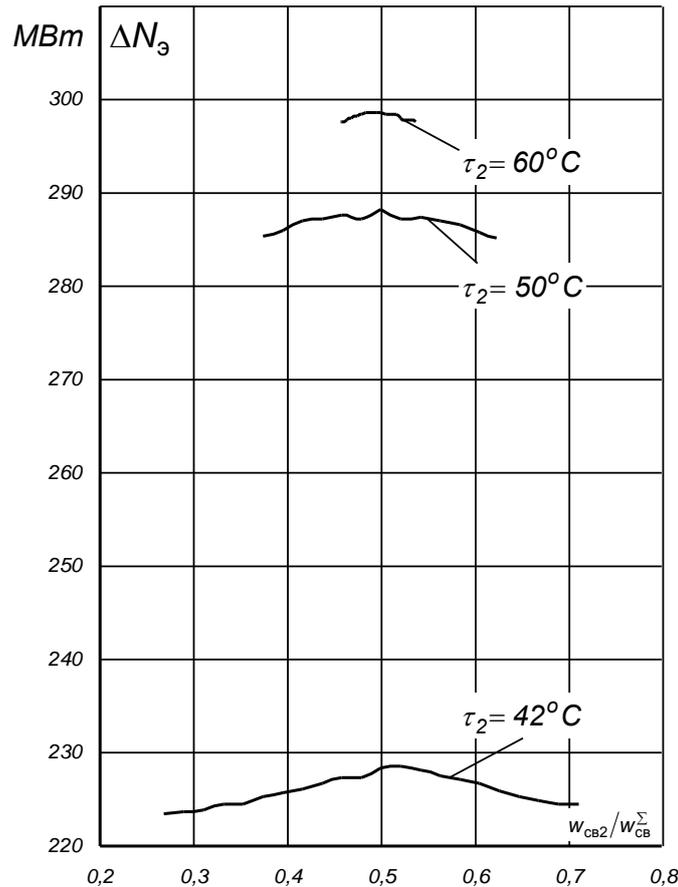


Рисунок 4.4 - Эффективность перераспределения сетевой воды между турбоагрегатами ТГ №1, Г №2 в отопительный период (приrost электрической мощности при температурах обратной сетевой воды 42, 50, 60°С)

4.3.2. Возможная эффективность перераспределения тепловой и электрической нагрузки между различными турбоустановками в неотопительный период

В неотопительный период ТЭЦ работает по электрическому графику (т.е. с заданной суммарной электрической мощностью ( $\Sigma N_3$ )) при относительно малом и неизменном отпуске теплоты для нужд горячего водоснабжения. В таких условиях появляется возможность оптимизации за счёт перераспределения как расхода сетевой воды между турбоустановками, так и их электрической мощности.

На рисунках 4.5-4.7 приведены результаты расчётных исследований как

электрической нагрузки, так и расхода сетевой воды между различными турбоустановками при определённых уровнях  $\Sigma N_3$ . Как правило, в летний период в эксплуатации находятся только два турбоагрегата. Поэтому в качестве примера проведён расчёт одновременной работы ТГ №1 и ТГ №2 или ТГ №2 и ТГ №3. Представленные данные характеризуют влияние перераспределения расхода сетевой воды между турбинами в граничных режимах, т.е. в режимах с минимальным  $\Sigma Q_0$ , которые, как правило, достигаются при полном открытии РД на одной из турбин. Они показывают, что перераспределение расходов сетевой воды оказывает достаточно существенное влияние на экономичность работы ТЭЦ. При этом минимум  $\Sigma Q_0$  находится в области равномерного распределения расхода сетевой воды между турбоустановками. В то же время перевод одной из турбин в чисто конденсационный режим и передача всей тепловой нагрузки на другую всегда приводит к снижению экономичности работы ТЭЦ.

Из результатов расчетов следует, что при определённых и неизменных сочетаниях расходов воды имеет место тенденция к снижению общих затрат теплоты ( $\Sigma Q_0$ ) при организации предельно неравномерного распределения электрической нагрузки между работающими турбоустановками.

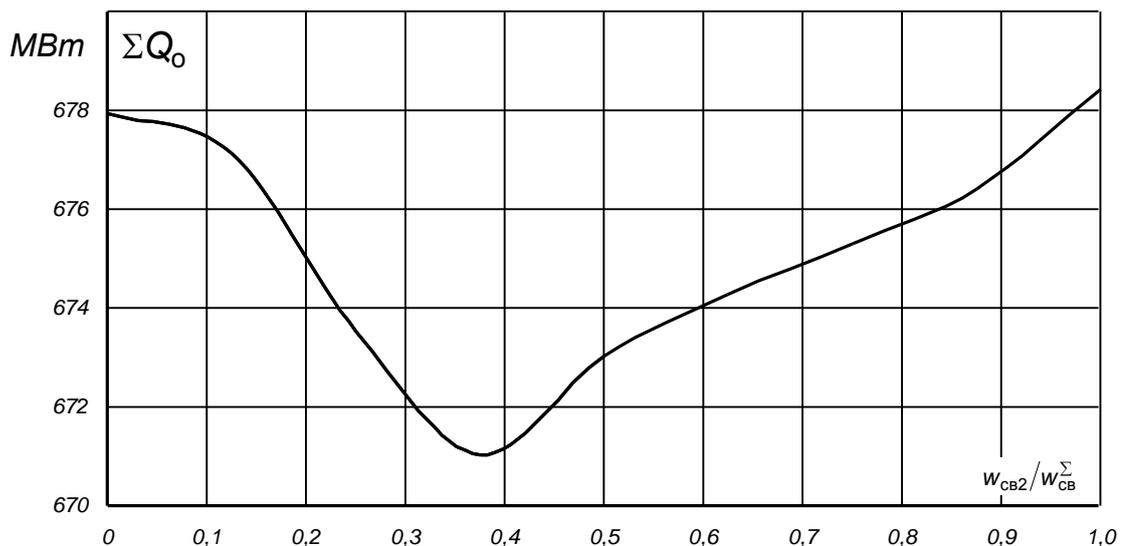


Рисунок 4.5 - Возможная эффективность перераспределения расхода сетевой воды между турбоустановками №2 и №3 в режимах работы в неотапительный период.

Суммарная мощность турбоустановок 240 МВт

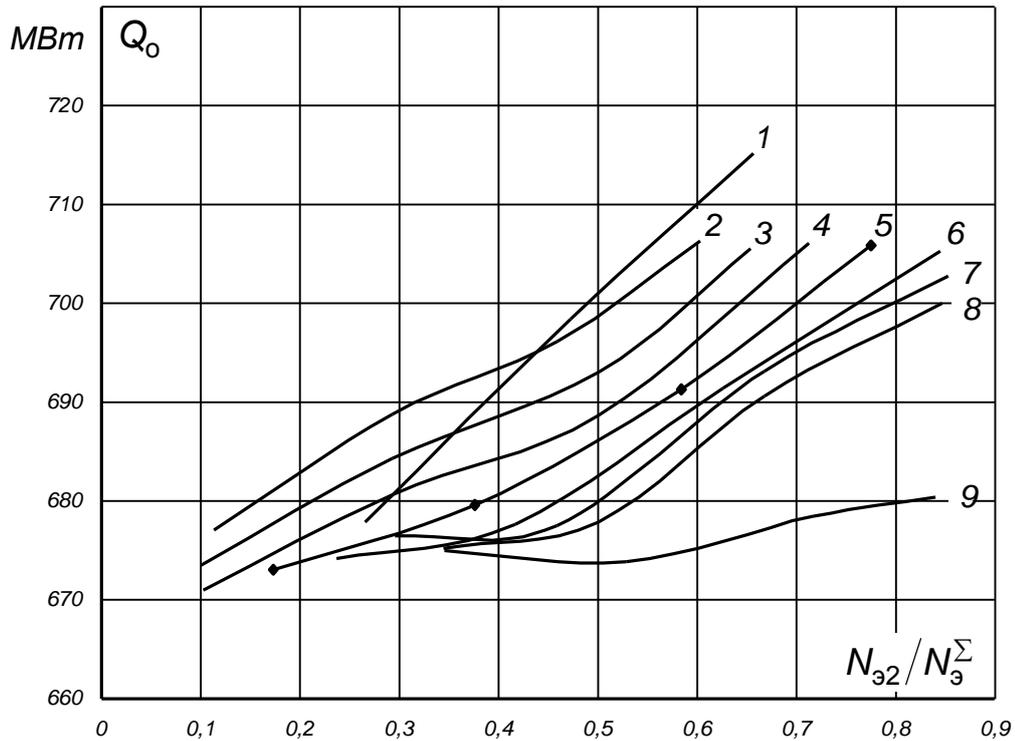


Рисунок 4.6 - Влияние перераспределения электрической нагрузки между турбоустановками №2 и №3 на эффективность их работы в неотапительный период. Суммарная мощность турбоустановок 240 МВт. Расход сетевой воды (т/ч) соответственно на турбоустановки ст.№2/№3: 1 – 0 / 4000; 2 – 500 / 3500; 3 – 1000 / 3000; 4 – 1500 / 2500; 5 – 2000 / 2000; 6 – 2500 / 1500; 7 – 3000 / 1000; 8 – 3500 / 500; 9 – 4000 / 0

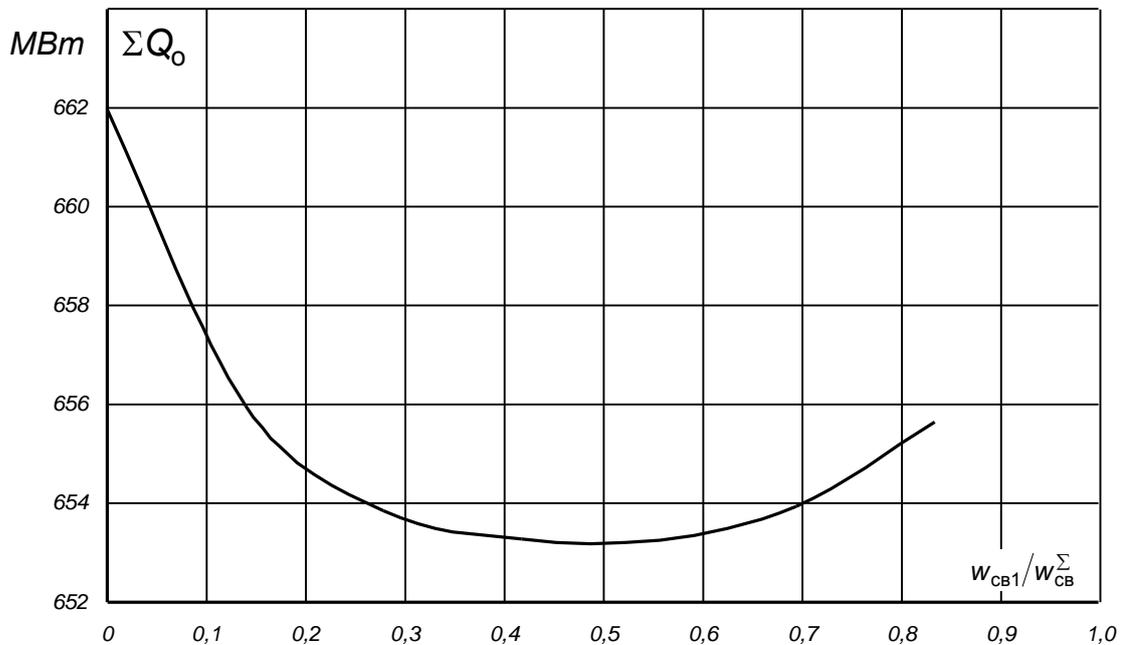


Рисунок 4.7 - Возможная эффективность перераспределения расхода сетевой воды между турбоустановками №1 и №3 в режимах работы в неотапительный период. Суммарная мощность турбоустановок 240 МВт

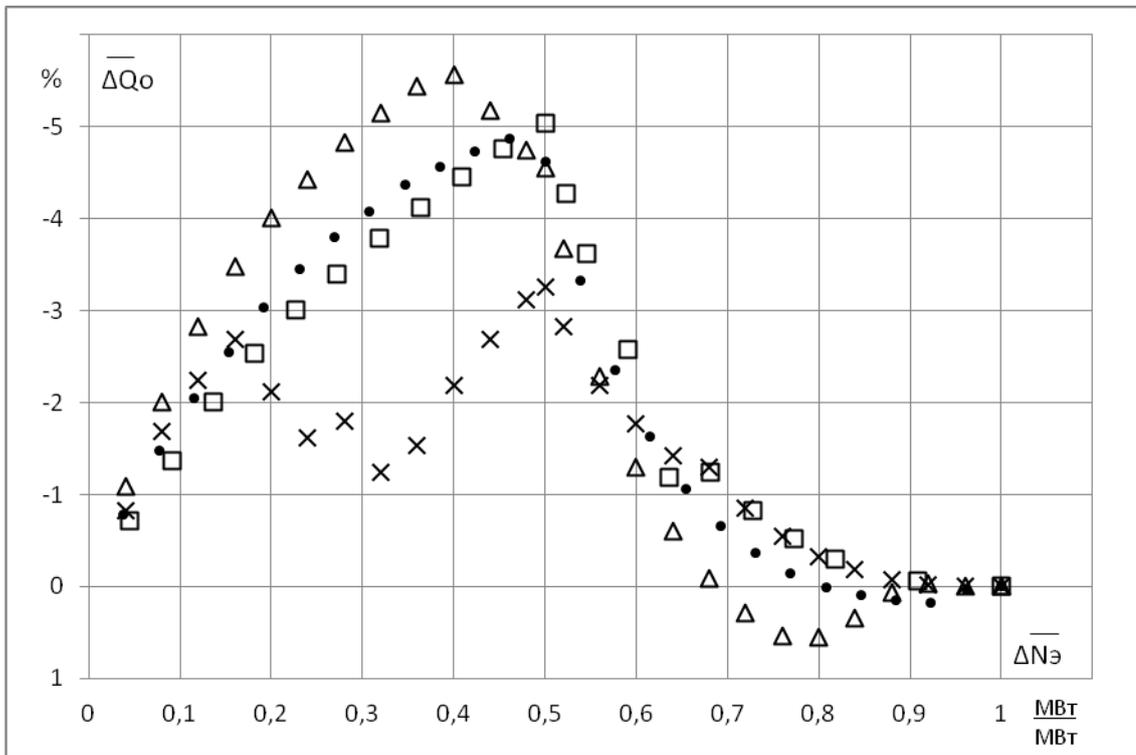
#### 4.3.3. Анализ эффективности совместной работы группы теплофикационных турбоустановок по электрическому графику

Оценим, используя инструменты математического моделирования, возможную эффективность оптимизации распределения электрической нагрузки между однотипными турбинами Т-185-130 (на ТЭЦ-5). При решении этой задачи определялось изменение общих затрат теплоты и суммарного часового расхода условного топлива на выработку дополнительной электроэнергии двумя однотипными турбоустановками при последовательной их загрузке по сравнению с параллельной в зависимости от абсолютного и относительного (по отношению к максимально достижимой суммарной величине) прироста электрической мощности. Результаты такого сопоставления приведены на рисунках 4.8-4.9. Для наглядности получаемого эффекта оптимизации распределения электрической нагрузки между турбоустановками, изменение затрат теплоты даны на графиках в относительных величинах  $\Delta \overline{Q}_o = (Q_{o\text{посл}} / Q_{o\text{пар}} - 1)$ .

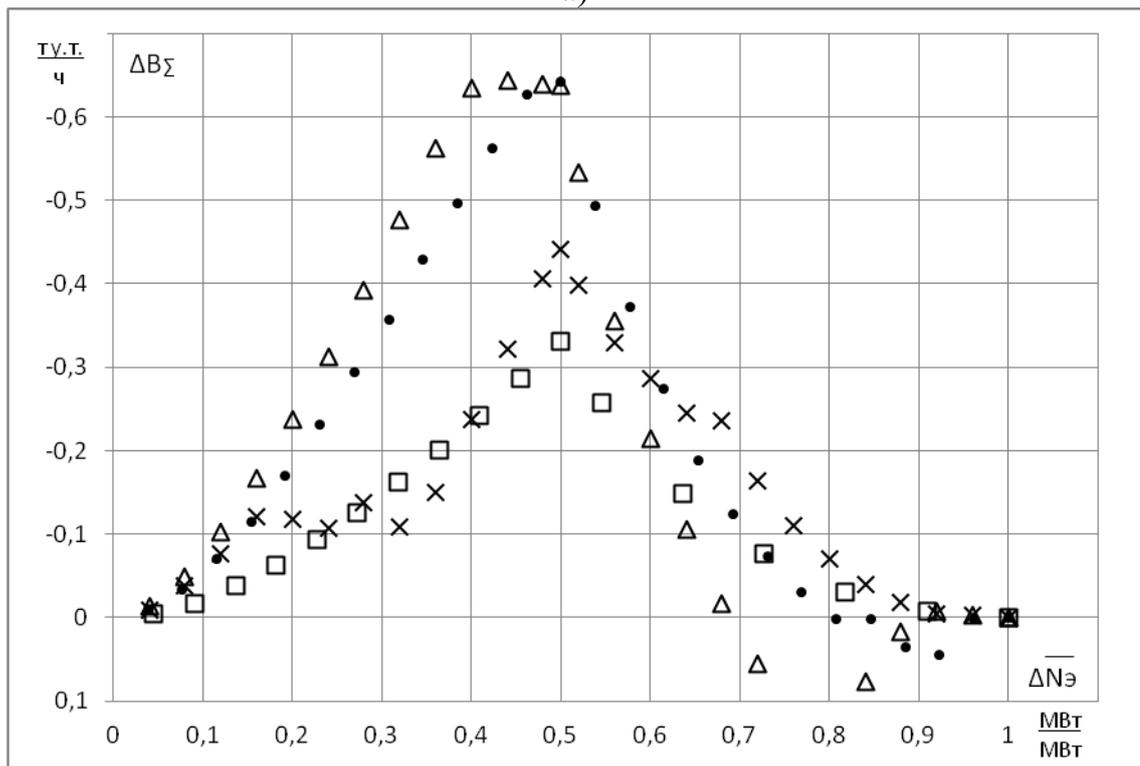
Таким образом, были выполнены детальные расчетные исследования переменных режимов работы теплофикационных турбоустановок типа Т-185-130 в реальных условиях эксплуатации. Полученные результаты были обработаны и представлены в удобном для анализа и обобщения виде.

