

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

На правах рукописи

**ИГЛИН ПАВЕЛ ВИКТОРОВИЧ**

**СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ СИСТЕМЫ ЭКСПЛУАТАЦИОННОГО  
КОНТРОЛЯ КОНДЕНСАТОРА ПАРОТУРБИНОЙ УСТАНОВКИ НА  
ОСНОВЕ УТОЧНЕНИЯ МЕТОДИКИ РАСЧЕТА  
КИСЛОРОДОСОДЕРЖАНИЯ КОНДЕНСАТА**

05.04.12 – Турбомашины и комбинированные турбоустановки

Диссертация на соискание ученой степени  
кандидата технических наук

Научный руководитель:  
доктор технических наук, доцент  
Шемпелев Александр Георгиевич

Киров – 2016

## Оглавление

Введение .....	4
Глава 1. Аналитический обзор результатов исследований по повышению деаэрации основного конденсата и химически обессоленной воды в конденсаторах паровых турбин и постановка задачи исследований .....	10
1.1. Особенности работы конденсационных установок теплофикационных турбин в переменных режимах .....	10
1.2. Обзор методик расчета труднорастворимых газов в конденсате на выходе из конденсатора .....	14
1.3. Обзор методик получения характеристик конденсаторов теплофикационных турбоустановок .....	20
1.4. Системы диагностики конденсационных установок .....	30
1.5. Выводы по результатам обзора по теме диссертации .....	32
1.6. Постановка задач исследований .....	33
Глава 2. Выбор расчетной методики для проведения расчетных исследований и разработка уточненной физико-математической модели теплового расчета конденсатора ПТУ .....	35
2.1. Выбор расчетной методики конденсационной установки .....	35
2.2. Разработка уточненной методики теплового расчета конденсационной установки и физико-математической модели на ее основе .....	39
2.3. Методика введения физико-математической модели конденсатора в физико-математическую модель турбоустановки .....	48
2.4. Верификация физико-математической модели на основе экспериментальных данных .....	60
2.5. Выводы по второй главе .....	64
Глава 3. Сопоставление расчетных и нормативных характеристик конденсаторов паротурбинных установок .....	65
Глава 4. Разработка методики расчета равновесных содержаний кислорода в конденсате на выходе из конденсатора паровой турбины .....	73
4.1. Разработка расчетных методик равновесного содержания кислорода в конденсате .....	73
4.2. Расчетные исследования конденсатора конденсационной турбоустановки К-210-130 .....	79
4.3. Расчетные исследования конденсатора теплофикационной турбоустановки Т-110/120-130 .....	96

4.4. К вопросу о возрастании кислорода в конденсате с увеличением тепловой нагрузки .....	102
4.5. Выводы по четвертой главе .....	106
Глава 5. Экспериментальная проверка методик расчета равновесных содержаний кислорода в конденсате на выходе из паротурбинных установок.....	108
5.1. Методика обработки экспериментальных данных.....	108
5.2. Обработка эксплуатационных данных по содержанию кислорода в конденсате на выходе из конденсаторов турбоустановок К-210-130 ЛМЗ....	110
5.3. Обработка эксплуатационных данных по содержанию кислорода в конденсате на выходе из конденсаторов турбоустановок ПТ-60-130/13 ЛМЗ .....	116
5.4. Обработка эксплуатационных данных по содержанию кислорода в конденсате на выходе из конденсаторов турбоустановок Т-110/120-130 ТМЗ .....	126
5.5. Методики определения присосов воздуха под уровень конденсата .....	137
5.6. Оценка целесообразности проведения мероприятий по повышению деаэрирующей способности конденсаторов паротурбинных установок.....	142
5.7. Выводы по пятой главе .....	146
Заключение.....	149
Список сокращений и условных обозначений .....	152
Список литературы .....	155
Приложение 1. Алгоритм физико-математической модели конденсатора.....	165
Приложение 2. Технические характеристики конденсатора 200-КЦС-2 турбоустановки К-210-130 .....	166
Приложение 3. Блок-схема расчета кислородосодержания.....	167
Приложение 4. Тепловая схема турбоустановки ПТ-60-130/13 ЛМЗ Сормовской ТЭЦ.....	168
Приложение 5. Тепловые схемы конденсаторов турбоустановок Т-110/120-130	169
Приложение 6. Справка об использовании результатов диссертационной работы от ВятГУ .....	171
Приложение 7. Справка о внедрении на Кировской ТЭЦ-4.....	172

## Введение

**Актуальность работы.** Целью энергетической стратегии России является создание инновационного и эффективного энергетического сектора. Одной из задач для достижения этой цели является комплексная модернизация и развитие источников энергоснабжения. Это может быть достигнуто или путем строительства новых объектов с применением современных технологий, или путем модернизации и корректировки режимов работы действующего оборудования ТЭС (тепловых электростанций). Конденсационная установка (КУ) – это важная подсистема паротурбинной установки (ПТУ) ТЭС. При понижении давления и температуры отработавшего пара в конденсаторе снижается количество теплоты, передаваемое холодному источнику, повышается мощность, вырабатываемая турбиной, и возрастает экономичность цикла в целом.

Кроме того, КУ отводится роль деаэратора первой ступени, то есть в процессе ее эксплуатации должно быть обеспечено установленное нормами содержание коррозионно-активных газов в конденсате, поступающем в тракт регенеративного подогрева турбоустановки. Превышение этих норм ведет к повышенной активности коррозионных процессов в тракте от конденсатора до деаэратора.

**Степень разработанности темы исследования.** Разработки методик расчета кислородосодержания конденсата отражены в работах таких авторов как: Шемпелев А.Г., Гришук И.К., Промыслов А.А., Кирш А.К. и др. В работах указанных авторов были предложены расчетные зависимости для определения содержания кислорода в конденсате, но в большинстве случаев с невысокой точностью. Также в этих работах не рассматривался вопрос применения методик расчета для анализа эксплуатационных данных с целью выявления причин повышенного кислородосодержания.

**Объект исследования.** Конденсационная установка паротурбинной установки ТЭС.

**Целью настоящей работы** является повышение эффективности эксплуатационного контроля конденсатора паротурбинной установки на основе уточнения методики расчета кислородосодержания конденсата.

Для достижения цели поставлены следующие **задачи**:

1. Разработка уточненной физико-математической модели конденсатора, позволяющей получить его характеристики при конденсации паровоздушной смеси и чистого пара при переменных присосах воздуха в любом режиме работы турбоустановки.

2. Верификация уточненной физико-математической модели на базе экспериментальных данных, а также с помощью нормативных характеристик конденсаторов турбоустановок различных типов.

3. Разработка уточненной методики, позволяющей оценивать раздельное влияние на давление пара в конденсаторе величины присосов воздуха и загрязнения его трубной системы в любых реальных режимах работы ПТУ.

4. Разработка уточненной методики расчета для определения кислородосодержания конденсата на выходе из конденсатора паротурбинной установки. И проведение ее экспериментальной проверки на базе эксплуатационных данных ГРЭС и ТЭЦ.

5. Разработка методики определения наличия присосов воздуха под уровень конденсата, поступающего в конденсатор с постоянно действующими дренажами.

6. Предложение перечня мероприятий по повышению деаэрирующей способности конденсаторов теплофикационных ПТУ, рассмотрение технико-экономической целесообразности использования этих мероприятий.

**Научная новизна работы** заключается в следующем:

1. Предложена уточненная методика поверочного расчета конденсатора, которая позволяет получить его характеристики при конденсации чистого пара и при конденсации пара из паровоздушной смеси для всех режимов его работы.

2. Разработана физико-математическая модель конденсатора на основе уточненной методики и проведена ее верификация с использованием экспериментальных данных, полученных на турбоустановках различных типов.

3. Выполнено сопоставление нормативных и расчетных характеристик конденсаторов различных типов. Предложен единый подход к построению нормативных характеристик с помощью разработанной физико-математической модели КУ ПТУ.

4. Предложена методика определения наличия присосов воздуха под уровень конденсата, основанная на сравнении фактического значения содержания кислорода в конденсате в напорной линии конденсатных насосов с расчетным значением этого содержания, полученного по фактическому переохлаждению конденсата на днище конденсатора.

5. Выявлено, что при нормативных присосах воздуха в вакуумную систему равновесное кислородосодержание конденсата на выходе из конденсатора, соответствующее нормам ПТЭ (20 мкг/кг), возможно только в режимах его работы при расходах пара в конденсатор больше граничных (более 50% от номинального расхода) и температурах охлаждающей воды, равной или большей расчетной для данного типа конденсатора.

#### **Теоретическая и практическая значимость работы.**

Теоретическая значимость работы заключается в расширении знаний о механизме деаэрации конденсата в КУ и уточнении методики расчета кислородосодержания конденсата во всем диапазоне изменения рабочих параметров КУ.

Практическая значимость заключается в том, что результаты выполненной работы позволяют решать практические задачи, направленные на повышение эффективности и надежности работы КУ. Разработанные методики расчетов и физико-математические модели позволяют уменьшить объем испытаний на натурном оборудовании ТЭЦ при разработке новых технических решений и могут использоваться при разработке мониторинговых систем как вновь разрабатываемых КУ, так и существующих установок.

Результаты исследований используются на Кировской ТЭЦ-4 [Приложение 7]. Разработанные с участием автора физико-математические модели и программы для ЭВМ используются в учебном процессе ВятГУ [Приложение 6].

Предложенные мероприятия по повышению деаэрирующей способности конденсаторов теплофикационных ПТУ при внедрении на ТЭС будут способствовать повышению эффективности и надежности работы оборудования.

**Методы исследования.** В диссертационной работе использовались методы регрессионного анализа, методы численных расчетов и исследования с использованием математических моделей.

**Личный вклад автора** определяется постановкой цели и задач исследования; разработкой уточненной методики расчета КУ; разработкой уточненной методики расчета равновесных содержаний кислорода в конденсате; проведением численных расчетов, анализе и обобщении полученных результатов по деаэрации конденсата в конденсаторах турбоустановок различных типов, сопоставлении расчетных данных с экспериментальными; подготовке основных публикаций по выполненной работе.

**На защиту выносятся следующие результаты:**

1. Физико-математическая модель конденсатора на основе уточненной методики поверочного расчета конденсатора, позволяющей получить его характеристики при конденсации чистого пара и при конденсации пара из паровоздушной смеси при переменных присосах воздуха в любом режиме работы турбоустановки.

2. Результаты сопоставления нормативных и расчетных характеристик конденсаторов различных типов, на основе которых предложен единый подход к построению нормативных характеристик с помощью разработанной физико-математической модели.

3. Уточненная методика определения равновесных содержаний кислорода в конденсате на выходе из конденсатора паротурбинной установки.

4. Уточненная методика, позволяющая оценивать отдельное влияние загрязнений трубной системы и величины присосов воздуха на давление в конденсаторе в любых реальных режимах работы ПТУ.

5. Результаты расчетных исследований деаэрирующей способности конденсаторов конденсационной и теплофикационной турбоустановок в переменных

режимах, проведенных с помощью предложенной физико-математической модели и уточненной методики определения равновесных содержаний кислорода в конденсате на выходе из конденсатора ПТУ.

6. Результаты анализа причин повышенных содержаний кислорода в конденсате на базе эксплуатационных данных по турбоустановкам Т-110/120-130.

7. Методика определения присосов воздуха под уровень конденсата, основанная на сравнении фактического значения содержания кислорода в конденсате в напорной линии конденсатных насосов и расчетного значения этого содержания, полученного по фактическому переохлаждению конденсата на днище конденсатора.

**Достоверность и обоснованность полученных результатов** обеспечивались применением современных методов теоретических исследований; использованием известных методик для статистической обработки экспериментальных данных; хорошим совпадением результатов расчетов по методикам автора с экспериментальными данными автора и других исследователей. Установлена корректность разработанных физико-математических моделей, их адекватность, что обусловлено качественным и количественным совпадением авторских результатов с эксплуатационными данными ТЭС.

#### **Апробация результатов работы.**

Основные положения диссертационной работы докладывались и обсуждались на Международной научно-технической конференции студентов, аспирантов, ученых «Энерго- и ресурсосбережение в теплоэнергетике и социальной сфере» (Челябинск, 2013 год), Всероссийской ежегодной научно-практической конференции «Общество, Наука, Инновации» (Киров, 2012–2016 годы), VII Международной научной конференции молодых ученых «Электротехника, Электротехнология, Энергетика» (Новосибирск, 2015 год), заседаниях кафедры «Теплотехника и гидравлика» Вятского государственного университета. Методики и разработанные математические модели используются в научно-исследовательских работах и учебном процессе на кафедре теплотехники и гидравлики ВятГУ.

**Публикации.**

Основные результаты диссертационной работы представлены в десяти печатных работах, включая три статьи в рецензируемых научных журналах из перечня ВАК Минобрнауки России и семь тезисах докладов научно-технических конференций. Получены также два свидетельства на регистрации программы ЭВМ.

# **Глава 1. Аналитический обзор результатов исследований по повышению деаэрации основного конденсата и химически обессоленной воды в конденсаторах паровых турбин и постановка задачи исследований**

## **1.1. Особенности работы конденсационных установок теплофикационных турбин в переменных режимах**

В зависимости от режима эксплуатации теплофикационной турбоустановки количество пара, поступающего в конденсатор, изменяется в широких пределах от номинального (расчетного) до 4–6% от номинального. В соответствии с расходом пара изменяется давление в конденсаторе и величина температурного напора, что отражено в нормативных характеристиках, представляющих собой зависимости давления и температурного напора в конденсаторе от расхода в него пара при различных расходах охлаждающей воды и ее температурах на входе в конденсатор.

При разработке и реализации мероприятий, направленных на повышение эффективности эксплуатации конденсатора, в первую очередь необходимо учитывать особенности процессов теплообмена, происходящих в нем. В связи с этим, используя результаты исследований [1–8] и эксплуатационные данные, применительно к конденсаторам теплофикационных ПТУ можно выделить следующее.

Присутствие воздуха в конденсирующемся паре приводит к увеличению термического сопротивления передачи теплоты от конденсирующегося пара к стенке за счет образования дополнительного слоя с повышенным содержанием воздуха.

Со снижением паровой нагрузки конденсатора происходит перераспределение паровых нагрузок между зонами интенсивной конденсации и воздухоохлади-теля за счет увеличения последней, при этом уменьшается коэффициент

теплопередачи, отнесенный к общей поверхности теплообмена [1]. В этом случае большая часть пара конденсируется на первых рядах трубок трубных пучков, а внутри трубных пучков, в нижней части конденсатора и в области регенеративного подогрева под трубным пучком образуются зоны с повышенным содержанием воздуха.

В режимах малых паровых нагрузок (соответствующих закрытой регулирующей диафрагме части низкого давления (РД ЧНД)), наиболее характерных для КУ теплофикационных ПТУ, зона интенсивной конденсации пара в конденсаторах уменьшена до минимума и увеличена зона воздухоохладителя. В этих условиях наблюдаются повышенные величины недогревов воды до температуры насыщения (до  $10^{\circ}\text{C}$  и более), а переохлаждение конденсата превышает  $5^{\circ}\text{C}$  при нагреве охлаждающей воды на  $3\text{--}4^{\circ}\text{C}$ .

Как отмечено в работах [9, 10], существует связь между давлением в конденсаторе и давлением всасывания эжектора, которая при малых расходах пара в конденсатор оказывает существенное влияние на процессы тепло- и массообмена, протекающие в нем.

Из-за малой производительности основного эжектора, особенно при повышенных присосах воздуха, происходит увеличение давления в конденсаторе из-за скопившегося в нем воздуха [11]. А значит температура насыщения, соответствующая парциальному давлению пара, в этих условиях будет значительно отличаться от температуры, определенной по давлению в конденсаторе. В данном случае давление системы «конденсатор-эжектор» будет определяться эжектором. Таким образом, важной задачей является поиск решений по согласованию характеристик конденсаторов и основных эжекторов, обеспечивающих минимальное влияние эжектора на характеристику конденсатора.

При малых расходах пара в конденсатор для обеспечения конденсации пара в охладителях основных эжекторов, эжекторах уплотнений и сальниковом подогревателе турбоустановки, с помощью клапана рециркуляции, установленного после этих аппаратов, часть основного конденсата направляется обратно в конденсатор. Конденсат рециркуляции вводится, как правило, над трубными пучками

конденсатора, что вызывает формирование дополнительной водяной пленки на поверхностях теплообмена, способствующей образованию дополнительного термического сопротивления теплопередачи от пара к охлаждающей воде. Кроме того, в горловину конденсатора производится ввод добавочной химически обессоленной воды.

Как отмечено в [12–14], в периоды работы турбоустановок с полностью закрытыми РД ЧНД ступени цилиндра низкого давления работают в вентиляционном режиме, что приводит к образованию вихрей и обратных токов паровой среды в последних ступенях и выходном патрубке. Существование вихрей и обратных токов способствует обмену энергией между горячими массами, циркулирующими в ступенях, и более холодными массами паровоздушной смеси в конденсаторе. Результаты проведенных ранее газодинамических исследований и исследований режимов работы турбинных ступеней части низкого давления в режимах их работы с закрытой и уплотненной РД ЧНД [15] позволяют предположить, что циркулирующая в выходном патрубке среда оказывает влияние на процессы тепло- и массообмена, происходящие в конденсаторе.

Указанные выше особенности эксплуатации КУ теплофикационных ПТУ создают в трубных пучках конденсатора условия для насыщения конденсата и вводимых в конденсатор водяных потоков воздухом. К этим условиям относятся:

- низкие температуры охлаждающей воды в отопительный период ввиду малых ее нагревов в конденсаторе;
- высокое парциальное давление воздуха в расширенной зоне воздухоохладителя;
- несоответствие характеристик основного эжектора характеристике конденсатора;
- ухудшенная регенерация конденсата под трубным пучком;
- высокая степень переохлаждения конденсата на холодных поверхностях.

В то же время правилами технической эксплуатации [16] установлены нормы содержания растворенных агрессивных газов (кислорода и углекислого газа) на выходе из конденсаторов паровых турбоустановок независимо от режимов их

работы. Так для турбоустановок со щелочным водным режимом, получающим пар от прямоточных или барабанных котлов с давлением выше 10 МПа, содержание кислорода в конденсате не должно превышать 20 мкг/кг. Такая же норма установлена при эксплуатации паротурбинных установок в США [17].

Эксплуатационные данные многих ТЭЦ показывают, что наиболее тяжелые условия в отношении поддержания кислородосодержания в нормативных пределах возникают в конденсаторах теплофикационных турбин при их эксплуатации в отопительный период, когда малые пропуски пара в конденсатор сочетаются с низкой температурой охлаждающей воды. Вдобавок, теплофикационные турбоустановки имеют расширенную вакуумную систему, включающую в себя сетевые и регенеративные подогреватели, что повышает вероятность появления дополнительных присосов воздуха, поступающих в конденсатор. Еще одной причиной повышения содержания кислорода в конденсате могут быть присосы воздуха в трубопроводы дренажей, заведенных под уровень конденсата в конденсатосборник и на вход конденсатных насосов.

Наличие повышенных, по сравнению с нормативными, содержаниями кислорода в конденсате многих турбоустановок отмечено практически всеми авторами [18–21], исследовавшими процессы деаэрации в конденсаторах, при этом наблюдаются повышенные концентрации меди и железа в питательной воде, что свидетельствует о коррозии тракта от конденсатора до деаэратора и выносе продуктов коррозии на теплообменные поверхности котлов.

Из описания особенностей эксплуатации КУ теплофикационных турбоустановок и имеющихся эксплуатационных данных следует, что при эксплуатации теплофикационных ПТУ существует проблема поддержания концентраций агрессивных газов, растворенных в конденсате, в заданных пределах и, тем самым, проблема обеспечения надежности и эффективности их эксплуатации.

Для решения этих проблем нужна надежная методика, позволяющая с учетом значительного количества факторов, влияющих на содержание растворенных газов в конденсате, выбрать необходимые воздействия, обеспечивающие минимальное их содержание.

Представляется, что в основу такой методики должны быть положены расчетные зависимости, позволяющие учесть влияние всех значимых параметров, определяющих деаэрирующую способность конденсатора.

## 1.2. Обзор методик расчета труднорастворимых газов в конденсате на выходе из конденсатора

В 60–80-х годах прошлого века Союзтехэнерго, Свердловэнерго, ЦКТИ, ВТИ, ПО КТЗ и другими организациями проведен ряд исследований, основной задачей которых являлось выявление источника и механизма попадания в пар и конденсат агрессивных газов, а также изучение распределения содержаний газов в паре и конденсате в разных частях конденсатора при различных режимах его работы.

Существует несколько подходов для расчета равновесного содержания кислорода – рассмотрим основные из них.

Так в работе [19] И. К. Гришук на основе закона Генри получил следующую зависимость для расчета равновесного содержания кислорода

$$C_{O_2} = 0,232 \cdot 10^3 \cdot \frac{P_k \cdot \varepsilon_0 \cdot \gamma_g}{H_k \cdot (z + 0,262\varepsilon_0)}, \quad (1.1)$$

где  $C_{O_2}$  – кислородосодержание конденсата (мг/л);

$P_k$  – давление паровоздушной смеси (ата);

$\varepsilon_0$  – начальное весовое содержание воздуха в паре;

$\gamma_g$  – удельный вес конденсата (Н/м<sup>3</sup>);

$H_k$  – константа Генри для водного раствора кислорода (ата);

$z$  – доля пара, оставшегося несконденсированным.

Он обратил внимание на то, что измеренные концентрации кислорода в основном конденсате в несколько раз превосходят равновесные, вычисленные по

зависимости (1.1). По мнению Гришука, конденсат, стекая по трубному пучку, механически захватывает часть воздуха из паровоздушной смеси, вследствие этого конденсат помимо растворенного воздуха содержит также большое количество нерастворенного воздуха в виде пузырьков, которые не успевают полностью выделиться до поступления в конденсатосборник. Данной ситуации соответствует режим работы конденсатора при пониженных паровых нагрузках, что также отметили Л. Д. Берман [2] и Г. Г. Шкловер [7].

Другая точка зрения высказывается в работах [20, 22, 23], авторы которых считают, что причиной насыщения конденсата воздухом при стекании его в трубном пучке является только абсорбция, которой способствует градиент парциального давления воздуха в пограничном слое и турбулизация пленки при стекании конденсата.

В работе [20] была получена следующая зависимость для расчета средних концентраций кислорода (1.2), которая после ряда преобразований может быть представлена в виде (1.3) [24]:

$$\overline{C_{жс}} = \frac{1}{G_k} \int_0^{G_k} C_{жсл} \cdot dG_k, \quad (1.2)$$

$$\overline{C_{O_2}^K} = 2,3 \cdot p_k \cdot \varepsilon_0 \cdot \varphi_{O_2} \cdot \lg \frac{1 + 0,623\varepsilon_0}{0,623\varepsilon_0}, \quad (1.3)$$

где  $G_k$  – суммарное количество конденсата, образующегося на поверхности  $F$ ;

$C_{жсл}$  – локальная равновесная концентрация растворенного в конденсате кислорода на элементе поверхности  $dF$ ;

$C_{жс}$  – средняя равновесная концентрация растворенного газа в удаляемом конденсате;

$p_k$  – давление в конденсаторе (ата);

$\varepsilon_0$  – начальное значение содержания воздуха в паре (кг/кг);

$\varphi_{O_2}$  – коэффициент растворимости кислорода в воде (мг·с/л·ат).

Результаты расчетов с использованием зависимости (1.3) показали, что также как и зависимость (1.1), она дает существенно заниженные значения средних концентраций кислорода.

Поскольку разность парциальных давлений воздуха и пара  $\Delta p$  нельзя измерить, то для ее оценки использовалась зависимость, которая связывает разность парциальных давлений  $\Delta p$  с удельной тепловой нагрузкой конденсатора, составом и скоростью паровоздушной смеси, давлением в конденсаторе и т. п. [20]. Согласно расчетам, выполненным авторами, при учете разности парциальных давлений локальные концентрации кислорода  $C_{O_2}$  увеличиваются в 1,5–3 раза, а значит, среднее значение содержания кислорода также увеличивается в 1,5–3 раза.

При неизменной воздушной плотности вакуумной системы можно приближенно считать, что  $G_{возд} = const$  при любом значении паровой нагрузки конденсатора. Тогда при уменьшении расхода пара в конденсатор  $D_k$  обратно пропорционально должно увеличиваться  $\varepsilon_0$ . Таким образом, при учете разности парциальных давлений  $\Delta p$ :

$$\overline{C_{O_2}} = 3 \cdot 2,3 \cdot p_k \cdot \varepsilon_0 \cdot \frac{D_{к.ном}}{D_k} \cdot \varphi_{O_2} \cdot \lg \left( 1 + \frac{1}{0,623 \varepsilon_0 \cdot \frac{D_{к.ном}}{D_k}} \right). \quad (1.4)$$

В работе [23] представлены результаты экспериментов по исследованию деаэрирующей способности вакуумного конденсатора. Исследования проводились с целью выяснения причин значительного превышения у многих конденсаторов фактически измеренного содержания кислорода в конденсате над содержанием, рассчитанным по формуле (1.4). По мнению авторов, характер зависимостей, полученных по формуле (1.4), соответствует экспериментальным данным для большого числа опытных конденсаторов. Указанные выводы были опровергнуты Берманом Л. Д. в работе [2]. Он считает, что авторы не учли тот факт, что конденсат не поступает напрямую на днище корпуса, а перемешивается при стекании в пучке, затем подогревается и деаэрируется по пути к конденсатосборнику. При этом

практически весь конденсат находится в контакте с паром, который содержит небольшое количество воздуха, что лишает оснований увеличения в три раза равновесной концентрации растворенного кислорода.

В рассмотренных источниках нет убедительно аргументированных данных, которые бы опровергли представление о значительной роли механического захвата конденсатом при его стекании в трубном пучке части воздуха, содержащегося в паровоздушной смеси.

Несколько иной подход к расчёту содержания растворенных газов в конденсате был предложен А. Г. Шемпелевым в работе [11]. Предложенная им методика основывалась на следующих предположениях:

- содержание растворенных газов в конденсате на выходе из конденсатора близко к равновесному, вычисленному по параметрам паровоздушной смеси в зоне регенеративного подогрева;
- при определении содержания растворенных газов в конденсате учитываются не присосы воздуха в конденсатор, а количество воздуха в паровоздушной смеси, находящееся над зеркалом конденсата на днище конденсатора;
- так как водяные потоки, подаваемые помимо трубного пучка, находятся в конденсаторе короткое время, то они не поглощают газ из окружающей среды. Поэтому равновесное газосодержание этих потоков на днище конденсатора можно вычислять по их параметрам на входе в конденсатор.

С учетом сделанных предположений и на основании закона Генри предложена следующая известная зависимость для расчета равновесных содержаний труднорастворимых газов в воде при контакте с паровоздушной смесью:

$$C_i^{жс} = \frac{C_i^2}{H_i} \cdot \frac{P_{см}}{1 - 0,378 \varepsilon_{возд}}, \quad (1.5)$$

где  $C_i^{жс}$  – массовая равновесная концентрация труднорастворимого компонента в жидкой фазе, мкг/кг;

$C_i^2$  – массовая доля компонента в составе смеси, мкг/кг;

$H_i$  – константа Генри  $i$ -го компонента при температуре смеси, кПа;

$p_{см}$  – давление смеси, кПа;

$\varepsilon_{возд}$  – массовое содержание воздуха в смеси:

$$\varepsilon_{возд} = \frac{1}{1 + 0,622 \cdot \frac{p_n}{p_{возд}}}, \quad (1.6)$$

где  $p_n$  и  $p_{возд}$  – парциальные давления пара и воздуха в зоне регенеративного подогрева, кПа.

Зная состав сухого воздуха, можно однозначно определить величину  $C_i^2$  для каждого его газового компонента в зависимости от  $\varepsilon_{возд}$ .

Таким образом, определение концентраций труднорастворимых газов в воде сводится к нахождению парциальных давлений пара ( $p_n$ ) и воздуха ( $p_{возд}$ ) в рассматриваемой зоне контакта паровоздушной смеси и воды.

В зону регенеративного подогрева могут поступать водяные потоки, содержащие существенное количество растворенных газов в соотношениях, которые отличаются от соответствующих значений в сухом воздухе. Когда такие потоки поступают в конденсатор, происходит выделение газов и паров во всем объеме жидкости. При этом внутри каждого образовавшегося пузырька при общем давлении смеси  $p_{см}$  ( $p_k$ ), равном давлению в конденсаторе  $p_k$ , парциальные давления пара  $p_n$  и воздуха  $p_{возд}$  будут отличными от соответствующих параметров в зоне регенеративного подогрева.

При равновесии парогазовой смеси внутри пузырька в воде с известной начальной концентрацией, на основании закона Генри получена зависимость для определения конечной концентрации кислорода в жидкой фазе потоков, поступающих на днище конденсатора:

$$C_i^{ж} = \frac{C_{i_0}^{ж} - C_i^{ж}}{H_i} \cdot \frac{p_k}{\mu_n \left( \sum_{i=1}^{i=n} \frac{1}{\mu_i} \cdot (C_{i_0}^{ж} - C_i^{ж}) + \frac{1}{\mu_n} \cdot \frac{\Delta i_g}{r} \right)} = \frac{C_i^2}{H_i} \cdot a, \quad (1.7)$$

где  $\Delta i_{\epsilon} = i_{\epsilon\epsilon} - i_{\epsilon}$  – разность энтальпий воды, определенных по температуре  $t_{1\epsilon}$  и температуре насыщения, соответствующей  $p_n^n$ , кДж/кг;

$r$  – удельная теплота парообразования, определенная по  $p_n^n$ , кДж/кг;

$C_i^z$  – равна разности начальной  $C_{i0}^{жс}$  и конечной  $C_i^{жс}$  концентрации компонента в жидкости, мкг/кг;

$p_n^n$  – парциальное давление пара в паровоздушном пузырьке, кПа:

$$p_n^n = \frac{\Delta i_{\epsilon}}{r} \cdot a; \quad (1.8)$$

для сухого насыщенного пара:

$$p_n^n = \varphi(i_{\epsilon}) = \varphi(i_{\epsilon\epsilon} - \Delta i_{\epsilon}). \quad (1.9)$$

Совместное решение уравнений (1.7), (1.8) и (1.9) позволяет определить равновесные концентрации труднорастворимых газов в водяных потоках, поступивших в конденсатор помимо трубного пучка. При этом должны быть заданы давление в конденсаторе  $p_k$ , начальная температура пароводяных потоков и исходные концентрации компонентов в жидкости  $C_{i0}^{жс}$ .

Результирующая концентрация компонента (кислорода или углекислого газа) может быть определена как средневзвешенная по расходам конденсата, стекающего с трубного пучка, и воды, подаваемой на днище конденсатора.

Таким образом, основной задачей при расчете содержания кислорода в конденсате является определение парциальных давлений пара и воздуха в зоне регенеративного подогрева конденсатора. Решение этой задачи расчетным путем возможно только при разработке соответствующей физико-математической модели конденсатора, позволяющей рассчитывать характеристики конденсатора при конденсации паровоздушной смеси и чистого пара.

Рассмотрим возможность получения таких характеристик.

### 1.3. Обзор методик получения характеристик конденсаторов теплофикационных турбоустановок

Интересующие нас зависимости давления в конденсаторе от параметров, определяющих процессы конденсации, могут быть получены принципиально двумя путями: использованием нормативных характеристик или расчетным путем по одной из существующих методик.

Нормативные характеристики конденсатора, как правило, разрабатываются на основе экспериментальных и расчетных данных, полученных для технически чистых конденсаторов при присосах воздуха в вакуумную систему близких к установленным правилами [16]. Указанные характеристики обычно представляются или в графической форме, или в виде аналитических зависимостей, полученных путем описания этих графических характеристик полиномом. Эти зависимости вполне адекватно описывают работу реального оборудования, но в ограниченном диапазоне основных режимных параметров. Они не учитывают раздельного влияния воздуха и загрязнения поверхностей теплообмена на процессы конденсации пара [11]. Кроме того, нормативные характеристики не учитывают в явном виде влияние фактических характеристик эжекторов на характеристики конденсатора, особенно в области малых расходов пара [11]. Тем не менее, нормативные характеристики в виде зависимостей давления пара в конденсаторе и величины недогрева от расхода в него пара ( $p_k = f(D_k), \delta t = f(D_k)$ ) в рамках условий их построения являются наиболее точным отражением процессов, происходящих в конденсаторе данного типа.

Проведенный обзор публикаций по разработке физико-математических моделей конденсаторов с использованием дифференциальных уравнений движения двумерного потока [25–28] показал, что решение этих уравнений носит приближенный характер. Это объясняется тем, что для решения системы уравнений для каждого рассматриваемого поперечного сечения требуется знать локальный коэффициент теплопередачи  $k_{\text{л}}$  и коэффициенты гидравлического сопротивления  $\xi$

для пучка и канала, определяемые по эмпирическим зависимостям. Кроме того, в расчетах не учитываются такие значимые факторы как взаимодействие конденсатора и эжектора, трехмерность парового потока, набегающего на трубный пучок, и ряд других факторов. Поэтому подобные модели широкого распространения не имеют.

Используемые в настоящее время инженерные тепловые расчеты конденсаторов основываются на определении среднего коэффициента теплопередачи  $k$  с помощью эмпирических зависимостей. При этом коэффициент теплопередачи относится ко всей поверхности теплообмена и к средней логарифмической разности температур пара и охлаждающей воды. Такой способ определения  $k$  является общепринятым и удобным расчетным приемом, но не отражает физические особенности процессов, происходящих в конденсаторе.

Определение среднего коэффициента теплопередачи является одним из важнейших этапов теплового расчета конденсатора, который может быть рассчитан по нескольким методикам.

Известны несколько эмпирических зависимостей для определения среднего коэффициента теплопередачи, лежащих в основе расчета конденсаторов ПТУ.

Рассмотрим наиболее распространённые в инженерной практике методики расчета, а также возможность их использования для определения параметров конденсации пара из паровоздушной смеси.

Методика института теплообмена (ИТО) США постоянно уточняется, в последней ее редакции (ред. 11) [29] коэффициент теплопередачи определяется по зависимости, Вт/м<sup>2</sup>·К:

$$k = k_1 \cdot F_W \cdot F_M \cdot F_C, \quad (1.10)$$

где  $k_1$  – коэффициент теплопередачи при температуре воды на входе в конденсатор  $t_{1e} = 21$  °С (70 °F), зависит от скорости воды в трубках конденсатора, Вт/м<sup>2</sup>·К;

$F_W$  – поправка на температуру воды на входе в конденсатор (определяется по специальной таблице или графику);

$F_M$  – поправка на материал и толщину стенки трубок конденсатора (определяется по специальной таблице);

$F_C$  – коэффициент чистоты поверхности теплообмена.

Методика основана на том предположении, что термическое сопротивление передачи теплоты с водяной стороны существенно больше, чем с паровой, и оказывает определяющее влияние на коэффициент теплопередачи. Очевидно, что при постоянной температуре охлаждающей воды на входе в конденсатор коэффициент теплопередачи при изменении паровой нагрузки остается постоянным.

Методика Ленинградского металлического завода (ЛМЗ) основана на зависимости, предложенной фирмой «Метрополитен-Виккерс» [30]:

$$k_0 = 1096 \sqrt{\omega_g} \cdot \sqrt[4]{\frac{t_{1g} + t_{2g}}{2} + 17,8}. \quad (1.11)$$

Эта формула не учитывает влияния тепловой нагрузки конденсатора.

Методика Калужского турбинного завода (КТЗ) [9] основана на определении среднего коэффициента теплопередачи в конденсаторе по формуле, Вт/м<sup>2</sup>·К:

$$k = \left( \frac{1}{\alpha_g} \cdot \frac{d_n}{d_{вн}} + \frac{d_n}{2\lambda_{ст}} \cdot \ln \frac{d_n}{d_{вн}} + \sum \frac{\delta_z}{\lambda_z} + \frac{1}{\alpha_{см}} \right)^{-1}, \quad (1.12)$$

где  $\alpha_g$  – коэффициент теплоотдачи от стенки трубки к охлаждающей воде, Вт/м<sup>2</sup>·К;

$d_n$  и  $d_{вн}$  – наружный и внутренний диаметры трубок, м;

$\lambda_{ст}$  и  $\lambda_z$  – коэффициенты теплопроводности материала стенки трубки и слоя загрязнений, Вт/м·К;

$\alpha_{см}$  – средний коэффициент теплоотдачи от паровоздушной смеси к стенке трубки, Вт/м<sup>2</sup>·К;

$\delta_z$  – толщина слоя загрязнений, м.

Величина  $\alpha_g$  в (1.12):

$$\alpha_g = 0,023 \cdot \text{Re}_g^{0,8} \cdot \text{Pr}_g^{0,4} \cdot \frac{\lambda_g}{d_{вн}}, \quad (1.13)$$

где  $\text{Re}_g = (\omega_g \cdot d_{вн}) / \nu_g$  – число Рейнольдса по водяной стороне конденсатора;

$Pr_{\varepsilon}$  – число Прандтля;

$\omega_{\varepsilon}$  – средняя скорость воды в трубках конденсатора, м/с;

$\nu_{\varepsilon}$  – коэффициент кинематической вязкости охлаждающей воды, м<sup>2</sup>/с;

$\lambda_{\varepsilon}$  – коэффициент теплопроводности охлаждающей воды, Вт/м·К.

В (1.13) за определяющую температуру принята средняя температура охлаждающей воды. Согласно [31] формула (1.13) может использоваться для технически чистых гладких трубок в интервалах чисел Рейнольдса  $Re = 1 \cdot 10^4 \div 5 \cdot 10^6$  и Прандтля  $Pr = 0,6 \div 2500$ .

$$\alpha_{см} = 12,9 \cdot \Pi^{0,1} \cdot Nu^{-0,5} \cdot \left(1 + \frac{z}{2}\right)^{\frac{1}{3}} \cdot (\bar{S})^{0,15} \cdot \alpha_{Nu} \cdot \varepsilon_o^{-0,05}, \quad (1.14)$$

где  $\Pi = \frac{\rho_n \cdot \omega_{no}^2}{\rho_k \cdot g \cdot d_{нар}}$  – параметр, учитывающий скорость набегания потока на трубный пучок;

$Nu = \frac{\alpha_{Nu} \cdot d_n}{\lambda_k}$  – число Нуссельта для случая конденсации пара на одиночной

трубе;

$z$  – число ходов конденсатора по воде;

$\bar{S} = \frac{S_{юз}}{\pi \cdot d_n \cdot N}$  – относительный периметр набегания пара на трубный пучок;

$\rho_n$  и  $\rho_k$  – плотности пара и конденсата, кг/м<sup>3</sup>;

$\omega_{no}$  – скорость парогазовой смеси (в узком сечении первого ряда трубок), м/с;

$\lambda_k$  – коэффициент теплопроводности конденсата, Вт/(м·К);

$S_{юз}$  – протяженность доступной для поступающего пара части периметра трубного пучка;

$N$  – число трубок в пучке, шт.;

$g$  – ускорение свободного падения, м/с<sup>2</sup>;

$\varepsilon_o$  – массовая концентрация воздуха в паре,  $\varepsilon_o = \frac{G_{возд}}{D_n}$  (здесь  $G_{возд}$  – присосы воздуха в вакуумную систему турбоустановки);

$D_n$  – расход пара в конденсатор;

$\alpha_{Nu}$  – коэффициент теплоотдачи при конденсации неподвижного чистого пара на одиночной горизонтальной трубе (по Нуссельту), Вт/(м<sup>2</sup>·К):

$$\alpha_{Nu} = 0,725 \left( \frac{\lambda_k^3 \cdot \rho_k^2 \cdot r \cdot g}{\mu_k \cdot \Delta t_n \cdot d_{нар}} \right)^{0,25}, \quad (1.15)$$

где  $\lambda_k$ ,  $\rho_k$ ,  $\mu_k$  – теплопроводность, (Вт/(м·К)), плотность (кг/м<sup>3</sup>), и динамическая вязкость (Н с/м<sup>2</sup>) пленки конденсата, определяемые по температуре пленки конденсата  $t_{пл} = t_n - \frac{\Delta t_n}{2}$ ;

$t_{пл} = t_n - \frac{\Delta t_n}{2}$ ;

$r$  – скрытая теплота фазового перехода, (кДж/кг), определяемая по температуре насыщения;

$g$  – ускорение свободного падения, м/с<sup>2</sup>;

$\Delta t_n = t_n - t_{см}$  – температурный напор пар–стенка, К.

Представленная выше методика расчета среднего значения коэффициента теплопередачи не позволяет определить искомые средние величины парциальных давлений пара и воздуха в паровом пространстве конденсатора. Однако, если из зависимости (1.14) удалить величину, учитывающую влияние присосов воздуха в вакуумную систему, то вся методика будет пригодна для расчета конденсатора при конденсации в нем чистого пара.

Методика УПИ [32] основывается на нахождении коэффициента теплопередачи по формуле (1.16). Ее отличие от методики КТЗ заключается в определении коэффициента теплоотдачи с паровой стороны  $\alpha_n$  (в методике КТЗ –  $\alpha_{см}$ ):

$$\alpha_n = \alpha_{Nu} \cdot \Phi_W \cdot \Phi_i \cdot \Phi_\varepsilon \cdot \Phi_f \cdot \Phi_k, \quad (1.16)$$

где  $\alpha_{Nu}$  – коэффициент теплоотдачи по Нуссельту, Вт/м<sup>2</sup>·К;

$\Phi_W, \Phi_i, \Phi_\varepsilon, \Phi_f, \Phi_k$  – факторы, учитывающие скорость пара, натекание конденсата, содержание воздуха в паре, параметры вибрации трубок, компоновку трубного пучка.

Методика ВТИ [33] основана на использовании эмпирической зависимости для определения коэффициента теплопередачи (формула Л. Д. Бермана). Эмпирическая зависимость получена на основе обобщения результатов испытаний конденсаторов с поверхностью теплообмена в одном корпусе до 15000 м<sup>2</sup>, проведённых ВТИ, ПО «Союзтехэнерго» и другими организациями, при величинах присосов воздуха, считающихся допустимыми по правилам эксплуатации турбоагрегатов. Зависимость учитывает взаимосвязь и влияние на коэффициент теплопередачи ряда факторов в виде формулы, Вт/(м<sup>2</sup>К):

$$k = 4070 a \cdot \Phi_\omega \cdot \Phi_t \cdot \Phi_z \cdot \Phi_\delta, \quad (1.17)$$

где  $a$  – коэффициент состояния поверхности теплообмена;

$\Phi_\omega, \Phi_t, \Phi_z, \Phi_\delta$  – множители, учитывающие влияние скорости охлаждающей воды  $\omega$ , ее температуры на входе в конденсатор  $t_{1\epsilon}$ , числа ходов  $z$  и удельной паровой нагрузки конденсатора  $g_n$  соответственно.

$$\Phi_\omega = \left( \frac{1,1\omega_\epsilon}{\sqrt[4]{d_{\text{вн}}}} \right)^X. \quad (1.18)$$

При  $X/a \leq 0,6$      $X = 0,12 \cdot a \cdot (1 + 0,15t_{1\epsilon})$ .