#### 4.4. Выводы по главе

В главе автор отходит от традиционного решения задач оптимизации, которое базируется на использовании упрощенных (линеаризированных) энергетических характеристик турбины и отдельных ее отсеков. Полученный положительный опыт позволяет рекомендовать использование метода математического моделирования и ЭВМ для решения подавляющей части задач этого класса (оптимальном распределении тепловой и электрической нагрузок между ТЭЦ и котельными; между турбоустановками ТЭЦ; при оценке экономии топлива и денежных средств за счет оптимизации режимов работы ТЭЦ в фактических условиях эксплуатации). При этом состав основного оборудования ТЭЦ может включать турбоагрегаты разных типоразмеров.



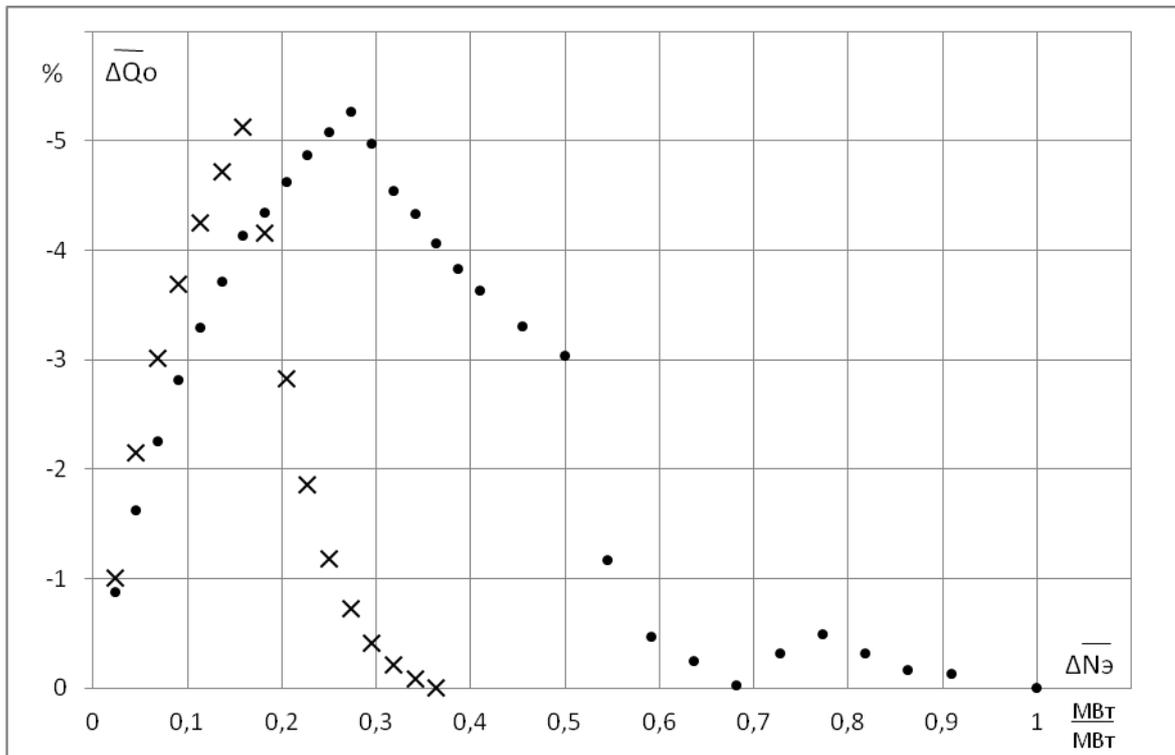
а)



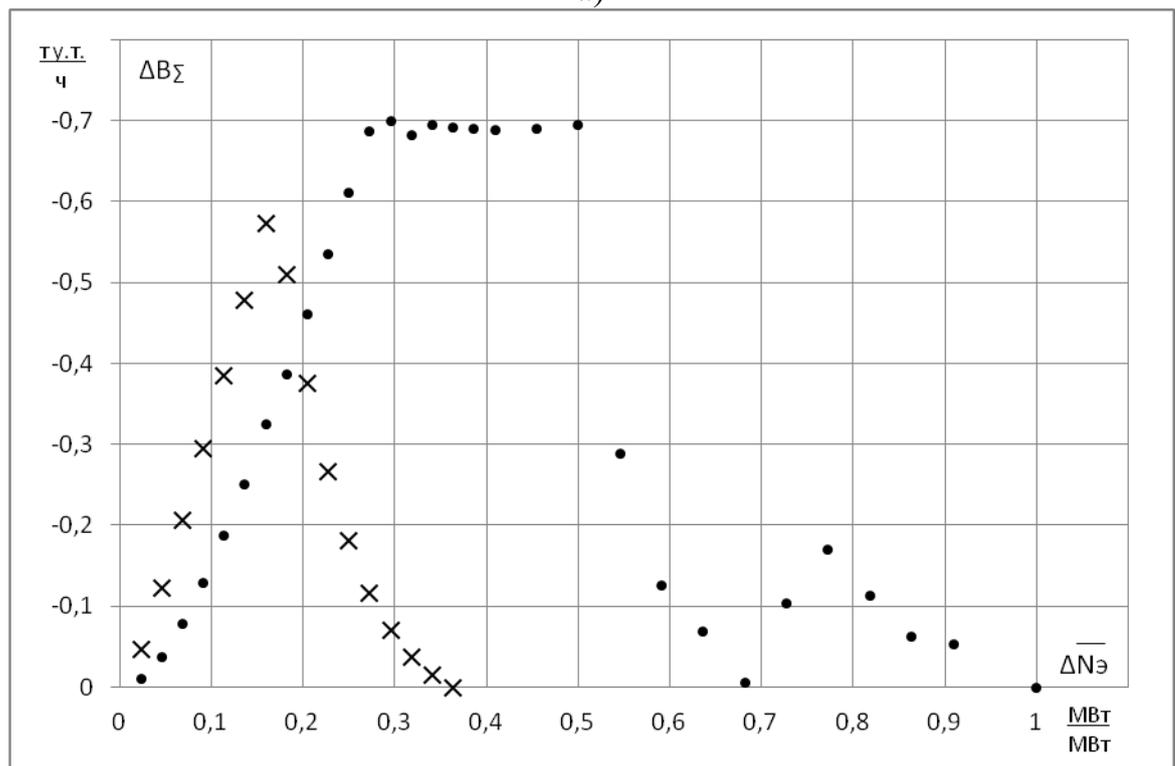
б)

• -  $w_{св} = 4000$  т/ч, x -  $w_{св} = 5000$  т/ч,  $\Delta$  -  $w_{св} = 6000$  т/ч,  $\square$  -  $w_{св} = 7800$  т/ч

Рисунок 4.8 - Зависимость относительной величины расхода теплоты  $\overline{\Delta Q_0}$  (а) и изменения часового расхода условного топлива  $\Delta B_\Sigma$  (б) на выработку электроэнергии в случае реализации последовательной загрузки двух турбин Т-185-130 по сравнению с параллельной в зависимости от относительного суммарного прироста электрической мощности  $\overline{\Delta N_э}$  и  $w_{св}$  при  $t_{нв} = 8^\circ\text{C}$



а)



б)

• -  $w_{св} = 4000$  т/ч, x -  $w_{св} = 5000$  т/ч

Рисунок 4.9 - Зависимость относительной величины расхода теплоты  $\overline{\Delta Q_0}$  (а) и изменения часового расхода условного топлива  $\Delta B_\Sigma$  (б) на выработку электроэнергии в случае реализации последовательной загрузки двух турбин Т-185-130 по сравнению с параллельной в зависимости от относительного суммарного прироста электрической мощности  $\overline{\Delta N_э}$  и  $w_{св}$  при  $t_{нв} = -8^\circ\text{C}$

## 5. Исследование возможного влияния учета процессной влаги на технико-экономические показатели работы теплофикационных турбоустановок

### 5.1. Общие положения

При проектировании и расчете паровых турбин до настоящего времени ощущается дефицит сведений об особенностях переменных режимов работы в области влажного пара турбинных ступеней, отсеков и, тем более, турбоустановки в целом. Как следствие, современные методы расчета КПД, расходных и мощностных характеристик, скорости эрозии и других технико-экономических показателей не лишены существенных недостатков и достаточно спорны.

1. Условия проведения экспериментов существенно отличаются от фактических условий эксплуатации. Большая часть работ по определению характеристик турбинной ступени в условиях влажности выполнена на влажном воздухе (работы БИТМ). Однако в условиях влажного воздуха отсутствуют явления, связанные с фазовым переходом рабочего тела. Следовательно, результаты эксперимента на влажном воздухе не всегда могут быть полностью распространены на условия работы турбинной ступени в зоне влажного водяного пара [11]. У других авторов [133, 142] представлены результаты исследования ряда решеток на перегретом и влажном паре, но следует учитывать, что эти опыты проводились не в условиях, характерных для многоступенчатой турбины с естественным образованием влаги, а при искусственном увлажнении перед решетками и обычно при более крупных каплях влаги. Поэтому дополнительные потери от влажности при таких испытаниях решеток будут большими, чем в реальной турбине. Кроме того, исследования решеток проведены, как правило, при одинаковых углах входа паровой и жидкой фаз, что не соответствует реальному характеру обтекания решеток в турбине (при этом можно ожидать, что потери в решетках турбины будут иными).

2. При проведении расчетов переменных режимов ступеней, работающих на влажном паре, важно знать изменения аэродинамических характеристик решеток при изменении режима обтекания, как они зависят от основных параметров двухфазной среды, в частности, влажности и дисперсности, определяемой

размерами капель [124]. Но до сих пор, несмотря на значительные и широкие исследования в области образования влаги, нет еще надежных теоретических методов расчета образования и роста крупнодисперсной влаги в проточных частях турбин. Фактически можно назвать только отдельные опыты ЦКТИ, ХТГЗ, МЭИ и АЕИ из числа исследований распределения влажности и дисперсности, которые выполнены в экспериментальных и натуральных установках. Однако, известные опытные данные трудно обобщить и даже сопоставить, так как они получены при существенно различных условиях. К тому же моделирование течения влажного пара в экспериментальных ступенях затруднено в связи с тем, что физические процессы в области влажного пара протекают очень сложно, их натурное моделирование на малоразмерных моделях практически невозможно [50, 72]. Наименее изученным остается вопрос о доли крупнодисперсной влаги и ее влиянии не только на состояние лопаточного аппарата, но и на энергетические и экономические показатели работы турбоустановки. Сегодня имеются только косвенные оценки доли крупнодисперсной влаги по данным об эффективности влагоудаления [76]. И тем не менее в очень многих работах, например, в работах МЭИ [36, 62, 129], отмечена большая концентрация влаги на периферии рабочих лопаток ступени и необходимость учета ее тормозящего действия на экономичность работы турбинных ступеней и отсеков.

По указанным причинам в большинстве работ отражены в основном результаты визуального наблюдения, по которым можно получить лишь качественное представление о течении влажного пара на до- и сверхзвуковых режимах истечения [173]. Приведены схемы скачков конденсации, наблюдавшиеся при различных числах Маха. В отдельных работах предложена методика определения числа и размеров жидких частиц, возникающих при конденсации [144, 141, 67], в том числе и при переменных режимах [76, 145]. Влияние влажности на расходные и энергетические характеристики ступеней более менее освещено в работах [22, 145, 132, 146]. Подробно исследовал течение влаги в криволинейных каналах М. Е. Дейч [45, 47, 46] и ряд других авторов.

## 5.2. Существующие методы учета возможного влияния влаги на показатели работы теплофикационных турбоустановок

В результате к настоящему времени созданы многочисленные методики учета влияния степени влажности на показатели работы турбинных ступеней и отсеков, в основе которых лежат формулы, имеющие одинаковую структуру (везде фигурирует полусумма степеней влажности до и после отсека) и отличающиеся друг от друга только эмпирическими коэффициентами, значения которых варьируются в очень широком диапазоне. При расчете и проектировании турбин традиционно поступают еще проще: на каждый процент средней диаграммной степени влажности принимают 1% потери экономичности. Однако, в опытах по исследованию влияния степени влажности на характеристики ступеней и отсеков части низкого давления (ЧНД), проведенных ВТИ, этот процент получен существенно меньшим и составил примерно 0,2 - 0,5% на 1% средней диаграммной степени влажности (при конечной степени влажности  $y_k = 6 - 11\%$ ) [91]. Полученные результаты исследователи объясняют частичным переохлаждением и мелкой дисперсностью влаги в первых ступенях ЧНД ( $y_k = 5 - 6\%$ ), а также тем, что доля крупных капель в последних ступенях, приводящих к потерям от тормозящих ударов в рабочие лопатки, невелика. Так показано, что при диаграммной степени влажности  $y_k \approx 7\%$ , доля крупных капель, выпадающих на рабочие лопатки, составляет всего 0,13%. Кроме того, отмечается, что диаграммная влажность не отражает действительной величины степени влажности пара из-за частичного удаления влаги (в первую очередь более крупных капель). В модернизированной проточной части, где применены более совершенные влагоудаляющие устройства, отмечено еще меньшее влияние степени влажности на экономичность ЧНД. Результаты этих исследований хорошо согласуются с данными Джeneral Электрик, также полученными на турбине натуральных размеров. По ним при наличии начального перегрева перед ЧНД влияние влажности резко уменьшается [91]. Похожие результаты получены и в ряде других работ [36, 129, 75].

Из анализа источников информации можно сделать вывод, что пока не

накоплен достаточный экспериментальный материал по исследованиям турбинных ступеней, работающих на влажном паре. В связи с большими расхождениями эмпирических коэффициентов, имеющимися расчетными формулами можно пользоваться только качественно. Кроме того, необходимо отметить, что все они в большинстве своем, относятся к одиночным турбинным ступеням. Данных по экспериментальному исследованию влияния средней степени влажности на КПД целого цилиндра или группы ступеней значительно меньше. При разных конструктивных факторах, параметрах пара, а также условиях проведения испытаний и даже обработки их результатов это влияние весьма различно. Так, например, при средней степени влажности  $u_{\text{ср}} = 3\%$  отношение относительного внутреннего КПД на влажном и перегретом паре  $\eta_{oi}^{\text{вл}} / \eta_{oi}^{\text{п.п}}$  меняется в пределах от 0,987 до 0,94. Абсолютно нигде не приводятся результаты исследования влияния учета степени влажности и той или иной формы сепарации на экономичность работы турбоустановки в целом. Нет также никаких данных, которые в условиях корректного эксперимента показали бы, что влагоудаление в проточной части среднего и низкого давления ведет в какой-то мере к повышению экономичности ее работы. Справедливости ради надо отметить, что в ЛПИ были выполнены подобные исследования по влиянию влагоудаления за рабочими лопатками. Они проводились на семиступенчатой турбине при работе на влажном паре ( $p_0 = 0,28$  МПа,  $u_{\text{ср}} = 2,5-3\%$ ). После влагоудаления в четвертой и седьмой ступенях КПД возрос примерно на 0,5%. Однако в этих опытах отсутствовала обычно применяемая система отборов пара для подогрева питательной воды, которая может изменить полученные результаты [135].

### 5.3. Методика проведения исследования оценки влияния учета процессной влаги на эффективность турбоустановки в целом

В связи с вышесказанным представляют несомненный интерес результаты анализа расчетного исследования степени возможного влияния процессной влаги (т.е. влаги, которая образуется в процессе расширения пара в проточной части) на показатели работы турбоустановки в целом.

Особую актуальность подобный анализ приобретает для теплофикационных турбоустановок по ряду объективных причин. Прежде всего потому, что характерной особенностью теплофикационных турбин (в отличие от конденсационных) является широкий спектр возможных режимов работы. При этом давление в камере нижнего теплофикационного отбора может изменяться в несколько раз, а соответственно и степень влажности пара перед ЧНД изменяется в очень широком диапазоне и может достигать 8 - 9%. Кроме того, предварительный анализ дает основание считать, что действительные величины степени влажности и количества влаги в ступенях ЧНД могут значительно превышать ожидаемые и существенно зависят от режима работы (давления в отборе, степени открытия диафрагмы).

В качестве основных задач исследования выделялись следующие:

- определение в зависимости от учета или неучета влияния процессной влаги пределов изменения технико-экономических показателей работы теплофикационных турбоустановок в абсолютном выражении и сравнение их с точностью всего расчета;

- оценка влияния учета влажности и сепарации на сравнительные характеристики при переменных режимах работы.

В разработанных компьютерных программах расчета турбоустановок, созданных на этой основе, моделирование степени учета влажности может осуществляться путем независимого изменения двух величин: коэффициента влажности в каждом отсеке  $a_{вл}$ , который учитывает потери теплоперепада в нем от степени влажности на входе и выходе -  $H_{iвл} = H_i \left( 1 - a_{вл} \frac{y_o + y_{2p}}{2} \right)$ , и коэффициента сепарации влаги  $k_{сеп}$ . Необходимость введения второго коэффициента диктовалась тем, что, как показали натурные опыты, значительная часть образующейся влаги может отводиться потоком пара, а также за счет гравитационных сил, в отборы. В результате в последующую проточную часть поступает пар с меньшей степенью влажности, но с большей энтальпией. Коэффициент сепарации учитывает этот момент - он характеризует величину, на

которую повышается энтальпия за отсеком в результате того, что пар становится более сухим  $h_{заотб} = h_{доотб} + k_{сеп}(h''_{свотб} - h_{доотб})$ . В эксперименте с достаточной степенью точности определить значения обоих коэффициентов затруднительно по упомянутым ранее причинам, зато во время расчетного исследования появляется возможность без труда присваивать им любые значения от нуля до единицы включительно в произвольной комбинации: если  $a_{вл} = 1$  и  $k_{сеп} = 1$ , то это означает, что их вклад в результаты расчета учитывается в полной мере (учет влияния степени влажности и сепарации наибольший), если же они равны нулю – полагаем отсутствие их влияния на конечный результат. Следовательно, появляется инструмент качественной и количественной оценки границ диапазона вероятного их воздействия на показатели работы турбины как в предельных, так и в промежуточных сочетаниях.

Для решения первой задачи воспользуется одним из важнейших показателей экономичности паротурбинной установки, которым, как известно, является удельный расход теплоты на выработку электрической энергии  $q$ . Для решения второй задачи целесообразным представляется проследить относительное изменение этой величины по сравнению с базовым режимом, в котором оба коэффициента равны нулю:

$$\overline{\Delta q} = \frac{q - q_o}{q_o},$$

где  $q$  и  $q_o$  - удельные расходы теплоты на выработку электроэнергии в расчетном и базовом режимах соответственно. А также изменение сравнительного показателя, характеризующего эффективность того или иного изменения режима работы турбины:

$$\overline{\Delta q_{доп}} = \frac{q_{доп} - (q_{доп})_o}{(q_{доп})_o},$$

где  $q_{доп}$  и  $(q_{доп})_o$  - удельные изменения расхода теплоты при изменении выработки электроэнергии в расчетном и базовом режимах соответственно.

#### 5.4. Результаты детальных расчетных исследований влияния учета процессной влаги на технико-экономические показатели работы теплофикационной турбоустановки

Выделим некоторые наиболее существенные результаты выполненных расчетов.

1. Весьма показательными по степени учета процессной влаги являются режимы работы теплофикационных турбин по электрическому графику, при которых они эксплуатируются, как правило, с частично открытыми РД (в связи с необходимостью независимого поддержания заданных тепловой и электрической нагрузок). Это обусловлено, прежде всего, двумя факторами. Во-первых – повышенной степенью влажности пара перед ЧНД [126], так как при частичных нагрузках давление пара в камере нижнего теплофикационного отбора имеет низкий уровень. Во-вторых – созданием условий для интенсивного образования крупнодисперсной влаги в каналах соплового аппарата первой ступени ЧНД [126].

Для оценки влияния на экономичность получения дополнительной конденсационной мощности учета влияния процессной влаги были проведены детальные расчетные исследования применительно к турбине типа Т-50-130 (как наименее экономичной и с этой точки зрения наиболее показательной), некоторые результаты которых представлены на рисунках 5.1 – 5.4. При прочих равных условиях (температура обратной сетевой воды  $\tau_2 = 40^\circ\text{C}$ , номинальный расход сетевой воды  $w_{\text{СВ}} = 640$  кг/с, теплофикационная нагрузка  $Q_{\text{T}}$  составляет 0,4; 0,5; 0,6 и 0,7 от номинального значения  $Q_{\text{T}}^{\text{НОМ}} = 110,5$  ВМт, параметры свежего пара  $p_0 = 12748,6$  кПа,  $t_0 = 555^\circ\text{C}$ , расход и температура циркуляционной воды  $w_{\text{ЦВ}} = 7000$  т/ч и  $t_{\text{ЦВ}} = 20^\circ\text{C}$  соответственно, штатная схема слива дренажей) сравнивались режимы с полностью закрытой РД ЧНД (минимальный проектный вентиляционный пропуск пара в ЧНД - 10 т/(ч·ата)) и режимы с постепенным увеличением электрической мощности с равным шагом сначала за счет открытия РД до 100%-го открытия, а затем за счет искусственного повышения давления в теплофикационных отборах путем обвода части сетевой воды помимо ПСГ до

максимального расхода свежего пара в голову турбины ( $G_o^{max} = 72$  кг/с). Те и другие режимы рассчитывались при определенных комбинациях коэффициентов  $a_{вл}$  и  $k_{сеп}$ , а именно:  $a_{вл}$  и  $k_{сеп}$  равны соответственно 0 и 0 (расчет выполнялся вообще без учета процессной влаги), 1 и 0 (учитывалось только влияние степени влажности до и после отсека), 0 и 1 (учитывалось только влияние сепарации), 1 и 1 (полный учет процессной влаги). На рисунке 5.1 представлены семейства кривых только при половинном от номинальной величины значении теплофикационной нагрузки ( $Q_T = 0,5 Q_T^{ном}$ ), так как результаты при других значениях тепловой нагрузки оказались качественно одинаковы. Количественные расхождения наиболее важных показателей и динамику изменения предельных значений абсолютных и сравнительных величин в зависимости от величины частичной тепловой нагрузки можно оценить с помощью рисунков 5.2 – 5.4. Как видно, результаты при разных  $Q_T$  отличаются на 0,1 - 0,2%.

На рисунке 5.1 показана зависимость удельного расхода теплоты на выработку электроэнергии  $q$  от электрической мощности  $N_э$ . Величина  $q$  при каждом значении  $N_э$  меньше всего в случае, когда  $a_{вл} = 0$  и  $k_{сеп} = 1$ . Это обусловлено тем, что  $k_{сеп}$  несколько увеличивает энтальпию пара после отбора, а значит и располагаемый теплоперепад последующих ступеней, не снижая теплоперепад предыдущих. В итоге прирост мощности оказывается при том же расходе свежего пара больше, а  $q$  несколько меньше по сравнению с тем, когда  $a_{вл} = 0$  и  $k_{сеп} = 0$ . Если учитывать только влияние влажности в каждом отсеке, то величина  $q$  будет наибольшей из-за снижения использованного теплоперепада в каждом отсеке и турбоустановке в целом. Промежуточное положение линии 2 ( $a_{вл} = 1$  и  $k_{сеп} = 1$ ) между линиями 1 и 3 объясняется тем, что учет сепарации повышает теплоперепад отсеков, а влажности – понижает. Таким образом, влияние этих коэффициентов оказывается взаимно противоположным. Подобное соотношение будет наблюдаться и в дальнейших расчетах. Уровень величины  $\overline{\Delta q}$  при больших мощностях может достигать 1,95%.



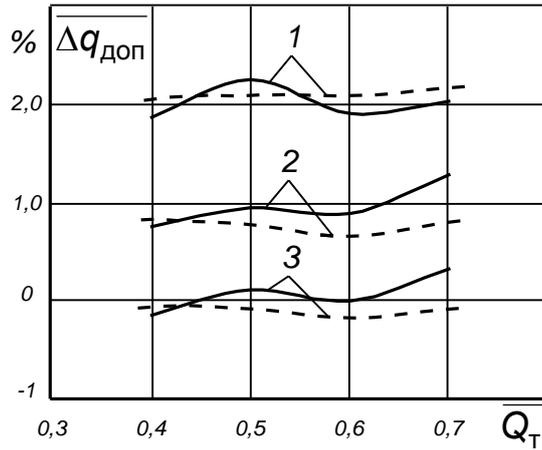


Рисунок 5.3 - Изменение  $\overline{\Delta q_{\text{доп}}}$  при разных тепловых нагрузках и различных сочетаниях коэффициентов в сравнении с базовым режимом ( $a_{\text{вл}} = 0$ ,  $k_{\text{сеп}} = 0$ ): (обозначения те же, что на рисунке 5.2)

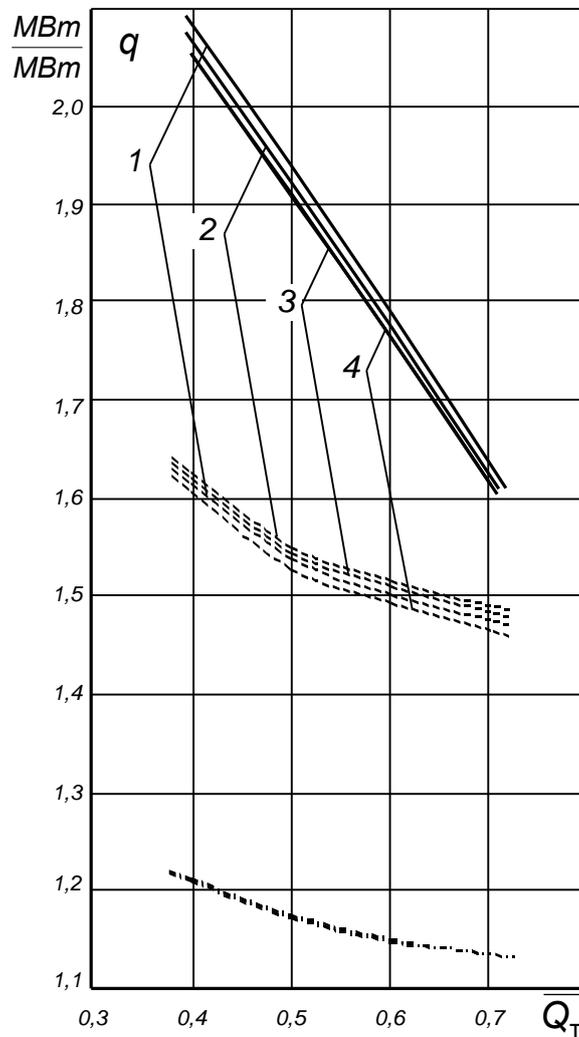


Рисунок 5.4 - Удельный расход теплоты на выработку электроэнергии при разных частичных тепловых нагрузках и разных сочетаниях коэффициентов  $a_{\text{вл}}$  и  $k_{\text{сеп}}$ :  
 ----- (-----) —  $H_{\text{рд чнд}} = 0\%$  (100%); ———— —  $G_o = 72$  кг/с;  
 1 —  $a_{\text{вл}} = 1$ ,  $k_{\text{сеп}} = 0$ ; 2 —  $a_{\text{вл}} = 1$ ,  $k_{\text{сеп}} = 1$ ; 3 —  $a_{\text{вл}} = 0$ ,  $k_{\text{сеп}} = 1$ ; 4 —  $a_{\text{вл}} = 0$ ,  $k_{\text{сеп}} = 0$

Согласно расчетам, уровень относительной величины  $\overline{\Delta q}_{\text{доп}}$  при учете в полной мере влияния процессной влаги при разных приростах мощности  $\Delta N_3$  не превышает 1%, что сравнимо с точностью всего расчета.

2. Другой характерной особенностью эксплуатации теплофикационных турбин является продолжительная работа по тепловому графику с малыми пропусками пара в ЧНД. Очевидно, что при работе турбины в таком режиме при полностью закрытой регулирующей диафрагме величина  $\overline{\Delta q}$  оказалась на порядок ниже и максимально составила 0,1 - 0,3%.

В режимах получения пиковой мощности за счет открытия РД ЧНД, относительная величина  $\overline{\Delta q}$  оказывается на порядок больше (максимально 1,8%) и, по всей видимости, это связано с большим изменением влажности в отборах (рисунки 5.5-5.6) при открытии диафрагмы. Надо отметить, что данные относятся к параметрам пара на входе в камеру отбора за рабочими лопатками предыдущего отсека. В качестве примера на рисунках 5.7-5.8 приведены значения  $q$  и  $\overline{\Delta q}$ , полученные при полностью открытой диафрагме для турбины Т-50-130 при расходе свежего пара 72 кг/с,  $\tau_2 = 50^\circ\text{C}$  и  $w_{\text{св}}$  изменяющимся от 0,2 до 1,4 от номинальной величины. Как видно, с уменьшением  $w_{\text{св}}$  уровень  $q$  возрастает. Это вызвано тем, что увеличивается давление пара в теплофикационных отборах и снижается теплоперепад предотборных ступеней.

Учет влияния и степени влажности и сепарации при полном открытии РД ЧНД и постоянном расходе свежего пара в данном случае ведет к снижению экономичности. Это вызвано тем, что принимая во внимание наличие сепарации, с одной стороны повышается энтальпия пара на входе в последующий отсек (а значит, и теплоперепад последующих ступеней), а с другой стороны уменьшается энтальпия пара в теплофикационных подогревателях (а значит, и тепловая нагрузка  $Q_T$ ). Влияние степени влажности оказывается такое же воздействие, как и при работе по электрическому графику.

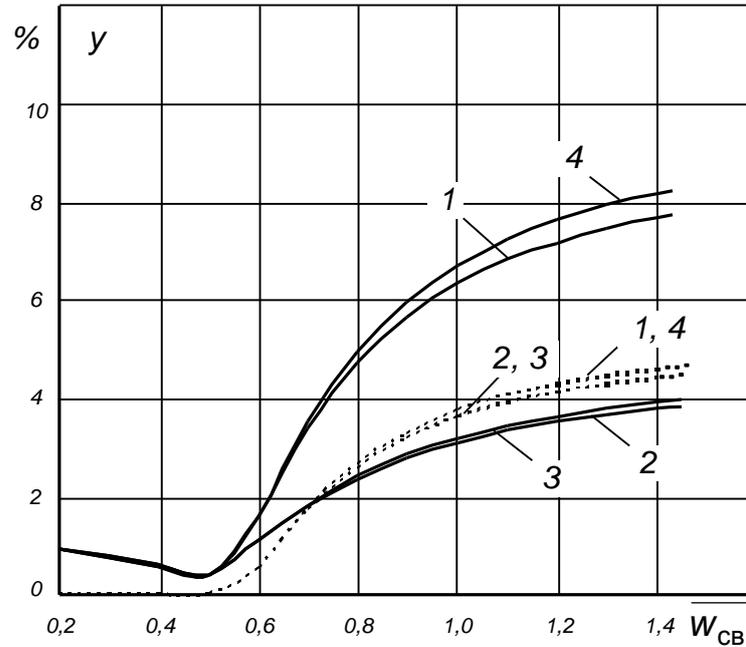


Рисунок 5.5 - Степень влажности пара в камерах 6 и 7 теплофикационных отборов при полностью закрытой диафрагме; расход свежего пара максимален  $G_0 = 72$  кг/с, температура обратной сетевой воды  $\tau_2 = 50^\circ\text{C}$ :

————— - 7 отбор; - - - - - 6 отбор;

1 -  $a_{\text{вл}} = 1, k_{\text{сеп}} = 0$ ; 2 -  $a_{\text{вл}} = 1, k_{\text{сеп}} = 1$ ; 3 -  $a_{\text{вл}} = 0, k_{\text{сеп}} = 1$ ; 4 -  $a_{\text{вл}} = 0, k_{\text{сеп}} = 0$

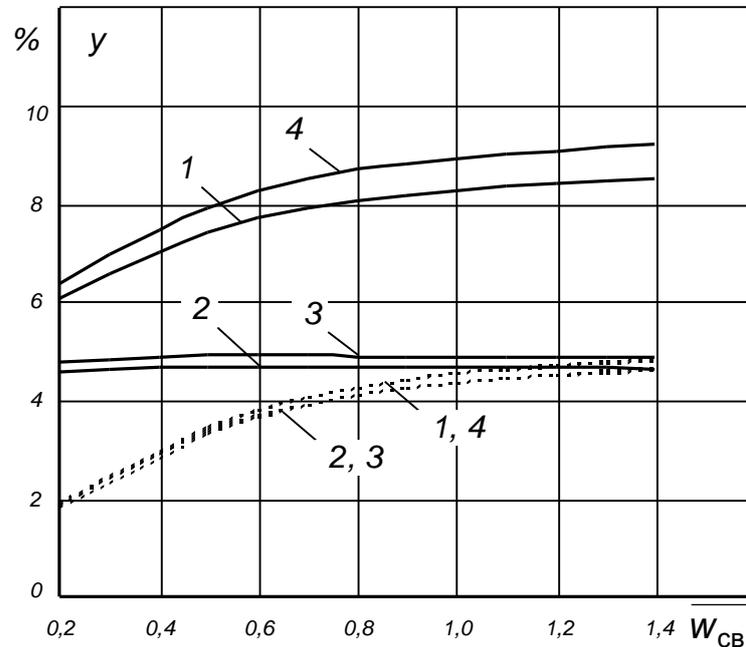


Рисунок 5.6 - Степень влажности пара в камерах 6 и 7 теплофикационных отборов при полностью открытой диафрагме; расход свежего пара максимален  $G_0 = 72$  кг/с, температура обратной сетевой воды  $\tau_2 = 50^\circ\text{C}$  (обозначения те же, что на рисунке 5.5)