При  $X/a > 0,6$      $X = 0,6 \cdot a$ .

При  $t_{1\epsilon} \leq 35^\circ\text{C}$ .

$$\Phi_t = 1 - \frac{\nu\sqrt{a}}{10^3} (35 - t_{1\epsilon})^2, \quad (1.19)$$

где  $\nu = 0,52 - 0,0072 \cdot g_n$ ;

$g_n$  – удельная паровая нагрузка, г/м<sup>2</sup>·с.

При  $35^\circ\text{C} < t_{1\epsilon} < 45^\circ\text{C}$ :

$$\Phi_t = 1 + 0,002(t_{1\epsilon} - 35), \quad (1.20)$$

$$\Phi_z = 1 + \frac{z-2}{15} \cdot \left(1 - \frac{t_{1\delta}}{45}\right). \quad (1.21)$$

При номинальной паровой нагрузке конденсатора  $D_{к.ном}$ , а также при  $D_к/D_к^{эп} \geq 1$  принимается  $\Phi_\delta = 1$ . Для  $D_к/D_к^{эп} < 1$ :

$$\Phi_\delta = \frac{D_к}{D_к^{эп}} \left(2 - \frac{D_к}{D_к^{эп}}\right), \quad (1.22)$$

где

$$D_к^{эп} = S \cdot D_{к.ном} = (0,8 - 0,01 \cdot t_{1\delta}) D_{к.ном}. \quad (1.23)$$

В этой методике влияние присосов воздуха в конденсатор на его характеристики учитывается при  $D_к < D_к^{эп}$  с помощью параметра  $j$ , который зависит от изменения воздушной плотности системы с изменением  $D_к$  и принимается обычно  $j = 2$ . При этом недогрев воды в конденсаторе определяется по выражению:

$$\delta t = \frac{\delta t^{ном}}{j} \left( S + \frac{D_к}{D_{к.ном}} (j-1) \right) = \frac{\delta t^{ном}}{2} \left( S + \frac{D_к}{D_{к.ном}} \right). \quad (1.24)$$

Данный подход дает возможность производить отдельную оценку влияния степени загрязнения поверхностей теплообмена и присосов воздуха в вакуумную систему на основные показатели работы конденсатора и ПТУ в целом.

В методике ВТИ качество охлаждающей воды учитывается с помощью введения в (1.17) коэффициента  $a$ , представляющего собой произведение двух величин  $a = a_c \cdot a_m$ , где  $a_c$  – коэффициент, связанный с оценкой ожидаемого состояния поверхности теплообмена и в зависимости от качества охлаждающей воды и использования эффективных методов очистки трубок  $a_c = 0,75-0,9$ ;  $a_m$  – коэффициент, зависящий от материала и толщины стенки трубок (рекомендуемые пределы от 1 (латунные трубки с  $\delta_{ст} = 1$  мм) до 0,85 (трубки из нержавеющей стали с  $\delta_{ст} = 1,5$  мм)).

В [33] отмечено, что в эмпирических зависимостях для коэффициента теплопередачи  $k$  учет влияния повышенных [превышающих допустимые нормы ПТЭ

[16] значений] присосов воздуха при номинальных и близких к ним режимах работы КУ пока не представляется возможным из-за недостатка имеющихся данных.

Анализ представленных в работах [3, 9, 29, 32, 34, 35, 36] методик показал, что в номинальном режиме и переменных режимах работы конденсаторов опытные данные наиболее удовлетворительно совпадают с рассчитанными по методикам ВТИ и КТЗ, а также по формуле Института теплообмена США.

В работе [11] предложена модернизированная ВятГУ методика ВТИ (базовая методика), позволяющая учесть влияние присосов воздуха на величину давления пара в конденсаторе за счет расчета парциального давления воздуха в паровом пространстве конденсатора.

Методика основывается на существовании двух предельных режимов.

Первый предельный режим соответствует номинальной (расчетной) паровой нагрузке конденсатора. В этом случае давление в конденсаторе не зависит от режима работы эжектора и кроме паровой нагрузки определяется расходом и температурой охлаждающей воды, степенью загрязнения поверхности теплообмена, геометрическими параметрами трубного пучка и рядом других факторов.

Второй предельный режим соответствует расходам пара в конденсатор, близким к нулю, и определяется только режимом работы эжектора. Давление в конденсаторе в этом случае определяется величиной присосов воздуха в вакуумную систему и фактической характеристикой эжектора.

Согласно методике фактическая характеристика конденсатора (в виде зависимости температуры насыщения при давлении в конденсаторе от расхода в него пара –  $t_k = f(D_k)$ ) не является гладкой зависимостью, а представляет собой кусочно-линейную функцию, состоящую (в сторону уменьшения расхода пара) из двух участков: первый участок определяется работой собственно конденсатора, а второй представляет собой совместную характеристику системы конденсатор-эжектор.

На рисунках 1.1 и 1.2 условно показаны зависимость  $t_k = f(D_k)$  и характеристика конденсатора в безразмерных координатах соответственно.

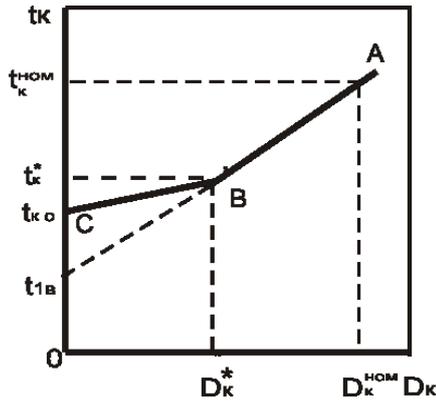


Рисунок 1.1 – Зависимость температуры насыщения при давлении в конденсаторе от расхода в него пара

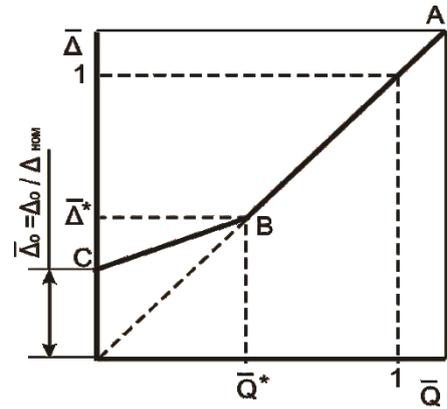


Рисунок 1.2 – Характеристика конденсатора в безразмерных координатах

Показано, что характеристика конденсатора на режимах работы, не ограниченных эжектором, имеет вид (см. рисунки 1.1 и 1.2):

$$t_k = \frac{D_k}{D_k^{НОМ}} \cdot (t_k^{НОМ} - t_{1в}) + t_{1в} \quad (1.25)$$

или в безразмерной форме при постоянном расходе охлаждающей воды  $W=const$ :

$$\bar{\Delta} = \bar{Q}, \quad (1.26)$$

где

$$\bar{Q} = \frac{Q_k}{Q_k^{НОМ}} \quad \text{и} \quad \bar{\Delta} = \frac{t_k - t_{1в}}{t_k^{НОМ} - t_{1в}} = \frac{\Delta}{\Delta_{НОМ}}. \quad (1.27)$$

Здесь  $D_k$ ,  $Q_k$ , и  $t_{1в}$  – соответственно текущие значения расхода пара в конденсатор, его тепловой нагрузки и температуры охлаждающей воды на входе;  $D_k^{НОМ}$ ,  $Q_k^{НОМ}$  – номинальный расход пара в конденсатор и его номинальная тепловая нагрузка;  $t_k$ ,  $t_k^{НОМ}$  – текущие и номинальные значения температур насыщения при соответствующих давлениях в конденсаторе  $p_k$  и  $p_k^{НОМ}$ .

Для нахождения значений  $t_k$  и  $t_k^{НОМ}$  на этих режимах можно использовать, например, методику ВТИ.

На участке характеристики системы конденсатор-эжектор безразмерная характеристика может быть представлена в виде:

$$\bar{\Delta} = B\bar{Q} + \bar{\Delta}_o. \quad (1.28)$$

Данная зависимость получена из обобщенной характеристики переменных режимов его работы [9]. Для определения коэффициента  $B$  используются обобщенные данные по зависимости производной  $\frac{d\bar{\Delta}}{d\bar{Q}}$  от  $\bar{\Delta}_o$ , то есть:

$$B = \left( \frac{d\bar{\Delta}}{d\bar{Q}} \right)_{\bar{Q} \rightarrow 0} = (1 - \bar{\Delta}_o)^2. \quad (1.29)$$

Тогда участок характеристики конденсатора, ограниченного эжектором, будет иметь вид:

$$\bar{\Delta} = (1 - \bar{\Delta}_o)^2 \cdot \bar{Q} + \bar{\Delta}_o. \quad (1.30)$$

Величина  $\bar{\Delta}_o$  в (1.28), (1.29) и (1.30) определяется как:

$$\bar{\Delta}_o = \frac{t_{к.о} - t_{1г}}{t_{к}^{ном} - t_{1г}} = \frac{\Delta_o}{\Delta_{ном}}, \quad (1.31)$$

где  $t_{к.о}$  – температура насыщения при минимальном давлении в конденсаторе, определенная по методике, предложенной О. О. Мильманом в работе [9].

Поскольку для граничных режимов при постоянном расходе охлаждающей воды ( $W_k = const$ )  $\bar{\Delta}^* = \bar{Q}^*$ , приведенное количество теплоты, которое соответствует переходу на режим свободной конденсации, после преобразований уравнения (1.30) определяется как:

$$\bar{Q}^* = \bar{\Delta}^* = \frac{1}{2 - \bar{\Delta}_o} \quad (1.32)$$

или

$$D_k^* = \frac{1}{2 - \bar{\Delta}_o} \cdot D_k^{ном}. \quad (1.33)$$

Соответствующие номинальные и граничные значения температуры и давления в конденсаторе  $t_{к}^{ном}$ ,  $p_{к}^{ном}$  и  $t_{к}^*$ ,  $p_{к}^*$  могут быть определены по методике расчета первого участка. Таким образом, из (1.30), (1.31), (1.32) и (1.33) следует, что

линейная характеристика системы конденсатор–эжектор может быть представлена в виде:

$$t_k = \frac{D_k}{D_k^*} \cdot (t_k^* - t_{k.0}) + t_{k.0}. \quad (1.34)$$

Для участка, соответствующего режимам работы, ограниченным эжектором, значение парциального давления воздуха в конденсаторе определяется как:

$$P_{\text{возд}} = P_k - P_n. \quad (1.35)$$

Величина давления паровоздушной смеси в конденсаторе по рассматриваемой методике может быть определена с помощью зависимости (1.34), парциальное давление пара в объеме конденсатора – с помощью зависимости (1.25).

На основе представленной методики разработаны физико-математические модели конденсаторов ПТУ [11, 37].

Корректность разработанных моделей подтверждена достаточно большим количеством экспериментальных данных и практикой эксплуатации турбоустановок. Использование предложенных моделей позволяет определять парциальные давления воздуха в конденсаторе, но только на режимах его работы, ограниченных эжектором. Однако в режимах работы при паровых нагрузках более 40–50% от номинальной определение парциальных давлений и содержаний растворенных газов в конденсате не представляется возможным.

#### 1.4. Системы диагностики конденсационных установок

Одним из способов обеспечения надежной и эффективной эксплуатации ТЭС в целом, и конденсатора в частности, является диагностика оборудования.

В условиях эксплуатации причины повышенного, по сравнению с нормативным, содержания кислорода в конденсате в напорном трубопроводе конденсатных насосов на всех режимах работы турбоустановки объясняются повышенными

присосами воздуха в вакуумную систему, а также появлением присосов воздуха на участке трубопровода от конденсатора до конденсатного насоса.

Система диагностики конденсатора должна обеспечивать мониторинг основных показателей работы конденсатора и на основании собранных данных сигнализировать эксплуатационному персоналу о нарушениях работы. Таким образом, система диагностики должна содержать не только модуль сбора информации, но и модуль анализа, который необходим для поиска неисправностей, нарушающих нормальную работу конденсатора, а также для определения оптимальных режимов работы оборудования и прогнозирования неполадок.

Система диагностики должна быть основана на такой физико-математической модели, которая позволила бы отдельно учесть такие факторы как чистота поверхности нагрева, присосы воздуха в конденсатор, температура циркуляционной воды на входе в конденсатор и т. д. Раздельный учет этих параметров позволит более точно определить причину возникшей неполадки (отклонения параметров от нормальных значений).

Как отмечено в работе [38], диагностическая система информирует о текущем состоянии оборудования больше, чем обычный эксплуатационный контроль. В настоящее время для осуществления диагностики оборудования ТЭС используются целые программные комплексы, использующие передовые технологии.

В работе [38] представлена характеристика диагностической системы конденсатора турбины «Сименс». Система диагностики охватывает весь комплекс «холодного конца» турбины и, наряду с общей диагностикой конденсационной установки, позволяет осуществить контроль выбранной отдельной конденсаторной трубки. Задачами системы диагностики конденсатора «Сименс» является: термодинамический обзор, определение давления в конденсаторе, оценка эффективности теплообмена, определение значения переохлаждения конденсата и недогрева охлаждающей воды, определение кислородосодержания конденсата, оценка работы воздухоудаляющих устройств, определение степени загрязнения теплообменной поверхности и т. п. Таким образом, система диагностики конденсатора «Сименс» в полной мере учитывает все факторы, влияющие на работу кон-

денсатора. Также стоит отметить, что для нормального функционирования системы диагностики необходимо оснащение конденсаторной установки необходимой надежной контрольно-измерительной аппаратурой. В этой системе повышенное содержание кислорода в конденсате диагностируется как следствие увеличенных присосов воздуха в вакуумную систему.

В работах [39, 40] представлена модель раздельного влияния на давление пара в конденсаторе загрязнения поверхностей теплообмена и присосов воздуха, а также результаты ее использования при диагностировании конденсаторов. Данная модель базируется на совместной характеристике ПТУ и конденсатора и учитывает раздельное влияние на работу конденсатора присосов воздуха и чистоты трубной системы конденсатора.

### **1.5. Выводы по результатам обзора по теме диссертации**

1. Опубликованные методики расчета содержаний растворенных газов в конденсате на выходе из конденсатора [19, 20, 22, 23, 24] основываются на данных по величине присосов воздуха в вакуумную систему и совершенно не учитывают количество воздуха, находящегося в зоне воздухоохладителя, что приводит к заниженным расчетным значениям содержания кислорода в конденсате по сравнению с фактическими значениями.

2. Методика, представленная в [11], основана на расчете равновесных содержаний растворённых газов в конденсате и позволяет учесть количество воздуха, находящегося в конденсаторе. Для практического ее использования необходимо знать величины парциальных давлений пара и воздуха в конденсаторе, определение которых представляет собой достаточно трудную задачу.

3. Проведенный обзор методик расчета коэффициента теплопередачи [3, 9, 11, 29-32, 34, 35, 36] показал, что влияние воздуха на процесс конденсации пара в конденсаторе может быть учтено только в методиках ВТИ и КТЗ, остальные ме-

тодики рассматривают влияние воздуха через коэффициент, учитывающий загрязнение поверхностей теплообмена.

4. Модернизированная ВятГУ методика ВТИ позволяет определять парциальные давления воздуха и пара только в области характеристики конденсатора, соответствующей режимам, ограниченным эжектором. Для остальных режимов считается, что парциальное давление воздуха мало и его влияние на давление в конденсаторе и содержание растворенных газов в конденсате также пренебрежимо мало.

5. В существующих системах мониторинга и диагностики допустимое содержание кислорода в конденсате принимается постоянным, вне зависимости от режима работы конденсатора, причем основной причиной повышения содержания растворенных газов является увеличение присосов воздуха в вакуумную систему.

### **1.6. Постановка задач исследований**

С целью повышения эффективности эксплуатационного контроля за деаэрирующей способностью конденсаторов турбин на основе уточнения методики расчета равновесного содержания кислорода в конденсате необходимо решить следующие задачи.

1. Разработать уточненную физико-математическую модель конденсатора, позволяющую получить его характеристики при конденсации паровоздушной смеси и чистого пара в любом режиме работы турбоустановки.

2. Провести верификацию уточненной физико-математической модели на базе экспериментальных данных, в том числе и с помощью нормативных характеристик конденсаторов турбоустановок различных типов.

3. Предложить уточненную методику учета отдельного влияния степени загрязнения поверхностей теплообмена конденсатора и присосов воздуха в вакуумную систему турбоустановки.

4. Разработать уточненную методику расчета для определения кислородосодержания конденсата на выходе из конденсатора паротурбинной установки. И провести ее экспериментальную проверку на базе эксплуатационных данных ГРЭС и ТЭЦ.

5. Предложить методику определения присосов воздуха под уровень конденсата, поступающего в конденсатор с постоянно действующими дренажами.

6. Предложить перечень мероприятий по повышению деаэрирующей способности конденсаторов теплофикационных ПТУ, показать технико-экономическую целесообразность использования этих мероприятий.

## **Глава 2. Выбор расчетной методики для проведения расчетных исследований и разработка уточненной физико-математической модели теплового расчета конденсатора ПТУ**

### **2.1. Выбор расчетной методики конденсационной установки**

В соответствии с задачами исследования можно сформулировать следующие требования к расчетной методике конденсационной установки.

1. Методика должна обеспечить получение характеристик конденсатора, максимально приближенных к соответствующим фактическим характеристикам во всем реальном диапазоне паровых нагрузок конденсаторов теплофикационных ПТУ.

2. Методика должна обеспечивать раздельное влияние на давление пара в конденсаторе величины присосов воздуха и загрязнения его трубной системы.

3. Методика должна обеспечивать получение парциальных давлений пара и воздуха в паровоздушной смеси в конденсаторе ПТУ.

4. Физико-математическая модель, созданная на основе выбранной методики, должна легко встраиваться в математическую модель ПТУ.

Для проверки соблюдения первого требования примем в качестве эталонной нормативную характеристику конденсатора и построим расчетные зависимости коэффициента теплопередачи от удельной тепловой нагрузки по рассмотренным в первой главе методикам. Расчеты проведены на примере конденсатора 80КЦС турбоустановки ПТ-80/100-130/13. Результаты расчетов приведены на рисунках 2.1–2.4.

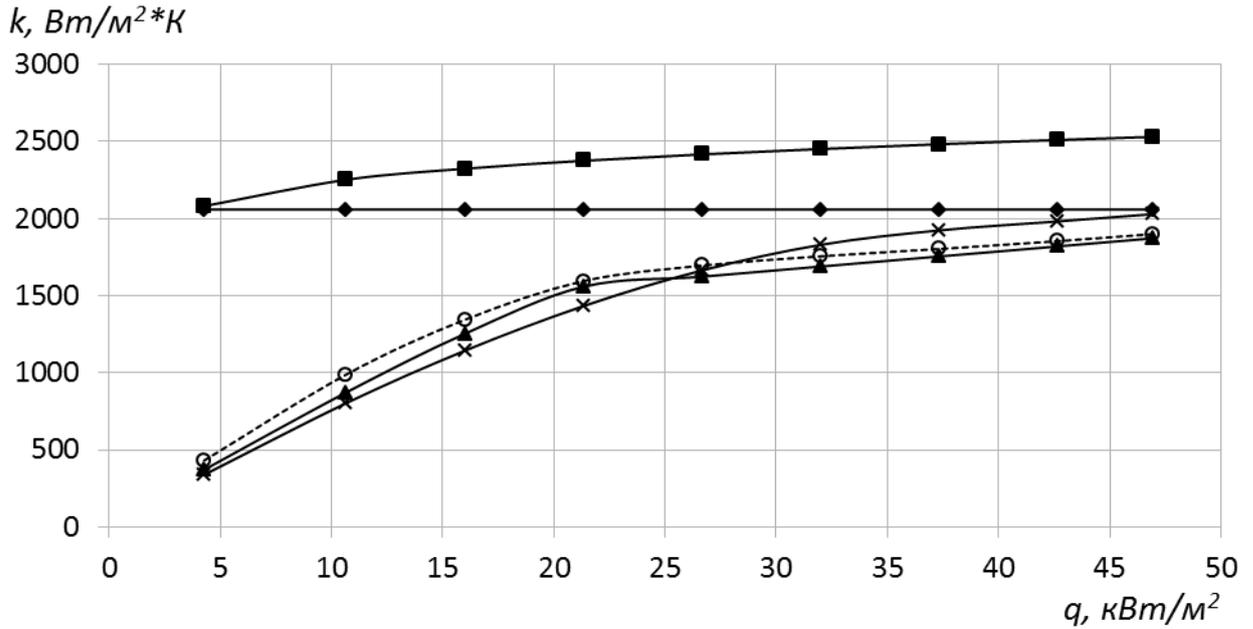


Рисунок 2.1 – Зависимость коэффициента теплопередачи от удельного расхода теплоты в конденсатор турбины ПТ-80/100-130/13 при температуре охлаждающей воды  $t_{l6} = 1^{\circ}\text{C}$ , ее расходе  $W = 8000 \text{ м}^3/\text{ч}$  и при нормативных присосах воздуха в вакуумную систему ( $G_{\text{возд}} = 13,2 \text{ кг/ч}$ ):

- ▲ – расчет по базовой методике, × – расчет по методике ВТИ, ■ – расчет по методике КТЗ,  
◆ – расчет по методике ИТО, ○ – нормативная характеристика

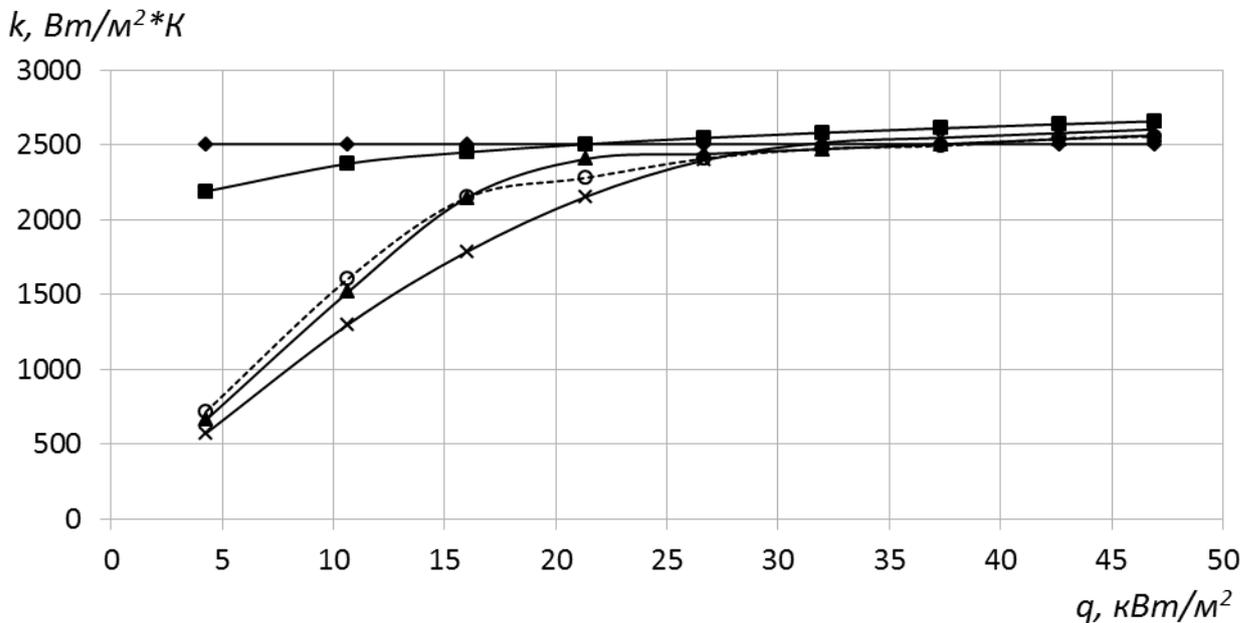


Рисунок 2.2 – Зависимость коэффициента теплопередачи от удельного расхода теплоты в конденсатор турбины ПТ-80/100-130/13 при температуре охлаждающей воды  $t_{l6} = 10^{\circ}\text{C}$ , ее расходе  $W = 8000 \text{ м}^3/\text{ч}$  и при нормативных присосах воздуха в вакуумную систему ( $G_{\text{возд}} = 13,2 \text{ кг/ч}$ ):

- ▲ – расчет по базовой методике, × – расчет по методике ВТИ, ■ – расчет по методике КТЗ,  
◆ – расчет по методике ИТО, ○ – нормативная характеристика

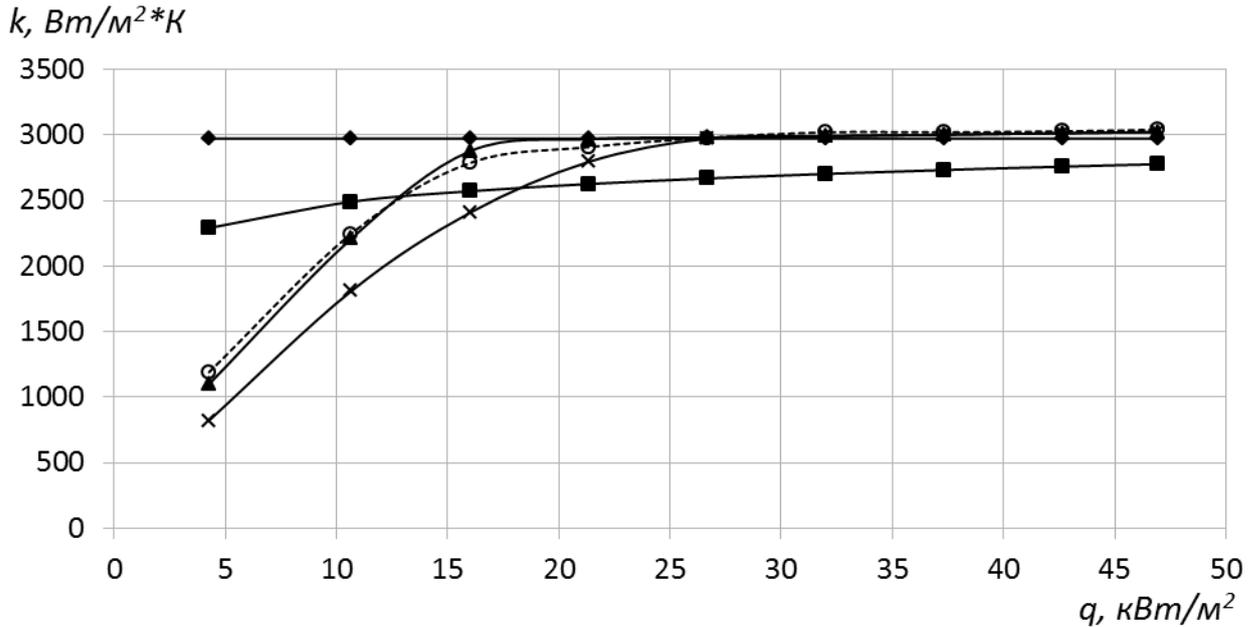


Рисунок 2.3 – Зависимость коэффициента теплопередачи от удельного расхода теплоты в конденсатор турбины ПТ-80/100-130/13 при температуре охлаждающей воды  $t_{l6} = 20^{\circ}\text{C}$ , ее расходе  $W = 8000 \text{ м}^3/\text{ч}$  и при нормативных присосах воздуха в вакуумную систему ( $G_{\text{возд}} = 13,2 \text{ кг/ч}$ ):

- ▲ – расчет по базовой методике, × – расчет по методике ВТИ, ■ – расчет по методике КТЗ, ◆ – расчет по методике ИТО, ○ – нормативная характеристика

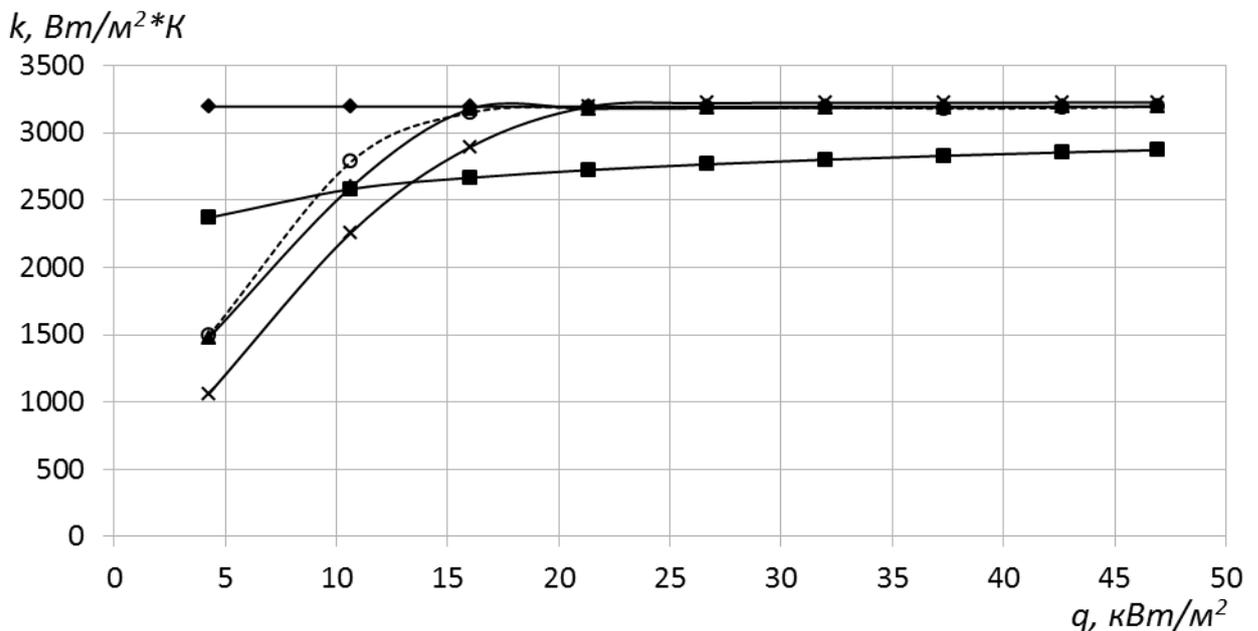


Рисунок 2.4 – Зависимость коэффициента теплопередачи от удельного расхода теплоты в конденсатор турбины ПТ-80/100-130/13 при температуре охлаждающей воды  $t_{l6} = 30^{\circ}\text{C}$ , ее расходе  $W = 8000 \text{ м}^3/\text{ч}$  и при нормативных присосах воздуха в вакуумную систему ( $G_{\text{возд}} = 13,2 \text{ кг/ч}$ ):

- ▲ – расчет по базовой методике, × – расчет по методике ВТИ, ■ – расчет по методике КТЗ, ◆ – расчет по методике ИТО, ○ – нормативная характеристика

Сравнение представленных на рисунках зависимостей позволяет сделать следующие выводы:

- в диапазонах температур охлаждающей воды от 15 до 30°C и тепловых нагрузок от 30–50 до 100% полученные зависимости имеют вид прямых, близких к  $k = const$  (исключение составляет зависимость, полученная по методике КТЗ);
- при расходах пара в конденсатор близких к номинальным расхождение между расчетными значениями коэффициента теплопередачи и соответствующими нормативными значениями не превышает 5–7% (исключение составляет методика КТЗ при температурах охлаждающей воды  $t_{1g} < 10^\circ\text{C}$ );
- при тепловых нагрузках менее 30–50% происходит снижение коэффициентов теплопередачи, рассчитанных по методикам ВТИ и уточненной ВятГУ методике ВТИ (базовой методике). Результаты расчетов по базовой методике практически полностью совпадают с нормативной зависимостью (в пределах погрешностей графического построения нормативной характеристики).

Таким образом, в качестве основы для решения поставленных задач целесообразно выбрать модернизированную ВятГУ методику ВТИ (в дальнейшем – базовая методика). Физико-математическая модель, разработанная на основе данной методики, прошла достаточно полную экспериментальную проверку и в настоящее время используется для повышения эффективности конденсаторов в условиях эксплуатации. Следует отметить, что методика не учитывает влияние присосов воздуха на характеристики конденсатора при паровых нагрузках конденсатора от 40–50 до 100% от номинальной, а следовательно, не представляется возможным в данном диапазоне расчет равновесных содержаний кислорода в конденсате.

Кроме того, на ряде ТЭЦ, имеющих прямоточную систему теплоснабжения (Сормовская ТЭЦ, Пензенская ТЭЦ, Северодвинская ТЭЦ-2 и др.), существует проблема повышенных содержаний кислорода в конденсате не только в отопительный, но и в неотопительный период. Можно предположить, что при низких (ниже 10–15°C) температурах охлаждающей воды на режимах с пропусками пара

в конденсатор более 50% от номинального не исключено образование расширенных зон охлаждения паровоздушной смеси – «воздушных мешков».

Таким образом, для решения поставленных задач необходимо провести дальнейшее усовершенствование расчетной методики КУ, учитывающей влияние воздуха на процессы теплообмена на всех возможных режимах ее работы.

## **2.2. Разработка уточненной методики теплового расчета конденсационной установки и физико-математической модели на ее основе**

Как было показано в главе 1, для расчета участка характеристик КУ используется методика ВТИ, не учитывающая в явном виде влияние воздуха на коэффициент теплопередачи.

В известных методиках (КТЗ [9], УПИ [32]) влияние присутствия воздуха в паре учитывается введением в зависимость для определения коэффициента теплоотдачи дополнительного эмпирического множителя, зависящего от относительного содержания воздуха в паре.

Получение такой зависимости для расчета теплообмена при конденсации пара в присутствии воздуха представляет собой достаточно трудоемкую и сложную исследовательскую задачу. В этом случае коэффициент теплопередачи зависит от термического сопротивления пленки конденсата и диффузного сопротивления воздуха. Наличие взаимосвязи между этими сопротивлениями затрудняет аналитическое решение этой задачи. Интенсивность конденсации пара из паровоздушной смеси в конденсаторах определяется совместным протеканием процессов тепло- и массообмена, которые зависят от большого количества факторов: содержания воздуха в смеси, скорости смеси, удельной паровой нагрузки, степени конденсации пара в трубном пучке, температуры охлаждающей воды и ее расхода, конструктивных особенностей конденсаторов, взаимовлияния характеристик конденсатора и воздушного насоса и др.

Известен ряд зависимостей, полученных применительно к конденсаторам паровых турбин [9, 41–43]. Среди них зависимость, предложенная Г. Г. Шкловером [9] и используемая в расчете коэффициента теплоотдачи от паровоздушной смеси к стенке в методике КТЗ. Зависимость имеет вид:

$$\frac{\alpha_{см}}{\alpha_n} = 0,56 \cdot \varepsilon_0^{-0,05}, \quad (2.1)$$

где  $\alpha_n$  – коэффициент теплоотдачи с паровой стороны при конденсации чистого движущегося пара, Вт/(м<sup>2</sup>·К);

$\varepsilon_0 = \frac{G_{возд}}{D_k^{ном}}$  – начальная массовая концентрация воздуха в паре;

$G_{возд}$  – количество воздуха, поступающего в конденсатор, кг/с;

$D_k^{ном}$  – расход пара в конденсатор, кг/с.

Другая зависимость, учитывающая влияние присосов воздуха в конденсатор, предложена С. С. Кутателадзе по результатам обобщения опытных данных, полученных при конденсации неподвижного пара [44]:

$$\frac{\alpha_{см}}{\alpha_{Nu}} = 1 - 4,176 \cdot \varepsilon_0^{0,477}, \quad (2.2)$$

где  $\alpha_{Nu}$  – коэффициент теплоотдачи при конденсации неподвижного пара на одиночной трубе, вычисленный по формуле Нуссельта, Вт/(м<sup>2</sup>·К).

Данная зависимость используется в методике УПИ при определении фактора  $\Phi_\varepsilon$ .

Для учета влияния присосов воздуха в вакуумную систему на коэффициент теплопередачи, рассчитанный по методике ВТИ, можно воспользоваться приемом, выполняемым в следующей последовательности:

– по вычисленному по формуле (1.17) коэффициенту теплопередачи  $k_{\bar{o}}^{ном}$  для номинального режима определяем условный коэффициент теплопередачи чистого конденсатора при коэффициенте «а» в формуле Л. Д. Бермана равным 1, Вт/(м<sup>2</sup>·К):

$$k_{\text{ч}}^{\text{НОМ}} = \frac{k_{\delta}^{\text{НОМ}}}{a}; \quad (2.3)$$

– на основе исходных данных определяем коэффициент теплоотдачи с водяной стороны, Вт/(м<sup>2</sup>·К):

$$\alpha_{\text{в}}^{\text{НОМ}} = 0,023 \cdot \text{Re}_{\text{в}}^{0,8} \cdot \text{Pr}_{\text{в}}^{0,4} \cdot \frac{\lambda_{\text{в}}}{d_{\text{вн}}}, \quad (2.4)$$

где  $\text{Re}_{\text{в}}$  – число Рейнольдса;

$\text{Pr}_{\text{в}}$  – число Прандтля;

$\lambda_{\text{в}}$  – коэффициент теплопроводности воды, Вт/(м·К);

– определяем коэффициент теплоотдачи с паровой стороны  $\alpha_{\text{ч}}^{\text{НОМ}}$  для условно чистого конденсатора, Вт/(м<sup>2</sup>·К):

$$\alpha_{\text{ч}}^{\text{НОМ}} = \frac{1}{\frac{1}{k_{\text{ч}}^{\text{НОМ}}} - \left[ \frac{(d_{\text{н}} - d_{\text{вн}}) \cdot 10^{-3}}{2 \cdot \lambda_{\text{ст}}} + \frac{1}{\alpha_{\text{в}}^{\text{НОМ}}} \right]}, \quad (2.5)$$

где  $\lambda_{\text{ст}}$  – коэффициент теплопроводности материала стенки трубки конденсатора, Вт/(м·К);

– исходя из того предположения, что методика ВТИ получена на основе испытаний конденсатора, имеющего присосы воздуха, находящиеся в допустимых пределах, для получения характеристик конденсатора, соответствующих конденсации чистого пара, необходимо учесть влияние этих присосов. Для этого воспользуемся зависимостью, учитывающей наличие воздуха в паре на коэффициент теплоотдачи (2.1), приняв присосы воздуха равными нормативным. В этом случае коэффициент теплоотдачи при конденсации чистого пара определится как, Вт/(м<sup>2</sup>·К):

$$\alpha_{\text{ч.п.}}^{\text{НОМ}} = \frac{\alpha_{\text{ч}}^{\text{НОМ}}}{0,56 \cdot \left( \frac{G_{\text{возд}}^{\text{нормат}}}{D_{\text{к}}^{\text{НОМ}}} \right)^{-0,05}}, \quad (2.6)$$

где  $G_{возд}^{нормат}$  – нормативная величина присосов воздуха в конденсатор (кг/с), определяемая по рекомендуемой в [16] зависимости, кг/ч:

$$G_{возд}^{нормат} = 8 + 0,065N, \quad (2.7)$$

где  $N$  – номинальная мощность турбоустановки на конденсационном режиме, МВт;

– при известных фактических присосах воздуха  $G_{возд}^{факт}$  определяем коэффициент теплоотдачи чистого конденсатора при фактических присосах воздуха, Вт/(м<sup>2</sup>·К):

$$\alpha_{ч.к.}^{ф.ном} = \alpha_{ч.п.}^{ном} \cdot 0,56 \cdot \left( \frac{G_{возд}^{факт}}{D_{к}^{факт}} \right)^{-0,05}; \quad (2.8)$$

– определяем коэффициенты теплопередачи чистого конденсатора при конденсации в нем чистого пара и паровоздушной смеси, Вт/(м<sup>2</sup>·К):

$$k_{ч.п.}^{ном} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{ч.п.}^{ном}} + \frac{(d_n - d_{вн}) \cdot 10^{-3}}{2 \cdot \lambda_{ст}} + \frac{1}{\alpha_{г}^{ном}}}, \quad (2.9)$$

$$k_{ч.к.}^{ном} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{ч.к.}^{ном}} + \frac{(d_n - d_{вн}) \cdot 10^{-3}}{2 \cdot \lambda_{ст}} + \frac{1}{\alpha_{г}^{ном}}}; \quad (2.10)$$

– определяем величины коэффициентов теплопередачи, соответствующие конденсации чистого пара и паровоздушной смеси при заданной степени загрязнения, Вт/(м<sup>2</sup>·К):

$$k_n^{ном} = a \cdot k_{ч.п.}^{ном}, \quad (2.11)$$

$$k_k^{ном} = a \cdot k_{ч.к.}^{ном}, \quad (2.12)$$

где  $a$  – коэффициент, характеризующий состояние поверхности теплообмена и параметры стенки;

– определяем недогревы воды до температуры насыщения при давлении в конденсаторе (далее – недогрев) при конденсации чистого пара и паровоздушной смеси на номинальном режиме, °С:

$$\delta t_n^{НОМ} = \frac{t_{2\theta} - t_{1\theta}}{\exp\left(\frac{k_q^{НОМ} \cdot F}{W \cdot c_\theta}\right) - 1}, \quad (2.13)$$

$$\delta t_k^{НОМ} = \frac{t_{2\theta} - t_{1\theta}}{\exp\left(\frac{k_k^{НОМ} \cdot F}{W \cdot c_\theta}\right) - 1}. \quad (2.14)$$

– по известной температуре охлаждающей воды на выходе из конденсатора  $t_{2\theta}$  и величинам недогрева на номинальном режиме  $\delta t_n^{НОМ}$  и  $\delta t_k^{НОМ}$  определяются температуры насыщения, соответствующие конденсации чистого пара  $t_n^{НОМ}$  и паровоздушной смеси  $t_k^{НОМ}$ , °С:

$$t_n^{НОМ} = t_{2\theta} + \delta t_n^{НОМ}, \quad (2.15)$$

$$t_k^{НОМ} = t_{2\theta} + \delta t_k^{НОМ}. \quad (2.16)$$

С помощью вычисленного значения  $t_n^{НОМ}$  может быть построена характеристика конденсатора при конденсации в нем чистого пара исходя из следующего предположения: поскольку в конденсаторе конденсируется чистый пар, то появление в нем каких-либо зон с пониженным значением коэффициента теплопередачи из-за наличия воздуха исключено, и в этом случае характеристика конденсатора  $t_n = f(D_k)$  будет представлять собой линейную зависимость, пересекающую ось ординат в точке  $t_n = t_{1\theta}$ . Таким образом, мы получили характеристику, которую можно использовать как базовую при расчете равновесных содержаний растворенных газов в конденсате.

Использование введенного в базовую методику ВТИ–ВятГУ уточнения позволяет более точно оценить раздельное влияние загрязнений и воздуха на величину давления в конденсаторе. Для этого в дополнение к имеющейся характеристи-

ке конденсатора  $t_{к.ф} = f(D_{к})$ , отражающей фактическое загрязнение поверхностей теплообмена и известные присосы воздуха, с помощью соответствующей уточненной методике физико-математической модели строятся зависимости (рисунок 2.5):

- $t_{ч.к} = f(D_{к})$  при  $a = a^{нормат}$ ,
- $t_{н.ф} = f(D_{к})$  при  $G_{возд} = 0$  кг/ч и  $a = a^{факт}$ ,
- $t_{ч.н} = f(D_{к})$  при  $G_{возд} = 0$  кг/ч и  $a = a^{нормат}$ .