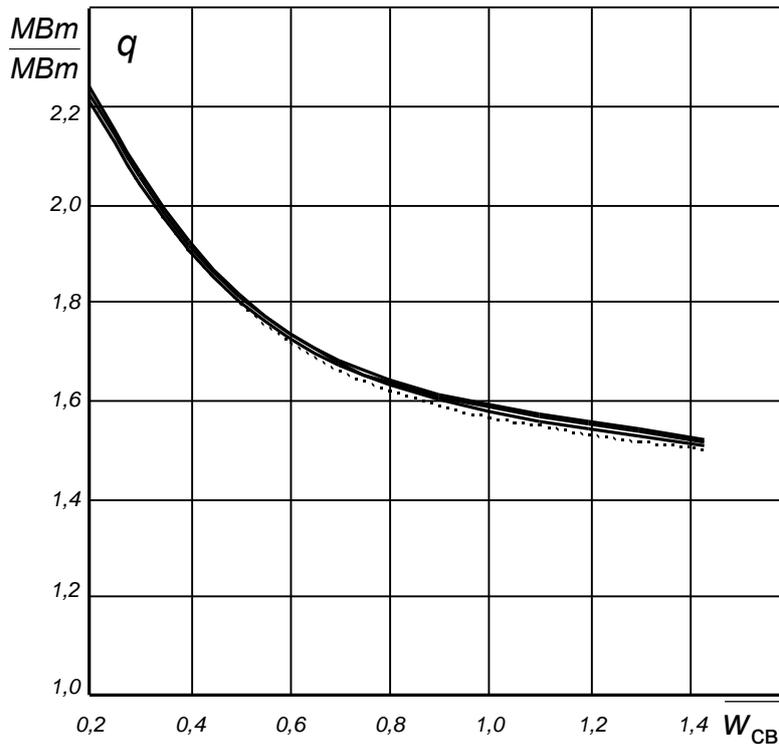


Рисунок 5.7 - Удельный расход теплоты на выработку электроэнергии в зависимости от относительного расхода сетевой воды при разных сочетаниях коэффициентов  $a_{вл}$  и  $k_{сеп}$  ( $G_0 = 72$  кг/с,  $\tau_2 = 50^\circ\text{C}$ ,  $H_{рд чнд} = 100\%$ ):  
 — (— — — —) — без учета (с учетом) влияния процессной влаги

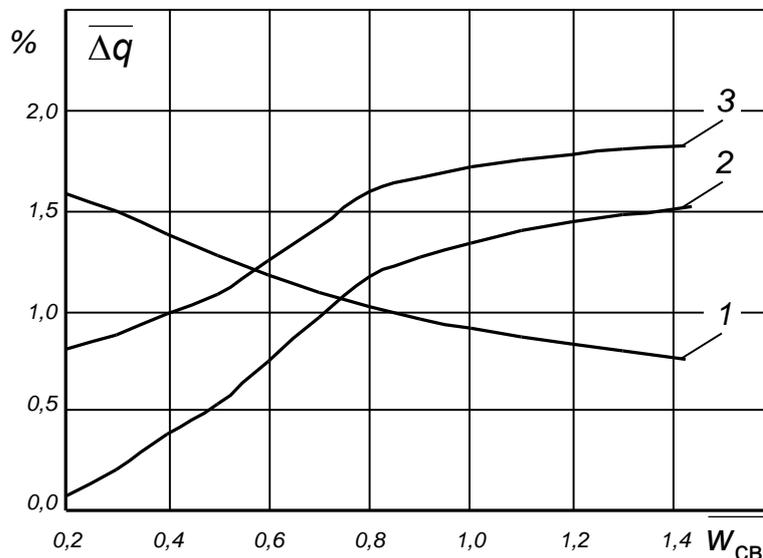


Рисунок 5.8 - Относительное изменение удельного расхода теплоты на выработку электроэнергии в зависимости от расхода сетевой воды и различных сочетаниях коэффициентов в сравнении с базовым режимом ( $a_{вл} = 0$ ,  $k_{сеп} = 0$ ); расход свежего пара максимален  $G_0 = 72$  кг/с, температура обратной сетевой воды  $\tau_2 = 50^\circ\text{C}$ , РД ЧНД полностью открыта:  
 1 —  $a_{вл} = 1$ ,  $k_{сеп} = 0$ ; 2 —  $a_{вл} = 1$ ,  $k_{сеп} = 1$ ; 3 —  $a_{вл} = 0$ ,  $k_{сеп} = 1$

3. При моделировании конденсационных режимов (сетевые подогреватели отключены по пару) получены данные, представленные на рисунках 5.9 – 5.11. Сложный характер зависимости  $q_{\text{доп}}$  от  $\Delta N_3$  определенно связан с особенностями соплового регулирования. Если мы начинаем учитывать только влияние сепарации, то с одной стороны повышаем энтальпию за отбором, повышая тем самым теплоперепад последующего отсека, но с другой стороны понижается используемый теплоперепад предыдущих ступеней, так как давления в отборах меняются пропорционально расходу. В силу большего влияния последнего обстоятельства прирост мощности оказывается меньше, а величина  $q_{\text{доп}}$  больше. Остальные закономерности объясняются так же, как и при работе по электрическому графику. Изменение экономичности опять не превышает 2% при имеющемся уровне степени влажности (рисунок 5.11).

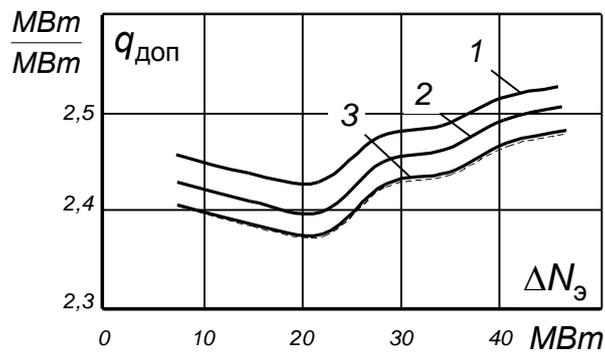


Рисунок 5.9 - Эффективность получения дополнительной конденсационной мощности в конденсационных режимах ( $Q_T = 0$ ,  $w_{\text{св}} = 640$  кг/с,  $\tau_2 = 50^\circ\text{C}$ , РД ЧНД полностью открыта):

— — — — — без учета влияния процессной влаги;

————— с учетом влияния процессной влаги и сепарации при следующих сочетаниях коэффициентов:

1 —  $a_{\text{вл}} = 1$ ,  $k_{\text{сеп}} = 0$ ;    2 —  $a_{\text{вл}} = 1$ ,  $k_{\text{сеп}} = 1$ ;    3 —  $a_{\text{вл}} = 0$ ,  $k_{\text{сеп}} = 1$

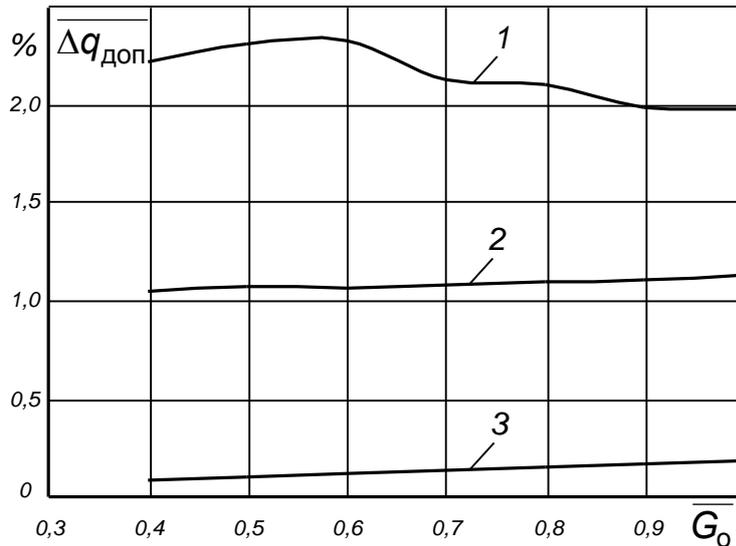


Рисунок 5.10 - Изменение  $\overline{\Delta q_{\text{доп}}}$  при частичных расходах свежего пара и различных сочетаниях коэффициентов в сравнении с базовым режимом ( $a_{\text{вл}} = 0$ ,  $k_{\text{сеп}} = 0$ ) при работе в конденсационных режимах ( $Q_{\text{T}} = 0$ ,  $w_{\text{св}} = 640$  кг/с,  $\tau_2 = 50^\circ\text{C}$ , РД ЧНД полностью открыта):  
 1 -  $a_{\text{вл}} = 1$ ,  $k_{\text{сеп}} = 0$ ; 2 -  $a_{\text{вл}} = 1$ ,  $k_{\text{сеп}} = 1$ ; 3 -  $a_{\text{вл}} = 0$ ,  $k_{\text{сеп}} = 1$

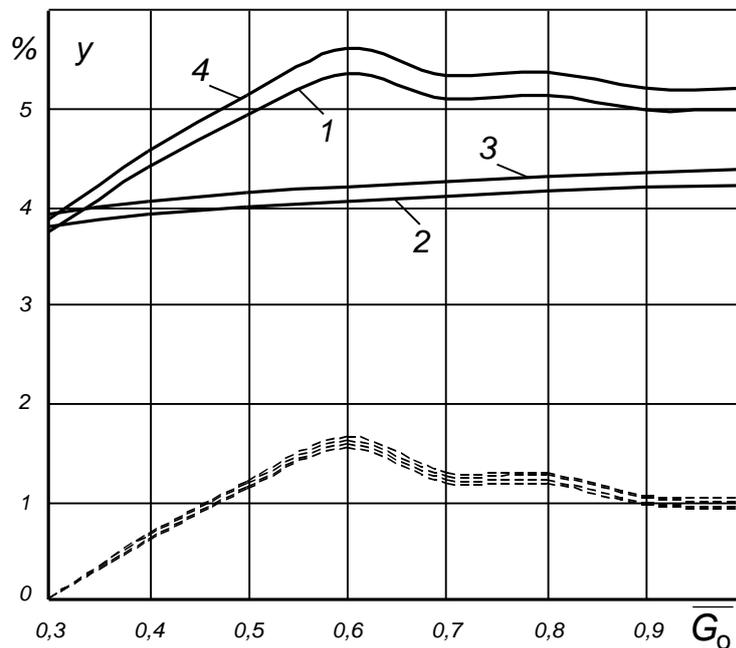


Рисунок 5.11 - Степень влажности пара в камерах 6 и 7 отборов при частичных расходах свежего пара в чисто конденсационных режимах ( $Q_{\text{T}} = 0$ ,  $w_{\text{св}} = 640$  кг/с,  $\tau_2 = 50^\circ\text{C}$ , РД ЧНД полностью открыта):

- - 7 отбор; - - - - - 6 отбор;  
 1 -  $a_{\text{вл}} = 1$ ,  $k_{\text{сеп}} = 0$ ; 2 -  $a_{\text{вл}} = 1$ ,  $k_{\text{сеп}} = 1$ ;  
 3 -  $a_{\text{вл}} = 0$ ,  $k_{\text{сеп}} = 1$ ; 4 -  $a_{\text{вл}} = 0$ ,  $k_{\text{сеп}} = 0$

### 5.5. Выводы по главе

В главе предпринята попытка в какой-то степени восполнить дефицит сведений об особенностях работающих на влажном паре турбинных ступеней, отсеков, а тем более всей турбоустановки, который ощущается до настоящего времени в связи с тем, что современные методы расчетов КПД, расходных и мощностных характеристик, скорости эрозии и других технико-экономических показателей не лишены существенных недостатков и достаточно спорны.

В рамках настоящей работы была предложена и апробирована методика, которая позволяет уточнить возможное влияние на экономические и энергетические показатели работы турбоустановки детального учета процессной влаги разного качества.

Анализируя группы наиболее распространенных режимов работы теплофикационных турбоустановок (на примере турбин типа Т-50-130, как в чисто конденсационных режимах работы, так и в режимах работы по тепловому и электрическому графику с неизменным отпуском теплоты из отборов) следует отметить, что при полном учете влияния процессной влаги (а не только какой-то одной ее составляющей) ошибка в вычислении важнейших технико-экономических показателей в абсолютном и относительном выражении лежит в пределах 1%, что соизмеримо с точностью всего расчета. Это справедливо даже в случаях интенсивного образования крупнодисперсной влаги и полного ее учета и отвода в отбор. Полученные данные могут представлять интерес при рассмотрении вопроса о целесообразности учета влияния процессной влаги тем или иным образом на показатели работы турбины во время проведения сравнительных и оптимизационных расчетов турбоустановки в целом.

Качественно новым является то, что исследовалось влияние учета влажности и сепарации на технико-экономические показатели теплофикационной турбоустановки в целом, а не на отдельную ступень или отсек.

## Заключение

В диссертационной работе выполнен системный анализ литературных источников, на основе которого раскрыта роль математического моделирования в теплоэнергетике, представлена классификация типов существующих моделей теплофикационных турбоустановок, позволяющая наглядно и обозримо провести систематизацию средств их описания. На основе практики известных исследований осуществлен выбор достаточно достоверных обобщенных мощностных и расходных характеристик турбинных ступеней и отсеков, заложенных в основу разработанных автором математических моделей и позволивших адекватно оценивать энергетическую эффективность переменных режимов работы ТЭЦ с учетом местных условий эксплуатации.

Достоверность и обоснованность результатов работы базируется на использовании в расчетах фундаментальных закономерностей термодинамики и теории теплообмена, обобщении передового опыта ведущих отраслевых организаций (ВТИ, МЭИ, ОРГРЭС и др.), согласованности полученных теоретических результатов с опубликованными экспериментальными данными по теме диссертации (в том числе для предельных случаев), а также с результатами исследований других авторов в данном направлении. Корректность разработанных математических моделей, их адекватность обусловлены качественным и количественным совпадением результатов, полученных автором, с данными испытаний оборудования ТЭЦ с учетом пределов применимости моделей. Использованы современные методики сбора и обработки исходной информации, обоснован подбор объектов исследования, показана воспроизводимость результатов расчета на турбоустановках различных типов.

Личный вклад автора состоит во включенном участии автора на всех этапах процесса, в непосредственном участии в формировании концепции работы, получении исходных данных, разработке методик исследований, математических моделей и программных продуктов, алгоритмов их численной реализации, экспериментальных проверках, проведении расчетов, анализе, обобщении и интерпретациях полученных результатов, в апробации и реализации практических рекомендаций, подготовке основных публикаций по выполненной работе.

Научная новизна выполненной работы.

1. На основе методов математического моделирования автором исследован новый комплексный подход к оценке энергетической эффективности работы ТЭЦ и создана библиотека новых, более совершенных математических моделей теплофикационных паротурбинных установок наиболее распространенных на действующих ТЭЦ типов (Т-185/220-130, Т-180/210-130, Т-100/120-130, Т-50/60-130, ПТ-80/100-130/13, ПТ-60/75-130/13), в которые заложен новый принцип расчета, позволяющий рассчитывать по универсальным обобщенным характеристикам отсеков всю турбоустановку в целом со вспомогательным оборудованием практически во всем диапазоне переменных режимов работы при любых начальных параметрах и могут служить основой для теоретического обоснования предлагаемых прогрессивных решений по эксплуатации ТЭЦ.

2. Модифицирован вычислительный метод решения системы нелинейных уравнений большой размерности с числом независимых переменных более 50 за счет введения целого ряда уточнений: минимизация количества итераций, искусственное ограничение шага по всем переменным, обусловленное их физической природой и др.

3. В сравнительном расчете наглядно продемонстрированы преимущества использования разработанных математических моделей перед типовыми нормативными характеристиками при оценке энергетической эффективности существенно переменных режимов работы ТЭЦ и решении оптимизационных задач.

4. В результате комплексных расчетных исследований найдены основные зависимости технико-экономических показателей работы турбоустановок от различных эксплуатационных факторов, на основании которых даны рекомендации по эффективным способам получения дополнительной мощности на ТЭЦ и целесообразности перевода турбоустановок с одноступенчатого на двухступенчатый подогрев сетевой воды в неотапительный период. Созданные теоретические положения в совокупности с расчетно-экспериментальными сопоставлениями позволили провести качественный и количественный анализ

влияния отдельных элементов тепловой схемы, начальных условий и ограничений и способа эксплуатации на конечную эффективность работы турбоустановок.

5. С привлечением методов математического моделирования усовершенствована методика нахождения оптимальных режимов работы ТЭЦ, выбраны критерии оценки оптимальности при переходе с одного режима на другой. Обоснованы тактические подходы к оптимизации распределения электрических и тепловых нагрузок между отдельными турбоустановками, ТЭЦ в целом и котельными, направленных на повышение энергетической эффективности их работы, даны некоторые рекомендации по совершенствованию тепловых схем ТЭЦ с учетом существующих ограничений при различных условиях эксплуатации.

6. Впервые проведено исследование и обобщение возможного влияния степени учета процессной влаги разного качества на энергетическую эффективность работы теплофикационной турбоустановки в целом в наиболее характерных режимах и поставлен вопрос о целесообразности такого учета при проведении оптимизационных расчетов.

7. Реализованы и используются в условиях эксплуатации рекомендации и разработанные математические модели (компьютерные программы) расчета показателей режимов работы оборудования на различных ТЭЦ Кировской энергосистемы. При этом правильный выбор последовательности загрузки турбоустановок различных типов и степени использования паротурбинного оборудования ТЭЦ, в среднем позволил снизить удельный расход топлива на отпуск электроэнергии для большинства реальных режимов примерно на 3-5%.

Апробация работы. Основные результаты работы докладывались и обсуждались на научно-технических конференциях: Всероссийских научно-технических конференциях «Наука – производство – технологии – экология» (Киров, ВятГУ, 2003, 2004, 2005, 2006, 2008 г.г.), Всероссийской ежегодной научно-практической конференции «Общество, наука, инновации» (Киров, ВятГУ, 2014), Всероссийской научно-практической конференции и выставке студентов, аспирантов и молодых ученых (Екатеринбург: ГОУ ВПО УГТУ-УПИ, 2005). Результаты по теме диссертации используются при выполнении

хоздоговорных и инновационных работ. Методика технико-экономического сопоставления вариантов через величину  $q_{доп}$  и разработанные математические модели используются в научно-исследовательских работах и учебном процессе на кафедре теплотехники и гидравлики ВятГУ.

Основное содержание диссертации отражено в 28 опубликованных научных работах общим объёмом 12,2 печатных листов, в том числе в 3 статьях в научных журналах и изданиях, определенных ВАК для опубликования основных научных результатов диссертаций, одна из которых переведена на английский язык и опубликована в индексируемом журнале, входящем в систему цитирования «Scopus».

Разработанные в диссертационной работе новые положения и инструменты исследования позволяют повысить эффективность проведения научно-исследовательских работ при модернизации и эксплуатации существующих образцов теплофикационных турбин на предприятиях отрасли, качественно повысить результаты разработок и предложений, существенно сократить объем экспериментальных исследований или полностью их исключить, что дает возможность значительно снизить затраты материальных ресурсов, денежных средств и времени на отработку возможных предложений. Следует добавить, что подобные модели теплофикационных турбоустановок обладают огромным потенциалом. Например, они могут быть дополнены подробным расчетом котельной установки (как впрочем и любого другого элемента тепловой схемы) и применяться для определения выбросов в окружающую среду с целью определения их негативного воздействия и изучения ряда других сопутствующих явлений, что позволяет моделировать их влияние на экологическую обстановку. А решив обратную задачу, что позволяют сделать методы математического моделирования, в перспективе можно использовать эту программу для проведения диагностики и мониторинга состояния основного и вспомогательного оборудования. Кроме этого, отдельные теоретические результаты являются определенным вкладом в общую теорию таких наук, как теория турбомашин и моделирование теплоэнергетических систем и представляют методологическую основу для создания моделей турбоустановок других типов.

## Условные обозначения и сокращения

Обозначения:

$\Delta$  – разность параметров;

$H_i$  – использованный теплоперепад;

$y$  – степень влажности;

$v$  – удельный объем;

$\tau$  – температура сетевой воды;

$G$  – массовый расход теплоносителя;

$Q$  – расход теплоты;

$N$  – мощность;

$q$  – удельный расход теплоты на выработку электрической энергии;

$q_{\text{доп}}$  – удельное изменение расхода теплоты при изменении выработки электроэнергии;

$a_{\text{вл}}$  – коэффициент учета влажности;

$k_{\text{сеп}}$  – коэффициент учета сепарции;

Сокращения:

ВТИ – Всероссийский теплотехнический институт;

УГТУ-УПИ – Уральский государственный технический университет-УПИ;

ЦКТИ – Центральный котлотурбинный институт (г. Санкт-Петербург);

ВятГУ – Вятский государственный университет;

ЛМЗ – Ленинградский металлический завод;

УТМЗ – Уральский турбомоторный завод;

ТЭЦ – тепловая электроцентраль;

ГРЭС – государственная районная электрическая станция;

РД – регулирующая диафрагма;

ЧНД – часть низкого давления;

ЧСД – часть среднего давления;

ЦВД – цилиндр высокого давления;

ПВД – подогреватель высокого давления;

ПНД – подогреватель низкого давления;

ПСГ – подогреватель сетевой воды горизонтальный;

ПСГ-1 – подогреватель сетевой воды горизонтальный (нижний);

ПСГ-2 – подогреватель сетевой воды горизонтальный (верхний);

ПТУ – паротурбинная установка;

ПВК – пиковый водогрейный котел;

Э – экономия;

отб – отбор;

max – максимальный;

min – минимальный;

## Список литературы

1. Алексеева Р. Н. Расчет на ЭВМ осесимметричного течения в ступени ЦНД паровой турбины / Р. Н. Алексеева, М. С. Индурский, Ю. В. Ржезников // Теплоэнергетика. - 1976. - № 1. - С. 28-31.
2. Алексеева Р. Н. Сравнение расчета осесимметричного течения в ЦНД паровой турбины с данными натурных исследований / Р. Н. Алексеева, М. С. Индурский, В. П. Лагун, Л. Л. Симою, Ю. В. Ржезников // Теплоэнергетика. - 1984. - № 4. - С. 32-36.
3. Алексо А. И. Паровые теплофикационные турбины и пути их дальнейшего совершенствования / А. И. Алексо, Г. Б. Баринберг // Теплоэнергетика. - 1993. - № 5. - С. 5-10.
4. Аминов Р. З. Градиентный метод распределения нагрузок на ТЭЦ с использованием множителей Лагранжа / Р. З. Аминов, В. З. Аминов // Известия вузов. Энергетика. - 1979. - № 2. - С. 106-109.
5. Андрющенко А. И. Оптимизация тепловых циклов и процессов ТЭС / А. И. Андрющенко, А. В. Змачинский, В. А. Понятое. - М. : Высшая школа, 1974. – 280 с.
6. Андрющенко А. И., Аминов Р. З. Оптимизация режимов работы и параметров тепловых электростанций : учебное пособие для студентов теплоэнергетических специальностей вузов. - М. : Высш. школа, 1983. – 255 с.
7. Арзуманов А. М. Многорежимная оптимизация проточной части паровой турбины с учетом изменения параметров тепловой схемы / А. М. Арзуманов, К. Л. Лапшин // Теплоэнергетика. - 2003. - № 12.-С. 68-70.
8. Арзуманов А. М. Оптимизация проточной части паровой турбины с учетом изменения параметров тепловой схемы / А. М. Арзуманов, К. Л. Лапшин // Теплоэнергетика. - 2002. - № 6. - С. 70-73.
9. Аэродинамика проточной части паровых и газовых турбин / под ред. И. И. Кириллова. - М., 1958. - 247 с.
10. Байбиков А. С. Инженерный комплекс программ синтеза проточных частей для трехмерного расчета течения в турбомашинах / А. С. Байбиков,

В. М. Шмидт // Теплоэнергетика. - 1999. - № 11. - С. 68-71.

11. Баранов В. А. Влияние высоты и некоторых режимных параметров на экономичность турбинной ступени при работе на влажном паре / В. А. Баранов, В. В. Пряхин, О. П. Кустов // Теплоэнергетика. - 1965. - № 2. - С. 29-32.
12. Баринберг Г.Д. Паровые турбины ЗАО УТЗ для перспективных проектов ПГУ / Г.Д. Баринберг, А.Е. Валамин, А.Ю.Култышев // Теплоэнергетика. - 2009. - № 9. - С. 6-11.
13. Баринберг Г. Д. Повышение эффективности теплофикационных турбин : автореф. ... д-ра. техн. наук : / Баринберг Григорий Давыдович. - М., 1997. – 40 с.
14. Баринберг Г. Д. Тепловая экономичность турбины Т-100/120-130 на режимах работы по тепловому графику при наличии и отсутствии пропуска пара в ЦНД / Г. Д. Баринберг // Электрические станции. - 1990. - № 4. - С. 43-47.
15. Баринберг Г.Д. Энергетические характеристики новых теплофикационных паровых турбин ОАО «Турбомоторный завод» / Г. Д. Баринберг // Электрические станции. - 2003. - № 6. - С. 33-38.
16. Бененсон Е. И. Определение энергетических характеристик теплофикационных турбин с использованием ЭЦВМ / Е. И. Бененсон, Р. С. Резникова // Электрические станции. - 1972. - № 8. - С. 51-53.
17. Бененсон Е. И. Работа последних ступеней конденсационной турбины при малых объемных расходах пара / Е. И. Бененсон // Энергомашиностроение. - 1960. - № 12. - С. 33-36.
18. Бененсон Е. И. Теплофикационные паровые турбины / Е. И. Бененсон, Л. С. Иоффе. – М. : Энергоатомиздат, 1986. – 271 с.
19. Бененсон Е. И. Экономичное распределение нагрузки между турбинами / Е. И. Бененсон, М. А. Колесниченко, Р. С. Резникова // Электрические станции. - 1963. - № 8. - С. 70.
20. Богомолова Т. В. К вопросу о возникновении отрывных зон в турбинных ступенях большой веерности / Т. В. Богомолова // Теплоэнергетика. – 1975. - № 9. – С. 77-79.

21. Боровков В. М. Моделирование на персональном компьютере стационарных режимов работы ПТУ / В. М. Боровков, С. А. Казаров, А. Г. Кутахов, Н. И. Жук, С. Н. Романов // Теплоэнергетика. - 1991. - № 11. - С. 58-61.
22. Братута Э. Г. Влияние влажности пара на энергетические характеристики сопловых решеток с усиленным профилем / Э. Г. Братута, А. Ю. Ивановский // Сб. «Энергетическое машиностроение». - 1977. - вып. 23. - С. 63-67.
23. Бузин Д. П. Исследование температурных полей последних ступеней турбины при малом объемном расходе пара / Д. П. Бузин [и др.] // Теплоэнергетика. - 1970. - № 2. - С. 20-24.
24. Буров А. Г. Применение симплексного метода для оптимального распределения нагрузок между агрегатами ТЭЦ / А. Г. Буров, И. Б. Цоколаев, В. А. Слабиков // Известия вузов. Энергетика. - 1975. - № 7. - С. 106-110.
25. Водичев В. И. Совершенствование и улучшение технико-экономических показателей мощных турбин для ТЭЦ на органическом топливе / В. И. Водичев [и др.] // Теплоэнергетика. - 1986. - № 6. - С. 12-15.
26. Волков Н. И. Исследование работы турбинных отсеков на переменных режимах / Н. И. Волков [и др.] // Известия вузов. Энергетика. - 1969. - № 7. - С. 45-51.
27. Волков О. Д. Теплофикационные паровые турбины Ленинградского металлического завода / О. Д. Волков, Ю. Н. Неженцев, Ф. А. Лиснянский // Теплоэнергетика. - 1984. - № 12. - С. 10-15.
28. Вольфсон И. М. Энергетические характеристики турбинной ступени при частичных нагрузках / И. М. Вольфсон, М. З. Кривошей, А. О. Лопатицкий, Л. А. Озернов // Теплоэнергетика. - 1982. - № 8. - С. 39-41.
29. Вульман Ф. А. Математическое моделирование тепловых схем паротурбинных установок на ЭВМ / Ф. А. Вульман, А. В. Корягин, М. З. Кривошей. - М. : Машиностроение, 1985. - 112 с.
30. Вульман Ф. А. Расчет тепловых схем теплофикационных турбоустановок на ЭЦВМ / Ф. А. Вульман, Е. И. Бененсон, Г. Ф. Меклин, Б. С. Сычев // Теплоэнергетика. - 1970. - № 1. - С. 46-48.
31. Вульман Ф. А. Тепловые расчеты на ЭВМ теплоэнергетических установок /

- Ф. А. Вульман, Н. С. Хорьков. - М. : Энергия, 1975. – 200 с.
32. Гиршфельд В. Я. Оптимизация режимов работы теплофикационных турбин / В. Я. Гиршфельд, Г. В. Микулич, С. Р. Папикян, В. М. Акименкова // Теплоэнергетика. - 1989. - № 12. - С. 45-46.
33. Гнесин В. И. Численное решение прямой задачи расчета трехмерного тунсзвукового потока в турбинной ступени / В. И. Гнесин // Теплоэнергетика. - 1982. - № 11. - С. 35-39.
34. Гоголев И. Г. Исследование турбинной ступени с регулирующей диафрагмой / И. Г. Гоголев, В. Т. Перевезенцев, В. В. Тарасов // Теплоэнергетика. - 1974. - № 1. - С. 46-49.
35. Гоголев И. Г. Режимы работы околоотборных ступеней и двухступенчатых отборных отсеков теплофикационных паровых турбин / И. Г. Гоголев // Изв. вузов. Энергетика. - 1981. - № 11. - С. 57-62.
36. Головин В. А. Методика исследования моделей последних ступеней турбин на влажном паре / В. А. Головин, А. И. Занин, В. Ф. Казинцев // Теплоэнергетика. - 1965. - № 3. - С. 71-75.
37. Голуб А. Ф. Продление срока эксплуатации и повышение экономичности стареющих ТЭС с поперечными связями (методика принятия решений и их реализация на примере Новгородской ТЭЦ) : автореф. ... канд. техн. наук : / Голуб . – М., 2002. – 40 с.
38. Горнштейн В. М. Методика расчета наивыгоднейшего распределения нагрузки между агрегатами ТЭЦ / В. М. Горнштейн // Электрические станции. - 1962. - № 8. - С. 2-7.
39. Горнштейн В. М. Методика расчета оптимального режима и характеристик тепловой электростанции / В. М. Горнштейн, А. В. Пономарев // Труды ВНИИЭ. - 1972. - вып. 40. - С. 31—51.
40. Гречаниченко Ю. В. О работе турбинной ступени на переменном режиме / Ю. В. Гречаниченко, М. Я. Грабовский // Теплоэнергетика. - 1976. - № 5. - С. 20-22.
41. Гуторов В. Ф. Направления повышения эффективности работы теплофикационных турбин / В. Ф. Гуторов, Л. Л. Симою, Е. И. Эфрос,

- С. И. Панферов // Теплоэнергетика. - 2000. - № 12. - С. 29-34.
42. Гуторов В. Ф. Пути повышения экономичности паротурбинных установок ТЭЦ / В. Ф. Гуторов, Л. Л. Симою, Е. И. Эфрос // Теплоэнергетика. - 2001. - № 6. - С. 32-37.
43. Дейч М. Е. Исследование и расчеты ступеней осевых турбин / М. Е. Дейч, Б. М. Трояновский. – М. : Машиностроение, 1964. – 628 с.
44. Дейч М. Е. Исследование потока в турбинных решетках при нерасчетных углах входа. Пульсационные характеристики течения / М. Е. Дейч, Ладжпат Рай // Теплоэнергетика. - 1983. - № 5. - С. 41-46.
45. Дейч М. Е. Исследование решеток и ступеней турбин на конденсирующемся и влажном паре / М. Е. Дейч, О. А. Поваров, А. В. Куршаков, А. Н. Троицкий // Известия АН СССР. Сер. Энергетика и транспорт. - 1988. - № 2. - С. 123-133.
46. Дейч М. Е. Структура и характеристики пленочных течений в сопловых решетках турбин / М. Е. Дейч, О. А. Поваров, А. Н. Троицкий, А. С. Федоров // Известия АН СССР. Сер. Энергетика и транспорт. - 1991. - № 2. - С. 110-122.
47. Дейч М. Е. Экспериментальные температурные характеристики поверхностей сопловых лопаток во влажном паре / М. Е. Дейч, О. А. Поваров, А. Н. Троицкий, А. В. Куршаков // Известия АН СССР. Сер. Энергетика и транспорт. - 1990. - № 3. - С. 110-121.
48. Емин О. Н. Приближенный метод расчета характеристик ступеней турбины в области глубоконерасчетных режимов / О. Н. Емин, Г. Н. Лысенко // Теплоэнергетика. - 1973. - № 3. - С. 19-22.
49. Ермашов Н. Н. Исследование газодинамических параметров потока в промежуточной ступени ЦНД мощной паровой турбины / Н. Н. Ермашов, И. К. Терентьев, В. Б. Сандовский, Н. Н. Мозгов // Теплоэнергетика. - 1971. - № 2. - С. 24-27.
50. Завадовский А. М. Некоторые вопросы исследования решеток турбинных профилей / А. М. Завадовский, А. Л. Беркович // Теплоэнергетика. - 1965. - № 10. - С. 63-68.
51. Завадовский А. М. Термодинамические особенности процесса расширения