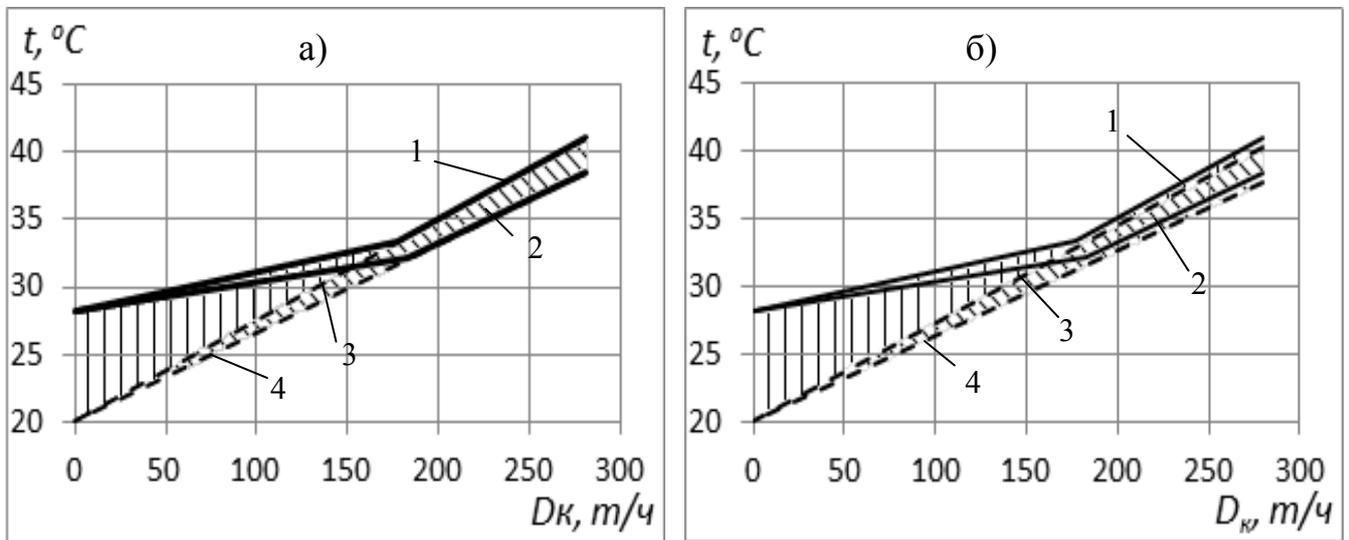


Рисунок 2.5 – Зависимость температуры в конденсаторе КГ2-6200 турбоустановки Т-110/120-130 от расхода в него пара,  $W = 12000$  т/ч;  $t_{lв} = 20^{\circ}\text{C}$ :

а – расчет по базовой методике; б – расчет по уточненной базовой методике.

1 – температура насыщения при фактическом загрязнении и присосах воздуха  $t_{к.ф} = f(D_{к})$ :

$$G_{возд}^{факт} = 40 \text{ кг/ч}, a^{факт} = 0,6;$$

2 – температура насыщения при нормативном загрязнении и фактических присосах воздуха

$$t_{ч.к} = f(D_{к}): G_{возд}^{факт} = 40 \text{ кг/ч}, a^{нормат} = 0,785;$$

3 – температура насыщения при конденсации чистого пара при фактическом загрязнении

$$t_{н.ф} = f(D_{к}): G_{возд} = 0 \text{ кг/ч}, a^{факт} = 0,6;$$

4 – температура насыщения при конденсации чистого пара при нормативном загрязнении

$$t_{ч.н} = f(D_{к}): G_{возд} = 0 \text{ кг/ч}, a^{нормат} = 0,785.$$

|||||| – учет влияния присосов воздуха; \\\\\\\ – учет влияния загрязнения

С помощью уточненной базовой методики осуществим оценку влияния величины присосов воздуха на температуру насыщения при давлении в конденсаторе. Для этого проведем несколько серий расчетов (рисунки 2.6–2.9) с целью получения характеристик чистого конденсатора  $t_k = f(q)$  и  $t_n = f(q)$  для турбоустановок мощностью 50 и 250 МВт при нормативных и увеличенных в три раза по сравнению с нормативными присосах воздуха.

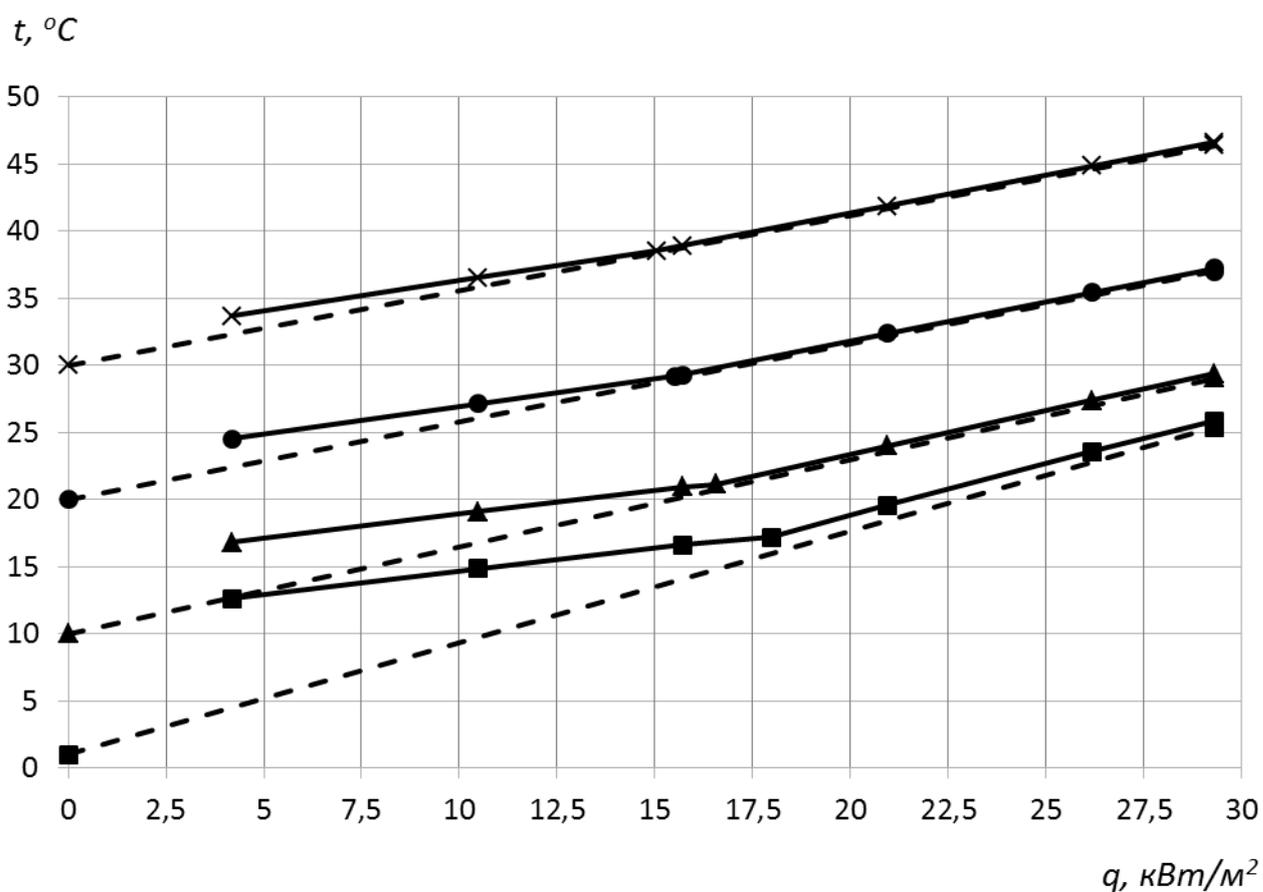


Рисунок 2.6 – Характеристики конденсатора К2-3000-2 турбины Т-50-130 при расходе охлаждающей воды  $W = 7000 \text{ м}^3/\text{ч}$  и при нормативных присосах воздуха в вакуумную систему ( $G_{\text{возд}} = 11,25 \text{ кг/ч}$ ):

■ –  $t_{1g} = 1^\circ\text{C}$ ; ▲ –  $t_{1g} = 10^\circ\text{C}$ ; ● –  $t_{1g} = 20^\circ\text{C}$ ; × –  $t_{1g} = 30^\circ\text{C}$ ;

————— – расчет по уточненной базовой методике  $t_k = f(q)$ ;

----- – характеристики конденсатора при конденсации чистого пара  $t_n = f(q)$

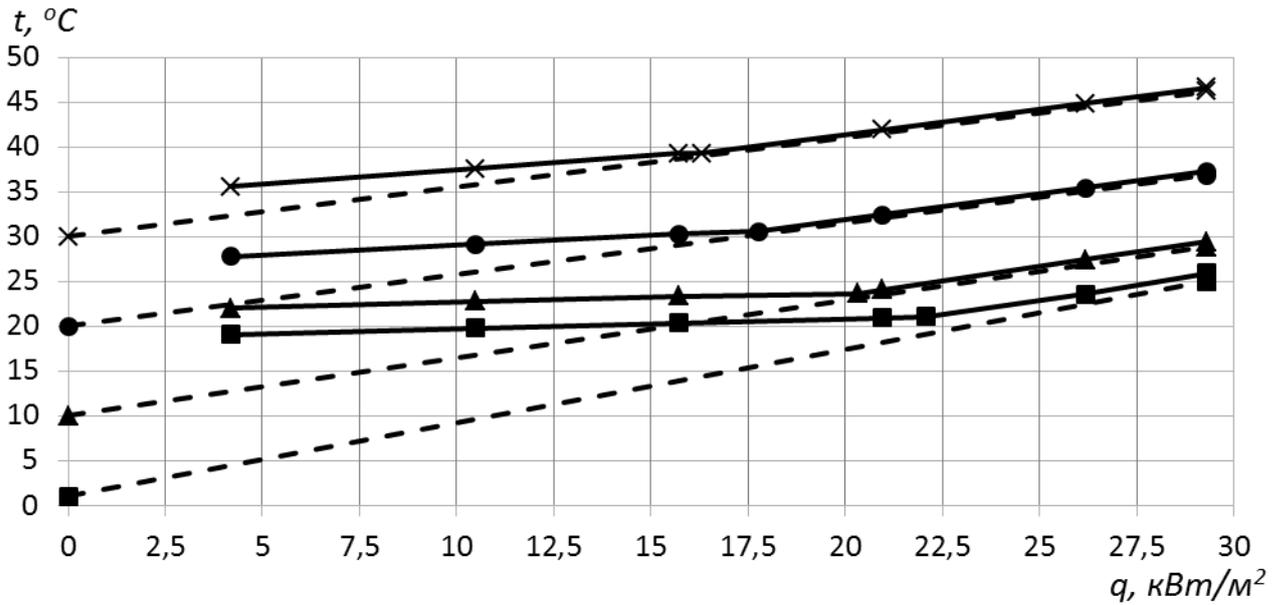


Рисунок 2.7 – Характеристики конденсатора К2-3000-2 турбины Т-50-130 при расходе охлаждающей воды  $W = 7000 \text{ м}^3/\text{ч}$  и при повышенных присосах воздуха в вакуумную систему ( $G_{\text{возд}} = 33,75 \text{ кг/ч}$ ):  
 ■ –  $t_{1e} = 1^\circ\text{C}$ ; ▲ –  $t_{1e} = 10^\circ\text{C}$ ; ● –  $t_{1e} = 20^\circ\text{C}$ ; × –  $t_{1e} = 30^\circ\text{C}$ ;  
 ——— – расчет по уточненной базовой методике  $t_k = f(q)$ ;  
 - - - - - характеристики конденсатора при конденсации чистого пара  $t_n = f(q)$

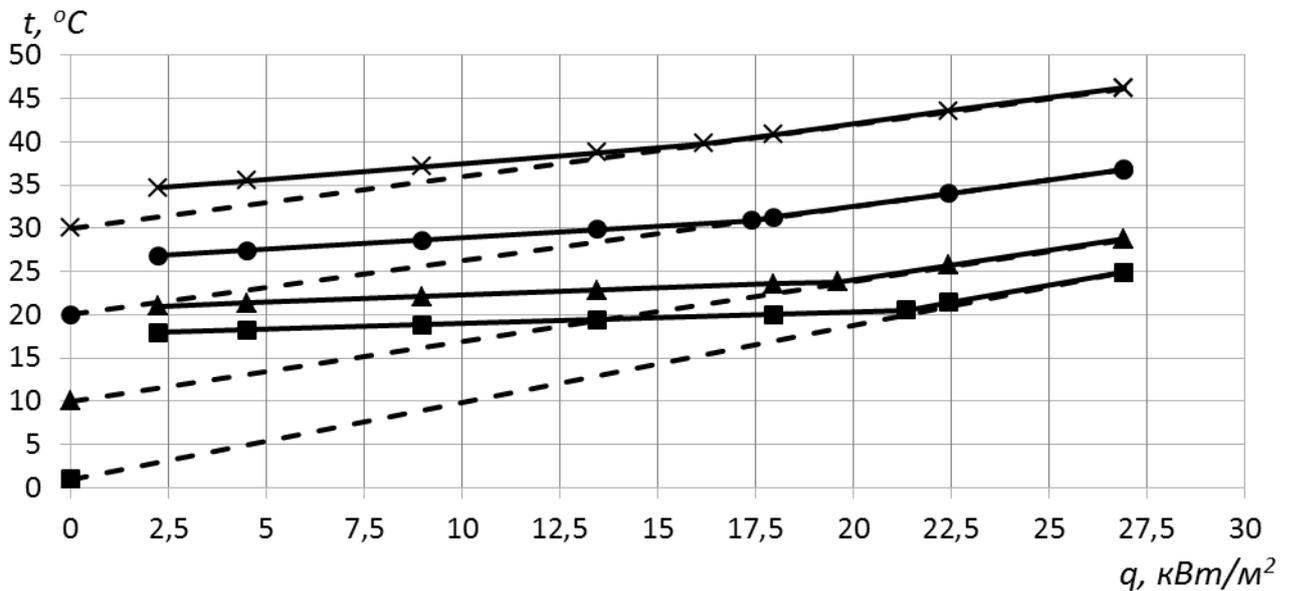


Рисунок 2.8 – Характеристики конденсатора К-14000 турбины Т-250-130 при расходе охлаждающей воды  $W = 28000 \text{ м}^3/\text{ч}$  и при нормативных присосах воздуха в вакуумную систему ( $G_{\text{возд}} = 30,0 \text{ кг/ч}$ ):  
 ■ –  $t_{1e} = 1^\circ\text{C}$ ; ▲ –  $t_{1e} = 10^\circ\text{C}$ ; ● –  $t_{1e} = 20^\circ\text{C}$ ; × –  $t_{1e} = 30^\circ\text{C}$ ;  
 ——— – расчет по уточненной базовой методике  $t_k = f(q)$ ;  
 - - - - - характеристики конденсатора при конденсации чистого пара  $t_n = f(q)$

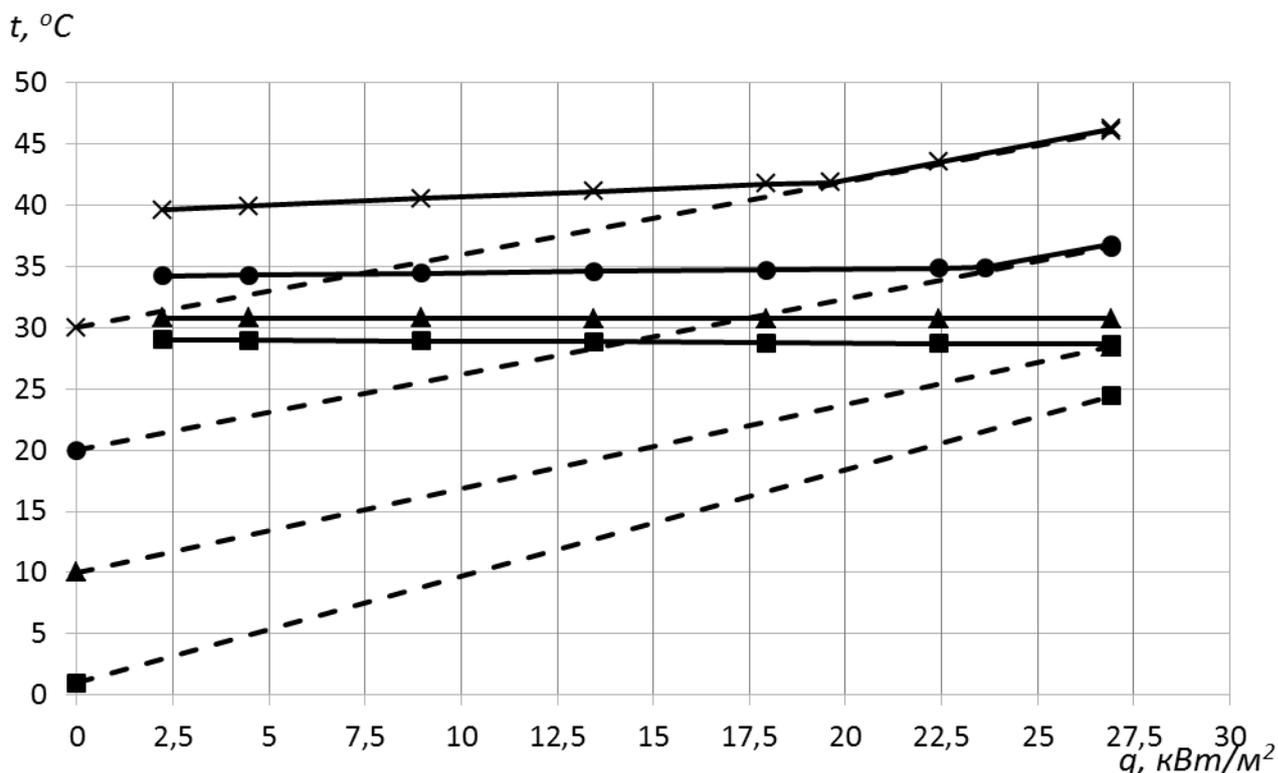


Рисунок 2.9 – Характеристики конденсатора К-14000 турбины Т-250-130 при расходе охлаждающей воды  $W=28000\text{ м}^3/\text{ч}$  и при повышенных присосах воздуха в вакуумную систему ( $G_{\text{возд}}=90,0\text{ кг/ч}$ ):

■ –  $t_{le} = 1^\circ\text{C}$ ; ▲ –  $t_{le} = 10^\circ\text{C}$ ; ● –  $t_{le} = 20^\circ\text{C}$ ; × –  $t_{le} = 30^\circ\text{C}$ ;

————— – расчет по уточненной базовой методике  $t_k = f(q)$ ;

----- – характеристики конденсатора при конденсации чистого пара  $t_n = f(q)$

Как видно из рисунков, характеристика  $t_n = f(q)$ , определенная по предложенной методике, располагается ниже характеристики  $t_k = f(q)$ , построенной с учетом присосов воздуха. Таким образом, появляется возможность получения характеристик конденсатора, которые обеспечивают учет влияния наличия воздуха в паре и одновременно наиболее полно отражают фактические характеристики конденсатора.

На основе предложенной модернизированной методики нами разработана физико-математическая модель КУ по алгоритму, представленному в приложении 1.

### **2.3. Методика введения физико-математической модели конденсатора в физико-математическую модель турбоустановки**

Эффективность эксплуатации паротурбинной установки во многом определяется эффективностью работы ее конденсатора. Поэтому при разработке современных физико-математических моделей ПТУ в качестве одной из важнейших подпрограмм должна быть использована физико-математическая модель конденсатора. Чем совершеннее модель ПТУ, тем более сложным оказывается взаимодействие в рамках этой модели турбины и конденсатора. Организация такого взаимодействия при разработке моделей является весьма актуальной задачей.

Рассмотрим взаимодействие турбины и конденсатора на примере физико-математических моделей турбоустановок Т-50-130 и Т-110/120-130, разработанных на кафедре теплотехники и гидравлики ВятГУ.

В данных физико-математических моделях использованы энергетические характеристики турбинных отсеков и вспомогательного оборудования, полученные путем обобщения экспериментальных данных. Модели позволяют производить полный тепловой расчет турбоустановок в глубоко переменных режимах, вплоть до вентиляционных. Основой модели является совокупность материальных и энергетических балансов теплофикационной турбоустановки. 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.

На рисунке 2.10 представлено окно ввода исходных данных для расчета ПТУ Т-50-130 в программе, разработанной на основе физико-математической модели.

Расчет тепловой схемы турбины Т-50 в системе СИ

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

$G_0$  
  $Q_0=$ 
  $q_3=$ 
  $p_0$  
  $t_0$  
  $p_d$

$N_3$  
  $T_{ay2}$  
  $W_{пв}$

$Q_T$  
  $W_{св}$  
  $T_{ay1}$

$H_{рд}$  
  $H_n$  
  $H_b$

$G_{чнд}$  
  $p_n$  
  $p_b$

В деаэратор подается греющий пар  
 из 3 отбора  
 из 2 отбора  
 от постороннего источника с энтальпией

Конденсатор  
  $r_k$  
  $W_{цв1}$ 
  $t_{цв1}$   
  $W_{доб}$ 
  $G_{в3}$

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

Рисунок 2.10 – Окно ввода исходных данных для расчета ПТУ Т-50-130

На рисунке 2.11 дополнительно представлено окно ввода основных параметров для расчета конденсатора по описанной ранее модели. Основные параметры для расчета конденсатора включают в себя: расчетный (нормативный) расход тепла в конденсатор, его геометрические характеристики (количество трубок, их диаметры и длина, число ходов конденсатора), коэффициенты теплопроводности материала трубок и слоя загрязнений, разность энтальпий отработавшего пара и конденсата  $\Delta i$  (задается предварительно, далее определяется в ходе расчета), коэффициент состояния поверхности теплообмена конденсатора ( $a$  в формулах 2.11 и 2.12) и характеристики эжекторов. Температура и расход охлаждающей воды на входе в конденсатор и присосы воздуха в конденсатор задаются на экране ввода исходных данных для расчета ПТУ (см. рисунок 2.10).

Также в программе имеется возможность помимо уточненной методики использовать для расчета конденсатора методику КТЗ или ВТИ.

Наименование параметра	значение
Расчетный расход тепла, Гкал/ч	140
Количество трубок n, шт.	5310
Диаметр трубки внешний d1, мм	24
Диаметр трубки внутренний d2, мм	22
Длина трубки l, м	7.33
Теплопроводность материала трубки Л, Вт/(м К)	105
Число ходов конденсатора z, шт	2
Теплопроводность слоя грязи Лгр, Вт/(м К)	2
di, кДж/кг, определяется режимом	2242.00
Нэ, МВт, определяется режимом	50.0000
безымянный коэффициент а	0.82
Эжектор "1" коэффициент А, кПа	1
Эжектор "1" коэффициент В	0.0275
Второй эжектор в работе (1-да)	1
Эжектор "2" коэффициент А, кПа	1
Эжектор "2" коэффициент В	0.0275
Условная толщина слоя загрязнений, мм	0.5
-	0
Тепло в к-р - определяется режимом	0.0

Установить значения по умолчанию

Выход

Рисунок 2.11 – Окно ввода основных параметров для расчета конденсатора в схеме ПТУ Т-50-130

В ряде случаев тепловая нагрузка конденсатора  $Q_k$  определяется по выражению:

$$Q_k = D_k \cdot \Delta i, \quad (2.17)$$

где  $\Delta i$  – разность энтальпий отработавшего пара и конденсата.

Согласно нормативным характеристикам [45] величина  $\Delta i$  постоянна и составляет:

- для конденсационного режима – 2240 кДж/кг (535 ккал/кг);
- для теплофикационного режима – 2303 кДж/кг (550 ккал/кг).

Однако данный подход не позволяет в полной мере учесть все составляющие теплового потока в конденсатор. Как было показано в работе [46], количество

теплоты, поступающей в конденсаторы турбин помимо проточной части, существенно (в 1,5–2 раза) превышает расчетное значение по данным заводоизготовителей. При использовании в расчете совместной физико-математической модели конденсатора и ПТУ возможен учет этого превышения.

В данном случае тепловая нагрузка конденсатора будет определяться из его энергетического баланса:

$$Q_k = G_k \cdot i_k + G_{пнд1} \cdot i_{пнд1} + G_{пнд2} \cdot i_{пнд2} + G_{нсп1} \cdot i_{нсп1} + G_{др.упл} \cdot i_{др.упл} + W_{реци} \cdot i_{реци} + W_{доб} \cdot i_{доб} - W_{кн} \cdot i_{кн}, \quad (2.18)$$

где  $G_k$  – расход пара из ЧНД, кг/с;

$i_k$  – энтальпия пара из ЧНД, кДж/кг;

$G_{пнд1}$  – расход дренажа из ПНД-1 (подогревателя низкого давления), кг/с;

$i_{пнд1}$  – энтальпия дренажа из ПНД-1, кДж/кг;

$G_{пнд2}$  – расход дренажа из ПНД-2, кг/с;

$i_{пнд2}$  – энтальпия дренажа из ПНД-2, кДж/кг;

$G_{нсп1}$  – расход дренажа из НСП-1 (нижнего сетевого подогревателя), кг/с;

$i_{нсп1}$  – энтальпия дренажа из НСП-1, кДж/кг;

$G_{др.упл}$  – расход дренажа из уплотнений ПЭ (пароохладителей основных эжекторов), СО (сальниковых охладителей) и ПС (подогревателей сальниковых), кг/с;

$i_{др.упл}$  – энтальпия дренажа пара из уплотнений ПЭ, СО и ПС, кДж/кг;

$W_{реци}$  – расход рециркуляции, кг/с;

$i_{реци}$  – энтальпия воды на рециркуляцию, кДж/кг;

$W_{доб}$  – расход добавочной воды, кг/с;

$i_{доб}$  – энтальпия добавочной воды, кДж/кг;

$W_{кн}$  – расход основного конденсата из конденсатора, определяется как, кг/с:

$$W_{кн} = G_k + G_{пнд1} + G_{пнд2} + G_{нсп1} + G_{др.упл} + W_{реци} + W_{доб}; \quad (2.19)$$

$i_{кн}$  – энтальпия основного конденсата (определяется по давлению насыщения в конденсаторе), кДж/кг.

Расходы ( $G_{инд1}, G_{инд2}, G_{нсп1}, G_{др.упл}$ ) и энтальпии ( $i_{инд1}, i_{инд2}, i_{нсп1}, i_{др.упл}$ ) определяются по материальным и тепловым балансам соответствующих теплообменных аппаратов.

Расход  $G_k$  определяется с учетом особенностей мощностных характеристик отсеков турбины [47] отдельно для чисто вентиляционных режимов, режимов частичных нагрузок и режимов, близких к номинальному. Энтальпия  $i_k$  также [47] определяется с учетом переменных режимов работы турбоустановки на основе обобщенных мощностных характеристик, полученных путем анализа и математической обработки экспериментальных данных.

Окно вывода результатов расчета ЦСД изображено на рисунке 2.12. Окно вывода результатов по блоку «Конденсатор» представлено на рисунках 2.13–2.16.

Результаты расчета тепловой схемы турбины Т-50 в системе СИ

Описание:  DEBUG

1 Основные параметры	2 Блок ПСГ	3 Блок ПНД	4 Деаэрактор	5 Блок ПВД
6 Проточная часть ЦВД	7 Проточная часть ЦСД	8 Конденсатор	9 Коэффициенты	
<input type="checkbox"/>	- энтальпия, кДж/кг	i6отБ	2560.70	
<input type="checkbox"/>	- удельный объем, м <sup>3</sup> /кг	v6отБ	2.73996	
<input type="checkbox"/>	- степень влажности, %	y6вл%	3.92911	
<input type="checkbox"/>	'Отсек 22-23 ступени (промежуточный)'			
<input type="checkbox"/>	- расход, кг/с	G22-23	17.1208	
<input type="checkbox"/>	- теплоперепад, кДж/кг	h22-23	142.560	
<input type="checkbox"/>	- внутренняя мощность, МВт	Ni22-23	2.44074	
<input type="checkbox"/>	7 отбор			
<input type="checkbox"/>	- давление, кПа	p7отБ	16.3362	
<input type="checkbox"/>	- температура, °С	t7отБ	55.7496	
<input type="checkbox"/>	- энтальпия, кДж/кг	i7отБ	2418.14	
<input type="checkbox"/>	- удельный объем, м <sup>3</sup> /кг	v7отБ	8.53270	
<input type="checkbox"/>	- степень влажности, %	y7вл%	7.73985	
<input type="checkbox"/>	Внутренняя мощность ЦСД, МВт	Niчсг	30.9545	
<input type="checkbox"/>	Регулирующая диафрагма ЧНД			
<input type="checkbox"/>	- степень открытия РД ЧНД, %	Npг%	100.000	
<input type="checkbox"/>	Отсек 24-25 ступени (ЧНД)			
<input type="checkbox"/>	- расход, кг/с	Gчнг	12.8521	
<input type="checkbox"/>	- теплоперепад, кДж/кг	hчнг	115.979	
<input type="checkbox"/>	- внутренняя мощность, МВт	Niчнг	1.49057	
<input type="checkbox"/>	Выход ЦСД			
<input type="checkbox"/>	- давление, кПа	pk	4.37898	
<input type="checkbox"/>	- энтальпия, кДж/кг	ik"	2302.16	
<input type="checkbox"/>	Заднее уплотнение ЦСД			
<input type="checkbox"/>	- расход поступающего пара, кг/с	Gзук	0.09700	

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

Отчет... | Сохранить расчет

Экспорт таблицы  Отчет дописать

Выход

Рисунок 2.12 – Окно вывода расчета проточной части ЦСД Т-50-130

Результаты расчета тепловой схемы турбины Т-50 в системе СИ

Описание:  DEBUG

1 Основные параметры	2 Блок ПСГ	3 Блок ПНД	4 Деаэратор	5 Блок ПВД
6 Проточная часть ЦВД	7 Проточная часть ЦСД	8 Конденсатор	9 Коэффициенты	
Поступающие в конденсатор потоки				
<input type="checkbox"/>	- пар из ЧНД			
<input type="checkbox"/>	- расход, кг/с	Gk	12.9587	
<input type="checkbox"/>	- энтальпия, кДж/кг	ik	2305.57	
<input type="checkbox"/>	- количество тепла, МВт	QGk	29.8771	
<input type="checkbox"/>	- потери тепла, Гкал.ч	QkGk	28.2183	
<input type="checkbox"/>	- дренаж ПНД-1			
<input type="checkbox"/>	- расход, кг/с	Gng1k	0.58132	
<input type="checkbox"/>	- количество тепла, МВт	QGn1	0.13215	
<input type="checkbox"/>	- потери тепла, Гкал.ч	QkGn1	0.05773	
<input type="checkbox"/>	- дренаж ПНД-2			
<input type="checkbox"/>	- расход, кг/с	Gng2k	6.79438	
<input type="checkbox"/>	- количество тепла, МВт	QGn2	2.16591	
<input type="checkbox"/>	- потери тепла, Гкал.ч	QkGn2	1.29616	
<input type="checkbox"/>	- дренаж НСП-1			
<input type="checkbox"/>	- расход, кг/с	Gncn1k	23.6979	
<input type="checkbox"/>	- количество тепла, МВт	QGcn1	5.51663	
<input type="checkbox"/>	- потери тепла, Гкал.ч	QkGcn1	2.48306	
<input type="checkbox"/>	- дренажи ПЭ, СО и ПС			
<input type="checkbox"/>	- расход, кг/с	Ggp_ynl	1.00365	
<input type="checkbox"/>	- количество тепла, МВт	QGynl	0.16657	
<input type="checkbox"/>	- потери тепла, Гкал.ч	QkGynl	0.03810	
<input type="checkbox"/>	- рециркуляция			
<input type="checkbox"/>	- расход, кг/с	Wpec	0.0	
<input type="checkbox"/>	- энтальпия, кДж/кг	t~pec	189.016	
<input type="checkbox"/>	- количество тепла, МВт	QWpec	0.0	

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

Отчет... Сохранить расчет  
 Экспорт таблицы  Отчет дописать

Выход

Рисунок 2.13 – Окно вывода расчета конденсатора (экран 1)

Результаты расчета тепловой схемы турбины Т-50 в системе СИ

Описание:  DEBUG

1 Основные параметры	2 Блок ПСГ	3 Блок ПНД	4 Деаэратор	5 Блок ПВД
6 Проточная часть ЦВД	7 Проточная часть ЦСД	8 Конденсатор	9 Коэффициенты	
-добавочная вода				
<input type="checkbox"/>	- расход, кг/с	WgoB	1.00000	
<input type="checkbox"/>	- температура, °C	tgoB	0.0	
<input type="checkbox"/>	- энтальпия, кДж/кг	t~goB	0.05769	
<input type="checkbox"/>	- количество тепла, МВт	QWgoB	0.00005	
<input type="checkbox"/>	- потери тепла, Гкал.ч	Qk_goB	-0.12795	
<input type="checkbox"/>	- тепло полезное, Гкал.ч	Qm_goB	0.99563	
Основной конденсат из конденсатора				
<input type="checkbox"/>	- расход, кг/с	Wkn	46.0359	
<input type="checkbox"/>	- энтальпия, кДж/кг	tsk~	128.010	
<input type="checkbox"/>	- количество тепла, МВт	Q_uz_k	5.89306	
Потери тепла в конденсаторе, МВт				
<input type="checkbox"/>		Qk	31.9645	
Характеристика конденсатора				
<input type="checkbox"/>	tsk при Qk=0, град.С	tsk0	23.2980	
<input type="checkbox"/>	границный расход тепла, МВт	Qk_гран	72.8071	
<input type="checkbox"/>	tsk при граничном расходе, град.С	tsk_гран	42.4864	
<input type="checkbox"/>	расчетный расход тепла, МВт	Qk_расч	140.000	
<input type="checkbox"/>	tsk при расчетном расходе, град.С	tsk_расч	63.2388	
Параметры в конденсаторе по характеристике				
<input type="checkbox"/>	- температура, °C	tsk_x	30.5467	
<input type="checkbox"/>	- давление, кПа	psk_x	4.38180	
Параметры в конденсаторе фактические				
<input type="checkbox"/>	- температура, °C	tsk	30.5418	
<input type="checkbox"/>	- давление, кПа	psk	4.38056	

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

Отчет... Сохранить расчет  
 Экспорт таблицы  Отчет дописать

Выход

Рисунок 2.14 – Окно вывода расчета конденсатора (экран 2)

Результаты расчета тепловой схемы турбины Т-50 в системе СИ

Описание:   DEBUG

1 Основные параметры	2 Блок ПСГ	3 Блок ПНД	4 Деаэратор	5 Блок ПВД
6 Проточная часть ЦВД	7 Проточная часть ЦСД	8 Конденсатор	9 Коэффициенты	
<input type="checkbox"/>	Параметры в конденсаторе фактические			
<input type="checkbox"/>	- температура, °C	tsk	30.5418	
<input type="checkbox"/>	- давление, кПа	psk	4.38056	
<input type="checkbox"/>	- энтальпия, кДж/кг	t~эк	128.010	
<input type="checkbox"/>	Оценка степени загрязнения конденсатора			
<input type="checkbox"/>	- толщина слоя загрязнений, мм	d_эрыз	0.49902	
<input type="checkbox"/>	Пароохладитель основных эжекторов (ПЭ)			
<input type="checkbox"/>	расход пара, кг/с	Gnэ	0.22000	
<input type="checkbox"/>	тепло поступившее, МВт	QnэG	0.60616	
<input type="checkbox"/>	переданно конденсату, МВт	Qnэ	0.57338	
<input type="checkbox"/>	с дренажем в конденсатор, МВт	Qnэ_к	0.03278	
<input type="checkbox"/>	Основной конденсат			
<input type="checkbox"/>	- расход, кг/с	Wкн	46.0359	
<input type="checkbox"/>	- энтальпия на входе, кДж/кг	t~1nэ	128.010	
<input type="checkbox"/>	- энтальпия на выходе, кДж/кг	t~1co	140.465	
<input type="checkbox"/>	- энтальпия дренажа, кДж/кг	t~gp_nэ	149.010	
<input type="checkbox"/>	Сальниковый охладитель (СО)			
<input type="checkbox"/>	расход пара, кг/с	Gco	0.23500	
<input type="checkbox"/>	тепло поступившее, МВт	QcoG	0.64749	
<input type="checkbox"/>	переданно конденсату, МВт	Qco	0.60954	
<input type="checkbox"/>	с дренажем в конденсатор, МВт	Qco_к	0.03794	
<input type="checkbox"/>	Основной конденсат			
<input type="checkbox"/>	- энтальпия на выходе, кДж/кг	t~1nc	153.706	
<input type="checkbox"/>	- энтальпия дренажа, кДж/кг	t~gp_co	161.465	
<input type="checkbox"/>	<b>Сальниковый подогреватель (ПС)</b>			
<input type="checkbox"/>	расход пара, кг/с	Gnc	0.54865	
<input type="checkbox"/>	тепло поступившее, МВт	QncG	1.72137	
<input type="checkbox"/>	переданно конденсату, МВт	Qnc	1.62552	
<input type="checkbox"/>	с дренажем в конденсатор, МВт	Qnc_к	0.09585	
<input type="checkbox"/>	Основной конденсат			
<input type="checkbox"/>	- энтальпия на выходе, кДж/кг	t~в1	189.016	
<input type="checkbox"/>	- энтальпия дренажа, кДж/кг	t~gp_nc	174.706	

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

Отчет... Сохранить расчет  
 Экспорт таблицы  Отчет дописать

Выход

Рисунок 2.15 – Окно вывода расчета конденсатора (экран 3)

Результаты расчета тепловой схемы турбины Т-50 в системе СИ

Описание:   DEBUG

1 Основные параметры	2 Блок ПСГ	3 Блок ПНД	4 Деаэратор	5 Блок ПВД	
6 Проточная часть ЦВД	7 Проточная часть ЦСД	8 Конденсатор	9 Коэффициенты		
<input type="checkbox"/>	расход пара, кг/с			Gnэ	0.22000
<input type="checkbox"/>	тепло поступившее, МВт			QnэG	0.60616
<input type="checkbox"/>	переданно конденсату, МВт			Qnэ	0.57338
<input type="checkbox"/>	с дренажем в конденсатор, МВт			Qnэ_к	0.03278
<input type="checkbox"/>	Основной конденсат				
<input type="checkbox"/>	- расход, кг/с			Wкн	46.0359
<input type="checkbox"/>	- энтальпия на входе, кДж/кг			t~1nэ	128.010
<input type="checkbox"/>	- энтальпия на выходе, кДж/кг			t~1co	140.465
<input type="checkbox"/>	- энтальпия дренажа, кДж/кг			t~gp_nэ	149.010
<input type="checkbox"/>	Сальниковый охладитель (СО)				
<input type="checkbox"/>	расход пара, кг/с			Gco	0.23500
<input type="checkbox"/>	тепло поступившее, МВт			QcoG	0.64749
<input type="checkbox"/>	переданно конденсату, МВт			Qco	0.60954
<input type="checkbox"/>	с дренажем в конденсатор, МВт			Qco_к	0.03794
<input type="checkbox"/>	Основной конденсат				
<input type="checkbox"/>	- энтальпия на выходе, кДж/кг			t~1nc	153.706
<input type="checkbox"/>	- энтальпия дренажа, кДж/кг			t~gp_co	161.465
<input type="checkbox"/>	<b>Сальниковый подогреватель (ПС)</b>				
<input type="checkbox"/>	расход пара, кг/с			Gnc	0.54865
<input type="checkbox"/>	тепло поступившее, МВт			QncG	1.72137
<input type="checkbox"/>	переданно конденсату, МВт			Qnc	1.62552
<input type="checkbox"/>	с дренажем в конденсатор, МВт			Qnc_к	0.09585
<input type="checkbox"/>	Основной конденсат				
<input type="checkbox"/>	- энтальпия на выходе, кДж/кг			t~в1	189.016
<input type="checkbox"/>	- энтальпия дренажа, кДж/кг			t~gp_nc	174.706

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

Отчет... Сохранить расчет  
 Экспорт таблицы  Отчет дописать

Выход

Рисунок 2.16 – Окно вывода расчета конденсатора (экран 4)

Условно описанный способ объединения физико-математических моделей конденсатора и ПТУ можно представить в виде блок-схемы (рисунок 2.17).

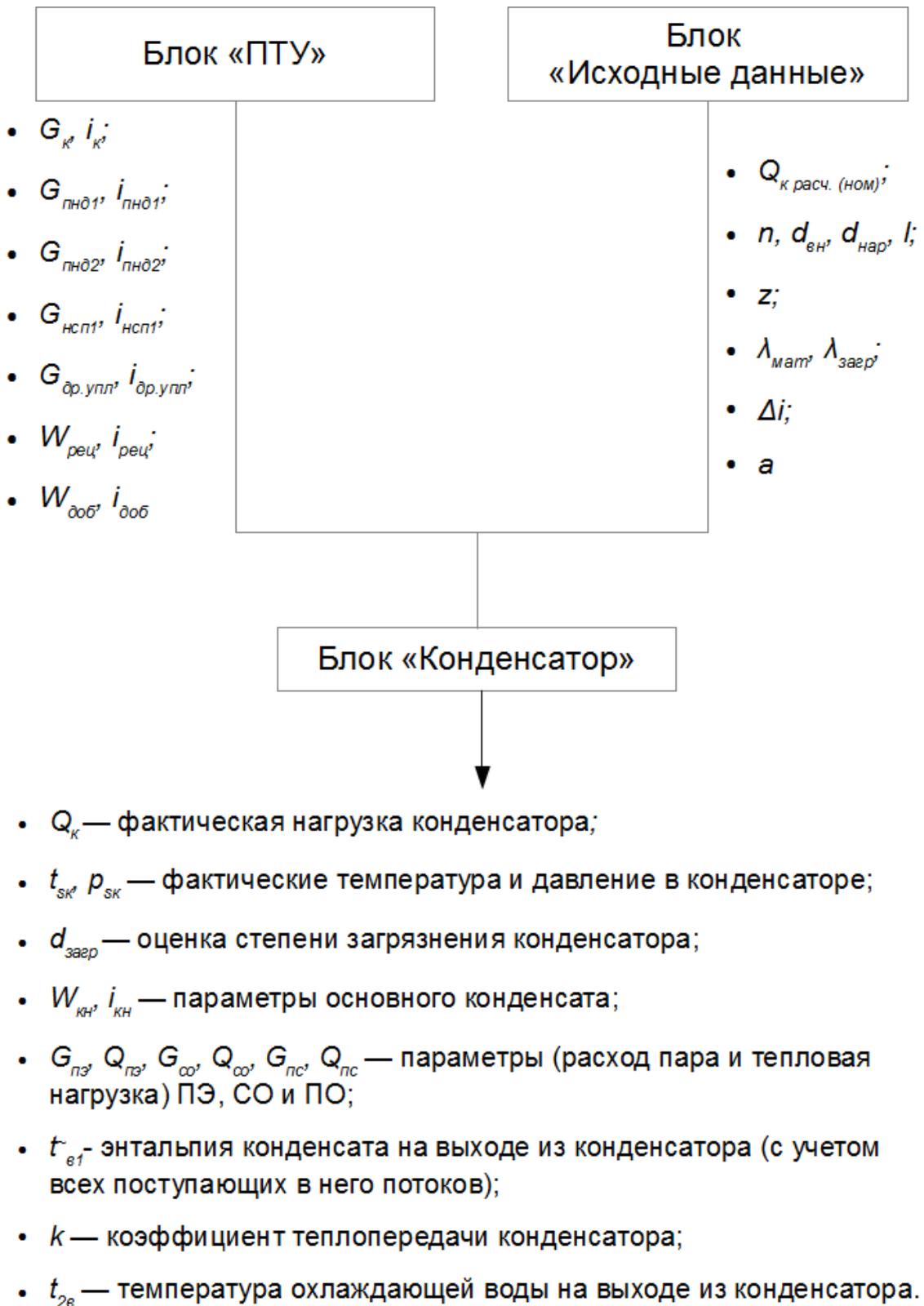


Рисунок 2.17 – Блок-схема объединения физико-математических моделей конденсатора и ПТУ

На рисунке 2.17 приняты следующие обозначения:

1) Блок «Конденсатор» – блок расчета конденсатора по уточненной методике.

2) Блок «ПТУ» – блок расчета ПТУ по обобщенным мощностным и расходным характеристикам, а также расчет теплообменного оборудования ТЭС (ПНД, НСП и т. д.).

3) Блок «Исходные данные» – ввод основных геометрических характеристик конденсатора (см. рисунок 2.11).

С учетом описанных моделей автором предлагается определять  $\Delta i$  следующим образом: энтальпия пара на выходе из ЦСД будет определяться по энергетической характеристике последней ступени турбины; энтальпия конденсата определяется по его физико-математической модели (или по обобщенным характеристикам конденсатора). Полученные данные импортируются в описанную ранее физико-математическую модель конденсатора. На рисунках 2.18 и 2.19 представлены результаты расчетных исследований определения  $\Delta i$  для турбины Т-50-130.

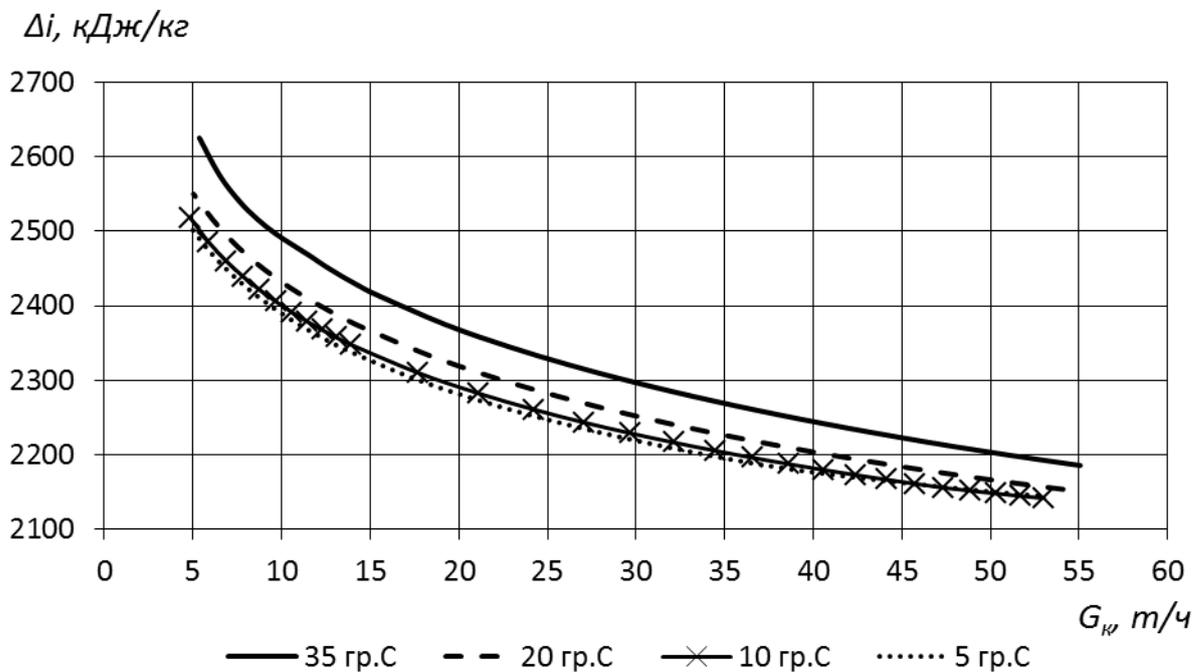


Рисунок 2.18 – Зависимость снижения разности энтальпий  $\Delta i$  от расхода пара в конденсатор при работе ПТУ Т-50-130 ( $W = 7000$  т/ч,  $a = 0,8$ ,  $G_{возд} = 11,25$  кг/ч) в теплофикационном режиме при различных температурах охлаждающей воды

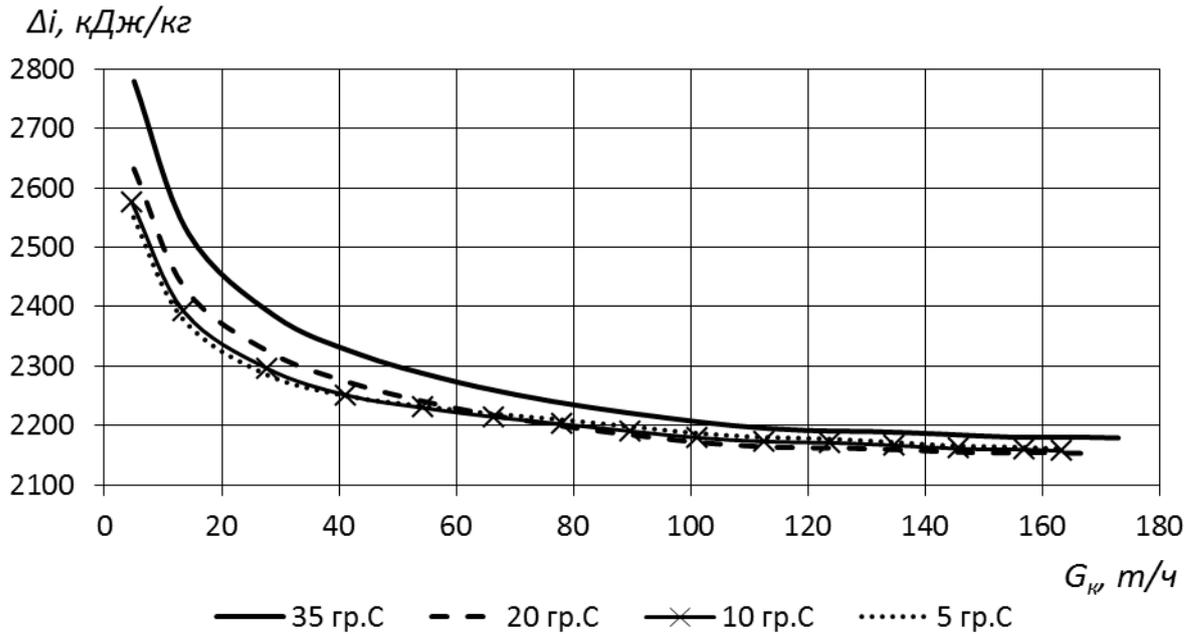


Рисунок 2.19 – Зависимость снижения разности энтальпий  $\Delta i$  от расхода пара в конденсатор при работе ПТУ Т-50-130 ( $W = 7000$  т/ч,  $a = 0,8$ ,  $G_{\text{возд}} = 11,25$  кг/ч) в конденсационном режиме при различных температурах охлаждающей воды

Как видно из рисунков, изменение  $\Delta i$  ПТУ при изменении паровой нагрузки конденсатора значительно (до 20%). Это справедливо как при работе ПТУ в конденсационном, так и в теплофикационном режиме.

Такое снижение значения  $\Delta i$  при увеличении паровой нагрузки объясняется значительным изменением энтальпии пара на входе в конденсатор. Так для турбины Т-50-130 при работе в теплофикационном режиме изменение энтальпии пара на выходе из ЧНД составляет  $\approx 350$  кДж/кг, для работы в конденсационном режиме –  $\approx 300\text{--}500$  кДж/кг.

Полученные результаты позволили вывести зависимость для определения  $\Delta i$  вида:

$$\Delta i = \beta_1 \cdot G_{\text{к}}^{\beta_2} \cdot t_{\text{1в}}^{\beta_3}, \quad (2.20)$$

где  $\beta_1$ ,  $\beta_2$ ,  $\beta_3$  – эмпирические коэффициенты, которые для турбины Т-50-130 равны:

а) для теплофикационного режима:  $\beta_1 = 2729,672$ ;  $\beta_2 = -0,07$ ;  $\beta_3 = 0,017$ ;

б) для конденсационного режима:  $\beta_1 = 2729,672$ ;  $\beta_2 = -0,054$ ;  $\beta_3 = 0,011$ .

На рисунках 2.20 и 2.21 представлено сравнение зависимостей  $\Delta i = f(G_{\kappa})$ , определенных по совместной модели турбины и конденсатора и рассчитанных с помощью выражения (2.20).

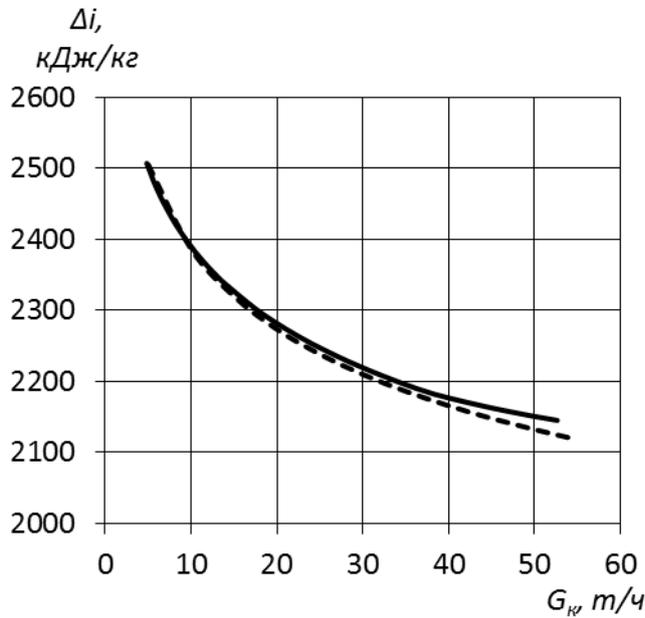
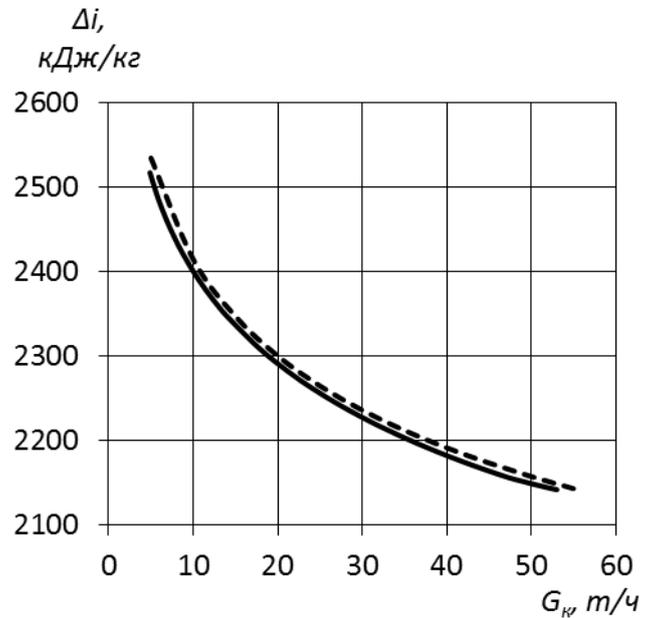
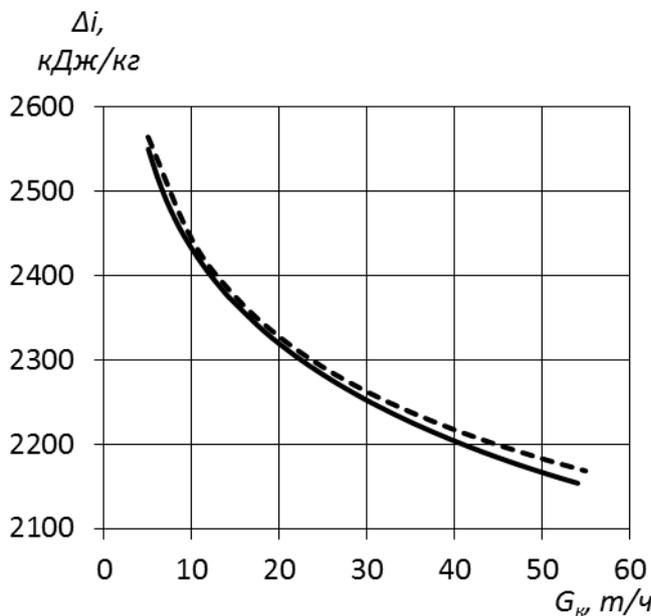
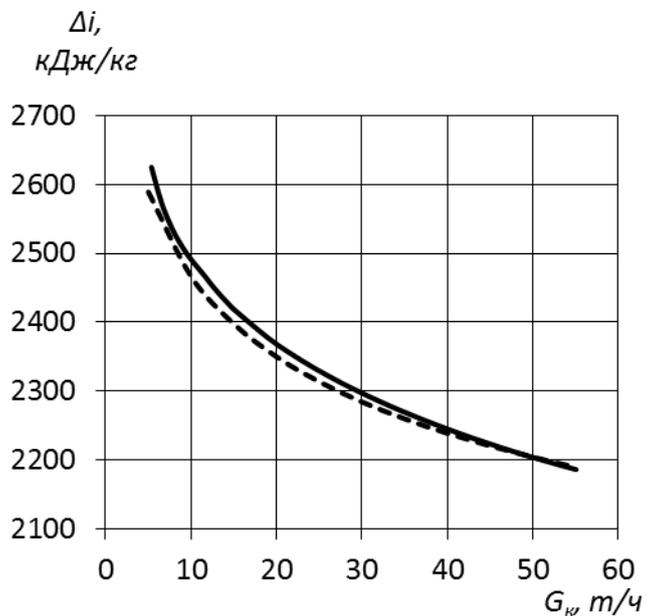
а)  $t_{16} = 5^{\circ}\text{C}$ б)  $t_{16} = 10^{\circ}\text{C}$ в)  $t_{16} = 20^{\circ}\text{C}$ г)  $t_{16} = 35^{\circ}\text{C}$ 

Рисунок 2.20 – Зависимость снижения разности энтальпий  $\Delta i$  от расхода пара в конденсатор при работе ПТУ Т-50-130 ( $W = 7000$  т/ч,  $a = 0,8$ ,  $G_{\text{возд}} = 11,25$  кг/ч) в теплофикационном режиме:

————— – расчет по физико-математической модели ПТУ и конденсатора;  
 - - - - - – расчет по формуле (2.20)

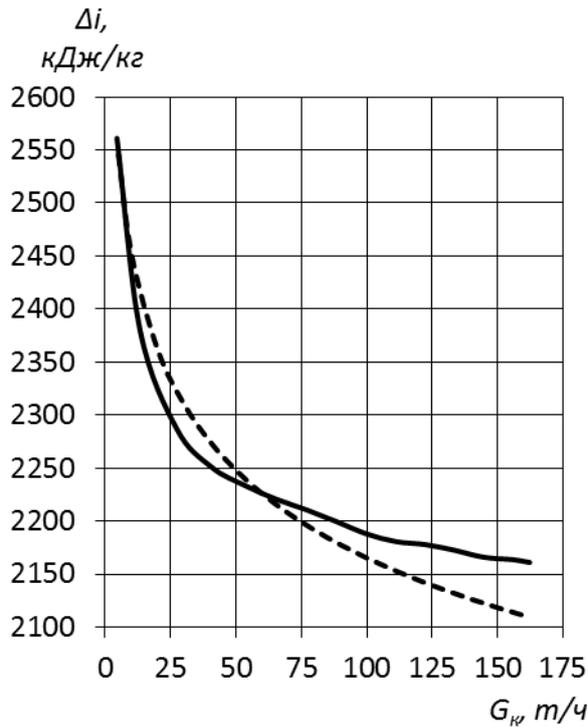
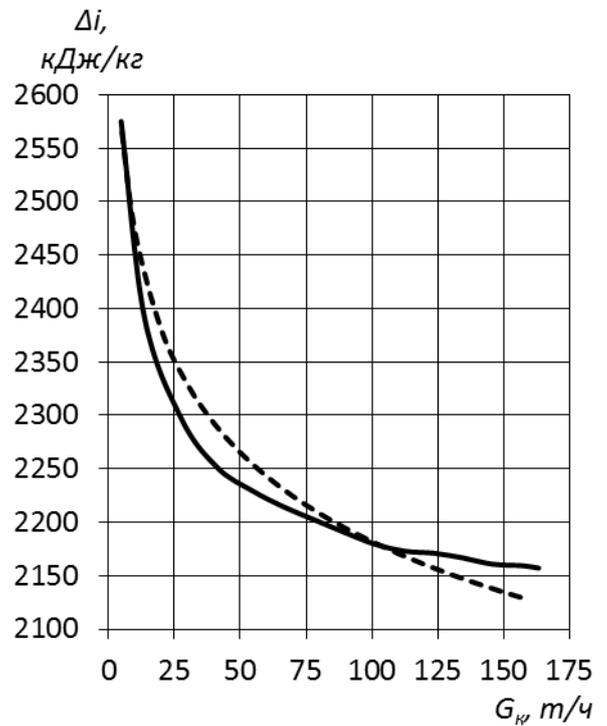
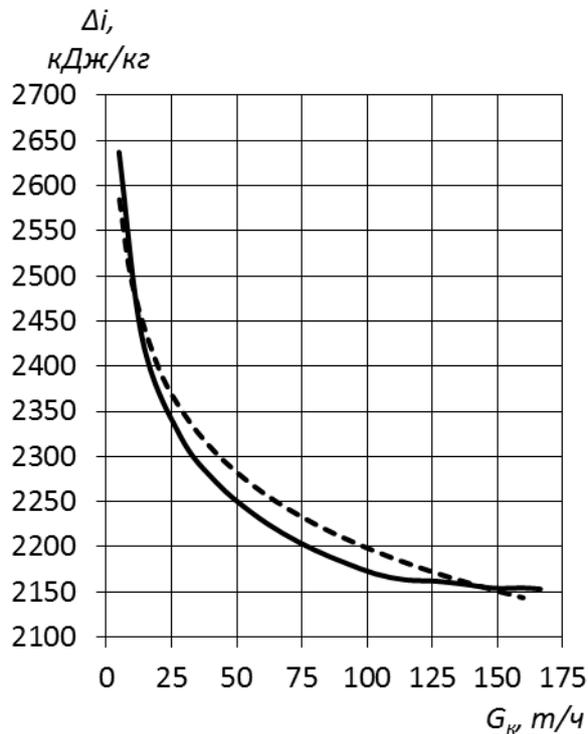
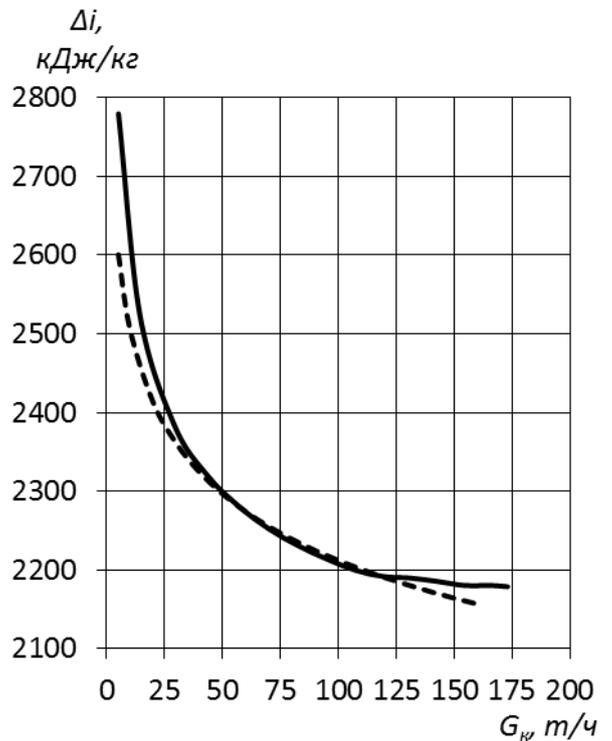
а)  $t_{16} = 5^{\circ}\text{C}$ б)  $t_{16} = 10^{\circ}\text{C}$ в)  $t_{16} = 20^{\circ}\text{C}$ г)  $t_{16} = 35^{\circ}\text{C}$ 

Рисунок 2.21 – Зависимость снижения разности энтальпий  $\Delta i$  от расхода пара в конденсатор при работе ПТУ Т-50-130 ( $W = 7000$  т/ч,  $a = 0,8$ ,  $G_{\text{возд}} = 11,25$  кг/ч) в конденсационном режиме:

————— – расчет по физико-математической модели ПТУ и конденсатора;  
 - - - - - – расчет по формуле (2.20)

## 2.4. Верификация физико-математической модели на основе экспериментальных данных

Важным условием при выборе модели для исследований является совпадение расчетной характеристики со значениями, определенными в ходе испытаний. В качестве расчетной характеристики выбрана зависимость  $t_k = f(q)$ .

В ходе работы были проведены исследования (в дополнение к описанным в работе [11]) по экспериментальным данным Пензенской ТЭЦ.

На рисунках 2.22, 2.23 и 2.24 показано сравнение опытных данных для конденсатора КГ2-6200 турбины Т-110/120-13 ст. №7 Пензенской ТЭЦ с расчетными характеристиками, полученными по описанной ранее программе для условий, имевших место в эксперименте. Турбина Т-100/120-130 ст. №7 Пензенской ТЭЦ, оснащенная конденсатором КГ2-6200, эксплуатируется преимущественно при пониженных до 30–50% тепловых и электрических нагрузках. Температура охлаждающей воды на входе в конденсатор варьируется от 0 до 21 °С, расходы охлаждающей воды изменяются в зависимости от внешних условий в пределах от 3000 до 10000 т/ч. Расхождение расчетных значений с опытными данными не превышает 10% на всем диапазоне паровых нагрузок, что позволяет сделать вывод о правильности выбранной физико-математической модели. Наибольшее расхождение наблюдается при более высоких температурах охлаждающей воды (см. рисунок 2.24).

Также в качестве примера результатов экспериментальной проверки на рисунках 2.25 и 2.26 показаны результаты сопоставления расчетных и экспериментальных данных, полученных для турбин Т-110/120-130 и Т-185/220-130.

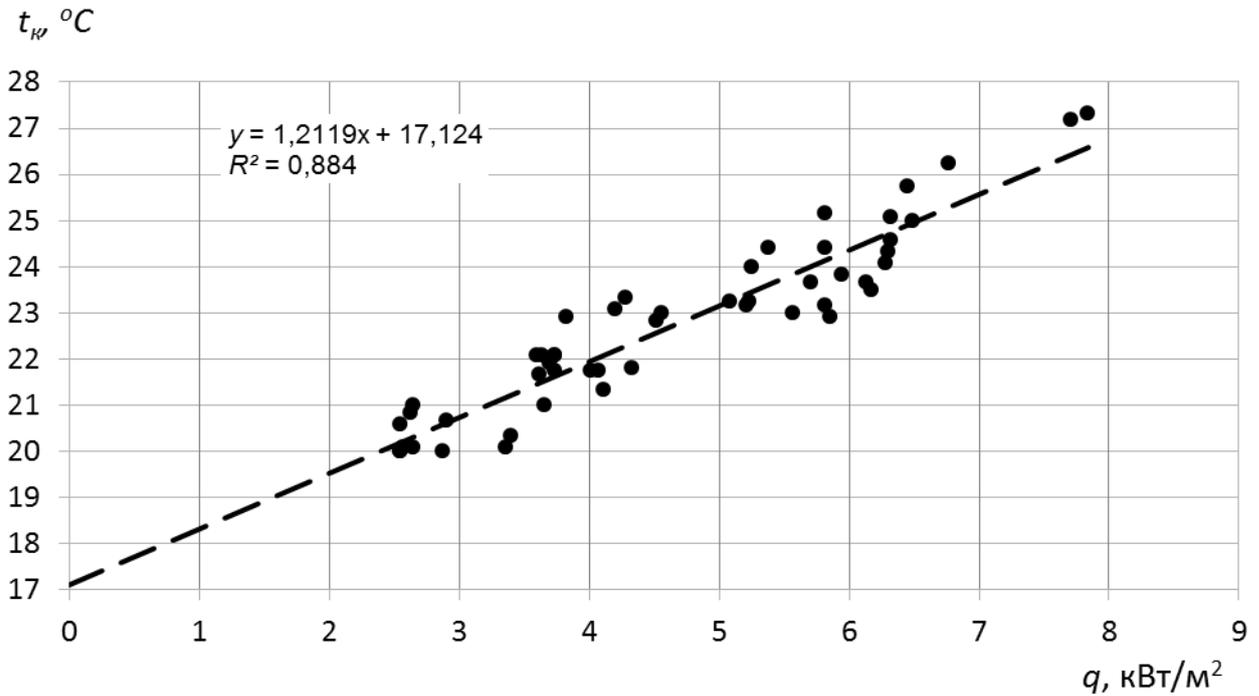


Рисунок 2.22 – Зависимость температуры насыщения при давлении в горловине конденсатора турбины Т-110/120-130 ст. №7 Пензенской ТЭЦ от его удельной тепловой нагрузки:

----- расчет по уточненной методике ( $W = 5110$  т/ч,  $t_{l6} = 1^\circ\text{C}$ ,  $a = 0,22$ ,  $G_{\text{возд}} = 22$  кг/ч);  
 ● – эксперимент

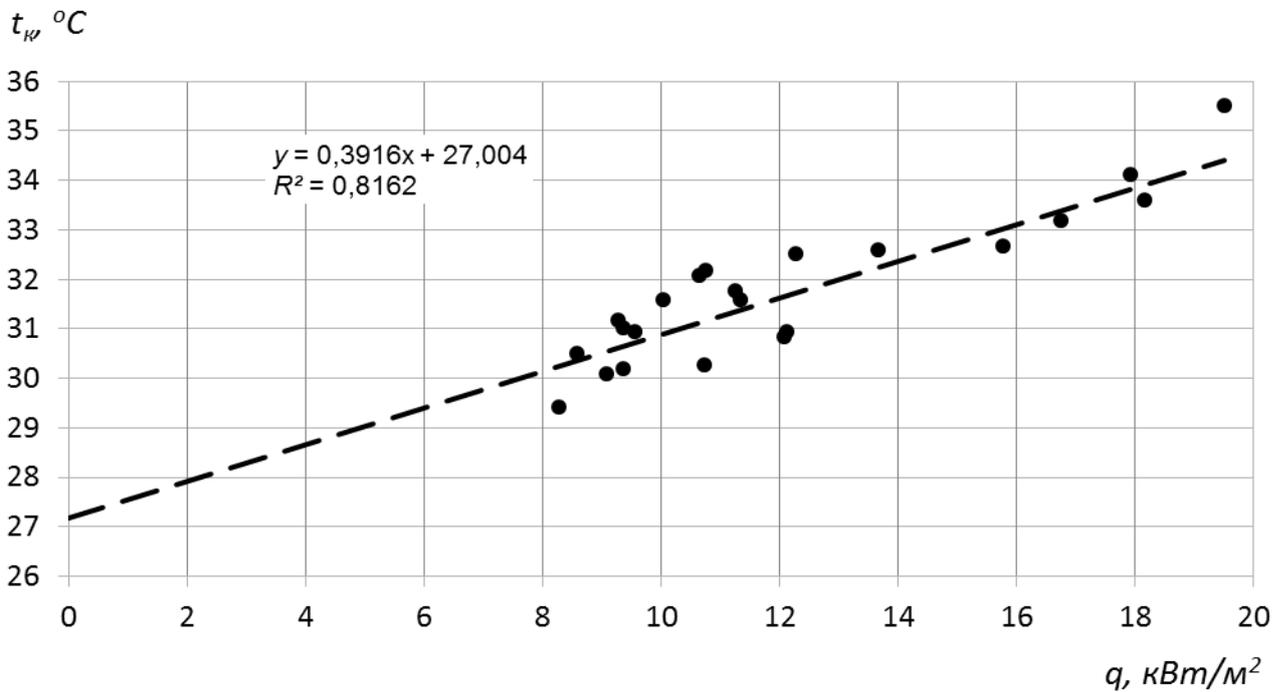


Рисунок 2.23 – Зависимость температуры насыщения при давлении в горловине конденсатора турбины Т-110/120-130 ст. №7 Пензенской ТЭЦ от его удельной тепловой нагрузки:

----- расчет по уточненной методике ( $W = 5920$  т/ч,  $t_{l6} = 4-6^\circ\text{C}$ ,  $a = 0,37$ ,  $G_{\text{возд}} = 66,5$  кг/ч);  
 ● – эксперимент

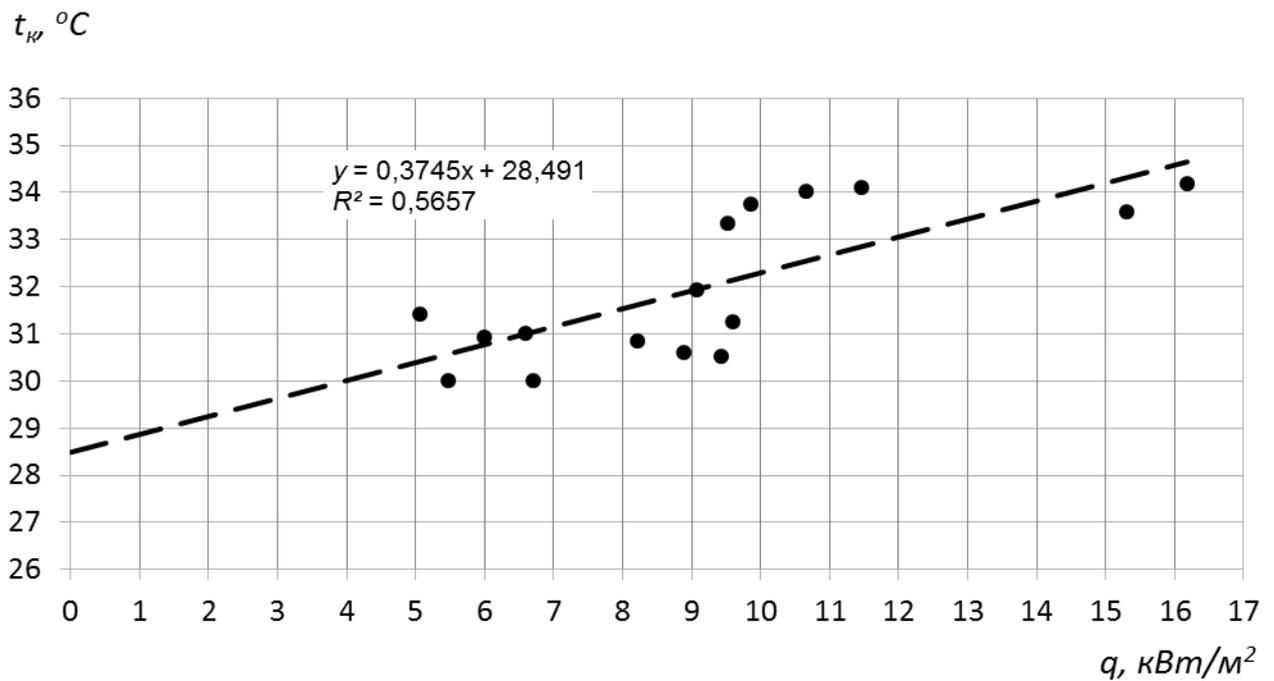


Рисунок 2.24 – Зависимость температуры насыщения при давлении в горловине конденсатора турбины Т-110/120-130 ст. №7 Пензенской ТЭЦ от его удельной тепловой нагрузки:

- - - - расчет по уточненной методике ( $W = 4228$  т/ч,  $t_{l6} = 7-11^\circ\text{C}$ ,  $a = 1,0$ ,  $G_{\text{возд}} = 69,5$  кг/ч);  
 ● – эксперимент

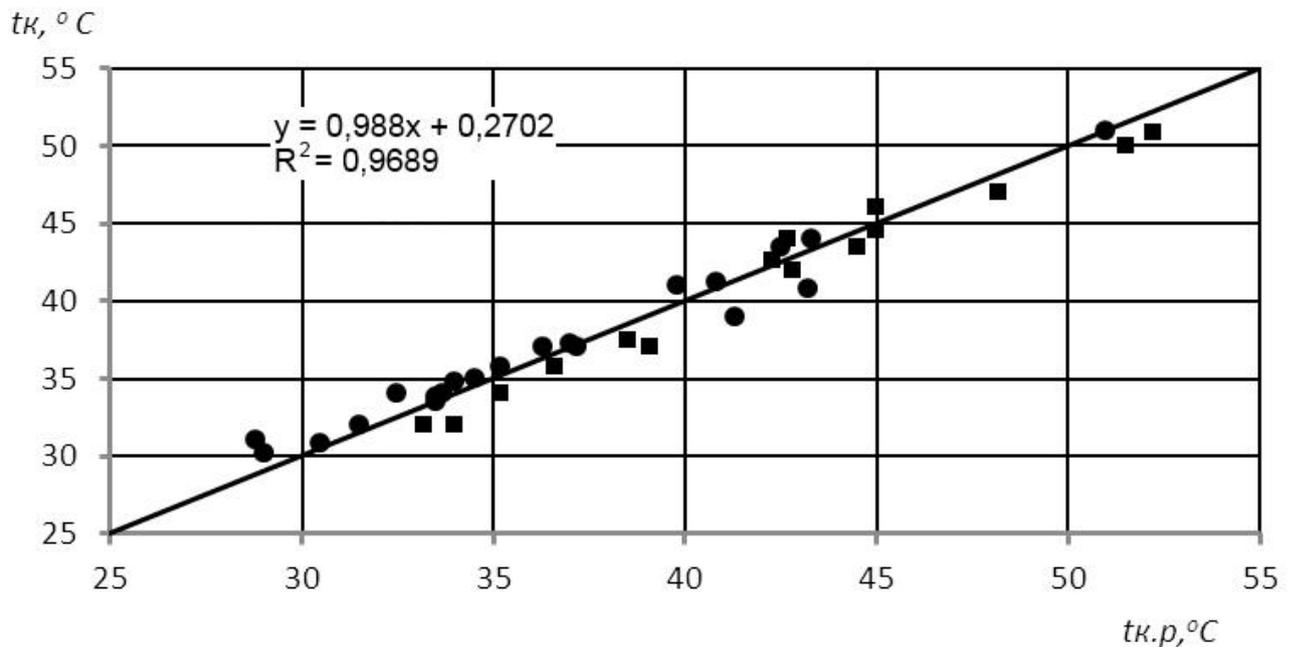


Рисунок 2.25 – Зависимость фактической температуры насыщения при давлении в конденсаторе от расчетной для конденсатора КГ2-620-III турбины Т-100/110-130:

— — — — расчет ( $t_{k.p}, ^\circ\text{C}$ );  
 ● – результаты испытаний, проведенных УГТУ (УПИ), ( $t_k, ^\circ\text{C}$ );  
 ■ – результаты испытаний УО ОРГРЭС, ( $t_k, ^\circ\text{C}$ )

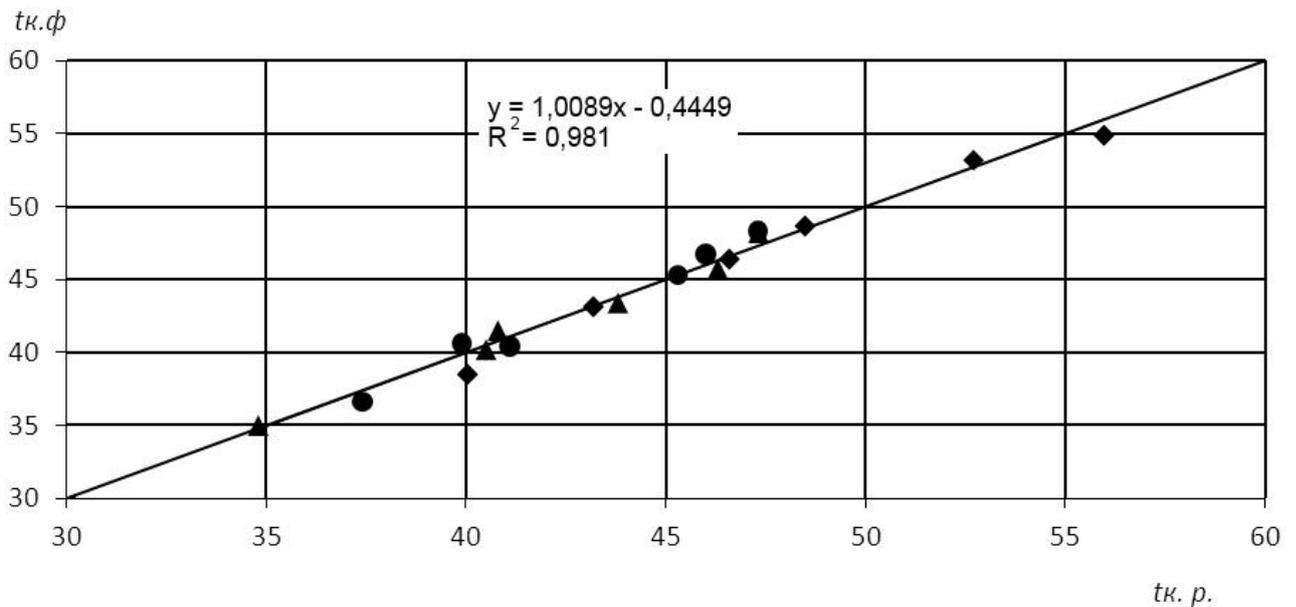


Рисунок 2.26 – Зависимость фактической температуры насыщения при давлении в конденсаторе от расчетной для конденсатора КГ2-12000-1 турбины Т-185-130 ТМЗ:

- — расчет, ( $t_{к.р}$ , °С);
- ▲, ◆ – результаты испытаний, проведенных ВятГУ ( $t_{к.ф}$ , °С);
- – результаты испытаний группы наладки Кировской ТЭЦ-5, ( $t_{к.ф}$ , °С)

Разработанная на основе выбранной методики физико-математическая модель конденсатора используется в течение нескольких лет для обработки результатов обследования конденсаторов паротурбинных установок различных ТЭЦ. Опыт показал, что данная модель может быть использована для анализа режимов работы турбоустановок ТЭЦ, диагностики работы конденсатора и эжектора и др. Результаты экспериментов подтвердили адекватность модели [11]. При соответствующем выборе безразмерного коэффициента  $a$  можно получить практически полное совпадение правых частей характеристик конденсатора, а при известных присосах воздуха в вакуумную систему – совпадение и левых ее частей.

## 2.5. Выводы по второй главе

1. По результатам проведенного анализа в качестве основы для модернизации выбрана уточненная ВятГУ методика ВТИ.
2. Предложена методика поверочного расчета, позволяющая оценивать раздельное влияние на давление пара в конденсаторе величины присосов воздуха и загрязнения его трубной системы в любых реальных режимах работы ПТУ.
3. Разработана методика введения физико-математической модели конденсатора в физико-математическую модель турбоустановки.
4. На основе предложенной методики разработана физико-математическая модель конденсатора и проведена ее верификация на основе экспериментальных данных, полученных на турбоустановках различных типов.

### Глава 3. Сопоставление расчетных и нормативных характеристик конденсаторов паротурбинных установок

До настоящего времени оценка состояния конденсационных установок паровых турбин в процессе эксплуатации производится с помощью нормативных характеристик, полученных путем обобщения результатов испытаний и их тепловых расчетов. При построении нормативных характеристик давления в конденсаторе ( $p_k$ ) и конечного температурного напора ( $\delta t$ ) в зависимости от расхода в него пара в большинстве случаев используют методику ВТИ [33]. Данный подход к составлению характеристик обеспечивает их достаточную достоверность.

Выбранная нами методика (см. главу 2) и разработанная на ее базе физико-математическая модель позволяют сопоставить расчетные и нормативные характеристики конденсаторов. Такое сопоставление, на наш взгляд, позволит: во-первых, еще раз верифицировать разработанную модель, и во-вторых, проверить возможность приведения нормативных характеристик к единым начальным условиям построения [48].

На первом этапе решения этой задачи сопоставим существующие нормативные характеристики теплофикационных турбоустановок различных типов [45, 49–52].

На рисунке 3.1 представлены нормативные характеристики конденсаторов теплофикационных турбин в виде зависимости температуры насыщения  $t_k$  при давлении в конденсаторе от удельной тепловой нагрузки конденсатора  $q$ .

Данные, изображенные на рисунке, позволяют представить зависимость  $t_k = f(q)$  в виде кусочно-линейной функции из двух участков, имеющей вполне определенную точку перелома, определяемую, например, по методике ВТИ при расходе пара в конденсатор  $D_k = D_k^{2p}$ .

Наличие двух участков объясняется тесной взаимосвязью между давлением в конденсаторе и давлением всасывания эжектора [9]. Она наиболее существенна

при малых расходах пара в конденсатор и оказывает существенное влияние на процессы тепломассообмена.