- влажного пара в турбинах / А. М. Завадовский, А. Л. Беркович // Теплоэнергетика. - 1967. - № 3. - С. 9.
52. Зайцев А. И. Математическая модель паровой турбины для решения прямых и обратных задач расчета тепловой схемы ТЭЦ / А. И. Зайцев, Л. А. Левин, Е. А. Митновицкая // Теплоэнергетика. - 1989. - № 3. - С. 56-57.
53. Затуловский В. И. Оптимизация двухступенчатого подогрева воды при работе турбин с ухудшенным вакуумом / В. И. Затуловский, В. Г. Шошин, Б. Э. Капелович // Электрические станции. - 1976. - № 8. - С. 27-28.
54. Златопольский А. Н. Методические вопросы построения математических моделей режимов теплофикационных агрегатов / А. Н. Златопольский, А. Г. Зубкова, Н. Г. Челнокова // Известия вузов. Энергетика. - 1979. - № 4. - С. 56-62.
55. Зорин В. М. Реализация системного подхода в математической модели тепловой схемы турбоустановки / В. М. Зорин // Теплоэнергетика. - 1995. - № 1. - С. 43-48.
56. Иванов В. А. Расчет на ЭЦВМ тепловых схем мощных паротурбинных установок / В. А. Иванов, Б. Д. Мельников // Известия вузов. Энергетика. - 1974. - № 1. - С. 63-67.
57. Иванов В. А. Режимы мощных паротурбинных установок / В. А. Иванов. - Л. : Энергоатомиздат, Ленинград. отд-ние. - 1986. - 248 с.
58. Индурский М. С. Метод расчета осесимметричного потока в ЦНД паровой турбины / М. С. Индурский, Ю. В. Ржезников // Теплоэнергетика. - 1977. - № 10. - С. 17-22.
59. Индурский М. С. Оптимизация параметров последней ступени паровой турбины с учетом работы на переменных режимах / М. С. Индурский, Ю. В. Ржезников // Теплоэнергетика. - 1979. - № 3. - С. 43-48.
60. Иоффе Л. С. Эксплуатация теплофикационных паровых турбин / Л. С. Иоффе, В. В. Кортенко. – Екатеринбург : «Уральский рабочий», 2002. – 160 с.
61. Исследование модельного цилиндра низкого давления паровой турбины / И. К. Терентьев [и др.] // Теплоэнергетика. – 1981. - № 1. - С. 4-7.
62. Казинцев Ф. В. Исследование ступени паровой турбины с  $d/l=2,75$  /

- Ф. В. Казинцев, Б. М. Трояновский, А. И. Занин // Теплоэнергетика. – 1965. - № 1. - С. 35-39.
63. Капелович Б. Е. Расчет режимов работы ЧНД теплофикационных турбин при малых объемных пропусках пара / Б. Е. Капелович [и др.]// Известия вузов. Энергетика. - 1981. - № 3. - С. 62-67.
64. Качан А. Д. Оптимизация режимов и повышение эффективности работы паротурбинных установок ТЭС / А. Д. Качан. – Минск : Вышэйшая школа, 1985. – 176 с.
65. Качан А. Д. Расчет энергетических характеристик теплофикационных турбин с помощью ЭВМ / А. Д. Качан, А. М. Леонков, Н. В. Муковозчик // Сб. «Научные и прикладные проблемы энергетики». – Минск : Высшейшая школа. - 1974. - вып. 1. - С. 33-37.
66. Качан А.Д. Учет влияния начальных и конечных параметров пара при расчете энергетических характеристик теплофикационных турбин на ЭВМ / А. Д. Качан, А. М. Леонков, Н. В. Муковозчик, Т. Г. Нефедова, П. Н. Шишея // Сб. «Научные и прикладные проблемы энергетики». – Минск : Высшейшая школа. - 1976. - вып. 3. - С. 3-7.
67. Кириллов И. И. Вихревые структуры и движение влаги в турбин / И. И. Кириллов, Г. Г. Шпензер // Известия вузов. Энергетика. - 1983. - № 1. - С. 70-76.
68. Кириллов И. И. Изменение турбиной расхода пара или газа в зависимости от его начальных и конечных параметров / И. И. Кириллов // Аэродинамика проточной части паровых турбин : труды Бежицкого ин-та транспорт. машиностр. Вып.ХУ. Турбостроение. Кн.1; под ред. И. И. Кириллова. - М., 1955. - С. 61-70.
69. Кириллов И. И. Исследование потерь энергии в части низкого давления мощных паровых турбин / И. И. Кириллов // Теплоэнергетика. - 1963. - № 6. - С. 40-45.
70. Кириллов И. И. Исследование пространственной структуры потока на переменных режимах работы в ступенях большой веерности / И. И. Кириллов [и

др.] // Известия вузов. Энергетика. - 1974. - № 8. - С. 67-73.

71. Кириллов И. И. Особенности течения пара в турбинной ступени на режиме холостого хода / И. И. Кириллов, А. И. Носовицкий, В. Д. Рахманина // Энергомашиностроение. - 1968. - № 8. - С. 37-38.
72. Кириллов И. И. Проблема усовершенствования турбинных ступеней, работающих на влажном паре / И. И. Кириллов, Р. М. Яблоник // Теплоэнергетика. - 1962. - № 10. - С. 41-47.
73. Кириллов И. И. Работа турбинной ступени на режимах малых расходов / И. И. Кириллов, А. И. Кириллов, Л. П. Алексеев // Энергомашиностроение. - 1973. - № 7. - С. 39-40.
74. Кириллов И. И. Эффективность последних ступеней мощных паровых турбин на переменных режимах / И. И. Кириллов [и др.] // Теплоэнергетика. - 1973. - № 4. - С. 63-65.
75. Кирюхин В. И. Влияние влажности пара на экономичность многоступенчатой турбины / В. И. Кирюхин, В. В. Пряхин, А. З. Павловский, В. И. Дикарев // Теплоэнергетика. - 1972. - № 11. - С. 26-29.
76. Кирюхин В. И. Исследование структуры влажного пара в многоступенчатой турбине / В. И. Кирюхин, Г. А. Филиппов, О. А. Поваров, В. И. Дикарев // Теплоэнергетика. - 1976. - № 5. - С. 23-25.
77. Концепция технической политики ОАО РАО «ЕЭС России» / Приложение к протоколу заседания Правления ОАО РАО «ЕЭС России» от 11.04.2005 №1190пр. – Москва, 2005. – 56 с.
78. Косолапов Ю. С. Расчет осредненного осесимметричного потока идеального газа в ступенях турбомашин / Ю. С. Косолапов, Е. Ю. Проценко // Известия АН СССР. Сер. Энергетика и транспорт. - 1990. - № 6. - С. 141-145.
79. Косолапов Ю. С. Решение задачи об осесимметричном течении газа в венце турбомашин / Ю. С. Косолапов, Е. Ю. Проценко // Известия АН СССР. Сер. Энергетика и транспорт. - 1990. - № 4. - С. 105-113.
80. Крумм Л. А. К оптимизации режима ТЭС градиентным методом / Л. А. Крумм, А. А. Пунгас, Л. А. Трущелева // Известия АН СССР. Энергетика

в транспорт. - 1967. - № 6. - С. 9-20.

81. Куличихин В.В. Исследование переменных режимов работы ЦНД турбины типа Т-250/300-240 / В.В. Куличихин, В.В. Кудрявый, Б.В. Ломакин // Вестник Московского энергетического института. - 1994. - № 1. - С. 13-16.
82. Куличихин В.В. Совершенствование режимов эксплуатации ЦНД теплофикационных турбин / В.В. Куличихин, Э.И. Тажиев, С.Н.Иванов // Сб. трудов ВТИ. - 1989. - С. 14-21.
83. Куличихин В.В. Совершенствование режимов эксплуатации, тепловых схем и конструкций и разработка рекомендаций по повышению маневренности, надежности и экономичности турбоагрегатов / Автореферат дисс.д.т.н., 1995. - 42 с.
84. Куличихин В.В. Совершенствование режимов эксплуатации турбоагрегатов / В.В. Куличихин. - М.: Полиграфический Центр МЭИ, 2010. - 258 с.
85. Култышев А.Ю. Использование виртуальной аналоговой модели прогрева ротора паровой турбины / А.Ю. Култышев, В.Л. Похорилер // Научные труды VII отчетной конференции молодых ученых ГОУ ВПО УГТУ-УПИ, сб статей. - Екатеринбург: ГОУ ВПО УГТУ-УПИ. - 2005. - Ч.2. - С. 49-50.
86. Култышев А.Ю. Методика оптимизации технологии пуска паровой турбины / А.Ю. Култышев, В.Л. Похорилер // Научные труды X отчетной конференции молодых ученых ГОУ ВПО УГТУ-УПИ, сб. статей. - Екатеринбург: ГОУ ВПО УГТУ-УПИ. - 2006. - Ч.2. - С. 205-208.
87. Култышев А.Ю. Сравнительный анализ одномерного и двухмерного моделирования процесса прогрева высокотемпературных роторов турбин / А.Ю. Култышев, В.Л. Похорилер // Научные труды XI отчетной конференции молодых ученых ГОУ ВПО УГТУ-УПИ, сб. статей. - Екатеринбург: ГОУ ВПО УГТУ-УПИ. - 2007. - Ч.3. - С. 82-84.
88. Кульков Э. И. Исследование надежности некоторых паровых турбин при работе в резко переменных режимах / Э. И. Кульков, В. Б. Рубин // Теплоэнергетика. - 1973. - № 7. - С. 31-34.
89. Курносоев А. Т. Математическая модель прогнозирования на ЭВМ работы ТЭЦ / А. Т. Курносоев, А. Г. Царфана, Е. С. Климовских // Электрические

- станции. - 1974. - № 4. - С. 24-27.
90. Кутахов А. Г. Моделирование на ЭВМ статических и переходных режимов работы паротурбинных установок / А. Г. Кутахов, А. Е. Владимиров, Т. К. Микиашвили, С. И. Романов // Известия вузов. Энергетика. - 1990. - № 2. - С. 97-98.
91. Лагун В. П. Газодинамические исследования проточной части натурального Ц.Н.Д. турбины ВК-100-5 до и после модернизации / В. П. Лагун, Л. Л. Симою // Теплоэнергетика. - 1967. - № 12. - С. 17-24.
92. Лагун В. П. Натурные исследования выхлопного патрубка мощной паровой турбины / В. П. Лагун, Л. Л. Симою, Ю. З. Фрумин // Теплоэнергетика. - 1975. - № 2. - С. 31-35.
93. Лагун В. П. Особенности работы последних ступеней ЦНД на малых нагрузках и холостом ходу / В. П. Лагун [и др.] // Теплоэнергетика. - 1971. - № 2. - С. 21-24.
94. Лазутин И. А. Алгоритм расчета энергетических характеристик теплофикационных турбин / И. А. Лазутин, В. М. Эпштейн, Э. И. Кульков // Электрические станции. - 1990. - № 2. - С. 34-37.
95. Лапшин К. Л. О моделировании и оптимизации проточных частей тепловых турбин // К. Л. Лапшин // Теплоэнергетика. - 1983. - № 12. - С. 34-37.
96. Лапшин К. Л. Возможные пути повышения экономичности проточных частей паровых и газовых турбин / К. Л. Лапшин, Н. Н. Афанасьева, С. Ю. Оленников, В. Н. Садовничий, В. А. Черников // Теплоэнергетика. - 1993. - № 3. - С. 16-19.
97. Лапшин К. Л. К расчету окружной неравномерности параметров потока за рабочим колесом турбинной ступени / К. Л. Лапшин, Ю. В. Нахман, В. Н. Садовничий // Изв. вузов. Энергетика. - 1981. - № 7. - С. 49-52.
98. Лапшин К. Л. К расчету осевых тепловых турбин на переменных режимах / К. Л. Лапшин, В. Рисс // Теплоэнергетика. - 1992. - № 5. - С. 64-66.
99. Лапшин К. Л. Многорежимная оптимизация проточных частей осевых тепловых турбин / К. Л. Лапшин // Теплоэнергетика. - 1986. - № 1. - С. 56-57.

100. Левенталь Г. Б. Вопросы математического моделирования и комплексной оптимизации теплоэнергетических установок / Г. Б. Левенталь, Л. С. Попырин, В. Я. Рыжкин // Кибернетика и моделирование в энергетике. - М. : Наука, 1972. - С. 174-184.
101. Леонков А. М. Исследование потерь холостого вращения турбинной ступени / А. М. Леонков, В. К. Балабанович // Сб. «Научные и прикладные проблемы энергетике». – Минск : Высшая школа. - 1975. - вып. 2. - С. 3-6.
102. Леонков А. М. Исследование характеристик ступеней большой веерности при малых объемных пропусках пара / А. М. Леонков, А. Д. Качан, В. К. Балабанович, В. Г. Даценко, Н. В. Муковозчик // Сб. «Научные и прикладные проблемы энергетике». – Минск : Высшая школа. - 1974. – вып. 1. - С. 38-41.
103. Леонков А. М. К выбору расчетного режима ступеней части низкого давления теплофикационных турбин / А. М. Леонков, А. Д. Качан, И. И. Ковшик // Сб. «Научные и прикладные проблемы энергетике». – Минск : Высшая школа. - 1975. - вып. 2. - С. 6-11.
104. Ливчак В. И. Энергосбережение в системах централизованного теплоснабжения на новом этапе развития / В. И. Ливчак // Энергосбережение. - 2000. - № 2. - С. 4-9.
105. Мадоян А. А. Экономические показатели ТЭС при регулировании мощности / А. А. Мадоян, Ю. Н. Кучеров // Теплоэнергетика. - 2004. - № 2. - С. 64-67.
106. Межеричкий А. Д. Вентиляционные потери мощности в турбинной ступени / А. Д. Межеричкий // Энергомашиностроение. - 1962. - № 6. - С. 29-32.
107. Методы оптимизации режимов энергосистем / В. М. Горнштейн. - М. : Энергоиздат, 1981. – 336 с.
108. Методы применения электронно-вычислительных машин для оптимизации энергетических расчетов. - М. : Наука, 1964. – 320 с.
109. Овчинников Ю. В. Анализ и оптимизация технико-экономических и экологических параметров ТЭС : автореф. ... канд. техн. наук : / Овчинников . - Новосибирск, 1999. – 60 с.

110. Пекелис Г. Б. Получение пиковой мощности за счет отключения ПВД на ТЭЦ / Г. Б. Пекелис, В. И. Крамаренко // Теплоэнергетика. - 1970. - № 9. - С. 27-30.
111. Поляева Е.Н. Учебное пособие для слушателей, обучающихся в системе повышения квалификации по направлению паровые турбины. Под ред. А.Ю. Култышева. - Екатеринбург: ЗАО «УТЗ», 2011. - 230 с.
112. Пономарев В. Н. Исследование работы турбинной ступени на частичных нагрузках / В. Н. Пономарев // Энергомашиностроение. - 1976. - № 2. - С. 11-13.
113. Попырин Л. С. Автоматизация математического моделирования теплоэнергетических установок / Л. С. Попырин, В. И. Самусов, В. В. Эпельштейн. - М. : Наука, 1981. – 236 с.
114. Попырин Л. С. Математическое моделирование и оптимизация теплоэнергетических установок / Л. С. Попырин. - М. : Энергия, 1978. – 416 с.
115. Попырин Л. С. Методические вопросы построения математических моделей для оптимизации теплоэнергетических установок / Л. С. Попырин // Энергомашиностроение. - 1972. - № 9. - С. 3-5.
116. Попырин Л. С. Методы математического моделирования и оптимизации теплоэнергетических установок / Л. С. Попырин // Теплоэнергетика. - 1974. - № 5. - С. 16-20.
117. Применение математического моделирования при выборе параметров теплоэнергетических установок. - М. : Наука, 1966. – 176 с.
118. Проблемы энергосбережения в Кировской области: Сб. анал. записок. – Киров : Кировский обл. комитет гос. статистики, 2003. – 128 с.
119. Ржезников Ю. В. Метод решения обратной задачи для осесимметричного потока в направляющем аппарате турбомшины / Ю. В. Ржезников, М. С. Индурский // Теплоэнергетика. - 1970. - № 4. - С. 41-44.
120. Ржезников Ю. В. Оптимизация газодинамических параметров последней ступени паровой турбины / Ю. В. Ржезников, М. С. Индурский // Теплоэнергетика. - 1972. - № 4. - С. 79-81.
121. Рузанков В. Н. Методика распределения тепловых и электрических нагрузок между турбинами мощных отопительных ТЭЦ / В. Н. Рузанков //

Теплоэнергетика. - 1973. - № 6. - С. 80-82.