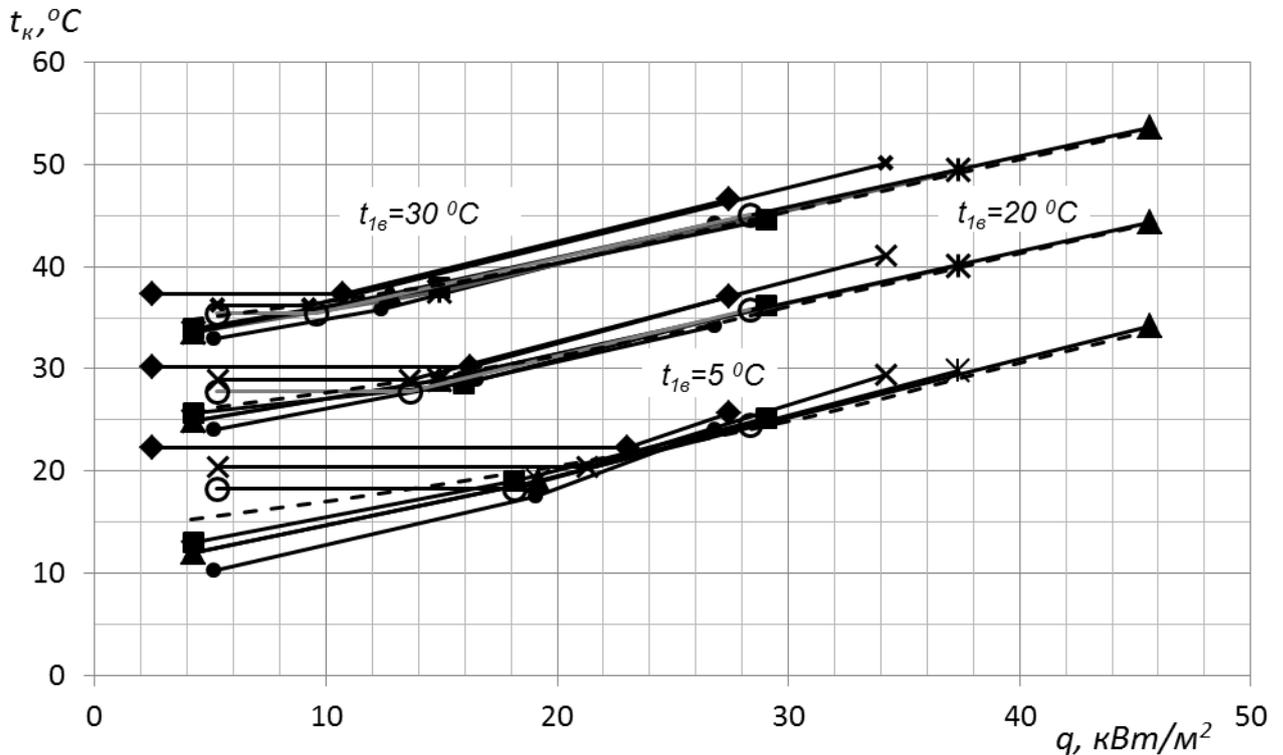


Рисунок 3.1 – Характеристики конденсаторов теплофикационных турбин при различных температурах охлаждающей воды и номинальном ее расходе, полученные на основе составленных

ОРГРЭС нормативных характеристик  $p_k = f(D_n)$ :

- × – конденсатор К-6000-1 турбины ПТ-135/165-130/15 ТМЗ,  
 $F = 6000\text{ м}^2$ ,  $W = 1400\text{ м}^3/\text{ч}$ ,  $\omega_{mp} = 1,676\text{ м/с}$ ;
- ◆ – конденсатор К-14000 турбины Т-250/300-240 ТМЗ,  
 $F = 14000\text{ м}^2$ ,  $W = 28000\text{ м}^3/\text{ч}$ ,  $\omega_{mp} = 1,978\text{ м/с}$ ;
- – конденсатор КГ2-6200 турбины Т-100/120-130ТМЗ,  
 $F = 6200\text{ м}^2$ ,  $W = 16000\text{ м}^3/\text{ч}$ ,  $\omega_{mp} = 2,113\text{ м/с}$ ;
- – конденсатор К2-3000-2 турбины Т-50-130 ТМЗ,  $F = 3000\text{ м}^2$ ,  $W = 7000\text{ м}^3/\text{ч}$ ,  $\omega_{mp} = 1,932\text{ м/с}$ ;
- \* – конденсатор 60КЦС турбины ПТ-60-130/13ТМЗ,  $F = 3000\text{ м}^2$ ,  $W = 8000\text{ м}^3/\text{ч}$ ,  $\omega_{mp} = 1,85\text{ м/с}$ ;
- ▲ – конденсатор 80КЦС турбины ПТ-80-130/13 ЛМЗ,  $F = 3000\text{ м}^2$ ,  $W = 8000\text{ м}^3/\text{ч}$ ,  $\omega_{mp} = 1,85\text{ м/с}$ ;
- – конденсатор КГ2-12000-1 турбины Т-175/210-1,  
 $F = 11960\text{ м}^2$ ,  $W = 24800\text{ м}^3/\text{ч}$ ,  $\omega_{mp} = 1,996\text{ м/с}$ ;
- расчет по методике ВТИ,  
 $F = 3000\text{ м}^2$ ,  $W = 8000\text{ м}^3/\text{ч}$ ,  $\omega_{mp} = 1,85\text{ м/с}$ , коэффициент  $a = 0,79$

Как видно из рисунка, правые ветви характеристик большинства конденсаторов имеют хорошее совпадение, за исключением конденсаторов турбоустановок ПТ-135/165-130/15 и Т-250/300-240.

Что касается левых ветвей характеристик, то они также могут быть приняты линейными, но для каждого типа конденсатора имеют индивидуальный характер и значительно различаются между собой.

В данном случае давление на всасе эжектора больше давления, которое может быть получено в конденсаторе при данных условиях. Из-за воздуха, скапливающегося в паровом пространстве, давление в конденсаторе повышается, пока не возникает динамическое равновесие давлений между эжектором и конденсатором. При этом воздух в конденсаторе может скапливаться и в зоне воздухоохладителя, и в глубине трубных пучков. Поэтому присосы воздуха на данных режимах конденсатора сильно влияют на давление в нем. Таким образом, расхождение нормативных характеристик в области малых паровых нагрузок можно объяснить различными величинами присосов воздуха, имевшими место при получении характеристик.

На втором этапе исследования сравнивались нормативные характеристики с аналогичными характеристиками, полученными на основе предложенной нами физико-математической модели. Для этого с помощью входящего в ее состав блока расчета второго предельного режима определяем присосы воздуха в конденсатор, а подбором коэффициента  $a$  в формуле Л. Д. Бермана в блоке расчета первого предельного режима производим адаптацию модели к условиям получения нормативных характеристик (Приложение 1).

На рисунках 3.2–3.9 показаны нормативные характеристики ряда конденсаторов теплофикационных турбоустановок мощностью от 50 до 250 МВт и результаты расчетов этих характеристик по соответствующим адаптированным моделям. Кроме того, на этих же рисунках показаны результаты проверки использования разработанной модели в оценке корректности построения нормативных характеристик в условиях нормативных присосов воздуха в вакуумную систему, вычисленных по формуле (2.7). В расчетах было условно принято постоянство присосов воздуха во всем диапазоне изменения тепловых нагрузок конденсатора.

Представленные на рисунках 3.2–3.9 данные показывают, что при соответствующем выборе безразмерного коэффициента  $a$  можно получить практически

полное совпадение правых частей характеристик конденсаторов, а при известных присосах воздуха в вакуумную систему – совпадение и левых ее частей. Следует отметить, что коэффициент  $a$ , возможно, является не только показателем степени загрязнения конденсатора, но и в некоторой степени учитывает особенности компоновки трубного пучка.

Что касается существенного расхождения расчетных и нормативных характеристик конденсатора КГ2-6200 турбины Т-110/120-130, особенно при низких температурах охлаждающей воды, то, как показали экспериментальные и расчетные исследования, данные нормативные характеристики требуют корректировки.

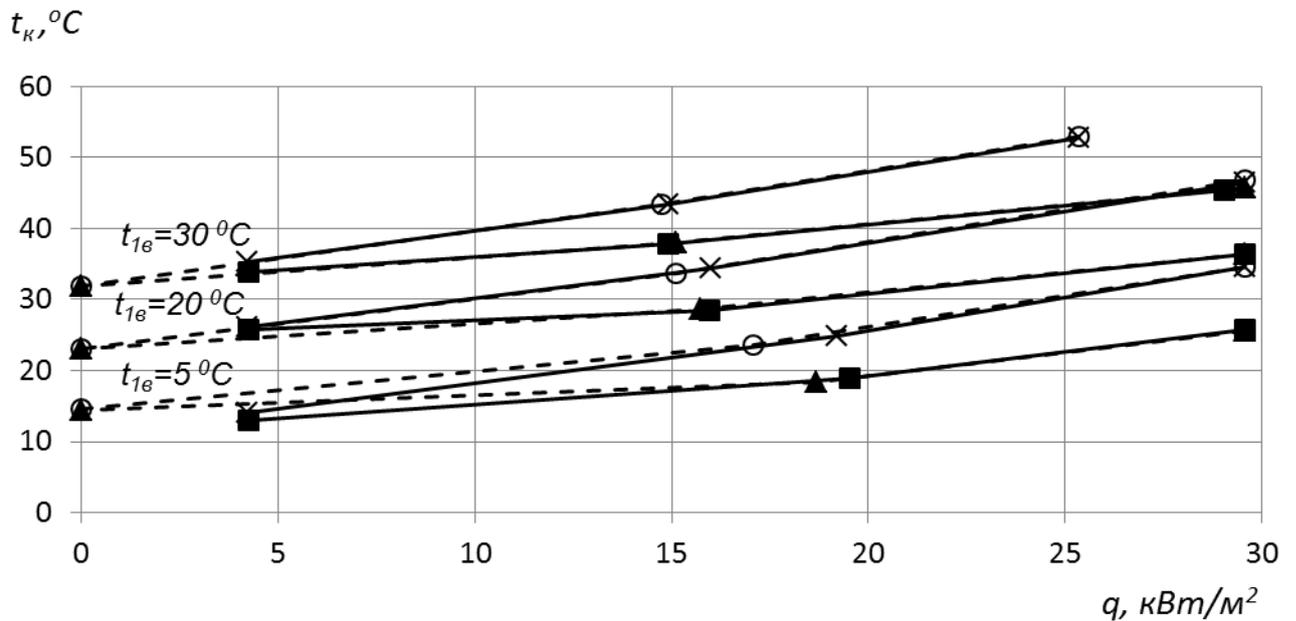


Рисунок 3.2 – Расчетные и нормативные характеристики конденсатора К2-3000-2 теплофикационной турбины Т-50-130 при различных температурах и расходах охлаждающей воды ( $F = 3000$  м<sup>2</sup>,  $a = 0,83$ , в работе один эжектор):

- – нормативная характеристика;  $W = 7000$  м<sup>3</sup>/ч,  $\omega_{mp} = 1,93$  м/с,  $G_{\text{возд}} = 8-19$  кг/ч;
- ▲ – расчетная характеристика;  $W = 7000$  м<sup>3</sup>/ч,  $\omega_{mp} = 1,93$  м/с,  $G_{\text{возд}}^{\text{нормат}} = 11,25$  кг/ч;
- × – нормативная характеристика;  $W = 3500$  м<sup>3</sup>/ч,  $\omega_{mp} = 0,968$  м/с,  $G_{\text{возд}} = 5-14$  кг/ч;
- – расчетная характеристика;  $W = 3500$  м<sup>3</sup>/ч,  $\omega_{mp} = 0,968$  м/с,  $G_{\text{возд}}^{\text{нормат}} = 11,25$  кг/ч

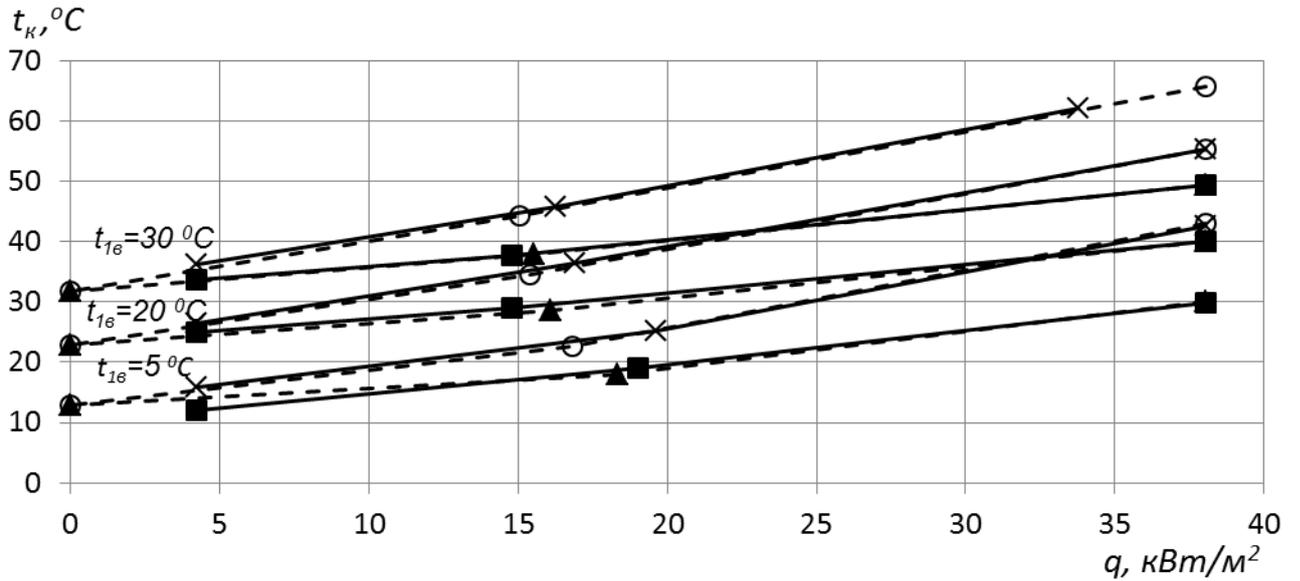


Рисунок 3.3 – Расчетные и нормативные характеристики конденсатора 60-КЦС теплофикационной турбины ПТ-60-130/13 при различных температурах и расходах охлаждающей воды ( $F = 3000 \text{ м}^2$ ,  $a = 0,8$ , в работе один эжектор):

- – нормативная характеристика;  $W = 8000 \text{ м}^3/\text{ч}$ ,  $\omega_{mp} = 1,85 \text{ м/с}$ ,  $G_{\text{возд}} = 17 \text{ кг/ч}$ ;
- ▲ – расчетная характеристика;  $W = 8000 \text{ м}^3/\text{ч}$ ,  $\omega_{mp} = 1,85 \text{ м/с}$ ,  $G_{\text{возд}}^{\text{нормат}} = 11,9 \text{ кг/ч}$ ;
- × – нормативная характеристика;  $W = 3500 \text{ м}^3/\text{ч}$ ,  $\omega_{mp} = 0,811 \text{ м/с}$ ,  $G_{\text{возд}} = 17 \text{ кг/ч}$ ;
- – расчетная характеристика;  $W = 3500 \text{ м}^3/\text{ч}$ ,  $\omega_{mp} = 0,811 \text{ м/с}$ ,  $G_{\text{возд}}^{\text{нормат}} = 11,9 \text{ кг/ч}$

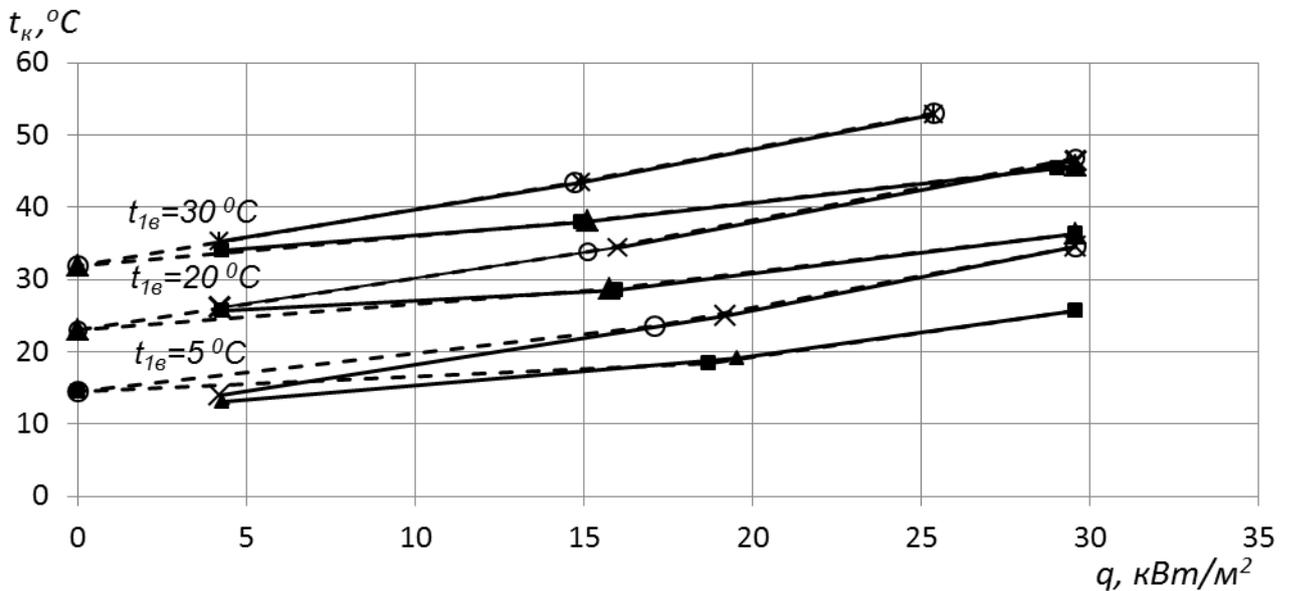


Рисунок 3.4 – Расчетные и нормативные характеристики конденсатора 80 КЦС теплофикационной турбины ПТ-80/100-130/13 при различных температурах и расходах охлаждающей воды ( $F = 3000 \text{ м}^2$ ,  $a = 0,81$ , в работе один эжектор)

- – нормативная характеристика;  $W = 8000 \text{ м}^3/\text{ч}$ ,  $\omega_{mp} = 1,85 \text{ м/с}$ ,  $G_{\text{возд}}^{\text{нормат}} = 13,2 \text{ кг/ч}$ ;
- ▲ – расчетная характеристика;  $W = 8000 \text{ м}^3/\text{ч}$ ,  $\omega_{mp} = 1,85 \text{ м/с}$ ,  $G_{\text{возд}} = 5-15 \text{ кг/ч}$ ;
- × – нормативная характеристика;  $W = 3500 \text{ м}^3/\text{ч}$ ,  $\omega_{mp} = 0,809 \text{ м/с}$ ,  $G_{\text{возд}}^{\text{нормат}} = 13,2 \text{ кг/ч}$ ;
- – расчетная характеристика;  $W = 3500 \text{ м}^3/\text{ч}$ ,  $\omega_{mp} = 0,809 \text{ м/с}$ ,  $G_{\text{возд}} = 5-15 \text{ кг/ч}$

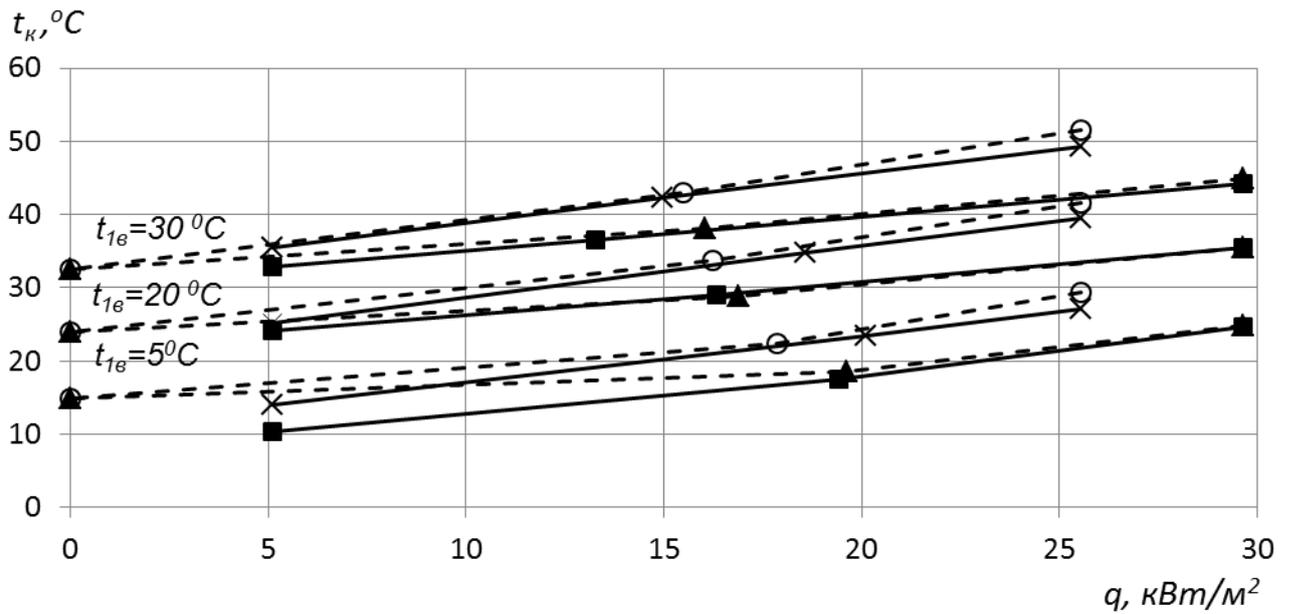


Рисунок 3.5 – Расчетные и нормативные характеристики конденсатора КГ2-6200 теплофикационной турбины Т-110/120-130 ТМЗ ( $F = 6200 \text{ м}^2$ ,  $a = 0,785$ , в работе один эжектор):

- – нормативная характеристика;  $W = 16000 \text{ м}^3/\text{ч}$ ,  $\omega_{mp} = 2,113 \text{ м/с}$ ,  $G_{\text{возд}} = 3,5 \text{ кг/ч}$ ;
- ▲ – расчетная характеристика;  $W = 16000 \text{ м}^3/\text{ч}$ ,  $\omega_{mp} = 2,113 \text{ м/с}$ ,  $G_{\text{возд}}^{\text{нормат}} = 17,5 \text{ кг/ч}$ ;
- × – нормативная характеристика;  $W = 8000 \text{ м}^3/\text{ч}$ ,  $\omega_{mp} = 1,054 \text{ м/с}$ ,  $G_{\text{возд}} = 3,5 \text{ кг/ч}$ ;
- – расчетная характеристика;  $W = 8000 \text{ м}^3/\text{ч}$ ,  $\omega_{mp} = 1,054 \text{ м/с}$ ,  $G_{\text{возд}}^{\text{нормат}} = 17,5 \text{ кг/ч}$

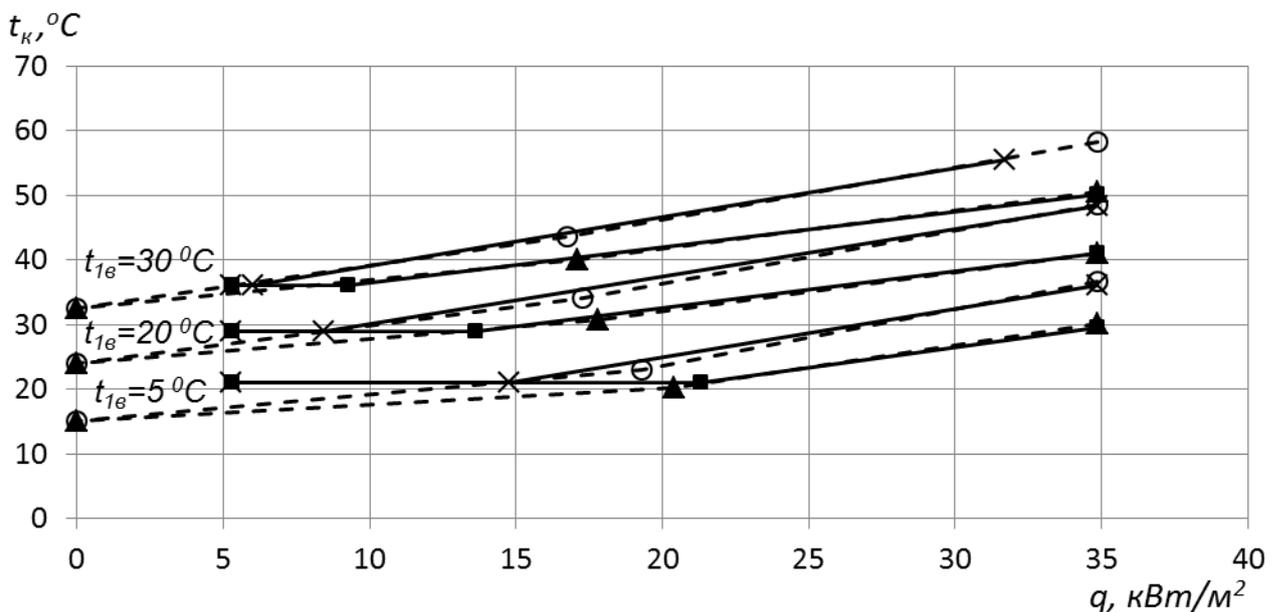


Рисунок 3.6 – Расчетные и нормативные характеристики конденсатора К-2-6000-1 теплофикационной турбины ПТ-135/165-130/15 ТМЗ

( $F = 6000 \text{ м}^2$ ,  $a = 0,73$ , в работе один эжектор):

- – нормативная характеристика;  $W = 12400 \text{ м}^3/\text{ч}$ ,  $\omega_{mp} = 1,676 \text{ м/с}$ ,  $G_{\text{возд}} = 46,5 \text{ кг/ч}$ ;
- ▲ – расчетная характеристика;  $W = 12400 \text{ м}^3/\text{ч}$ ,  $\omega_{mp} = 1,676 \text{ м/с}$ ,  $G_{\text{возд}}^{\text{нормат}} = 18 \text{ кг/ч}$ ;
- × – нормативная характеристика;  $W = 8000 \text{ м}^3/\text{ч}$ ,  $\omega_{mp} = 1,08 \text{ м/с}$ ,  $G_{\text{возд}} = 46,5 \text{ кг/ч}$ ;
- – расчетная характеристика;  $W = 8000 \text{ м}^3/\text{ч}$ ,  $\omega_{mp} = 1,08 \text{ м/с}$ ,  $G_{\text{возд}}^{\text{нормат}} = 18 \text{ кг/ч}$

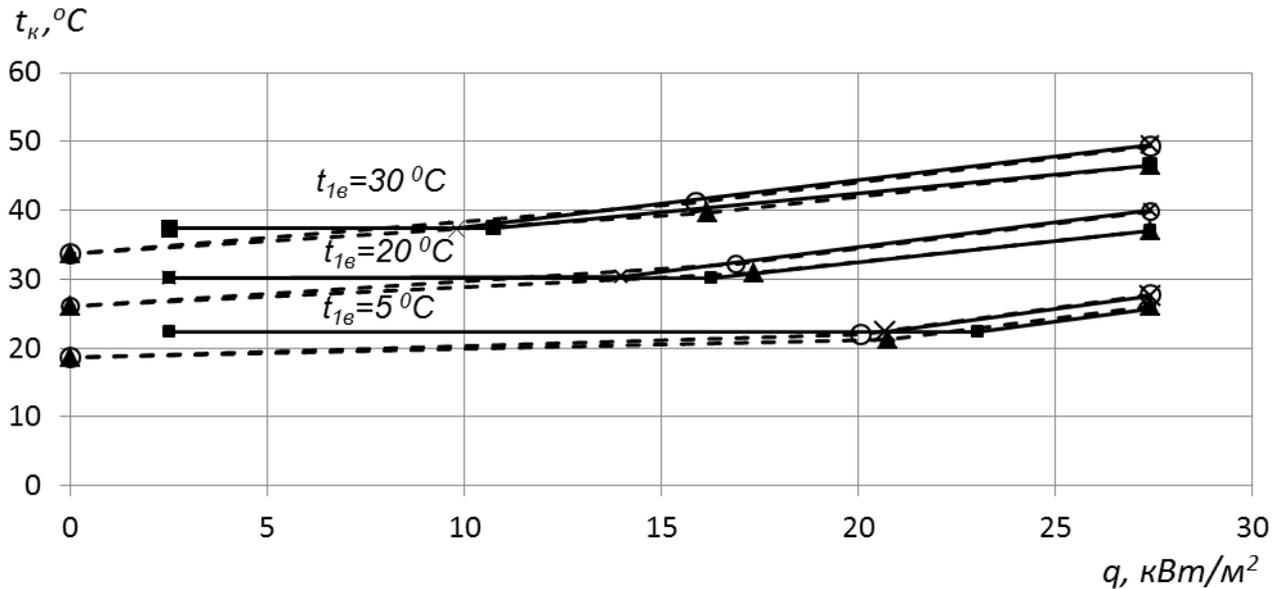


Рисунок 3.7 – Расчетные и нормативные характеристики конденсатора К-14000-1 теплофикационной турбины Т-250/300-240 ТМЗ при различных температурах и расходах охлаждающей воды ( $F = 14000 \text{ м}^2$ ,  $a = 0,74$ , в работе один эжектор):

- – нормативная характеристика;  $W = 28000 \text{ м}^3/\text{ч}$ ,  $\omega_{mp} = 1,978 \text{ м/с}$ ,  $G_{\text{возд}} = 49 \text{ кг/ч}$ ;
- ▲ – расчетная характеристика;  $W = 28000 \text{ м}^3/\text{ч}$ ,  $\omega_{mp} = 1,978 \text{ м/с}$ ,  $G_{\text{возд}}^{\text{нормат}} = 30 \text{ кг/ч}$ ;
- × – нормативная характеристика;  $W = 22400 \text{ м}^3/\text{ч}$ ,  $\omega_{mp} = 1,583 \text{ м/с}$ ,  $G_{\text{возд}} = 49 \text{ кг/ч}$ ;
- – расчетная характеристика;  $W = 22400 \text{ м}^3/\text{ч}$ ,  $\omega_{mp} = 1,583 \text{ м/с}$ ,  $G_{\text{возд}}^{\text{нормат}} = 30 \text{ кг/ч}$

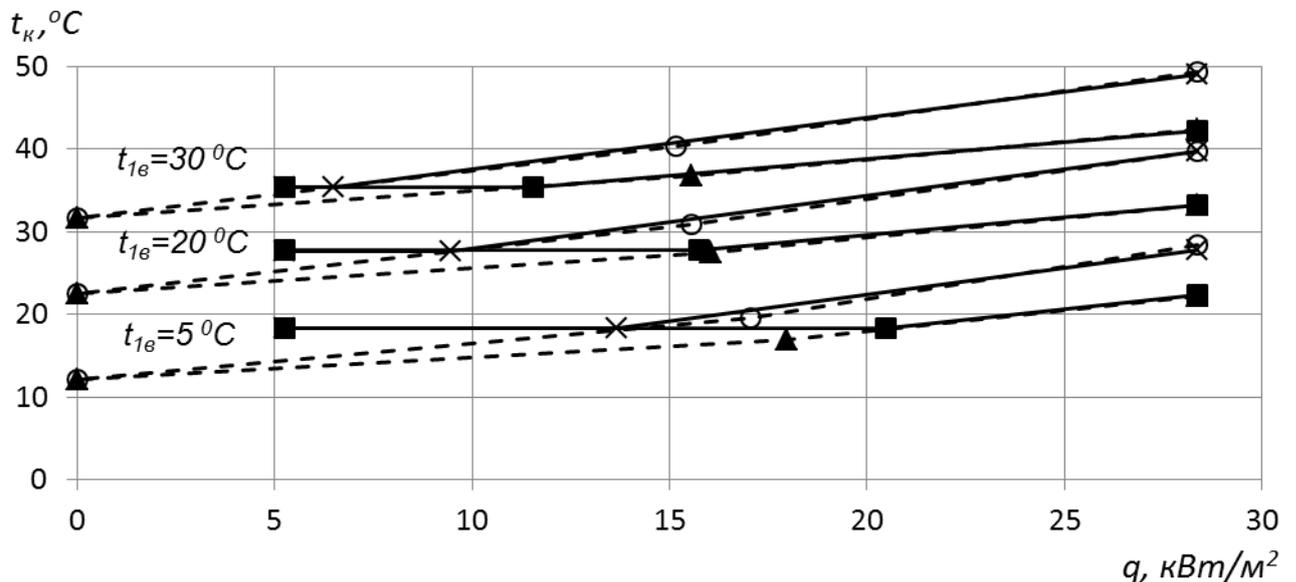


Рисунок 3.8 – Характеристики конденсатора теплофикационной турбины Т-185/220-130 (1-й корпус) при различных температурах и расходах охлаждающей воды ( $F = 11960 \text{ м}^2$ ,  $a = 0,775$ , в работе один эжектор):

- – нормативная характеристика;  $W = 24800 \text{ м}^3/\text{ч}$ ,  $\omega_{mp} = 2,061 \text{ м/с}$ ,  $G_{\text{возд}} = 32 \text{ кг/ч}$ ;
- ▲ – расчетная характеристика;  $W = 24800 \text{ м}^3/\text{ч}$ ,  $\omega_{mp} = 2,061 \text{ м/с}$ ,  $G_{\text{возд}}^{\text{нормат}} = 20 \text{ кг/ч}$ ;
- × – нормативная характеристика;  $W = 12400 \text{ м}^3/\text{ч}$ ,  $\omega_{mp} = 1,03 \text{ м/с}$ ,  $G_{\text{возд}} = 32 \text{ кг/ч}$ ;
- – расчетная характеристика;  $W = 12400 \text{ м}^3/\text{ч}$ ,  $\omega_{mp} = 1,03 \text{ м/с}$ ,  $G_{\text{возд}}^{\text{нормат}} = 20 \text{ кг/ч}$

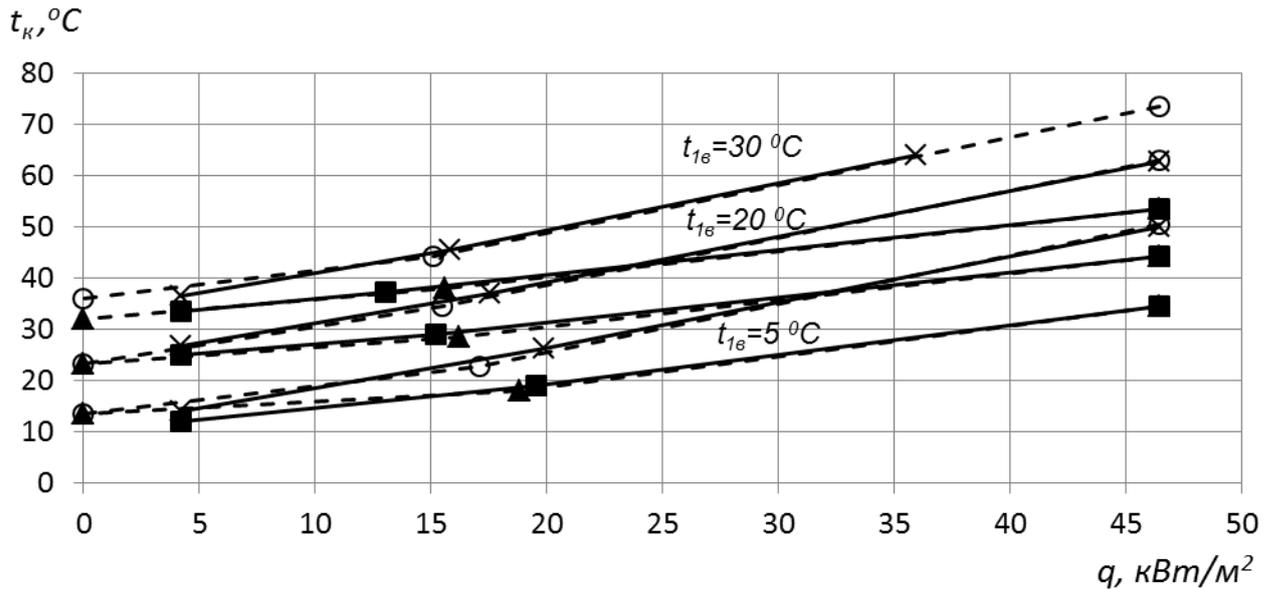


Рисунок 3.9 – Характеристики конденсатора КГ2-12000-1 теплофикационной турбины Т-185/220-130 (2-й корпус) при различных температурах и расходах охлаждающей воды ( $F = 11960 \text{ м}^2$ ,  $a = 0,775$ , в работе один эжектор)

- – нормативная характеристика;  $W = 24800 \text{ м}^3/\text{ч}$ ,  $\omega_{mp} = 2,061 \text{ м/с}$ ,  $G_{\text{возд}} = 5-20 \text{ кг/ч}$ ;
- ▲ – расчетная характеристика;  $W = 24800 \text{ м}^3/\text{ч}$ ,  $\omega_{mp} = 2,061 \text{ м/с}$ ,  $G_{\text{возд}}^{\text{нормат}} = 20 \text{ кг/ч}$ ;
- × – нормативная характеристика;  $W = 12400 \text{ м}^3/\text{ч}$ ,  $\omega_{mp} = 1,03 \text{ м/с}$ ,  $G_{\text{возд}} = 5-20 \text{ кг/ч}$ ;
- – расчетная характеристика;  $W = 12400 \text{ м}^3/\text{ч}$ ,  $\omega_{mp} = 1,03 \text{ м/с}$ ,  $G_{\text{возд}}^{\text{нормат}} = 20 \text{ кг/ч}$

Результаты сопоставления нормативных характеристик расчетным позволяют сделать следующие выводы.

1. При удельных тепловых нагрузках больше граничных значений ( $D^*$  и соответствующих им  $q^*$ ) и при соответствующем выборе расчетного коэффициента  $a$  наблюдается практически полное (в пределах погрешности графического построения) совпадение расчетных и нормативных характеристик.

2. На участках с тепловыми нагрузками меньше граничных значений ( $D^*$  и соответствующих им  $q^*$ ) расхождение расчетных и нормативных характеристик объясняется различными величинами присосов воздуха, имевшими место при построении нормативных характеристик.

3. Возможен единый подход к построению нормативных характеристик, заключающийся в их расчете с помощью разработанной физико-математической модели КУ ПТУ при нормативных для данной турбоустановки присосах воздуха во всем диапазоне изменения расходов пара в конденсатор.

## **Глава 4. Разработка методики расчета равновесных содержаний кислорода в конденсате на выходе из конденсатора паровой турбины**

### **4.1. Разработка расчетных методик равновесного содержания кислорода в конденсате**

Опыт эксплуатации теплофикационных турбоустановок различных типов показывает, что в реальном диапазоне изменения паровых нагрузок, особенно при низких температурах охлаждающей воды, наблюдаются повышенные содержания кислорода (более 20 мкг/кг) в конденсате на выходе из конденсатора. Такие содержания наблюдаются не только при паровых нагрузках конденсатора меньших граничных значений, но и при повышенных нагрузках вплоть до номинальных.

В качестве примера на рисунках 4.1 и 4.2 показаны зависимости кислородосодержания конденсата на выходе из конденсаторов турбоустановок ПТ-60-130/13 в зависимости от степени открытия регулирующей диафрагмы части низкого давления (РД ЧНД).

Проведенный в первой главе анализ показал, что существует глубокая взаимосвязь между параметрами конденсации и содержанием кислорода в конденсате на днище конденсатора. Поэтому предложенная в [11, 37] методика дает возможность рассматривать влияние различных факторов как на величину давления в конденсаторе, так и на его деаэрирующие свойства.

Рассмотрим возможность получения расчетных значений равновесных содержаний растворенных газов в конденсате, стекающем с трубного пучка, во всем диапазоне изменения паровых нагрузок конденсатора.

Для решения поставленной задачи произведем проверку трех моделей.

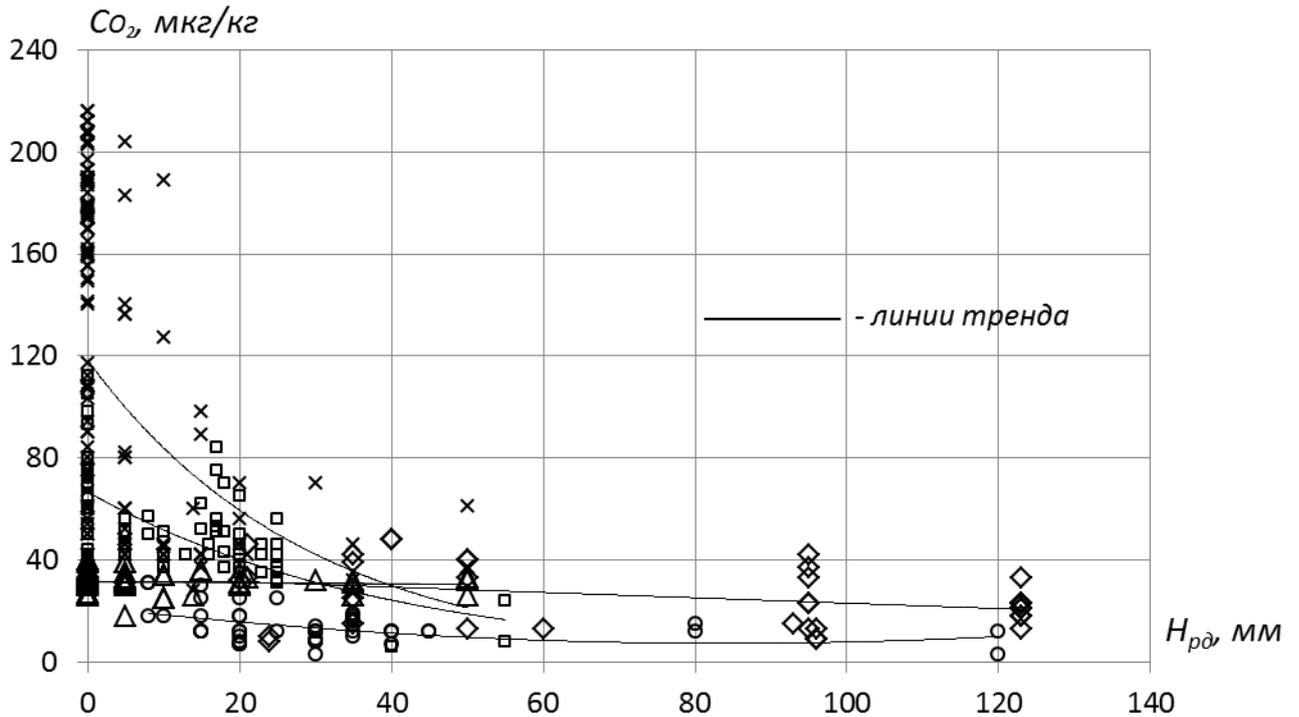


Рисунок 4.1 – Зависимость кислородосодержания конденсата для конденсатора 50-КЦС-4 турбоустановки ПТ-60-130/13 ст. №1 Сормовской ТЭЦ от степени открытия РД ЧНД при различных температурах охлаждающей воды на входе в конденсатор:

◇ –  $t_{1e} = 25-26^{\circ}\text{C}$ ; ○ –  $t_{1e} = 17-21^{\circ}\text{C}$ ; △ –  $t_{1e} = 14-16^{\circ}\text{C}$ ; □ –  $t_{1e} = 10-13^{\circ}\text{C}$ ; × –  $t_{1e} = 5-9^{\circ}\text{C}$

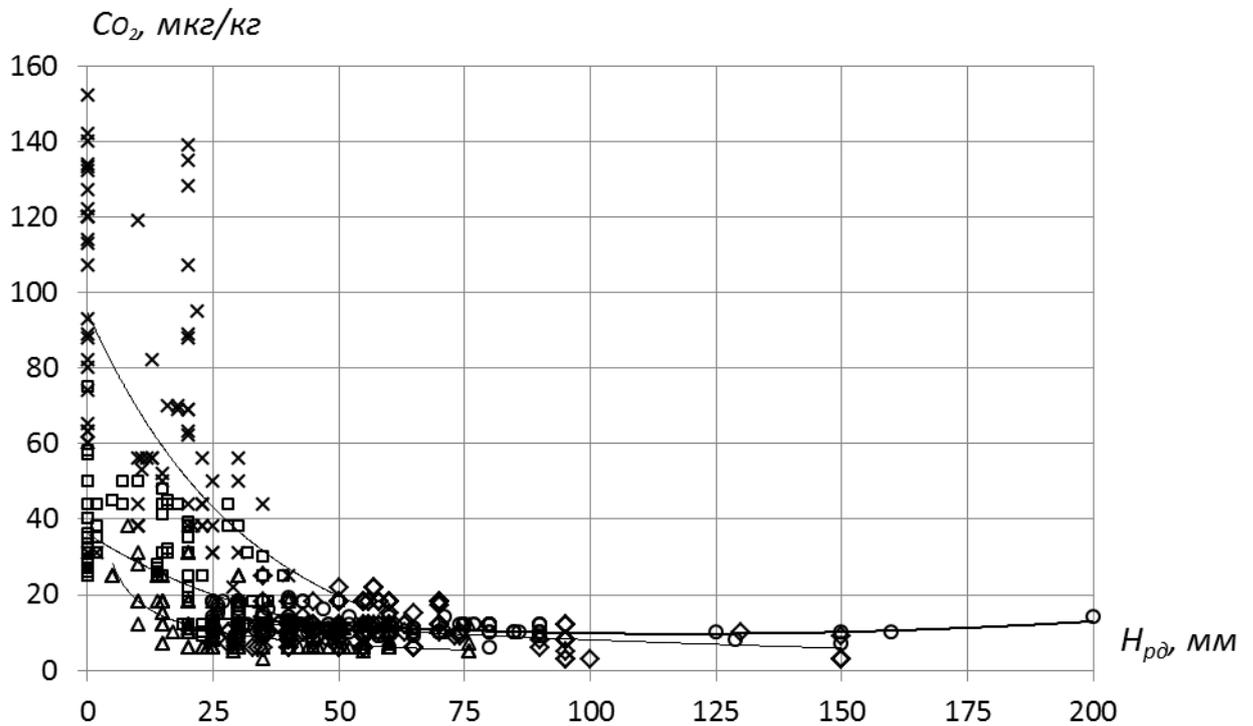


Рисунок 4.2 – Зависимость кислородосодержания конденсата для конденсатора 50-КЦС-4 турбоустановки ПТ-60-130/13 ст. №2 Сормовской ТЭЦ от степени открытия РД ЧНД при различных температурах охлаждающей воды на входе в конденсатор:

◇ –  $t_{1e} = 25-26^{\circ}\text{C}$ ; ○ –  $t_{1e} = 17-21^{\circ}\text{C}$ ; △ –  $t_{1e} = 14-16^{\circ}\text{C}$ ; □ –  $t_{1e} = 10-13^{\circ}\text{C}$ ; × –  $t_{1e} = 5-9^{\circ}\text{C}$

*Первая модель* предполагает, что зона с пониженным значением коэффициента теплопередачи из-за наличия воздуха мала, паровоздушная смесь конденсируется на всей поверхности трубного пучка, воздух в конденсаторе практически не скапливается, а насыщение газами конденсата происходит за счет воздуха, содержащегося в паре, проходящем через трубный пучок.

В соответствии с уточненной базовой методикой для любого режима работы конденсатора определяются значения  $t_k$  и  $t_n$  и соответствующие им искомые значения парциальных давлений.

*Вторая модель* основывается на предположении о возможности использования для получения характеристики  $t_n = f(q)$  методики Калужского турбинного завода при условии исключения из нее составляющей, учитывающей величину присосов воздуха в конденсатор. В этом случае характеристика конденсатора  $t_n = f(q)$ , как показали предварительные расчеты, будет представлять линейную зависимость, пересекающую ось ординат при  $t_n = t_{1g}$ . Использование такого приема предполагает равенство коэффициентов теплопередачи, рассчитанных по методике КТЗ и уточненной базовой методике при расчетной температуре  $t_{1g}$  и номинальном расходе пара для данного конденсатора. Указанное равенство обеспечивается введением специального множителя к коэффициенту теплопередачи, вычисленному по методике КТЗ, с сохранением его постоянным при проведении дальнейших расчетов.

*Третья модель* основана на том, что есть основания полагать, что при понижении температуры охлаждающей воды в условиях увеличенных значений температурных напоров количество пара, сконденсировавшегося на единице площади поверхности теплообмена на первых рядах трубок, возрастает, то есть в условиях присутствия воздуха в паре возрастает зона с пониженным значением коэффициента теплопередачи из-за наличия воздуха (расширенная зона воздухоохлаждителя). Расширение этой зоны приводит к увеличению парциального давления воздуха в конденсаторе и, соответственно, к увеличению концентраций рас-

творенных газов в конденсате. Оценим возможность получения расчетных характеристик конденсатора с учетом указанных обстоятельств.

Для этого используем зависимость, предложенную в [53], согласно которой по известному значению коэффициента теплопередачи  $k_1$ , полученному при определенных  $p_{к1}$ ,  $D_{к1}$ ,  $W_{к1}$ ,  $t_{1г1}$ , можно получить температуру насыщения при давлении в конденсаторе  $t_к$  для любых других режимов.

Зависимость получена на основе известных выражений:

– Температура конденсации пара, °С:

$$t_к = t_{1г} + \Delta t_г + \delta t. \quad (4.1)$$

– Нагрев воды в конденсаторе, °С:

$$\Delta t = \frac{D_к \cdot \Delta i_к}{C_г \cdot W_к}. \quad (4.2)$$

– Недогрев воды в конденсаторе, °С:

$$\delta t = (t_к - t_{1г}) \cdot \exp\left(-\frac{k_1 \cdot F_к}{C_г \cdot W_к}\right), \quad (4.3)$$

где  $F_к$  – площадь поверхности охлаждения конденсатора, м<sup>2</sup>;

$D_к$  – расход пара в конденсатор, кг/с;

$\Delta i_к$  – разность энтальпий пара и конденсата, кДж/кг;

$C_г$  – теплоемкость воды, кДж/(кг·К);

$W_к$  – расход охлаждающей воды, кг/с.

Подставляя в (4.1) значения  $\Delta t$  и  $\delta t$  из (4.2) и из (4.3), получим:

$$t_к = t_{1г} + \frac{D_к \cdot \Delta i_к}{C_г \cdot W_к \left[ 1 - \exp\left(-\frac{k_1 \cdot F_к}{C_г \cdot W_к}\right) \right]}. \quad (4.4)$$

Обозначим

$$A = \frac{\Delta i_{\kappa}}{C_{\sigma} \cdot W_{\kappa} \left[ 1 - \exp\left(-\frac{k_1 \cdot F_{\kappa}}{C_{\sigma} \cdot W_{\kappa}}\right) \right]}. \quad (4.5)$$

При условии  $W_{\kappa} = const$  можно считать, что коэффициент теплопередачи не меняется, и комплекс  $A$  является постоянной величиной. Тогда:

$$t_{\kappa} = t_{1\sigma} + A \cdot D_{\kappa} \quad (4.6)$$

или

$$\frac{t_{\kappa} - t_{1\sigma}}{t_{\kappa 1} - t_{1\sigma 1}} = \frac{D_{\kappa}}{D_{\kappa 1}}, \quad (4.7)$$

и в этом случае при изменении расхода охлаждающей воды для определения коэффициента теплопередачи можно воспользоваться выражением:

$$k = k_1 \sqrt{\frac{W_{\kappa}}{W_{\kappa 1}}}. \quad (4.8)$$

Тогда:

$$t_{\kappa} = t_{1\sigma} + \frac{D_{\kappa} \cdot \Delta i_{\kappa}}{C_{\sigma} \cdot W_{\kappa} \left[ 1 - \exp\left(-k_1 \cdot \sqrt{\frac{W_{\kappa}}{W_{\kappa 1}}} \cdot \frac{F_{\kappa}}{C_{\sigma} \cdot W_{\kappa}}\right) \right]}. \quad (4.9)$$

Пользуясь выражением (4.9), можно получить весь спектр характеристик конденсатора.

Таким образом, из представленного соотношения (4.8) следует, что при неизменном расходе охлаждающей воды  $W_{\kappa} = W_{\kappa 1}$  коэффициент теплопередачи  $k$  остается постоянным на всех режимах работы турбоустановки, а температура насыщения при давлении в конденсаторе зависит только от расхода пара в конденсатор и температуры охлаждающей воды на входе в него.

Представляется, что все показанные в [53] преобразования справедливы только для случая конденсации чистого пара, в то время как исходное значение  $k_1$  в зависимости от методики его получения может учитывать присутствие воздуха в паре. В этом случае для построения зависимости  $t_n = f(q)$  используется коэф-

коэффициент теплопередачи, определяемый по формуле (4.8). Указанная зависимость линейна и пересекает ось ординат в точке, соответствующей температуре воды на входе в конденсатор.

В каждом из трех случаев для определения количества кислорода в конденсате можно воспользоваться зависимостью:

$$C_{O_2}^{ж} = \frac{C_{O_2}^2}{H_{O_2}} \cdot \frac{p_k}{1 - 0,378 \cdot \varepsilon_{возд}}, \quad (4.10)$$

где  $C_{O_2}^{ж}$  – массовая равновесная концентрация кислорода в жидкой фазе, мкг/кг;

$C_{O_2}^2$  – массовая доля кислорода в составе смеси, мкг/кг;

$H_{O_2}$  – константа Генри для кислорода при температуре смеси, Па;

$p_k$  – давление в конденсаторе (паровоздушной смеси), Па;

$\varepsilon_{возд}$  – массовое содержание воздуха в смеси:

$$\varepsilon_{возд} = \frac{1}{1 + 0,622 \cdot \frac{p_n}{p_{возд}}}, \quad (4.11)$$

где  $p_n$  и  $p_{возд}$  – соответственно, парциальные давления пара и воздуха в зоне регенеративного подогрева, Па.

Значения  $p_k$  и  $p_n$  для каждого  $q$  определяются с помощью соответствующих зависимостей  $t_k = f(q)$  и  $t_n = f(q)$ . Давление  $p_{возд}$  определяется по (1.35).

На основе зависимостей (4.10) и (4.11) нами разработана программа для ЭВМ для определения количества растворенных в конденсате газов кислорода. На рисунке 4.3 представлен интерфейс программы.

```

C:\DOCUME~1\user\0016-1\WOZDUHWOZDUH.EXE
***** Программа "UOZDUH" Исходные данные *****
1. Давление Pк, кПа = 4.80763
2. Температура tk, град.С = 32.2000
3. Связь Pк <-> tk <0:1> = 1.00000
4. Давление Pп, кПа = 4.75362
5. Температура tp, град.С = 32.0000
6. Связь Pп <-> tp <0:1> = 1.00000
***** Результаты работы программы "UOZDUH" *****

      Pк= 4.80763          tk= 32.2000          Pп= 4.75362          tp= 32.0000
      Pвоз= 0.05401       H O2= 4.87000       H N2= 9.40000       H CO2= 0.19540
      Cвоз= 0.01794       C O2г= 0.00418     C N2г= 0.01374     C CO2г= 0.00002
      A = 4.84046        C O2ж= 4.15495     C N2ж= 7.07684     C CO2ж= 0.66666

Корректировать данное номер < 0 - счет , -1 - выход > N=_

```

Рисунок 4.3 – Программа для расчета содержания коррозионно-агрессивных газов в основном конденсате

## 4.2. Расчетные исследования конденсатора конденсационной турбоустановки К-210-130

Проведем сравнительный анализ результатов расчетов конденсаторов, произведенных на основе предложенных моделей. Для проведения расчетов и их последующего анализа нами были выбраны конденсаторы конденсационной и теплофикационной турбоустановок. Благодаря предложенному в главе 3 единому подходу к получению расчетных характеристик конденсаторов в качестве объектов для исследования могли быть выбраны конденсаторы любых турбоустановок.

В качестве конденсатора конденсационной установки был принят конденсатор 200-КЦС-2 турбоустановки К-210-130. Данные по конденсатору приведены в приложении 2.

Расчетная проверка моделей для конденсатора данного типа заключалась в проведении нескольких серий расчетов с целью построения и сравнения его характеристик  $t_k = f(q)$  и  $C_{O_2} = f(q)$ , полученных по соответствующим методикам.

Первая и вторая серии расчетов проводились для условий конденсации пара, соответствующих нормативным присосам воздуха в конденсатор ( $G_{возд} = 22$  кг/ч), номинальному ( $25000$  м<sup>3</sup>/ч) и уменьшенному ( $17000$  м<sup>3</sup>/ч) расходам охлаждающей воды при различных ее температурах на входе, диапазону изменения расходов пара в конденсатор от 250 до 450 т/ч.

На рисунках 4.4 и 4.5 показаны зависимости  $t_k = f(q)$ , рассчитанные по уточненной базовой методике, и  $t_n = f(q)$ , рассчитанные по методикам, соответствующим трем моделям. Расчеты по уточненной базовой методике проводились для технически чистого конденсатора с учетом присосов воздуха.

По результатам расчетов для данного типа турбоустановок можно сделать следующие выводы:

- при температуре охлаждающей воды, равной расчетной ( $t_{1в} = 12^\circ\text{C}$ ), результаты расчетов по всем методикам практически совпадают;
- с понижением температуры охлаждающей воды ниже расчетной, как и следовало ожидать, результаты расчетов температуры насыщения при давлении в конденсаторе по методике при  $k = const$  и методике КТЗ практически совпадают и становятся ниже, чем при расчетах по первой модели и методике ВТИ. Объясняется это тем, что при конденсации чистого пара конденсатор работает более эффективно за счет малых зон с пониженным значением коэффициента теплопередачи из-за наличия воздуха;
- при уменьшенных тепловых нагрузках конденсатора с понижением температуры наблюдается переход его на режимы работы, ограниченные эжектором (левая часть характеристики), причем точка перелома характеристики  $t_k = f(q)$  (граничная точка) с понижением температуры охлаждающей воды смещается вправо в область больших тепловых нагрузок. Такое смещение граничной точки объясняется изменением режима работы эжектора при понижении температуры. С понижением температуры парциальное давление воздуха в зоне всасывания эжектора увеличивается, а, следовательно, на втором предельном режиме увеличивается разность температуры насыщения при давлении в этой зоне

и температуры охлаждающей воды на входе в конденсатор, то есть левая часть характеристики конденсатора  $t_k = f(q)$  смещается вверх относительно ее правой части;

– при температурах охлаждающей воды выше расчетной характеристики, соответствующие второй и третьей моделям, находятся на 1–2°C выше, чем остальные, что объясняется некоторым несоответствием методик расчета при повышенных температурах охлаждающей воды;

– при уменьшении расхода охлаждающей воды относительно расчетного происходит смещение граничной точки в сторону больших значений тепловых нагрузок конденсатора. Такое смещение происходит за счет увеличения угла наклона правой части характеристики к оси абсцисс.

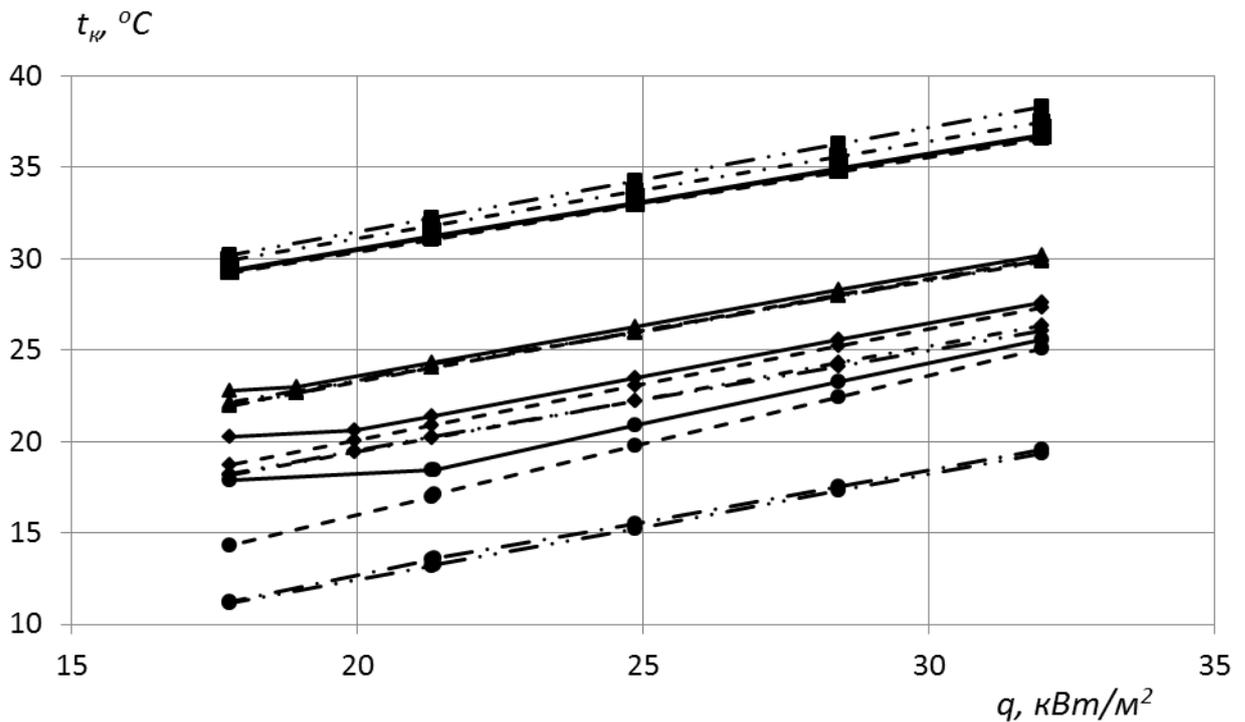


Рисунок 4.4 – Зависимость температуры насыщения от удельной тепловой нагрузки в конденсаторе 200-КЦС-2 турбоустановки К-210-130 при различных температурах охлаждающей воды,  $W = 25000 \text{ м}^3/\text{ч}$ ,  $G_{\text{возд}} = 22 \text{ кг/ч}$ :

- — — — — расчет по уточненной базовой методике;
- - - - - расчет по уточненной базовой методике без присосов воздуха (первая модель);
- ● — ● — ● — — расчет по методике КТЗ (вторая модель);
- ●● — ●● — — расчет при  $k = \text{const}$  (третья модель);
- —  $t_{1в} = 1^\circ\text{C}$ ; ◆ —  $t_{1в} = 8^\circ\text{C}$ ; ▲ —  $t_{1в} = 12^\circ\text{C}$ ; ■ —  $t_{1в} = 20^\circ\text{C}$

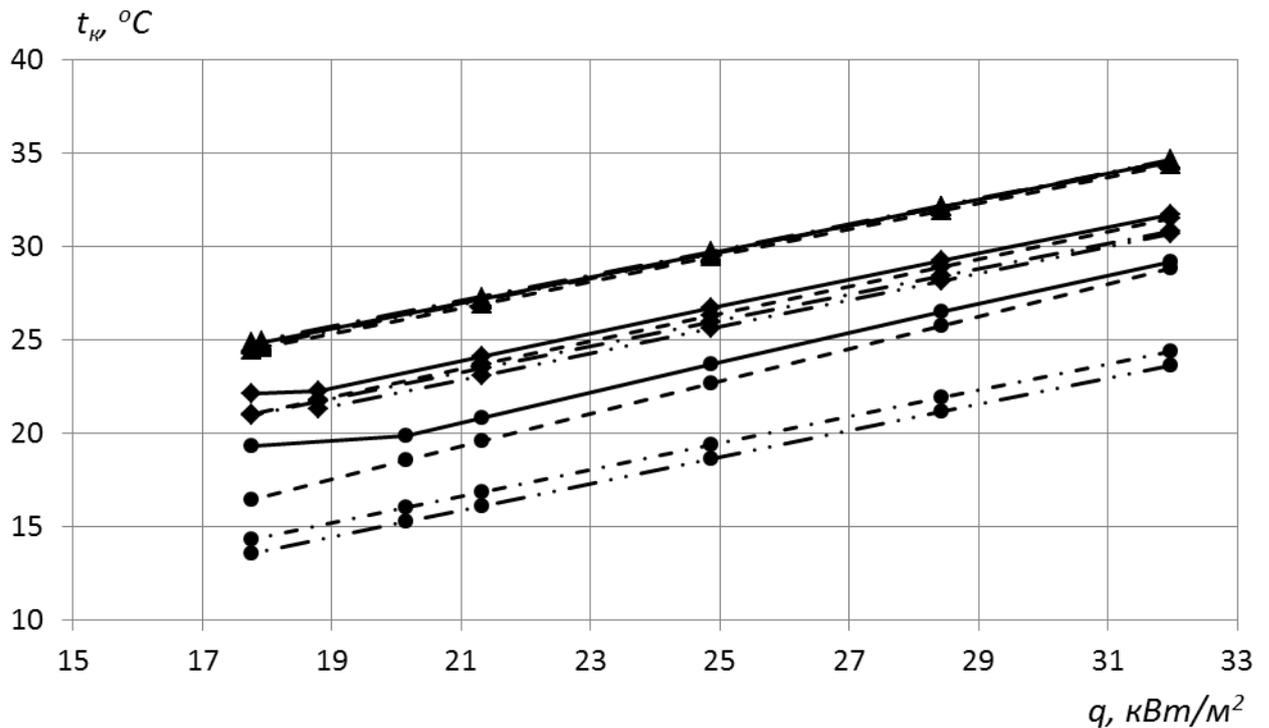


Рисунок 4.5 – Зависимость температуры насыщения от удельной тепловой нагрузки в конденсаторе 200-КЦС-2 турбоустановки К-210-130 при различных температурах охлаждающей воды,  $W = 17000 \text{ м}^3/\text{ч}$ ,  $G_{\text{возд}} = 22 \text{ кг/ч}$ :

- — — — — расчет по уточненной базовой методике;
- - - - - расчет по уточненной базовой методике без присосов воздуха (первая модель);
- ● - ● - ● - — — расчет по методике КТЗ (вторая модель);
- ●● - ●● - — — расчет при  $k = const$  (третья модель);
- —  $t_{1г} = 1^\circ\text{C}$ ; ◆ —  $t_{1г} = 8^\circ\text{C}$ ; ▲ —  $t_{1г} = 12^\circ\text{C}$

Из данных, представленных на рисунках 4.4 и 4.5, видно, что в правой части графика разность давлений при конденсации паровоздушной смеси и чистого пара появляется при температурах охлаждающей воды на входе ниже  $12^\circ\text{C}$ . Наличие такой разницы может свидетельствовать о появлении расширенных зон с повышенным содержанием воздуха, то есть пар в условиях контакта с более холодными трубками преимущественно конденсируется на первых рядах трубных пучков. Из сказанного следует, что в реальных условиях при пониженных температурах охлаждающей воды часть трубных пучков выключается из работы, что приводит к повышенным, по сравнению с конденсацией чистого пара, давлениям в конденсаторе. В левой части графика разница давлений еще больше за счет ограничений, накладываемых эжектором.

На рисунках 4.6–4.9 показаны результаты расчетов равновесных содержаний кислорода в конденсате, полученные при условии конденсации пара на всей поверхности теплообмена (первая модель).

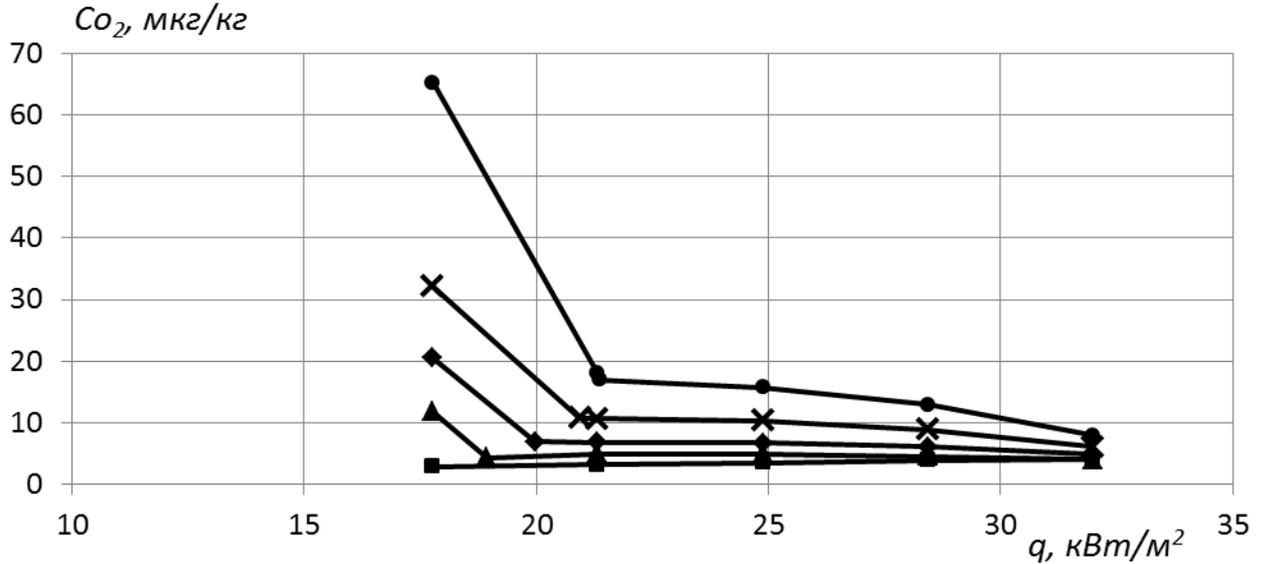


Рисунок 4.6 – Зависимости содержания кислорода в конденсате от удельной тепловой нагрузки и температуры охлаждающей воды конденсатора 200-КЦС-2 турбоустановки К-210-130. Расчет по условиям конденсации пара на всей поверхности теплообмена (первая модель),

$$W = 25000 \text{ м}^3/\text{ч}, G_{\text{возд}} = 22 \text{ кг/ч}$$

● –  $t_{l6} = 1^\circ\text{C}$ ; × –  $t_{l6} = 4^\circ\text{C}$ ; ◆ –  $t_{l6} = 8^\circ\text{C}$ ; ▲ –  $t_{l6} = 12^\circ\text{C}$ ; ■ –  $t_{l6} = 20^\circ\text{C}$

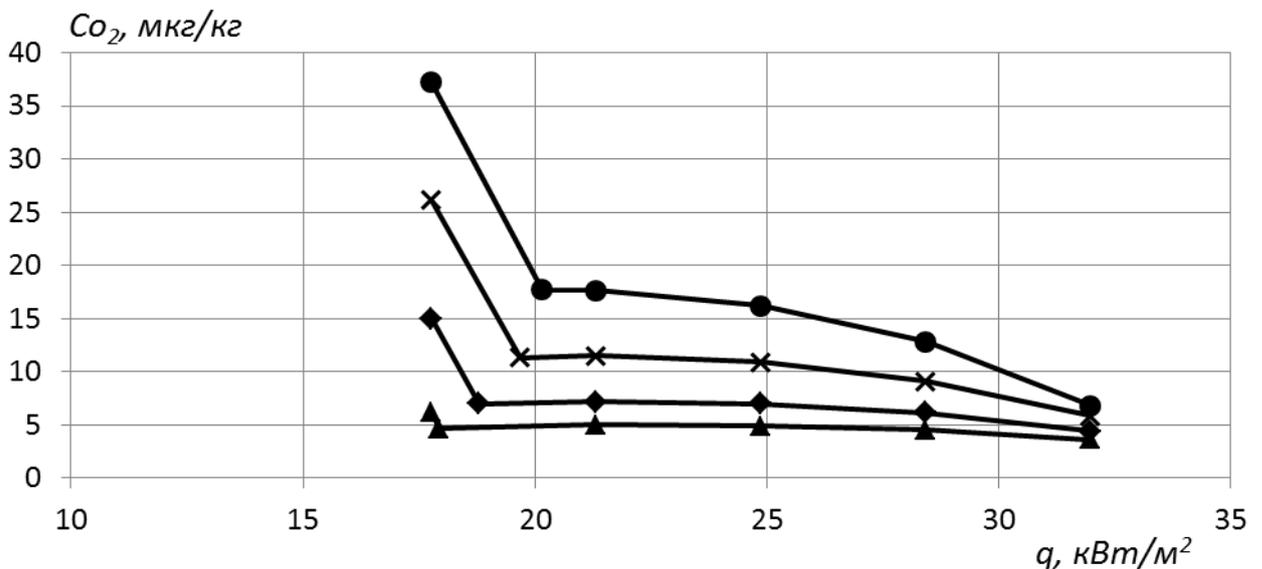


Рисунок 4.7 – Зависимости содержания кислорода в конденсате от удельной тепловой нагрузки и температуры охлаждающей воды конденсатора 200-КЦС-2 турбоустановки К-210-130. Расчет по условиям конденсации пара на всей поверхности теплообмена (первая модель),

$$W = 17000 \text{ м}^3/\text{ч}, G_{\text{возд}} = 22 \text{ кг/ч}$$

● –  $t_{l6} = 1^\circ\text{C}$ ; × –  $t_{l6} = 4^\circ\text{C}$ ; ◆ –  $t_{l6} = 8^\circ\text{C}$ ; ▲ –  $t_{l6} = 12^\circ\text{C}$

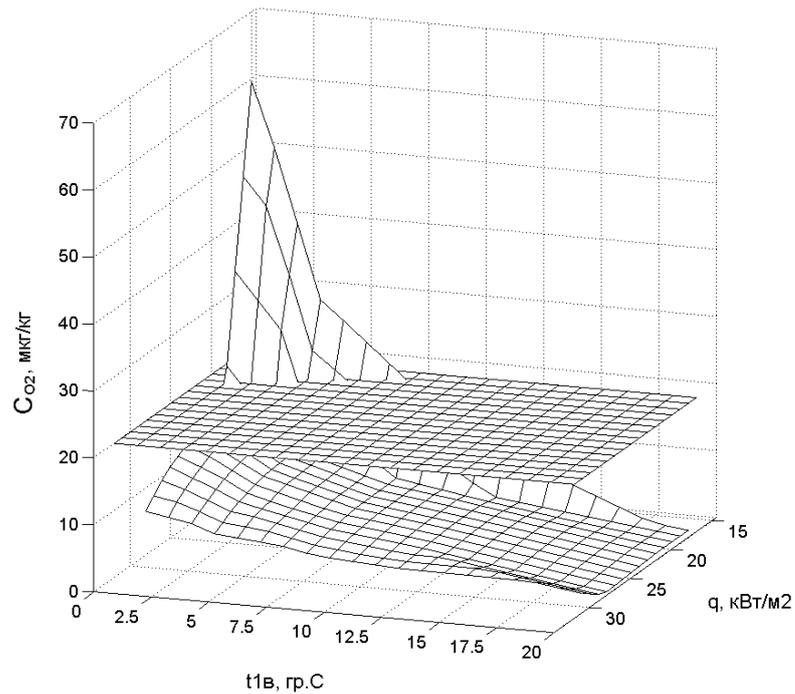


Рисунок 4.8 – Зависимости содержания кислорода в конденсате от удельной тепловой нагрузки и температуры охлаждающей воды конденсатора 200-КЦС-2 турбоустановки К-210-130. Расчет по условиям конденсации пара на всей поверхности теплообмена (первая модель),  $W = 25000$  м<sup>3</sup>/ч,  $G_{\text{возд}} = 22$  кг/ч

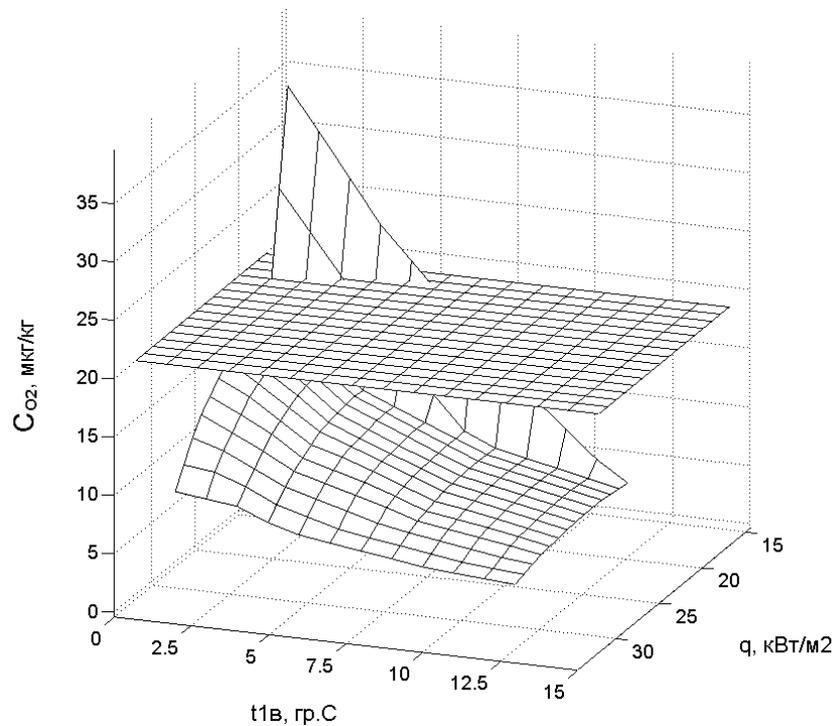


Рисунок 4.9 – Зависимости содержания кислорода в конденсате от удельной тепловой нагрузки и температуры охлаждающей воды конденсатора 200-КЦС-2 турбоустановки К-210-130. Расчет по условиям конденсации пара на всей поверхности теплообмена (первая модель),  $W = 17000$  м<sup>3</sup>/ч,  $G_{\text{возд}} = 22$  кг/ч

По результатам расчетов равновесных содержаний кислорода в конденсате, представленных на рисунках, можно сделать следующие выводы:

- в области характеристик конденсатора, не ограниченных эжектором (правая часть характеристики), расчетные значения содержаний кислорода не превышают нормативные (20 мкг/кг), причём с повышением температуры охлаждающей воды кислородосодержание конденсата снижается, а область паровых нагрузок, соответствующая нормативным его значениям, расширяется;

- характер зависимостей  $C_{O_2} = f(q)$  и  $C_{O_2} = f(t_{16})$  в области характеристик конденсатора, не ограниченных эжектором, носит нелинейный характер. Проведенный анализ показал, что характер показанных на рисунке зависимостей определяется нелинейностью отношения давления смеси к константе Генри (см. формулу 4.10);

- превышение нормативных значений содержаний кислорода в конденсате в данном случае наблюдается только при переходе конденсатора на режимы работы, ограниченные эжектором;

- уменьшение расхода охлаждающей воды приводит к смещению граничных точек влево, в область меньших значений тепловых нагрузок, что соответствует зависимостям, представленным на рисунках 4.4 и 4.5.

Следующие две серии расчетов проводились с целью сравнения содержаний кислорода в конденсате, полученных при расчетах по методике КТЗ (вторая модель) и методике при  $k = const$  (третья модель). По результатам расчетов можно сделать следующие выводы:

- характеристики конденсатора  $C_{O_2} = f(q)$  при различных температурах представляют собой две линейные ветви, исходящие из точек, соответствующих граничным (рисунки 4.10–4.13). Возрастание содержаний кислорода при увеличении тепловой нагрузки объясняется увеличением переохлаждения пленки конденсата на трубках. Более подробно этот вопрос рассмотрен в разделе 4.4.

- сравнение зависимостей, полученных при  $k = const$  и по методике КТЗ, показанных на рисунках 4.10 и 4.12, позволяет установить, что при расчетных

расходах охлаждающей воды ( $W = 25000 \text{ м}^3/\text{ч}$ ) равновесные концентрации кислорода весьма близки друг к другу. При пониженных расходах охлаждающей воды (рисунки 4.11 и 4.13,  $W = 17000 \text{ м}^3/\text{ч}$ ) наблюдается существенное расхождение характеристик в области пониженных температур. Проведенный анализ показал, что причиной такого расхождения является уменьшение коэффициента теплоотдачи с водяной стороны при снижении скорости воды в трубках трубных пучков. Известно, что в чистом конденсаторе коэффициент теплопередачи всегда меньше меньшего из коэффициентов теплоотдачи. При больших расходах охлаждающей воды коэффициент теплоотдачи от стенки к воде существенно выше коэффициента теплоотдачи от конденсирующегося пара к стенке. При снижении расхода охлаждающей воды коэффициент теплоотдачи по воде снижается значительно быстрее, чем коэффициент теплоотдачи с паровой стороны, и при определенных ее расходах становится наименьшим и определяющим коэффициент теплопередачи. Указанное обстоятельство учитывается методикой КТЗ, и в этом смысле ее использование более предпочтительно;

– при расчёте по методикам, соответствующим второй и третьей моделям, и при начальных температурах охлаждающей воды ниже  $8\text{--}10^\circ\text{C}$  в режимах работы конденсатора, не ограниченных эжектором, наблюдается превышение содержания кислорода в конденсате над его нормативным значением при всех значениях паровых нагрузок вплоть до номинальных.

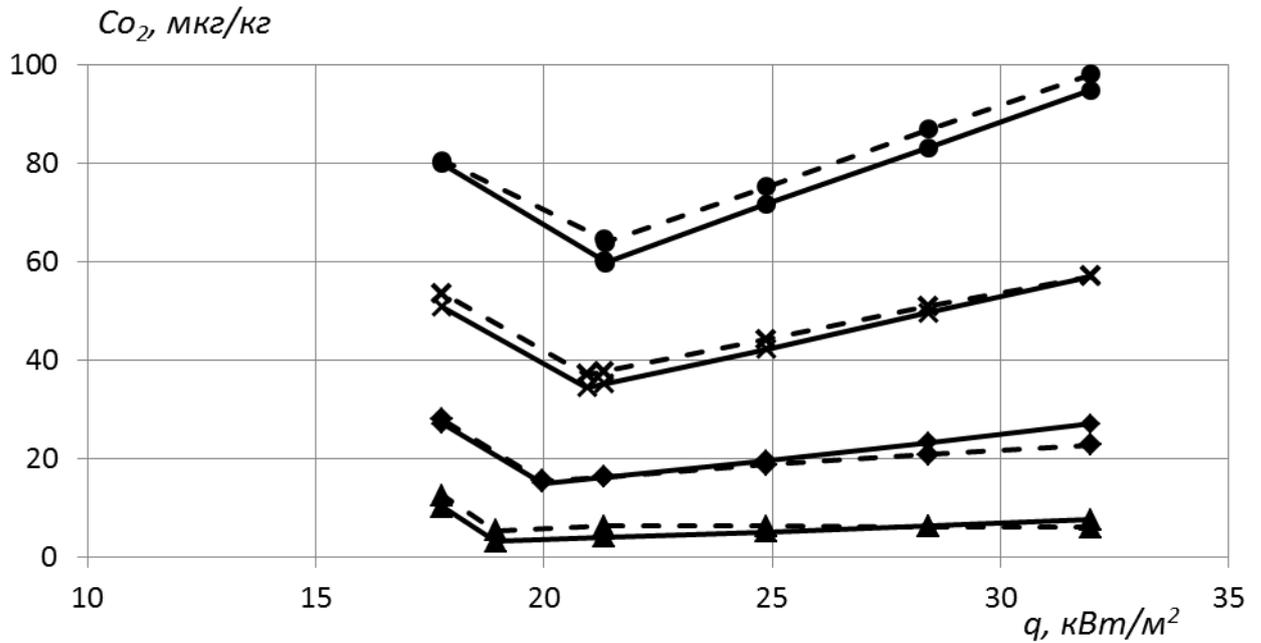


Рисунок 4.10 – Зависимости содержания кислорода в конденсате от удельной тепловой нагрузки и температуры охлаждающей воды конденсатора 200-КЦС-2 турбоустановки К-210-130,  $W = 25000 \text{ м}^3/\text{ч}$ ,  $G_{\text{возд}} = 22 \text{ кг/ч}$ :

— — расчет по методике КТЗ (вторая модель);

- - - - - расчет при  $k = \text{const}$  (третья модель);

● —  $t_{1\text{e}} = 1^\circ\text{C}$ ; × —  $t_{1\text{e}} = 4^\circ\text{C}$ ; ◆ —  $t_{1\text{e}} = 8^\circ\text{C}$ ; ▲ —  $t_{1\text{e}} = 12^\circ\text{C}$

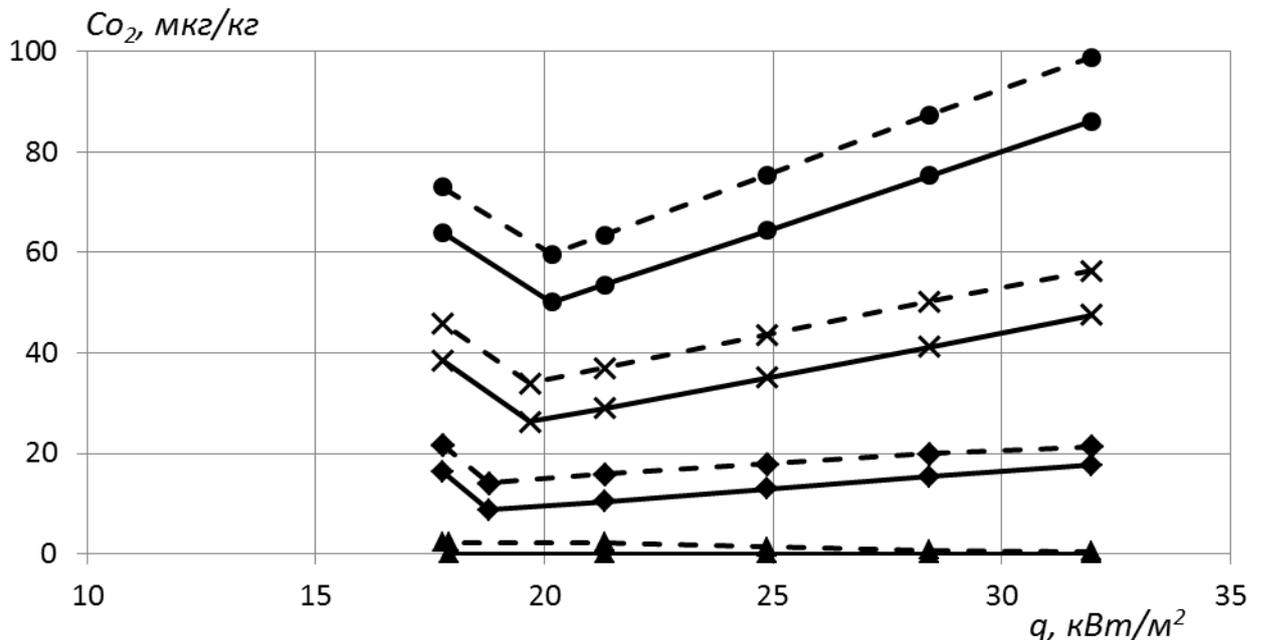
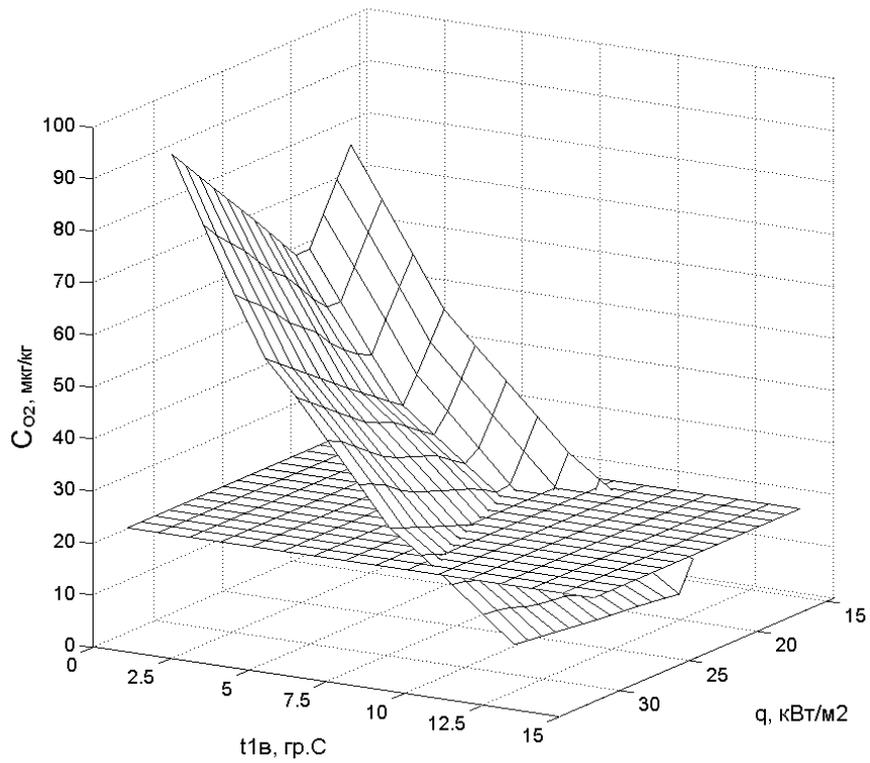