122. Рузанков В. Н. Универсальная характеристика для распределения нагрузок между крупными теплофикационными турбинами / В. Н. Рузанков // Электрические станции. - 1973. - № 8. - С. 12-17.
123. Рыжкин В.Я. Определение относительного изменения КПД паротурбинной установки методом эквивалентных теплопадений / В. Я. Рыжкин, А. М. Кузнецов // Теплоэнергетика. - 1965. - № 6. - С. 51-55.
124. Самойлович Г. С. Переменные и переходные режимы в паровых турбинах / Г. С. Самойлович, Б. М. Трояновский. - М. : Энергоиздат, 1982. – 496 с.
125. Сидулов М. В. Математическое моделирование и оптимизация режимов работы ТЭЦ / М. В. Сидулов, В. А. Мартынов, Н. Ю. Кудрявцев, Н. А. Зройчиков, Л. А. Воробьев, С. В. Лукин // Теплоэнергетика. - 1993. - № 10. - С. 21-25.
126. Симою Л. Л. Теплофикационные паровые турбины: повышение экономичности и надежности / Л. Л. Симою, Е. И. Эфрос, В. Ф. Гуторов, В. П. Лагун. – СПб : Энерготех, 2001. – 208 с.
127. Симою М. П. Оптимизационные методы математического моделирования на ЭЦВМ основного теплоэнергетического оборудования электростанций / М. П. Симою, П. Т. Резниковский, Ф. А. Вульман, Н. С. Хорьков // Кибернетика и моделирование в энергетике. - М. : Наука, 1972. - С. 184-190.
128. Сироткин Я. А. Аэродинамический расчет лопаток осевых турбомашин / Я. А. Сироткин. – М. : Машиностроение, 1972. - 448 с.
129. Соболев С. П. Некоторые результаты исследования работы ступеней низкого давления паровых турбин / С. П. Соболев, Т. М. Зильбер, Ю. В. Нахман, Ю. Ф. Косяк // Теплоэнергетика. - 1965. - № 9. - С. 56-60.
130. Соколов Е. Я. Методика расчета переменных режимов работы теплофикационных турбин с многоступенчатым подогревом сетевой воды / Е. Я. Соколов, В. С. Бунин, С. З. Литвина // Электрические станции. - 1970. - № 10. - С. 35-39.
131. Соколов Е. Я. Эксергический метод расчета показателей тепловой

- экономичности ТЭЦ / Е. Я. Соколов, В. А. Мартынов // Теплоэнергетика. - 1985. - № 1. - С. 49-52.
132. Троицкий А. Н. Эффективность турбинной ступени в условиях высокой степени влажности пара / А. Н. Троицкий, О. А. Поваров // Теплоэнергетика. - 1988. - № 2. - С. 65-67.
133. Трояновский Б.М. Турбины для атомных электростанций. – М.: Энергия, 1978. – 232 с.
134. Трояновский Б. М. Анализ влияния параметров турбинной ступени большой верности на устойчивость ее работы / Б. М. Трояновский, Т. В. Богомолова // Теплоэнергетика. - 1976. - № 12. - С. 40-44.
135. Трояновский Б. М. О влиянии влажности на экономичность паровых турбин / Б. М. Трояновский // Теплоэнергетика. - 1978. - № 10. - С. 28-33.
136. Трояновский Б. М. Практический метод расчета пространственного потока в ступени турбомшины / Б. М. Трояновский // Теплоэнергетика. - 1963. - № 10. - С. 28-29.
137. Трояновский Б. М. Пути повышения экономичности паровых турбин. Ч.1 / Б. М. Трояновский // Теплоэнергетика. - 1993. - № 5. - С. 39-46.
138. Трояновский Б. М. Расчет турбинных проточных частей, работающих на влажном паре / Б. М. Трояновский, М. С. Индурский, Л. Л. Симою, Ю. В. Ржезников, В. П. Лагун // Теплоэнергетика. - 1985. - № 7. - С. 28-32.
139. Трояновский Б. М. Совершенствование проточных частей паровых турбин / Б. М. Трояновский // Теплоэнергетика. - 1996. - № 1. - С. 10-17.
140. Трояновский Б. М. Экономичность паровых турбин и паротурбинных установок / Б. М. Трояновский, А. Д. Трухний // Теплоэнергетика. - 1980. - № 5. - С. 10-16.
141. Фадеев И. П. Исследование эрозионноопасных капельных потоков в проточной части паровой турбины / И. П. Фадеев, В. М. Боровков // Известия вузов. Энергетика. - 1974. - № 8. - С. 79-83.
142. Филиппов Г.А., Поваров О.А., Пряхин В.В. Исследования и расчеты турбин влажного пара. – М.: Энергия, 1973. – 232 с.

143. Филиппов Г. А. Анализ работы ступеней турбин при малых отношениях  $u/c_0$  / Г. А. Филиппов, В. В. Пряхин, В. Науман // Теплоэнергетика. - 1967. - № 6. - С. 6-8.
144. Филиппов Г. А. Исследование процессов конденсации в турбинной ступени / Г. А. Филиппов, Л. И. Селезнев, О. А. Поваров, И. В. Гордеева // Теплоэнергетика. - 1974. - № 9. - С. 63-66.
145. Филиппов Г. А. Исследование энергетических и расходных характеристик кольцевых турбинных решеток, работающих на влажном паре / Г. А. Филиппов, О. А. Поваров, В. И. Дикарев, А. И. Никольский, А. В. Семенюк // Теплоэнергетика. - 1980. - № 11. - С. 39-44.
146. Филиппов Г. А. К расчету расходных характеристик сопловых аппаратов / Г. А. Филиппов, В. В. Пряхин // Теплоэнергетика. - 1965. - № 11. - С. 29-34.
147. Филиппов Л. А. Исследование работы группы ступеней / Л. А. Филиппов, В. Н. Сапожников // Теплоэнергетика. - 1966. - № 9. - С. 74-78.
148. Флос С. Л. Расчет на ЭВМ тепловой характеристики и расходов пара и теплоты на турбину при фактических условиях работы турбоагрегатов Т-50-130 и Т-100-130 ТМЗ / С. Л. Флос, В. К. Жалялетдинова, Л. В. Напольских // Электрические станции. - 1988. - № 11. - С. 14-20.
149. Флос С. Л. Расчет на ЭЦВМ тепловых характеристик паровых турбинных установок / С. Л. Флос, М. И. Трембач // Электрические станции. - 1983. - № 4. - С. 28-31.
150. Фошко Л. С. Оптимальное распределение нагрузок между турбоагрегат. в тепловых электростанции с помощью ЭВМ / Л. С. Фошко [и др.] // Электрические станции. - 1979. - № 4. - С. 58-62.
151. Хлебалин Ю. М. Эксергический метод распределения нагрузки между различными типами турбин и котлов ТЭЦ / Ю. М. Хлебалин, М. В. Тенькаев // Известия вузов. Энергетика. - 1974. - № 12. - С. 56-60.
152. Хорохов В. В. О наивыгоднейшем распределении нагрузок между турбоагрегатами ТЭЦ / В. В. Хорохов // Электрические станции. - 1971. - № 2. - С. 50-52.

153. Шапиро Г.А. Повышение эффективности работы ТЭЦ. – М.:Энергоиздат, 1981. – 200 с.
154. Шапиро Г. А. Исследование работы последних ступеней теплофикационной турбины при различных объемных расходах пара / Г. А. Шапиро, Ю. В. Захаров, В. П. Лагун, Л. Л. Симою, И. И. Бойко, Е. И. Эфрос // Теплоэнергетика. - 1976. - № 7. – С. 65-68.
155. Шапиро Г. А. Комбинированный моторный режим работы турбин / Г. А. Шапиро, Е. И. Эфрос // Участие теплофикационных турбин в переменных режимах энергосистем : сб. науч. тр. под ред. Е. Р. Плоткина. - М. : Энергоатомиздат, 1983. - С. 71-74.
156. Шапиро Г. А. Получение дополнительной мощности при ступенчатом подогреве воды в конденсаторах и сетевых подогревателях / Г. А. Шапиро // Участие теплофикационных турбин в переменных режимах энергосистем : сб. науч. тр.; под ред. Е. Р. Плоткина. - М. : Энергоатомиздат, 1983. - С. 75-80.
157. Шапиро Г. А. Получение дополнительной мощности теплофикационных турбин / Г. А. Шапиро // Теплоэнергетика. - 1983. - № 1. - С. 31-35.
158. Шапиро Г. А. Результаты натурных исследований переменных режимов работы ЧНД теплофикационной турбины / Г. А. Шапиро, В. П. Лагун, Л. Л. Симою, Е. И. Эфрос, Ю. В. Захаров // Теплоэнергетика. - 1976. - № 10. - С. 31-34.
159. Шапиро Г. А. Экспериментальное исследование потерь мощности на трение и вентиляцию в турбине УТМЗ типа Т-50-130 / Г. А. Шапиро [и др.] // Теплоэнергетика. - 1972. - № 1. - С. 63-66.
160. Шапиро Г. А. Эффективность перевода теплофикационных турбин в режим работы по электрическому графику / Г. А. Шапиро, Е. И. Эфрос // Теплоэнергетика. - 1980. - № 12. - С. 40-42.
161. Шашков О. К. Расчет переменных режимов ТЭС с паротурбинными установками на основе метода теплогидравлических цепей / О. К. Шашков, В. О. Шашков // Теплоэнергетика. - 2004. - № 4. - С. 67-71.
162. Шерстобитов И. В. К вопросу о влиянии режимных факторов на

- экономичность теплофикационных турбин / И. В. Шерстобитов, М. Б. Щепакин, В. В. Романенко // Известия вузов. Энергетика. - 1976. - № 2. - С. 57-61.
163. Шнеэ Я. И. Особенности работы турбинной ступени с малым  $l/d$  в режимах малых нагрузок / Я. И. Шнеэ [и др.] // Теплоэнергетика. - 1971. - № 1. - С. 39-42.
164. Шнеэ Я. И. Экспериментальное исследование частичных режимов работы турбинных ступеней / Я. И. Шнеэ, В. Н. Пономарев, Л. Н. Быстрицкий // Энергомашиностроение. - 1977. - № 11. - С. 10-14.
165. Шубенко-Шубин Л. А. Аналитический метод оптимизации параметров последней ступени при минимуме потерь энергии с выходной скоростью / Л. А. Шубенко-Шубин, В. Ф. Познахирев, Ю. П. Антипцев, А. А. Тарелин // Теплоэнергетика. - 1976. - № 7. - С. 61-65.
166. Шубенко-Шубин Л. А. Оптимизация кинематических характеристик пространственного потока в последних ступенях мощных паровых турбин / Л. А. Шубенко-Шубин, Ю. П. Антипцев // Энергомашиностроение. - 1977. - № 5. - С. 11-13.
167. Щегляев А. В. Паровые турбины / А. В. Щегляев. - М. : Энергия, 1976. – 368 с.
168. Эфрос Е. И. Повышение эффективности теплофикационных турбоустановок / Е. И. Эфрос, В. Ф. Гуторов, Л. Л. Симою, Б. Б. Калинин, Н. В. Баталова // Электрические станции. - 2003. - № 12. - С. 39-46.
169. Эфрос Е. И. Экономичность и надежность мощных теплофикационных турбин и пути их повышения : дис. ... д-ра техн. наук : 05.04.12 / Эфрос Евгений Исаакович. – Киров, 1998. – 351 с.
170. Эфрос Е. И. Экономичность и надежность мощных теплофикационных турбин и пути их повышения : автореф. ... д-ра. техн. наук : 05.04.12 / Эфрос Евгений Исаакович. – Москва, 1998. – 40 с.
171. Эфрос Е. И. Эффективность использования теплофикационных турбоустановок в переменной части графиков тепловых и электрических нагрузок / Е. И. Эфрос, В. Ф. Гуторов, Л. Л. Симою, В. М. Сущих //

Теплоэнергетика. - 2002. - № 6. - С. 2-8.

172. Эффективность частичного обвода ПСГ по сетевой воде при регулировании электрической нагрузки энергоблоком Т-250/300-240 / Е.Т.Ильин, Б.В.Ломакин, В.В.Куличихин и др. // Электрические станции. -1999. - № 11. - С. 24-28.
173. Яблоник Р. М. Исследование течение влажного пара в направляющих каналах паровых турбин / Р. М. Яблоник, В. В. Лагерев // Теплоэнергетика. - 1963. - № 11. - С. 55-60.
174. Яковлев Б. В. Повышение эффективности систем теплофикации и теплоснабжения / Б. В. Яковлев. - Мн. : Адукацыя І выхаванне, 2002. – 448 с.

## Приложение

Алгоритм построения математической модели на примере  
турбоустановки Т-50-130

Математическая модель теплофикационной паротурбинной установки Т-50-130 представляет собой совокупность формул, уравнений, неравенств, логических условий, операторов и т.д., отражающие как общие физические законы, так и различные эмпирические и полуэмпирические зависимости между различными параметрами объекта, теоретическая форма которого неизвестна или слишком сложна. В целом эти зависимости достаточно точно количественно и качественно описывают наиболее важные свойства моделируемого объекта. Краткое содержание основного модуля программы (материальные и энергетические балансы, система невязок, содержание основных процедур расчета) представлено ниже.

Первоначально определяются все параметры пара на входе в турбину в зависимости от давления  $p_o$  и температуры  $t_o$  по таблицам теплофизических свойств пара. Аналогично находятся параметры на выходе из ЦВД (после 9 ступени).

Записывается характеристика регулирующей ступени и всех остальных промежуточных отсеков по единому алгоритму, представленному соответствующей функцией.

Для **расчета регулирующей ступени** используются полиномы, вид которых определяется по ее характеристике и зависит от расхода пара через нее.

Порядок расчета всех **промежуточных отсеков** универсален и зависит от параметров пара на входе ( $p_o, h_o$ ) и давления на выходе ( $p_2$ ).

$$1. v_o = f(p_o, h_o)$$

$$2. s_o = f(p_o, v_o)$$

$$3. h_{2T} = f(s_o, p_2)$$

$$4. H_o = h_o - h_{2T}$$

$$5. h_{2p} = h_o - H_o \eta^*$$

$$6. v_{2p} = f(p_2, h_{2p})$$

7. Расходная характеристика: если  $\frac{p_2}{p_o} \geq \frac{\sigma}{p_2 v_{2p}}$ , то

$$G = \frac{\alpha p_o}{\sqrt{p_o v_o}} \sqrt{1 - \left( \frac{p_2}{p_o} - \frac{\sigma}{p_2 v_{2p}} \right)^2}, \text{ иначе } G = \frac{\alpha p_o}{\sqrt{p_o v_o}}.$$

8. Мощностная характеристика: если  $G v_{2p} \leq (Gv)_o$ , то п.9., иначе п.10.

9. Если  $H_o \geq 0$ , то  $H_i = H_o \eta^* - \frac{c}{Gv_{2p}}$ , иначе  $H_i = -\frac{c}{Gv_{2p}}$

$$10. (Gv)_{кр} = F_{л} \sqrt{k p_2 v_{2p}} \cdot 10^3$$

$$\text{Если } Gv_{2p} \leq (Gv)_{кр}, \text{ то } h_{вых} = \frac{1}{2000} \left[ (Gv_{2p}/F_{л})^2 + u^2 - \frac{2Gv_{2p}u\sqrt{F_{т}^2 - F_{л}^2}}{F_{л}F_{т}} \right],$$

$$H_i = H_o \eta^* - h_{вых},$$

$$\text{иначе } (Gv)_{пр} = F_{т} \sqrt{k p_2 v_{2p}} \cdot 10^3.$$

11. Если  $Gv_{2p} \leq (Gv)_{пр}$ , то п.12, иначе п.13

12. Подбор  $p_{г}$  в интервале  $p_2 \leq p_{г} \leq p_o$ .

а) Задаемся и уточняем  $p_{гi}$ :

$$h_{2т}^г = f(s_o, p_{г});$$

$$H_o^г = h_o - h_{2т}^г$$

$$h_{т} = h_o - H_o^г \eta^*$$

$$v_{г} = f(p_{г}, h_{г})$$

$$K_{г} = f(p_{г}, h_{г})$$

$$Gv_{г} = F_{л} \sqrt{k p_{г} v_{г}} \cdot 10^3 \rightarrow p_{г \text{ нов}} = \frac{(Gv_{г})^2}{F_{л}^2 k v_{г}}$$

$$\Delta = p_{г \text{ нов}} - p_{г}$$

$$б) F_2 = \frac{Gv_{2p}}{\sqrt{kp_{\tau}v_{\tau} \cdot 10^3 + 2000(h_{\tau} - h_{2p})}};$$

$$h_{\text{вых}} = \frac{1}{2000} \left[ \left( Gv_{2p}/F_2 \right)^2 + u^2 - \frac{2Gv_{2p}u\sqrt{F_{\tau}^2 - F_2^2}}{F_2 F_{\tau}} \right]$$

$$13. H_i = H_o \eta^* - h_{\text{вых}}$$

14. Подбор  $p_{\text{пр}}$  в интервале  $p_2 \leq p_{\text{пр}} \leq p_o$

Задаемся и уточняем  $p_{\text{пр}i}$ :

$$h_{2\tau}^{\text{пр}} = f(s_o, p_{\text{пр}});$$

$$H_o^{\text{пр}} = h_o - h_{2\tau}^{\text{пр}}$$

$$h_{\text{пр}} = h_o - H_o^{\text{пр}} \eta^*$$

$$v_{\text{пр}} = f(p_{\text{пр}}, h_{\text{пр}})$$

$$K_{\text{пр}} = f(p_{\text{пр}}, h_{\text{пр}})$$

$$p_{\text{пр нов}} = \frac{(Gv_{\text{пр}})^2}{F_{\tau}^2 K_{\text{пр}} v_{\text{пр}} \cdot 10^3}$$

$$\Delta = p_{\text{пр нов}} - p_{\text{пр}}$$

$$15. H_i = H_o \text{пр} \eta^* - \frac{K_{\text{пр}} p_{\text{пр}} v_{\text{пр}} + u^2}{2000}$$

$$16. \text{Если } y_{2p} > 0 \text{ (влажный пар), то } H_{i\text{в}} = H_i \left( 1 - a \frac{y_o + y_{2p}}{2} \right)$$

$$\text{При } Gv_{2p} = (Gv)_{\text{пр}} \rightarrow F_2 = F_{\tau}.$$

Далее считается отсек ЧНД (24-25 ступени) в зависимости от давления и энтальпии пара до отсека и давления, степени влажности после. Этот расчет включает нахождение расхода пара через закрытую РД ЧНД, определение степени открытия РД (от 0 до 1 включительно любое значение), определение

давление за РД ЧНД с учетом реальной расходной характеристики отсека, полученной расчетно-экспериментальным путем.

Далее следует расчет расходов на передние и задние уплотнения во всех точках, а также расход в конденсатор.