Рисунок 4.11 – Зависимости содержания кислорода в конденсате от удельной тепловой нагрузки и температуры охлаждающей воды конденсатора 200-КЦС-2 турбоустановки К-210-130,  $W = 17000 \text{ м}^3/\text{ч}$ ,  $G_{\text{возд}} = 22 \text{ кг/ч}$ :

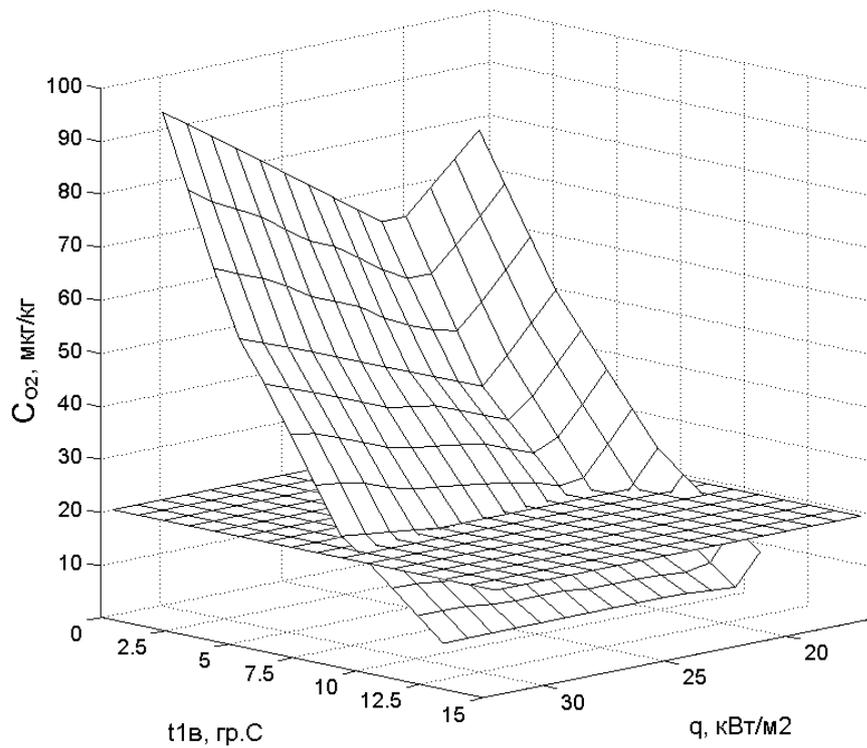
— — расчет по методике КТЗ (вторая модель);

- - - - - расчет при  $k = \text{const}$  (третья модель);

● —  $t_{1\text{e}} = 1^\circ\text{C}$ ; × —  $t_{1\text{e}} = 4^\circ\text{C}$ ; ◆ —  $t_{1\text{e}} = 8^\circ\text{C}$ ; ▲ —  $t_{1\text{e}} = 12^\circ\text{C}$

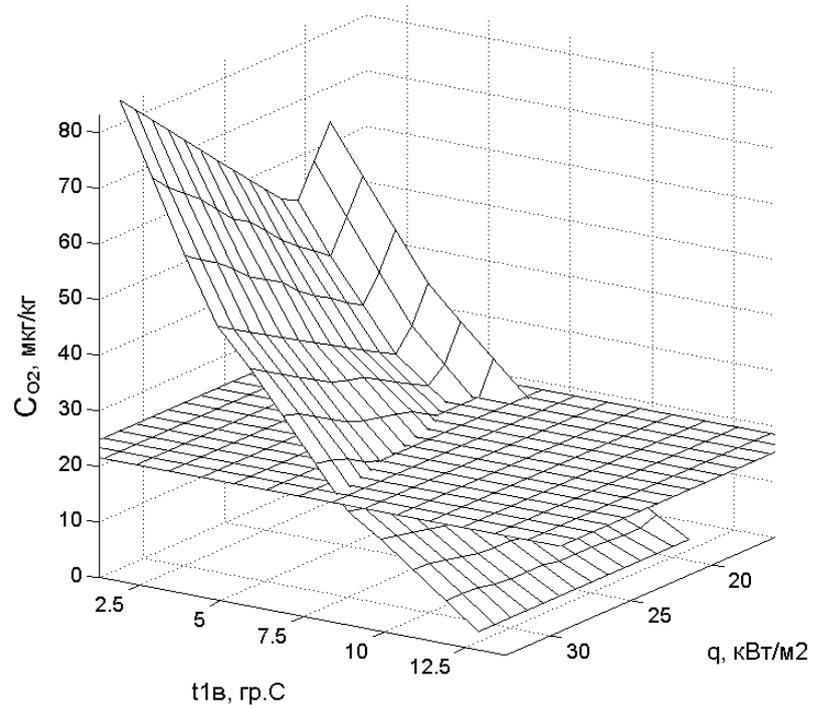


а)

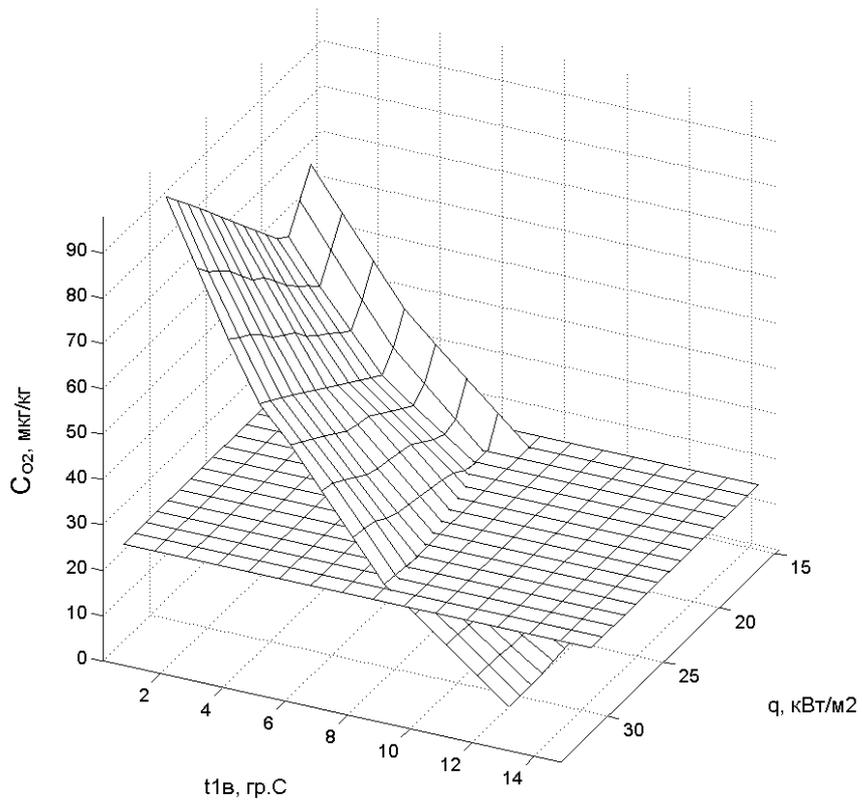


б)

Рисунок 4.12 – Зависимости содержания кислорода в конденсате от удельной тепловой нагрузки и температуры охлаждающей воды конденсатора 200-КЦС-2 турбоустановки К-210-130,  $W = 25000$  м<sup>3</sup>/ч,  $G_{\text{возд}} = 22$  кг/ч:  
 а – расчет по методике КТЗ (вторая модель); б – расчет при  $k = \text{const}$  (третья модель)



а)



б)

Рисунок 4.13 – Зависимости содержания кислорода в конденсате от удельной тепловой нагрузки и температуры охлаждающей воды конденсатора 200-КЦС-2 турбоустановки К-210-130.  $W = 17000 \text{ м}^3/\text{ч}$ ,  $G_{\text{возд}} = 22 \text{ кг/ч}$ :  
 а – расчет по методике КТЗ (вторая модель); б – расчет при  $k = \text{const}$  (третья модель)

Пятая и шестая серии расчетов проводились с целью выяснения влияния присосов воздуха на равновесное содержание кислорода в конденсате. Расчеты осуществлялись по уточненной базовой методике в условиях конденсации при присосах воздуха в конденсатор, в три раза превышающих нормативные значения ( $G_{возд} = 66$  кг/ч), при номинальном расходе охлаждающей воды ( $25000$  м<sup>3</sup>/ч) и различных ее температурах на входе, в диапазоне изменения подачи пара в конденсатор от 250 до 450 т/ч. В этом случае зависимости  $t_k = f(q)$  остаются теми же, что и в предыдущих расчетах.

На рисунке 4.14 в виде зависимости  $t_k = f(q)$  показаны результаты расчетов температуры насыщения при давлении в конденсаторе от удельной тепловой нагрузки. Для сравнения на этом же рисунке показаны данные, полученные для тех же условий, но при нормативных присосах воздуха.

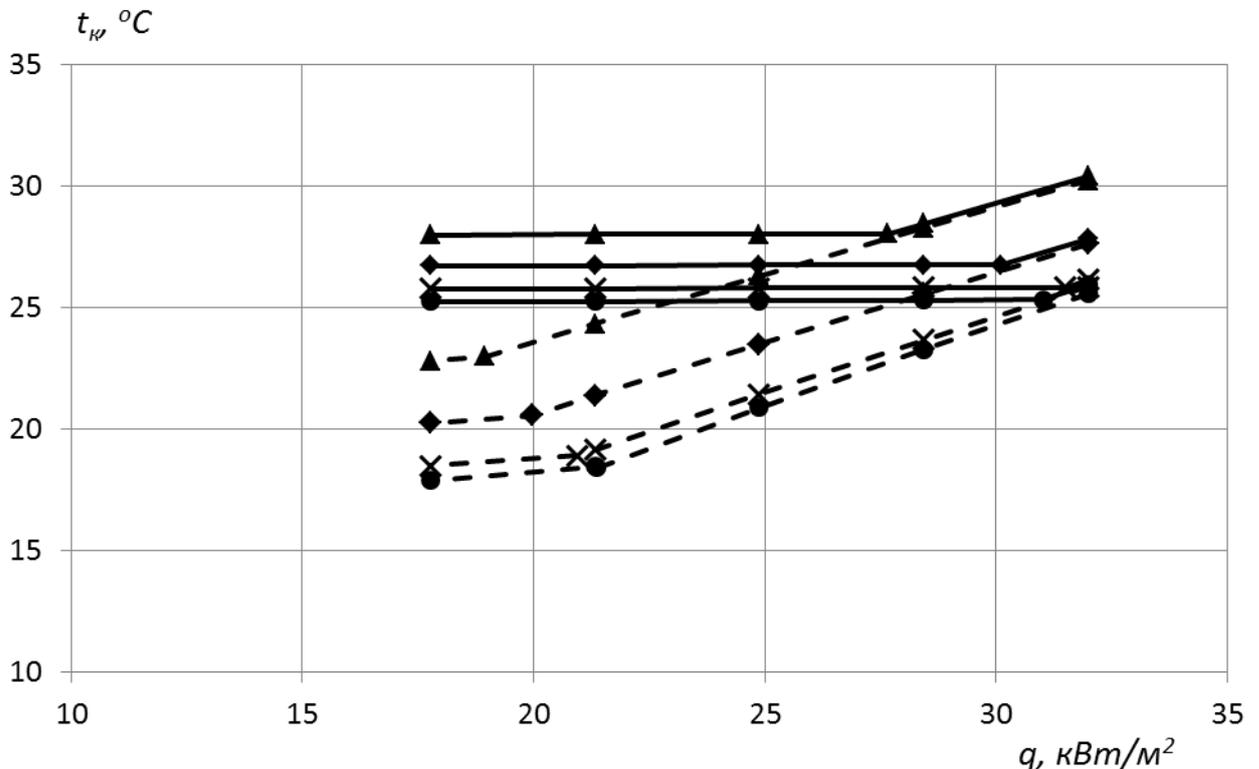


Рисунок 4.14 – Зависимость температуры насыщения от удельной тепловой нагрузки конденсатора 200-КЦС-2 турбоустановки К-210-130 при различных температурах охлаждающей воды,  $W = 25000$  м<sup>3</sup>/ч:

- — — — — расчет по уточненной базовой методике,  $G_{возд} = 66$  кг/ч;
- - - - - расчет по уточненной базовой методике,  $G_{возд} = 22$  кг/ч;
- –  $t_{1в} = 1^\circ\text{C}$ ; × –  $t_{1в} = 4^\circ\text{C}$ ; ◆ –  $t_{1в} = 8^\circ\text{C}$ ; ▲ –  $t_{1в} = 12^\circ\text{C}$

Из представленных на рисунке 4.14 расчётных данных видно, что увеличение присосов воздуха в конденсатор смещает точку перехода конденсатора на режим работы, ограниченный эжектором (левая часть характеристики), в сторону больших значений его тепловых нагрузок, и это смещение тем больше, чем ниже температура охлаждающей воды на входе в конденсатор. При этом по сравнению с аналогичными режимами при нормативных присосах воздуха, давление в конденсаторе возрастает. Что касается режимов работы конденсатора, не ограниченных эжектором (правая часть характеристики), то здесь влияние воздуха на давление в конденсаторе минимально. Таким образом, увеличение присосов воздуха в конденсатор оказывает негативное воздействие на эффективность его эксплуатации не напрямую, а опосредовано – через ухудшение режима работы эжектора.

На рисунках 4.15 и 4.17 показаны результаты расчетов равновесных содержаний кислорода в конденсате, полученных при условии конденсации пара на всей поверхности теплообмена (первая модель) при присосах воздуха в вакуумную систему в три раза превышающих нормативные.

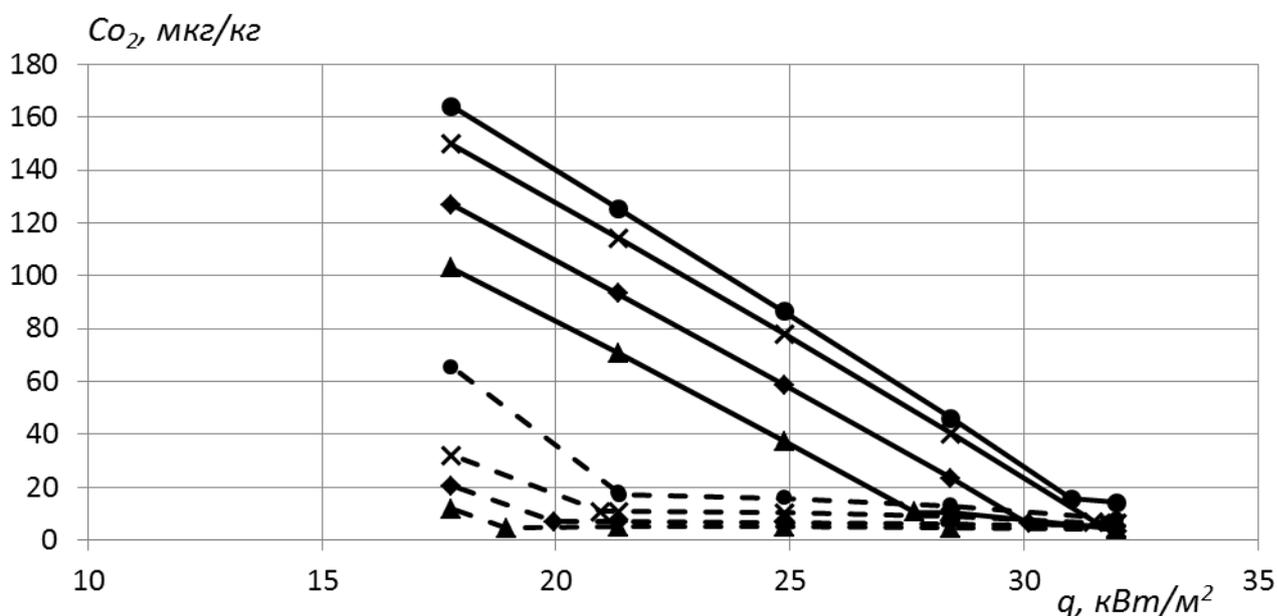


Рисунок 4.15 – Зависимости содержания кислорода в конденсате от удельной тепловой нагрузки и температуры охлаждающей воды конденсатора 200-КЦС-2 турбоустановки К-210-130. Расчет по условиям конденсации пара на всей поверхности теплообмена (первая модель),  $W = 25000$  м<sup>3</sup>/ч:

— — — — — расчет при  $G_{возд} = 66$  кг/ч; - - - - - расчет при  $G_{возд} = 22$  кг/ч;  
 ● —  $t_{1в} = 1^\circ\text{C}$ ; × —  $t_{1в} = 4^\circ\text{C}$ ; ◆ —  $t_{1в} = 8^\circ\text{C}$ ; ▲ —  $t_{1в} = 12^\circ\text{C}$ ; ■ —  $t_{1в} = 20^\circ\text{C}$

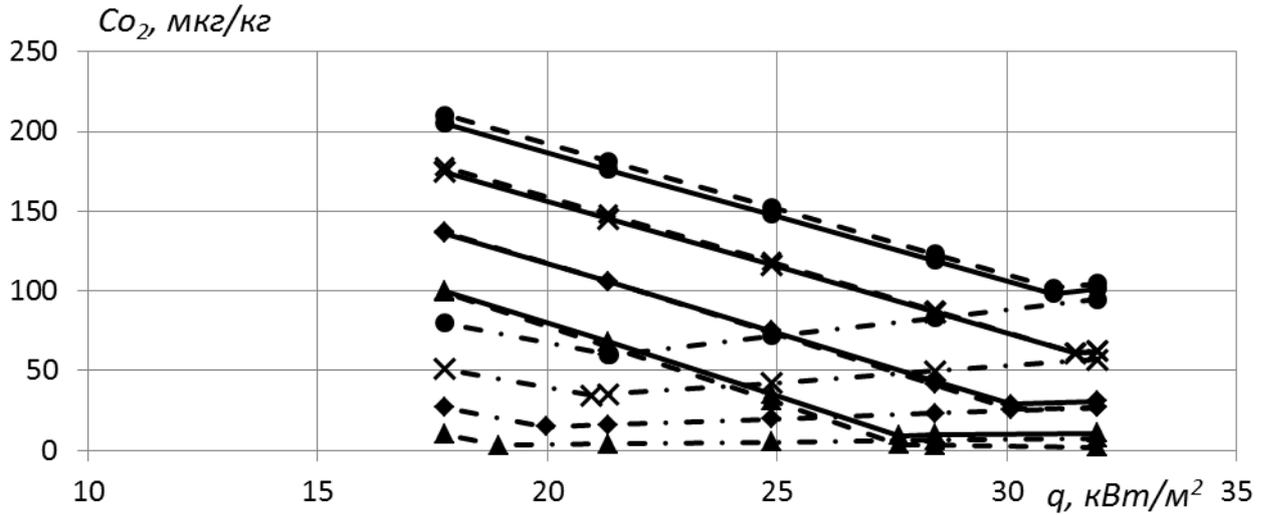


Рисунок 4.16 – Зависимости содержания кислорода в конденсате от удельной тепловой нагрузки и температуры охлаждающей воды конденсатора 200-КЦС-2 турбоустановки К-210-130,  $W = 25000 \text{ м}^3/\text{ч}$ :

- — — — — расчет по методике КТЗ (вторая модель),  $G_{\text{возд}} = 66 \text{ кг/ч}$ ;
- ● - - - ● - - - расчет по методике КТЗ (вторая модель),  $G_{\text{возд}} = 22 \text{ кг/ч}$ ;
- - - - - расчет при  $k = \text{const}$  (третья модель),  $G_{\text{возд}} = 66 \text{ кг/ч}$ ;
- -  $t_{1e} = 1^\circ\text{C}$ ; × -  $t_{1e} = 4^\circ\text{C}$ ; ◆ -  $t_{1e} = 8^\circ\text{C}$ ; ▲ -  $t_{1e} = 12^\circ\text{C}$

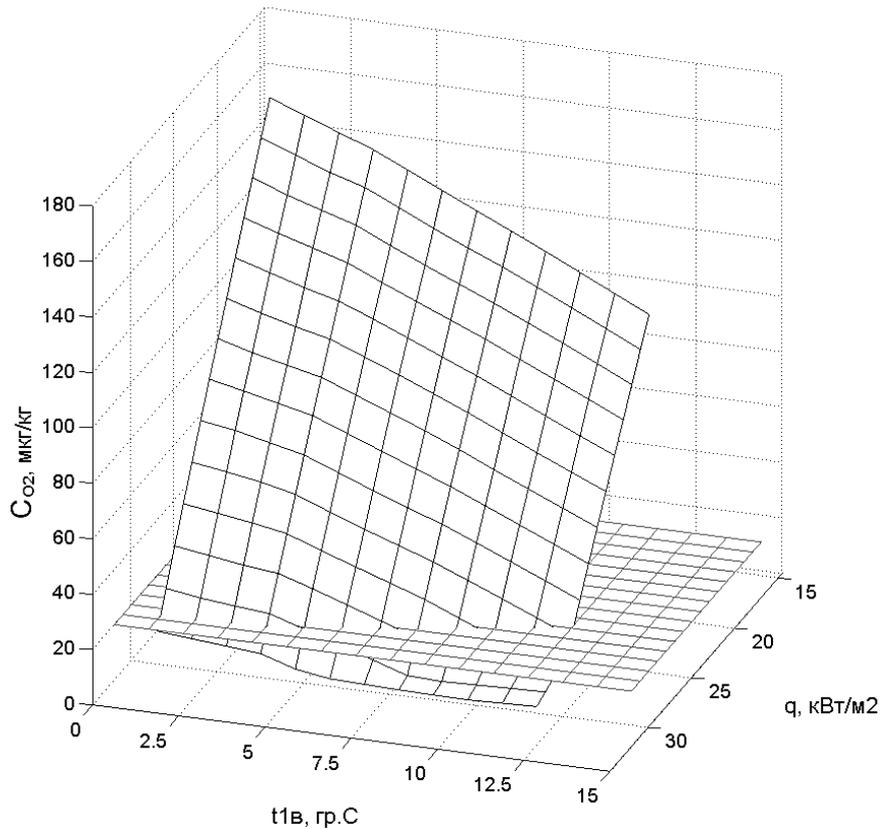


Рисунок 4.17 – Зависимости содержания кислорода в конденсате от удельной тепловой нагрузки и температуры охлаждающей воды конденсатора 200-КЦС-2 турбоустановки К-210-130. Расчет по условиям конденсации пара на всей поверхности теплообмена (первая модель),  $W = 25000 \text{ м}^3/\text{ч}$ ,  $G_{\text{возд}} = 66 \text{ кг/ч}$

Для сравнения на рисунке 4.15 дополнительно показаны зависимости, соответствующие нормативным присосам воздуха в конденсатор. Сопоставление зависимостей показывает, что увеличение присосов воздуха наиболее интенсивно увеличивает содержание кислорода в конденсате только за счет изменения режима работы эжектора. В этом случае превышение кислородосодержания конденсата над нормативным наблюдается в гораздо более широком диапазоне температур и давлений, чем при нормативных присосах воздуха.

На рисунках 4.16, 4.18 и 4.19 представлены зависимости содержаний кислорода в конденсате от удельной тепловой нагрузки конденсатора и температуры охлаждающей воды на входе в конденсатор при присосах воздуха в три раза превышающих нормативные. Расчеты проведены по методикам, соответствующим второй и третьей моделям.

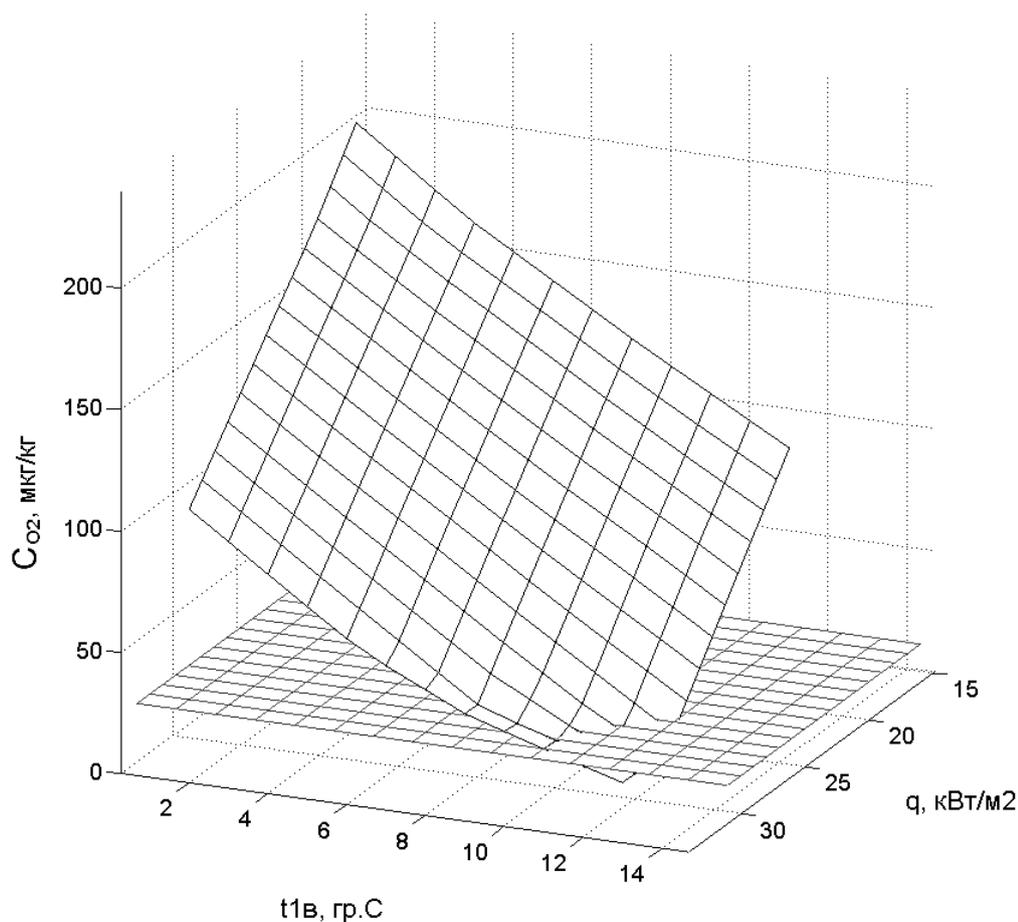


Рисунок 4.18 – Зависимости содержания кислорода в конденсате от удельной тепловой нагрузки и температуры охлаждающей воды конденсатора 200-КЦС-2 турбоустановки К-210-130. Расчет согласно второй модели,  $W = 25000 \text{ м}^3/\text{ч}$ ,  $G_{\text{возд}} = 66 \text{ кг/ч}$

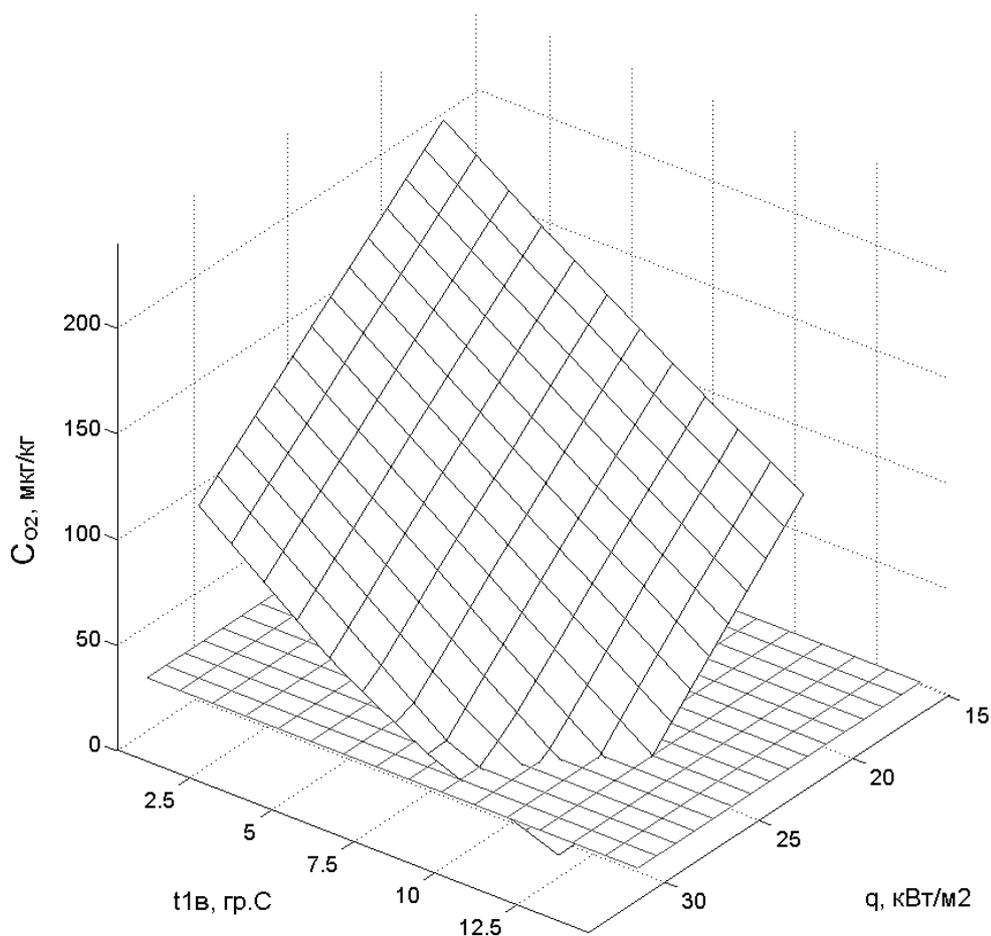


Рисунок 4.19 – Зависимости содержания кислорода в конденсате от удельной тепловой нагрузки и температуры охлаждающей воды конденсатора 200-КЦС-2 турбоустановки К-210-130. Расчет согласно третьей модели,  $W = 25000 \text{ м}^3/\text{ч}$ ,  $G_{\text{возд}} = 66 \text{ кг/ч}$

Увеличение присосов воздуха на режимах работы, не ограниченных эжектором (правая часть характеристики), не оказывает существенного влияния на равновесное содержание кислорода в конденсате, рассчитанного по всем трем моделям.

На режимах работы, ограниченных эжектором (левая часть характеристики), увеличение присосов воздуха приводит к более интенсивному возрастанию кислородосодержания конденсата, вычисленного в соответствии со второй и третьей моделями.

Как и на остальных рассмотренных режимах, результаты расчетов, отражающих вторую и третью модель, близки между собой.

Обобщая результаты расчетных исследований, выполненных на основе конденсатора турбоустановки К-210-130, можно сделать следующие выводы.

1. При температурах охлаждающей воды на входе, равных или выше расчетной для данного типа конденсатора, наиболее достоверные результаты дают расчеты по методике, соответствующей первой модели.

2. При температурах охлаждающей воды ниже расчетной расчеты по второй и третьей моделям, на наш взгляд, дают результаты, более близкие к фактическим значениям.

3. Значения содержаний кислорода в конденсате, вычисленные по второй и третьей моделям, весьма близки, однако использование методики, соответствующей второй модели, наиболее предпочтительно, поскольку в ней учитывается влияние изменения расхода охлаждающей воды на коэффициент теплопередачи и, в конечном итоге, на содержание кислорода в конденсате.

5. Уменьшение расхода охлаждающей воды приводит к увеличению зоны интенсивной конденсации пара и, соответственно, к уменьшению зоны с пониженным значением коэффициента теплопередачи из-за наличия воздуха (расширенной зоны воздухоохладителя), что приводит к некоторому улучшению деаэрирующей способности конденсатора.

6. Увеличение присосов воздуха в конденсатор на режимах работы, не ограниченных эжектором, незначительно увеличивает содержание кислорода в конденсате, однако при этом точка перехода на режим, ограниченный эжектором, смещается в область больших паровых нагрузок конденсатора, что приводит к интенсивному возрастанию содержания кислорода в конденсате.

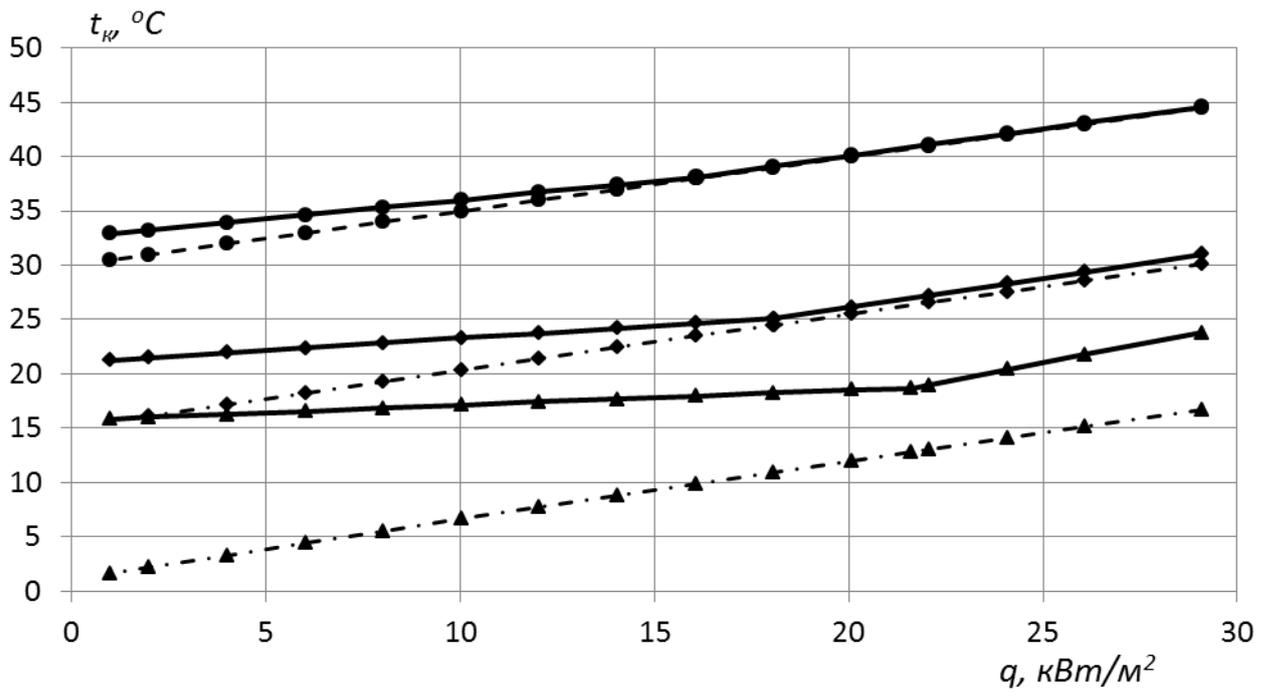
### 4.3. Расчетные исследования конденсатора теплофикационной турбоустановки Т-110/120-130

Широкий диапазон изменения паровых нагрузок конденсатора, характерный для режимов работы теплофикационных турбоустановок, обуславливает дополнительные трудности в поддержании заданных ПТЭ [16] содержания кислорода в конденсате. Рассмотрим этот вопрос подробнее на основе расчетных исследований конденсатора турбоустановки Т-110/120-130 ТМЗ. Для этого по методикам, предложенным в п. 4.1, проведены расчеты с целью определения влияния различных факторов на содержание кислорода в конденсате.

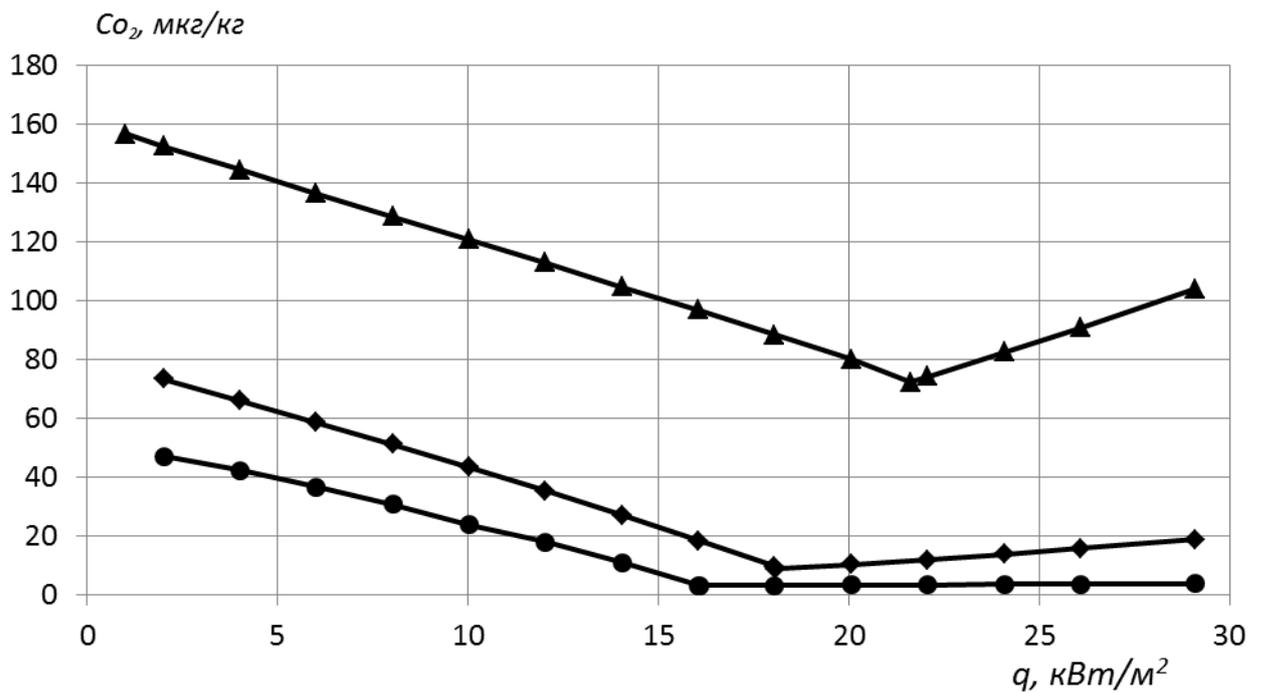
На рисунках 4.20а и 4.20б и показаны расчетные зависимости  $t_k = f(q)$  и  $C_{O_2} = f(q)$  при номинальном расходе воды через технически чистый конденсатор, при нормативных присосах воздуха и при различных температурах охлаждающей воды на входе в конденсатор.

Поскольку в данной работе расчеты проводятся по единым методикам, то представленные на рисунках зависимости аналогичны зависимостям, полученным для конденсатора турбоустановки К-210-130. Разница состоит лишь в количестве нормативных присосов воздуха и диапазоне изменения паровых нагрузок, что приводит к более высоким содержаниям кислорода в конденсате на режимах, ограниченных эжектором.

На рисунках 4.21а и 4.21б показаны расчетные зависимости  $t_k = f(q)$  и  $C_{O_2} = f(q)$  при номинальном расходе воды через технически чистый конденсатор, при присосах воздуха, в три раза превышающих нормативные, и при различных температурах охлаждающей воды на входе в конденсатор.