### Утечки из проточной части

#### 1. Штоки РК ЦВД

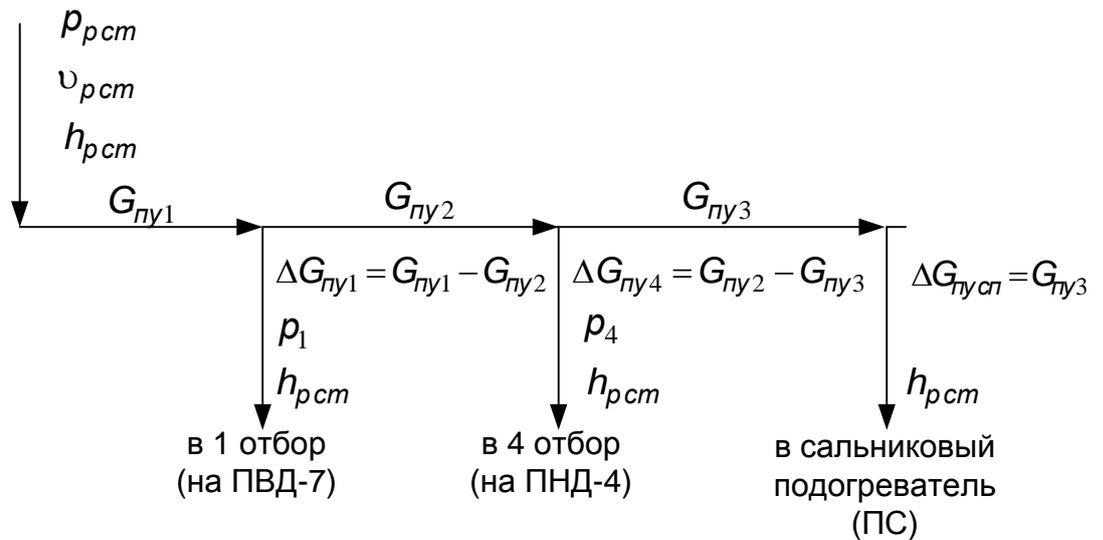
$$G_{ум} = \frac{\alpha_{ум} p_o}{\sqrt{\rho_o v_o}}, \text{ кг/с,}$$

где  $p_o$ ,  $v_o$  - давление (кПа) и удельный объем ( $\text{м}^3/\text{кг}$ ) свежего пара;

$\alpha_{ум} = 6,944 \cdot 10^{-4} \cdot K_{ум}$ , где  $K_{ум}$  - задается внешне.

#### 2. Переднее уплотнение ЦВД

Из камеры  
регулирующей ступени



$$G_{пу1} = \frac{\alpha_{пу1}}{\sqrt{\rho_{рст} v_{рст}}} \sqrt{p_{рст}^2 - p_1^2}, \text{ где } \alpha_{пу1} = 2,8 \cdot 10^{-3} \cdot K_{пу1},$$

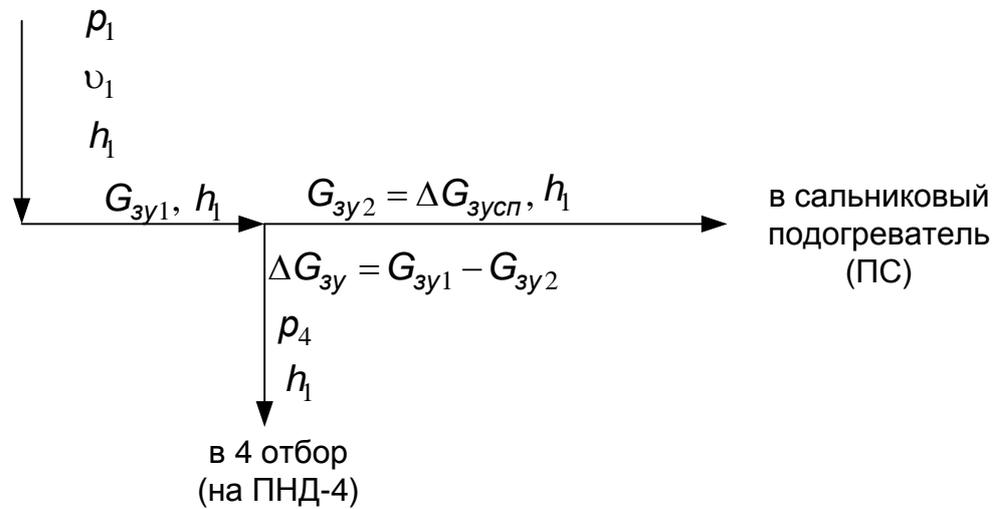
$$G_{пу2} = \frac{\alpha_{пу2}}{\sqrt{\rho_{рст} v_{рст}}} \sqrt{p_1^2 - p_4^2}, \text{ где } \alpha_{пу2} = 3,6 \cdot 10^{-3} \cdot K_{пу2},$$

$$G_{пу3} = \frac{\alpha_{пу3} p_4}{\sqrt{\rho_{рст} v_{рст}}}, \text{ где } \alpha_{пу3} = 5,5 \cdot 10^{-3} \cdot K_{пу3},$$

где  $K_{пу1}$ ,  $K_{пу2}$ ,  $K_{пу3}$  - задается внешне (базовое значение 1).

### 3. Заднее уплотнение ЦВД и переднее уплотнение ЦСД

Из выхлопа ЦВД  
(за 9 ступенью, 1 отбор)



$$G_{3y1} = \frac{\alpha_{3y1}}{\sqrt{\rho_1 \nu_1}} \sqrt{\rho_1^2 - \rho_4^2}, \text{ где } \alpha_{3y1} = 8 \cdot 10^{-3} \cdot K_{3y1},$$

$$G_{3y2} = \frac{\alpha_{3y2}}{\sqrt{\rho_1 \nu_1}} \rho_4, \text{ где } \alpha_{3y2} = 13,5 \cdot 10^{-3} \cdot K_{3y2},$$

где  $K_{3y1}, K_{3y2}$  - задается внешне (базовое значение 1).

### 4. Заднее уплотнение ЦНД

Сухой насыщенный пар из деаэратора (при давлении в нем  $\rho_0$ ) - в конденсатор:

$$G_{зук}^{ЦНД} = 0,097 \cdot K_{зук}^{ЦНД}, \text{ кг/с,}$$

где  $K_{зук}^{ЦНД}$  - задается внешне (базовое значение 1).

В очередном блоке расчетов находятся расходы через все подогреватели высокого и низкого давления с учетом всех переключателей и направлений потоков.

Подогреватели (регенеративные (высокого и низкого давления) и сетевые) рассчитываются по общим формулам:

$$\rho_{под} = \sqrt{\rho_{отб}^2 - G_{отб}^2 \rho_{отб} \nu_{отб} / \alpha_{отб}^2},$$

где  $p_{отб}$ ,  $v_{отб}$  - давление и удельный объем пара в камере отбора, кПа, м<sup>3</sup>/кг;

$p_{под}$  - давление в подогревателе;

$G_{отб}$  - расход пара из отбора в подогреватель, кг/с;

$\alpha_{отб}$  - задается для каждого подогревателя отдельно.

Потери в трубопроводе принимаются равными 3-5%.

Далее считается общий расход через конденсатный насос. Если он получается меньше минимально возможного расхода через насос, то включается рециркуляция из линии основного конденсата и таким образом восполняется потеря дренажа.

Для питательного насоса принимается  $\Delta h_{пн} = 29,65 \text{ кДж/кг}$ .

Просчитываются условия питания деаэратора (от постороннего источника, из 2 отбора, из 3 отбора - штатная схема). Составляется уравнение массового баланса деаэратора, а также уравнения массового баланса по всей проточной части. Для деаэратора записывается массовый баланс всех входящих и выходящих потоков воды и пара.

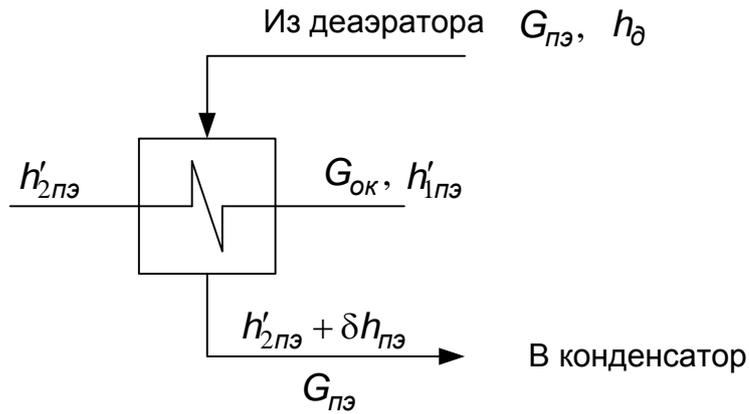
Записываются тепловые и массовые балансы конденсатора, определяются потери теплоты в нем.

Определяются параметры по отборам 5,6,7 с учетом отвода влаги (5 отбор - вода отводится в ПНД-3, 6 отбор - вода отводится в ПНД-2 и ВСП).

Далее следует продолжение массового баланса.

Определяется расход пара в конденсатор, пароохладитель основных эжекторов, сальниковый охладитель, подогреватель сальниковый, рециркуляция.

### Пароохладитель основных эжекторов (ПЭ)

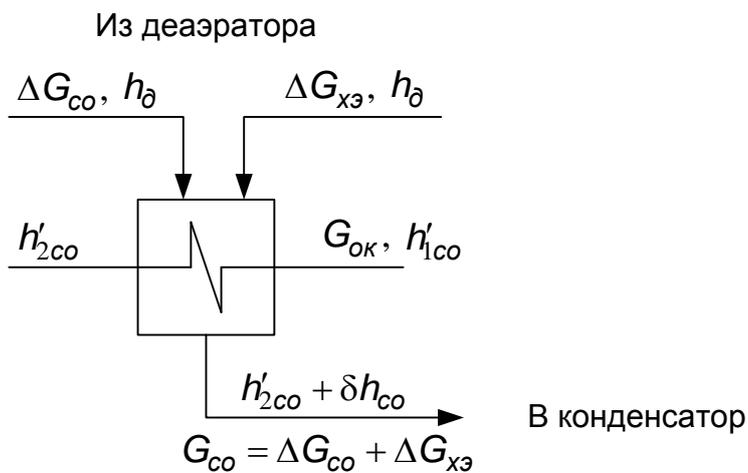


$$G_{пэ} = 0,22 \cdot \kappa_{пэ}^{\delta}, \text{ кг/с,}$$

где  $\kappa_{пэ}^{\delta}$  - задается внешне (базовое значение 1),

$$\delta h_{пэ} = 21 \text{ кДж/кг.}$$

### Сальниковый охладитель (СО)



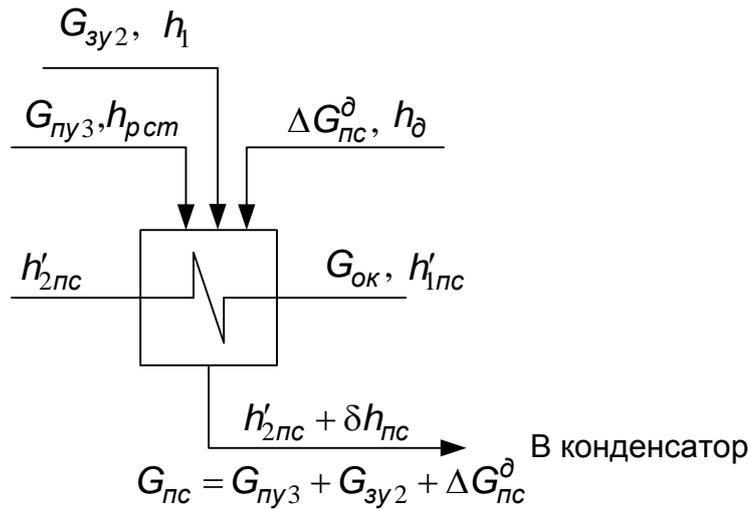
$$\Delta G_{со} = 0,125 \cdot \kappa_{со}, \text{ кг/с,}$$

$$\Delta G_{хэ} = 0,11 \cdot \kappa_{хэ}, \text{ кг/с,}$$

$$\delta h_{со} = 21 \text{ кДж/кг,}$$

$\kappa_{со}, \kappa_{хэ}$  - задается внешне (базовое значение 1).

### Сальниковый подогреватель (ПС)



$\Delta G_{пс}^{\delta} = 0,14 \cdot K_{пс}^{\delta}$ , кг/с - из деаэрата (сухой насыщенный пар),

$K_{пс}^{\delta}$  - задается внешне (базовое значение 1),

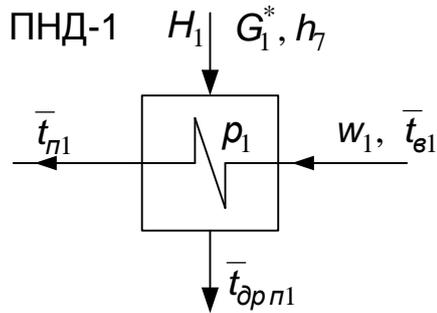
$\delta h_{пс} = 21$  кДж/кг.

Аналогично записываются все массовые балансы в конденсаторе, деаэраторе, на линии рециркуляции и по всей проточной части, определяются параметры насыщения в деаэраторе и в конденсаторе.

С учетом положения переключателя дренажа ВСП (НСП) в линию основного конденсата или в НСП (или в конденсатор) определяются соответствующие расходы.

Считается нижний сетевой подогреватель, верхний сетевой подогреватель, ПНД-1, смеситель  $G_H$ , ПНД-2, смеситель  $G_{\epsilon}$ , ПНД-3, ПНД-4, деаэратор, питательный насос, ПВД-5, ПВД-6, ПВД-7, нижний сетевой подогреватель, верхний сетевой подогреватель.

В качестве примера расчета регенеративных подогревателей ниже показан подробный расчет подогревателя ПНД-1.



$$\delta \bar{t}_1 = f(G_1)$$

$$\bar{t}_{п1} = t_s - \delta t$$

Если  $\bar{t}_{п1} < \bar{t}_{с1}$ , то  $\bar{t}_{п1} = \bar{t}_{с1}$

$$Q_{ПНД1} = \frac{H_1}{100} w_1 (\bar{t}_{п1} - \bar{t}_{с1})$$

$$\bar{t}_{п1} = \bar{t}_{с1} + \frac{Q_{ПНД1}}{w_1}$$

$$\bar{t}_{дрп1} = \bar{t}_{п1} + \delta t_1$$

$$G_1^* = \frac{Q_{ПНД1}}{h_7 - \bar{t}_{дрп1}}$$

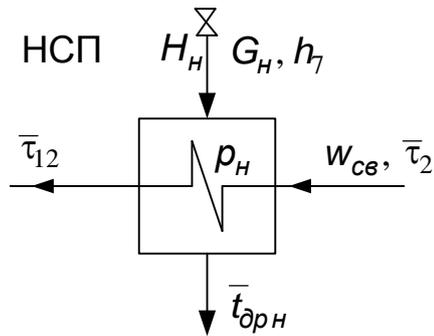
$$Q_{G_1} = G_1 \cdot h_7$$

$$Q_{дрп1} = G_1 \cdot \bar{t}_{дрп1}$$

Если пар сухой или отбора пара нет (задвижки закрыты) или коэффициент сепарации равен нулю, то параметры пара после камеры отбора и в канале отбора равны параметрам пара на входе в отбор, в других случаях определяется тепло, отводимое в отбор в результате сепарации, энтальпия после отбора и все параметры пара на входе в ПНД-1 и НСП.

Аналогично тепловые и массовые балансы записываются для остальных подогревателей (ПНД-2, смеситель  $G_H$ , смеситель  $G_S$ , ПНД-3, ПНД-4, ПВД-5, ПВД-6, ПВД-7).

В качестве примера расчета сетевых подогревателей ниже показан подробный расчет нижнего сетевого подогревателя **НСП**.



Функция определения относительного температурного напора ПСГ в зависимости от расхода воды и температуры на входе.

$$\delta \bar{t}_H = f(w_{св}; \tau_2), \quad \bar{\tau}_2 = f(\tau_2), \quad \bar{\tau}_{12} = \frac{t_{SH} + \delta \bar{t}_H \bar{\tau}_2}{1 + \delta \bar{t}_H}$$

$$Q_{НСП} = \frac{H_H}{100} w_{св} (\bar{\tau}_{12} - \bar{\tau}_2)$$

Если  $Q_{НСП} < 0$ , то  $Q_{НСП} = 0$

$$t_{\partial p_H}^* = \bar{\tau}_{12} + \delta \bar{t}_H (\bar{\tau}_{12} - \bar{\tau}_2)$$

$$G_H^* = \frac{Q_{НСП}}{h_7 - t_{\partial p_H}^*}$$

$$\bar{\tau}_{12} = \bar{\tau}_2 + \frac{Q_{НСП}}{w_{св}}$$

Определяются теплоперепады по всей проточной части и соответственно мощности всех отсеков. Дополнительно находятся энтальпии потери тепла добавочной воды, потери тепла в конденсаторе.

Зная все это, не составляет труда найти общие затраты тепла на турбину по уравнению теплового баланса.

Вставка периода отладки - записываются в виде системы уравнений все невязки по расходам через все отсеки, невязки по энтальпии в подогревателях, невязки по давлению в конденсаторе.

В результате расчетов определяются теплоперепады по проточной части и мощности отсеков, суммируя которые определяется мощность всей турбоустановки. Далее записывается функция определения потери мощности на клеммах генератора в зависимости от внутренней мощности:  $N_g = f(N_i)$ .