а)

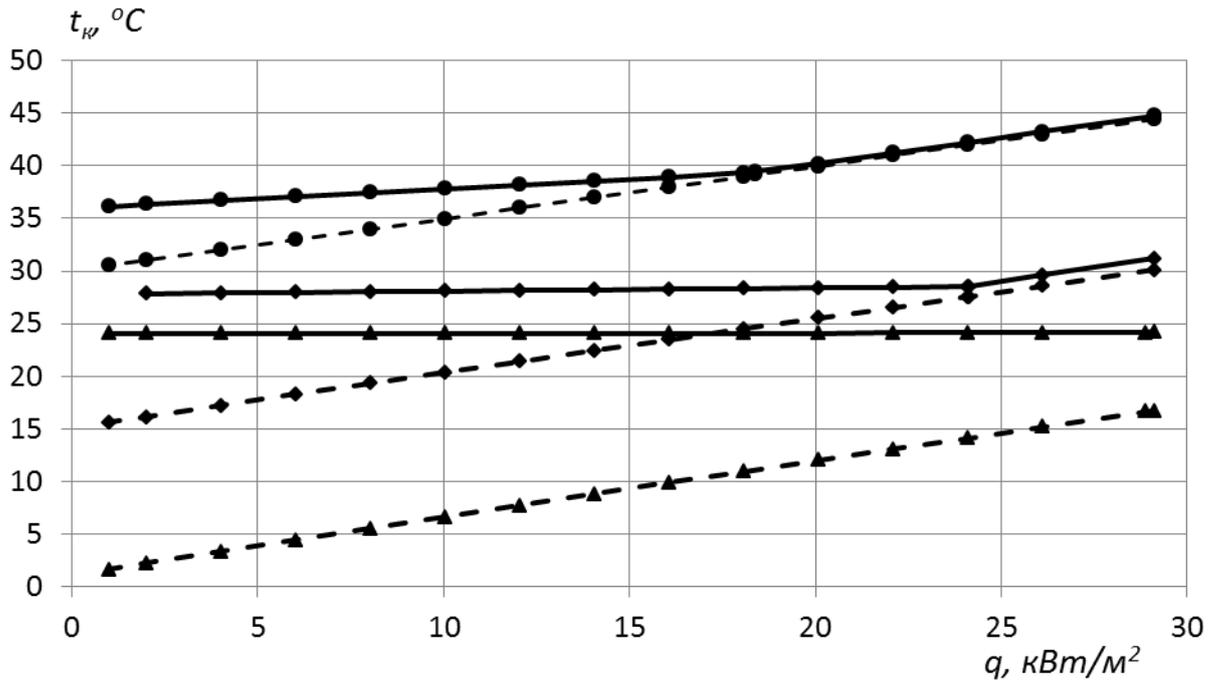


б)

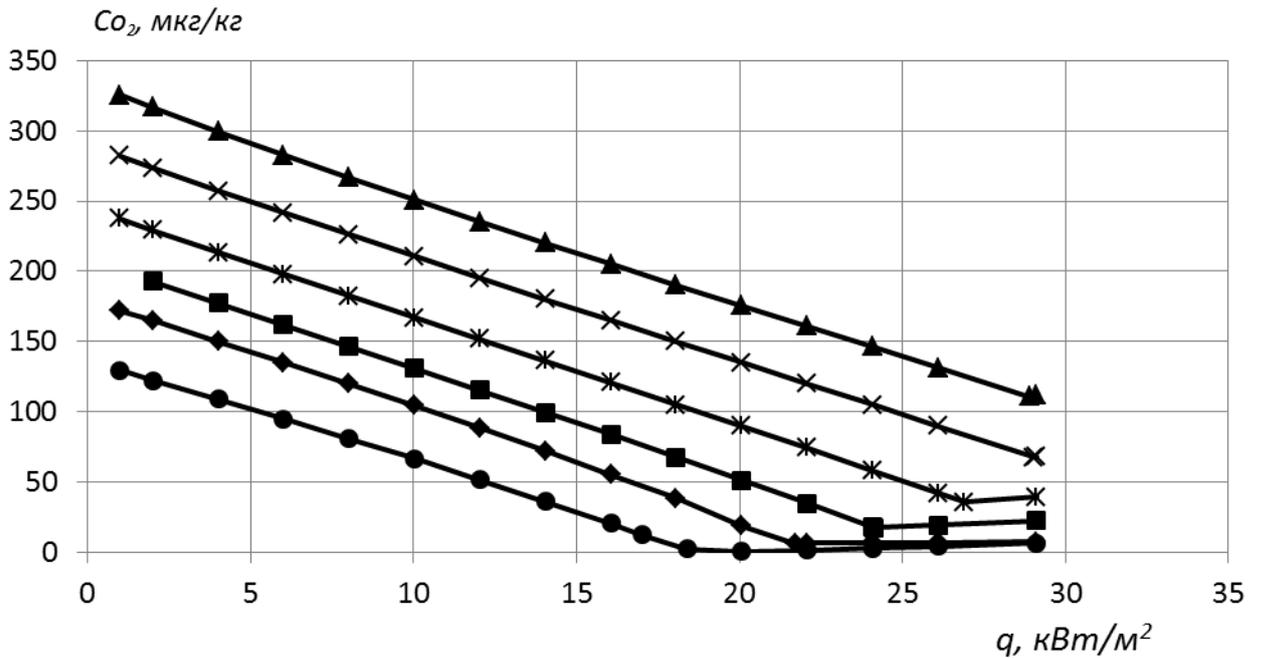
Рисунок 4.20 – Зависимость температуры насыщения (а) и содержания кислорода в конденсате (б) от удельной тепловой нагрузки конденсатора КГ2-6200 турбоустановки Т-110/120-130 при различных температурах охлаждающей воды,

$$W = 16000 \text{ м}^3/\text{ч}, G_{\text{возд}} = 15,5 \text{ кг/ч};$$

- — — — — расчет по уточненной базовой методике;
- - - - - расчет по уточненной базовой методике без присосов воздуха (первая модель);
- ● - - ● - - расчет по методике КТЗ (вторая модель);
- -  $t_{lв} = 30^\circ\text{C}$ ; ◆ -  $t_{lв} = 20^\circ\text{C}$ ; ▲ -  $t_{lв} = 1^\circ\text{C}$



а)



б)

Рисунок 4.21 – Зависимость температуры насыщения (а) и содержания кислорода в конденсате (б) от удельной тепловой нагрузки конденсатора КГ2-6200 турбоустановки Т-110/120-130 при различных температурах охлаждающей воды,  $W = 16000$  м<sup>3</sup>/ч,  $G_{\text{возд}} = 46,5$  кг/ч:

- — — — — расчет по уточненной базовой методике;
- - - - - расчет по уточненной базовой методике без присосов воздуха (первая модель);
- ● — ● — ● — — расчет по методике КТЗ (вторая модель);
- —  $t_{1e} = 30^\circ\text{C}$ ; ◆ —  $t_{1e} = 20^\circ\text{C}$ ; ■ —  $t_{1e} = 15^\circ\text{C}$ ; \* —  $t_{1e} = 10^\circ\text{C}$ ; × —  $t_{1e} = 5^\circ\text{C}$ ; ▲ —  $t_{1e} = 1^\circ\text{C}$

Результаты расчетов при увеличенных в три раза присосах воздуха позволяют установить, что в интервале температур охлаждающей воды от 1 до 7°C работа данного конденсатора полностью определяется характеристикой эжектора, что существенно ухудшает вакуум в конденсаторе и повышает содержание кислорода в конденсате по сравнению аналогичными режимами при нормативных присосах воздуха.

Для более полной иллюстрации влияния присосов воздуха в вакуумную систему на равновесное содержание кислорода в конденсате на выходе из конденсатора нами проведены расчеты при двух уровнях тепловых нагрузок конденсатора (максимальной и минимальной) и двух уровнях температур охлаждающей воды (минимальной и расчетной). Результаты расчетов представлены на рисунках 4.22 и 4.23.

Как видно из рисунка 4.23, увеличение присосов воздуха в конденсатор на режимах работы, не ограниченных эжектором (при расходах пара больше граничного), незначительно увеличивает содержание кислорода в конденсате, особенно

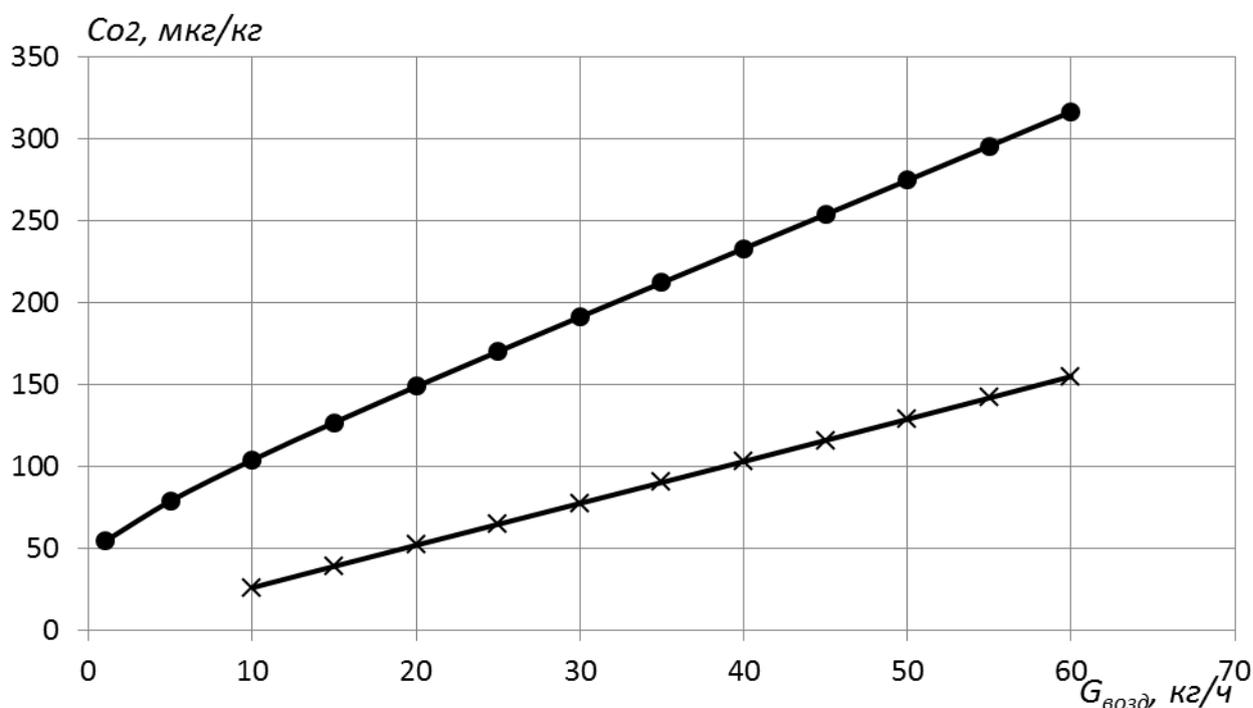


Рисунок 4.22 – Зависимость содержания кислорода в конденсате от присосов воздуха для конденсатора КГ2-6200 турбоустановки Т-110/120-130 при различных температурах охлаждающей воды,  $W = 16000 \text{ м}^3/\text{ч}$ ,  $q = 5,0 \text{ кВт}/\text{м}^2$ :

● –  $t_{1e} = 1^\circ\text{C}$ ; × –  $t_{1e} = 20^\circ\text{C}$

при значениях температуры охлаждающей воды, близких к расчетной. При режимах работы, ограниченных эжектором (рисунок 4.22), увеличение присосов воздуха значительно влияет на содержание кислорода в конденсате.

При рассмотрении вопросов деаэрации конденсата в конденсаторе определенный интерес представляет выяснение влияния загрязнений поверхностей теплообмена на деаэрирующую способность конденсатора. С этой целью нами проведены расчетные исследования конденсатора КГ2-6200 турбоустановки Т-110/120-130 при различной степени загрязнения трубной системы.

Определение такого влияния заключается в построении расчетных зависимостей  $t_k = f(q)$  для конденсаторов с заданной степенью загрязнения (величиной коэффициента  $a$  в формуле Бермана) по уточненной базовой методике и  $t_n = f(q)$  в зависимости от расчетной исходной температуры циркуляционной воды по методикам первой или второй модели для конденсаторов, имеющих такую же степень загрязнения.

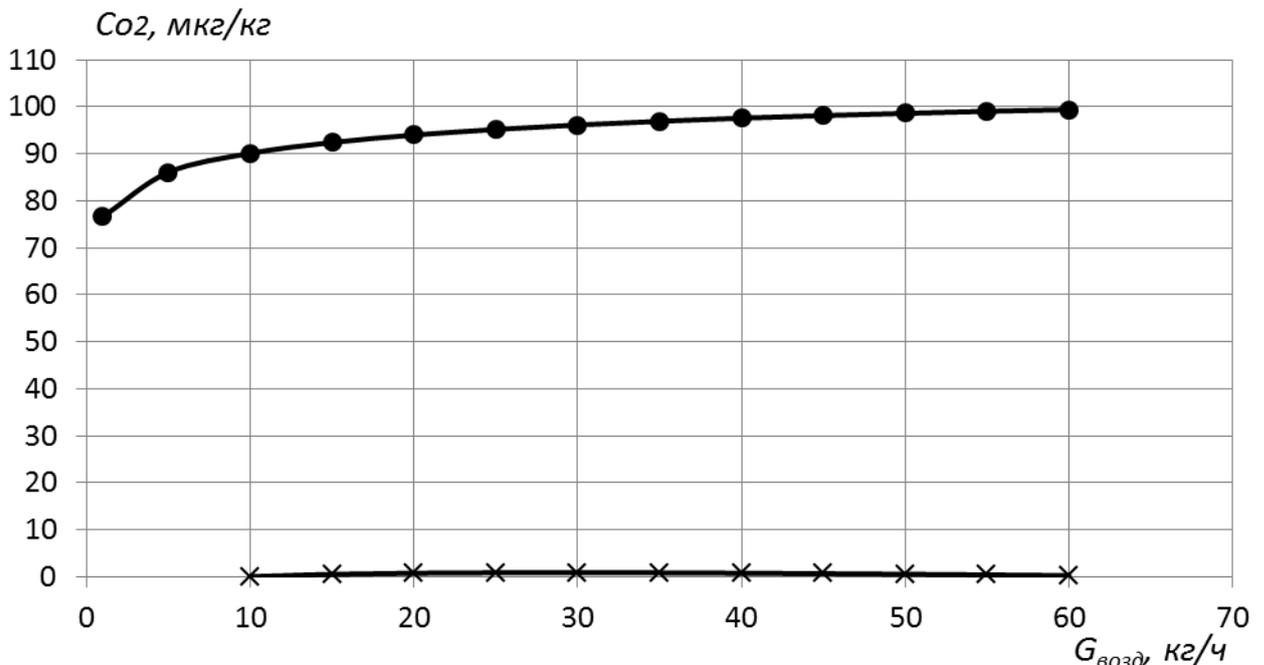


Рисунок 4.23 – Зависимость содержания кислорода в конденсате от присосов воздуха для конденсатора КГ2-6200 турбоустановки Т-110/120-130 при различных температурах

охлаждающей воды,  $W = 16000 \text{ м}^3/\text{ч}$ ,  $q = 29,1 \text{ кВт/м}^2$ :

● –  $t_{1e} = 1^\circ\text{C}$ ; ✕ –  $t_{1e} = 20^\circ\text{C}$

На рисунке 4.24 показаны зависимости содержания кислорода в конденсате от удельной тепловой нагрузки конденсатора, имеющего степень загрязнения  $a = 0,5$ , при различных исходных температурах охлаждающей воды. Для сравнения на этом же рисунке показаны зависимости технически чистого конденсатора ( $a = 0,785$ ).

Исходя из общих представлений, загрязнение поверхностей теплообмена должно привести к расширению зоны конденсации пара и вследствие этого – к снижению концентрации кислорода в конденсате. Однако, увеличение толщины загрязнений приводит к повышению давления в конденсаторе и увеличению отношения этого давления к соответствующему значению константы Генри (см. формулу 4.10), в результате содержание кислорода в конденсате в загрязненном конденсаторе получается на 2–10 мкг/кг выше, чем в чистом конденсаторе.

На основе проведенных расчетных исследований конденсатора турбоустановки Т-110/120-130 можно сделать вывод о пригодности принятых методик для

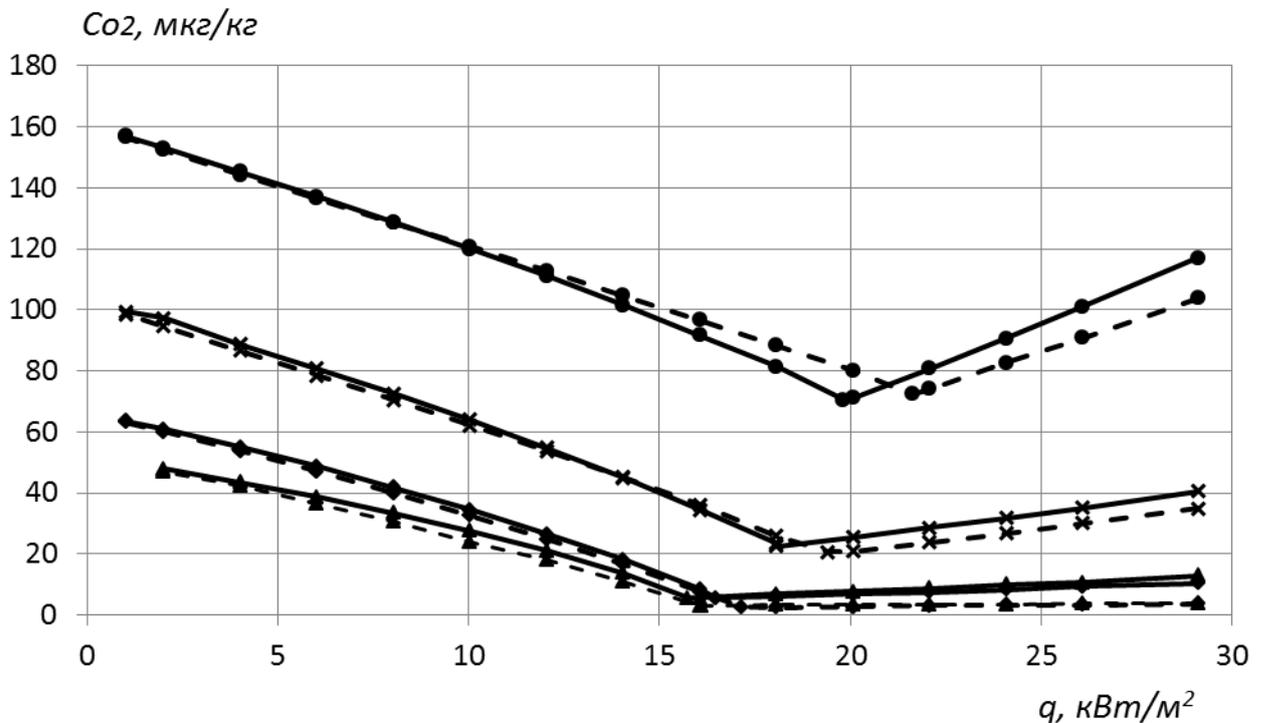


Рисунок 4.24 – Зависимость содержания кислорода в конденсате от удельной тепловой нагрузки конденсатора КГ2-6200 турбоустановки Т-110/120-130 при различных температурах охлаждающей воды,  $W = 16000 \text{ м}^3/\text{ч}$ ,  $G_{\text{возд}} = 17,5 \text{ кг}/\text{ч}$ :

—  $a = 0,5$ ; - - - - -  $a = 0,785$ ;  
 ● –  $t_{l\epsilon} = 1^\circ\text{C}$ ; × –  $t_{l\epsilon} = 10^\circ\text{C}$ ; ◆ –  $t_{l\epsilon} = 20^\circ\text{C}$ ; ▲ –  $t_{l\epsilon} = 30^\circ\text{C}$

проведения расчетных исследований влияния различных факторов на содержание кислорода в конденсате на выходе из конденсатора и для анализа причин ухудшения его деаэрирующей способности.

#### 4.4. К вопросу о возрастании кислорода в конденсате с увеличением тепловой нагрузки

При проведении расчетов содержания кислорода в конденсате при температурах охлаждающей воды на входе ниже расчетной и в области тепловых нагрузок правее граничной точки получено линейное возрастание его концентраций. Выясним причины такого возрастания. Для этого воспользуемся зависимостями для определения величин среднего температурного напора между паром и наружной стенкой трубы и средней температуры пленки конденсата на поверхностях трубок.

Средний температурный напор между паром и наружной стенкой трубы, °С

$$\Delta t_{nl} = \Delta t_{ln} - q \left( \frac{1}{\alpha_g} \cdot \frac{d_n}{d_{en}} + 2 \frac{d_n}{\lambda} \cdot \ln \frac{d_n}{d_{en}} \right), \quad (4.12)$$

Средняя температура пленки конденсата, °С

$$t_{nl} = t_k - \frac{\Delta t_{nl}}{2}, \quad (4.13)$$

Используя значения  $\Delta t_k$  и  $\Delta t_{ln}$ , рассчитанные по базовой методике, и значение  $t_{nl}$ , рассчитанное по формуле (4.13), с помощью методики определения равновесного содержания кислорода в конденсате определим содержание кислорода в пленке конденсата.

Для анализа причин повышения содержания кислорода в пленке конденсата воспользуемся величиной ее переохлаждения относительно температуры насыщения при давлении в конденсаторе, которая может быть определена как  $\delta t_{nl} = t_k - t_{nl}$ . На рисунке 4.25 показаны расчетные зависимости переохлаждения

пленки конденсата от удельной тепловой нагрузки конденсатора при различных температурах охлаждающей воды на входе в конденсатор. По результатам расчетов можно сделать следующие выводы:

- с увеличением тепловой нагрузки переохлаждение пленки конденсата возрастает вследствие более интенсивного возрастания температуры насыщения при давлении в конденсаторе по сравнению с возрастанием средней температуры пленки по причине увеличения средней толщины пленки

- при повышении температуры охлаждающей воды на входе в конденсатор и при одинаковых тепловых нагрузках переохлаждение пленки конденсата уменьшается за счет снижения средней логарифмической разности температур.

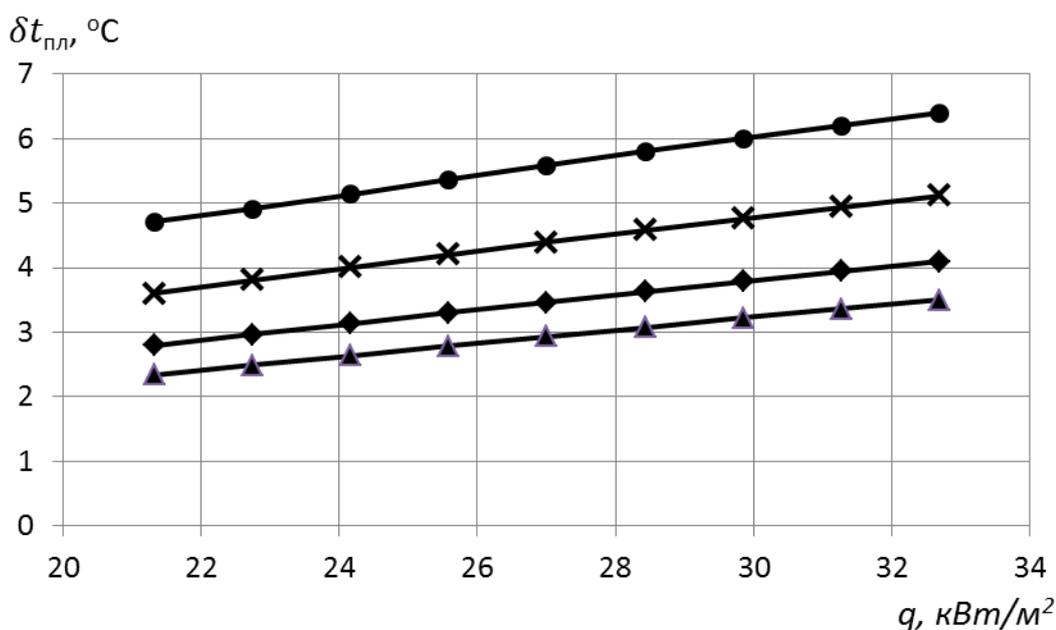


Рисунок 4.25 – Зависимости переохлаждения плёнки конденсата от удельной тепловой нагрузки конденсатора 200-КЦС-2 турбоустановки К-210-130 при различных температурах охлаждающей воды  $W = 25000$  м<sup>3</sup>/ч,  $G_{возд} = 22$  кг/ч:

● –  $t_{1в} = 1$  °C; × –  $t_{1в} = 4$  °C; ◆ –  $t_{1в} = 8$  °C; ▲ –  $t_{1в} = 12$  °C

Поскольку величина переохлаждения конденсата оказывает прямое влияние на содержание кислорода в конденсате, то зависимости содержания кислорода в пленке конденсата с увеличением тепловой нагрузки и снижением температуры охлаждающей воды должны возрастать.

На рисунке 4.26 показаны расчетные зависимости содержания кислорода в пленке конденсата от удельной тепловой нагрузки конденсатора. Расчеты проводились для условий построения зависимостей показанных на рисунке 4.10.

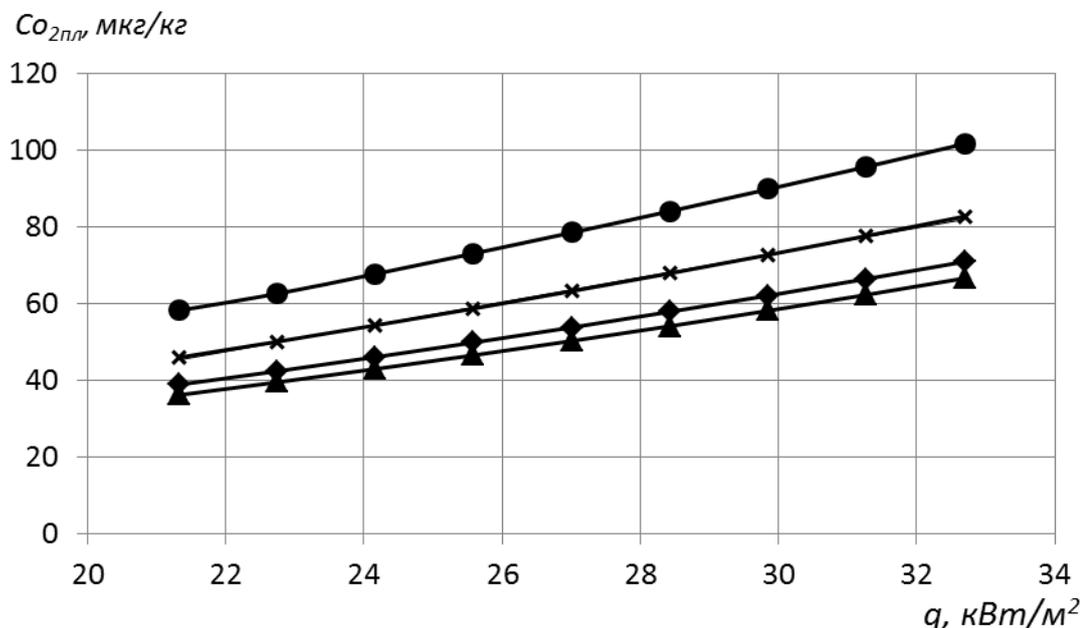


Рисунок 4.26 – Зависимости содержания кислорода в пленке конденсата от удельной тепловой нагрузки и температуры охлаждающей воды для конденсатора 200-КЦС-2 турбоустановки К-210-130, при различных температурах охлаждающей воды.  $W = 25000 \text{ м}^3/\text{ч}$ ,  $G_{\text{возд}} = 22 \text{ кг/ч}$ : ● –  $t_{1в} = 1 \text{ °C}$ ; × –  $t_{1в} = 4 \text{ °C}$ ; ◆ –  $t_{1в} = 8 \text{ °C}$ ; ▲ –  $t_{1в} = 12 \text{ °C}$

Сравнение данных показанных на рисунках 4.10 и 4.26 позволяет отметить следующее:

- в рассмотренном диапазоне тепловых нагрузок содержание кислорода в пленке конденсата при расчетной температуре охлаждающей воды ( $t_{1в} = 12 \text{ °C}$ ) существенно выше расчетных значений, полученных по методикам, соответствующим второй и третьей моделям;
- при снижении температуры охлаждающей воды на входе в конденсатор разность кислородосодержаний пленки конденсата и кислородосодержаний, рассчитанных по второй и третьей моделям, уменьшается и при температуре  $t_{1в} = 1 \text{ °C}$  эта разность близка к нулю. Такой характер изменения содержаний кислорода можно объяснить тем, что со снижением температуры ухудшается регене-

рация конденсата, стекающего с трубного пучка, и при температурах охлаждающей воды до значений близких к  $t_{l\epsilon} = 1\text{ }^{\circ}\text{C}$ , регенерация практически отсутствует.

При исследовании режимов работы конденсаторов паротурбинных установок определенный интерес представляет определение взаимосвязи между величинами недогрева охлаждающей воды и переохлаждением пленки конденсата (рисунок 4.27).

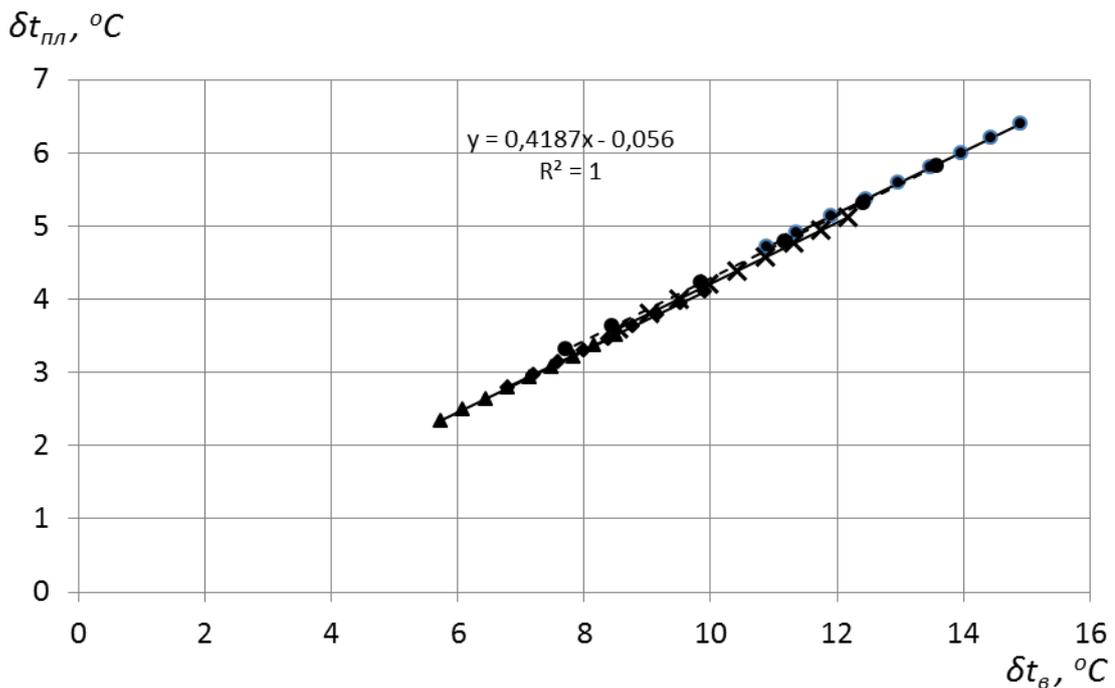


Рисунок 4.27 – Зависимость переохлаждения пленки конденсата от недогрева охлаждающей воды в конденсаторе турбоустановки К-210-130 и ПТ-60-130/13, при различных температурах охлаждающей воды.  $W = 25000\text{ м}^3/\text{ч}$ ,  $G_{\text{возд}} = 22\text{ кг/ч}$ :

- –  $t_{l\epsilon} = 1\text{ }^{\circ}\text{C}$ ; × –  $t_{l\epsilon} = 4\text{ }^{\circ}\text{C}$ ; ◆ –  $t_{l\epsilon} = 8\text{ }^{\circ}\text{C}$ ; ▲ –  $t_{l\epsilon} = 12\text{ }^{\circ}\text{C}$ ;
- — — конденсатор 200-КЦС-2 турбоустановки К-210-130;
- - - - - конденсатор 60-КЦС турбоустановки ПТ-60-130/13.

Проведенные расчёты показали, что в рассмотренном интервале температур зависимость  $\delta t_{пл} = f(\delta t_{\epsilon})$  носит универсальный характер, то есть все точки, принадлежащие к этой зависимости, находятся на одной прямой, исходящей из начала координат.

#### 4.5. Выводы по четвертой главе

1. На основе анализа предложенных моделей разработана расчетная методика определения равновесных содержаний кислорода в конденсате на выходе из конденсатора ПТУ во всем возможном диапазоне его паровых нагрузок (см. приложение 3), температур и расходов охлаждающей воды, присосов воздуха и коэффициентов чистоты поверхностей теплообмена. Установлены диапазоны применимости предложенных моделей: первая модель должна использоваться при температуре охлаждающей воды, равной или больше расчетной; вторая модель – при температуре охлаждающей воды ниже расчетной.

2. С помощью расчетных исследований конденсаторов конденсационной и теплофикационной турбоустановок на переменных режимах работы установлено:

– при нормативных присосах воздуха в вакуумную систему равновесное кислородосодержание конденсата на выходе из конденсатора, соответствующее нормам, установленным ПТЭ (20 мкг/кг), возможно только в режимах его работы при расходах пара в конденсатор больше граничных (более 50% от номинального расхода) и температурах охлаждающей воды, равной или большей расчетной для данного типа конденсатора. В остальных случаях равновесное содержание кислорода в конденсате превышает нормативные значения;

– повышенные присосы воздуха в вакуумную систему в режимах работы, не ограниченных эжектором (при расходах пара больше граничных), в пределах, не приводящих к перегрузке эжектора, слабо влияют на равновесное содержание кислорода в конденсате;

– увеличение присосов воздуха в вакуумную систему смещает граничную точку характеристики  $t_k = f(q)$  вправо в область больших паровых нагрузок конденсатора, расширяет область режимов, ограниченных эжектором, и приводит к интенсивному возрастанию содержания кислорода в конденсате. В этом случае превышение кислородосодержания конденсата над нормативным наблюдается в гораздо более широком диапазоне температур и давлений, чем при норматив-

ных присосах воздуха. При достаточно больших присосах воздуха граничное значение паровой нагрузки конденсатора может превысить его номинальную паровую нагрузку, и все режимы работы конденсатора оказываются ограничены эжектором;

- на режимах работы, ограниченных эжектором (левая часть характеристики), влияние присосов воздуха в конденсатор на содержание кислорода резко возрастает и для теплофикационных турбоустановок в теплофикационных режимах их эксплуатации может достигать сотен мкг/кг;

- уменьшение расхода охлаждающей воды приводит к увеличению зоны интенсивной конденсации пара и, соответственно, к уменьшению зоны с пониженным значением коэффициента теплопередачи из-за наличия воздуха, что, в конечном итоге, приводит к некоторому улучшению деаэрирующей способности конденсатора;

- увеличение толщины загрязнений приводит к повышению давления в конденсаторе и увеличению отношения этого давления к соответствующему значению константы Генри, в результате чего содержание кислорода в конденсате в загрязненном конденсаторе получается на 2–10 мкг/кг выше, чем в чистом конденсаторе;

- при температурах охлаждающей воды ниже расчетной наблюдается возрастание содержания кислорода при увеличении тепловой нагрузки, что объясняется увеличением переохлаждения пленки конденсата на трубках.

Окончательно рабочая методика для расчета равновесных содержаний кислорода в конденсате может быть выбрана только на основе сравнения результатов расчетов с экспериментальными данными, полученными при испытаниях конденсаторов различных типов.

## **Глава 5. Экспериментальная проверка методик расчета равновесных содержаний кислорода в конденсате на выходе из паротурбинных установок**

### **5.1. Методика обработки экспериментальных данных**

Как показали расчетные исследования, проведенные в главе 4 настоящей работы, основными эксплуатационными факторами, влияющими на содержание кислорода в конденсате, являются: тепловая нагрузка конденсатора, температура и расход охлаждающей воды, присосы воздуха в вакуумную систему, соответствие характеристики эжектора характеристике конденсатора. Кроме того, как показано в [11], в условиях эксплуатации решающее влияние на содержание растворенных агрессивных газов в конденсате могут оказать присосы воздуха под уровень конденсата через неплотности арматуры и трубопроводов в тракте от конденсатосборника до конденсатного насоса включительно, а также подача зараженных агрессивными газами дренажей и недеаэрированной химически обессоленной воды непосредственно в конденсатосборник.

Специально организованные экспериментальные проверки предложенных расчетных методик во всем диапазоне изменения большого количества факторов в натуральных условиях не представляются возможными, поэтому в качестве исходного материала, кроме имеющихся специально полученных экспериментальных данных, нами использован достаточно большой объем измерений, полученных эксплуатационным персоналом и зафиксированных в суточных ведомостях на нескольких ТЭЦ и ГРЭС.

В целях подтверждения высказанных гипотез, а также для проверки адекватности математических моделей был проведен анализ экспериментальных данных, полученных эксплуатационным персоналом и зафиксированных в суточных ведомостях на нескольких ТЭЦ и ГРЭС.

Имеющиеся экспериментальные данные были преобразованы в специальные массивы, из которых составлены выборки, включающие в себя показатели работы конденсаторов. В качестве основных обрабатываемых параметров были выбраны: температура насыщения при давлении в конденсаторе  $t_k$  ( $t_n$ ), давление в конденсаторе  $p_k$  ( $p_n$ ), температура охлаждающей воды на входе в конденсатор  $t_{1в}$ , кислородосодержание основного конденсата  $C_{O_2}$ , удельная тепловая нагрузка конденсатора  $q$  ( $q_k$ ), расход охлаждающей воды  $W$ , присосы воздуха в вакуумную систему  $G_{возд}$ .

Точность исходных данных могла быть нарушена из-за наличия «промахов» (то есть погрешностей результатов отдельных измерений, входящих в ряд измерений, которые для данных условий резко отличаются от остальных результатов этого ряда). Поэтому перед началом обработки выборки из массивов данных по температуре охлаждающей воды на входе в конденсатор проверялись на наличие «промахов» с использованием критерия Романовского (для числа опытов менее 20) и критерия Шарлье (для числа опытов более 20). Обработка производилась с помощью средств программного обеспечения: MS Excel, MathCad.

После исключения «промахов» выборки подвергались регрессионному анализу для получения усредненных зависимостей интересующих нас параметров.

В первую очередь, получалось уравнение линейной однофакторной зависимости, и если полученная зависимость не соответствовала характеру распределения параметров, то далее находилась криволинейная функция (с помощью метода наименьших квадратов). Полученные функции с помощью математической модели конденсатора, описанной ранее, позволили определить усредненные значения присосов воздуха и коэффициента состояния поверхности нагрева конденсатора в ходе опытов.

## 5.2. Обработка эксплуатационных данных по содержанию кислорода в конденсате на выходе из конденсаторов турбоустановок К-210-130 ЛМЗ

На первом этапе при обработке результатов оценивалось влияние температуры и расхода охлаждающей воды и расхода пара в конденсатор как факторов, наиболее интенсивно влияющих на содержание кислорода в конденсате преимущественно при паровых нагрузках конденсатора более 50%.

С этой целью нами был выбран массив эксплуатационных данных, полученных на десяти блоках К-210-130 ЛМЗ Сургутской ГРЭС-1 в течение года. Данные получены в диапазоне изменения температур охлаждающей воды на входе в конденсатор от 1 до 28°C. Для данного массива было построено корреляционное поле, представленное на рисунках 5.1 и 5.2.

На корреляционном поле (см. рисунок 5.1) построены расчетные зависимости, полученные при расчетном расходе охлаждающей воды  $W = 25000$  т/ч, при нормативных 22 кг/ч и увеличенных до 47 кг/ч присосах воздуха, для трех уровней расхода пара в конденсатор – 260, 400 и 450 т/ч (минимальный, расчетный и максимальный соответственно). Расчеты проводились по методикам, соответствующим первой и второй моделям (см. главу 4).

Расположение расчетных характеристик конденсатора относительно экспериментальных точек свидетельствует, что весь массив экспериментальных значений содержаний кислорода в конденсате лежит в пределах расчетных значений, полученных на основе величин факторов, имеющих место в условиях эксплуатации.

Сравнение результатов расчетов в области температур охлаждающей воды ниже расчетной, выполненных в соответствии с первой и второй моделями, позволяет сделать вывод о том, что использование второй модели при этих температурах дает результаты, более близкие к экспериментальным.

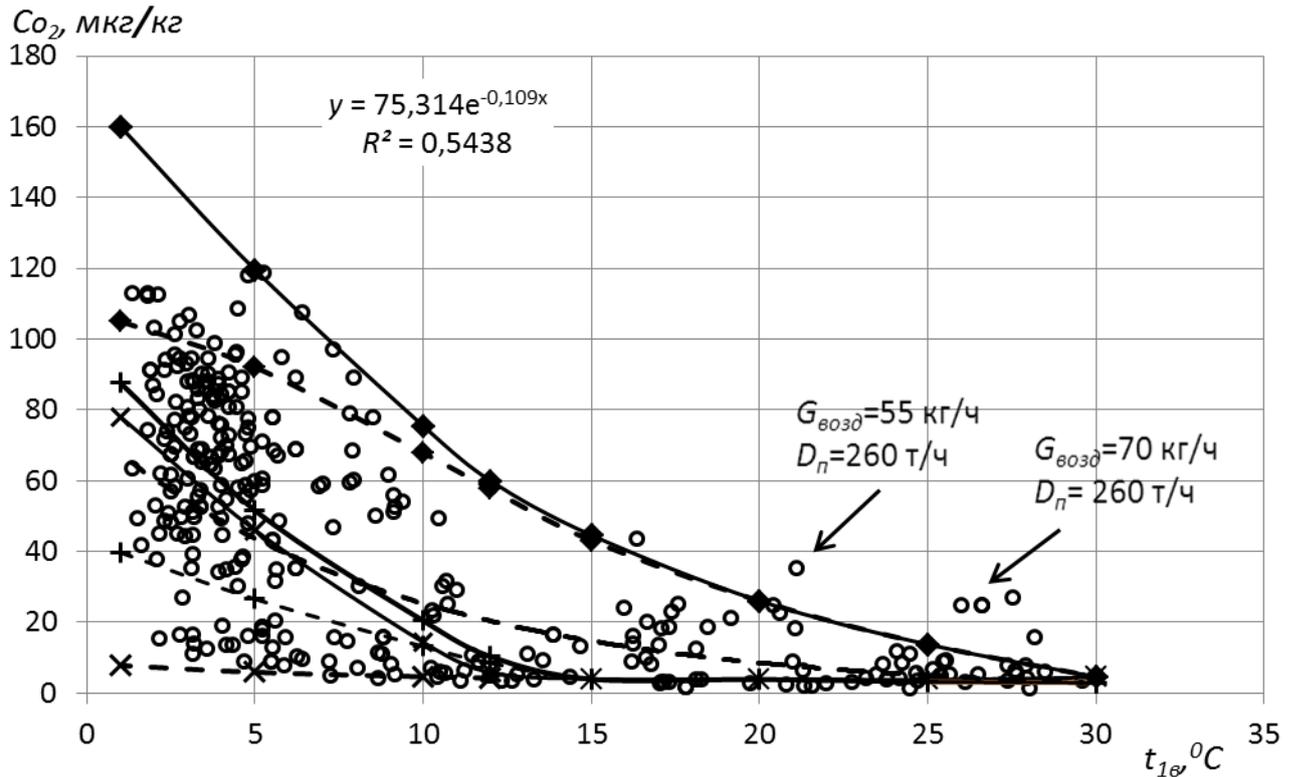


Рисунок 5.1 – Зависимость кислородосодержания конденсата на выходе из конденсаторов 200-КЦС-2 турбоустановок К-210-130 от температуры охлаждающей воды на входе,  $W = 25000$  т/ч,  $a = 0,8$ , в работе один эжектор ЭП-3-700-1:

- – данные ГРЭС;
- ◆— — расчетная зависимость при  $G_{\text{возд}} = 47$  кг/ч,  $D_{\text{п}}^{\text{к}} = 260$  т/ч;
- ◆- - расчетная зависимость при  $G_{\text{возд}} = 47$  кг/ч,  $D_{\text{п}}^{\text{к}} = 400$  т/ч (первая модель);
- ×— — расчетная зависимость при  $G_{\text{возд}}^{\text{нормат}} = 22$  кг/ч,  $D_{\text{п}}^{\text{к}} = 450$  т/ч ;
- ×- - расчетная зависимость при  $G_{\text{возд}}^{\text{нормат}} = 22$  кг/ч,  $D_{\text{п}}^{\text{к}} = 450$  т/ч (первая модель);
- +— — расчетная зависимость при  $G_{\text{возд}}^{\text{нормат}} = 22$  кг/ч,  $D_{\text{п}}^{\text{к}} = 260$  т/ч;
- +- - расчетная зависимость при  $G_{\text{возд}} = 22$  кг/ч,  $D_{\text{п}}^{\text{к}} = 260$  т/ч (первая модель);
- - - - - линия тренда

Наибольший охват точек корреляционного поля, соответствующих максимальным концентрациям кислорода, наблюдается при минимальном расходе пара в конденсатор и присосах воздуха в вакуумную систему, равных 47 кг/ч. В этом случае оказывается, что все режимы работы конденсатора ограничены эжектором (левая часть характеристики). При увеличении расхода конденсирующегося пара точка перехода на режимы, ограниченные эжектором, смещается в сторону более низких температур. То есть значения содержаний кислорода выше нормативного (20 мкг/ч) при температурах охлаждающей воды выше расчетной (в данном случае 12°C) возможно только в режимах, ограниченных эжектором.

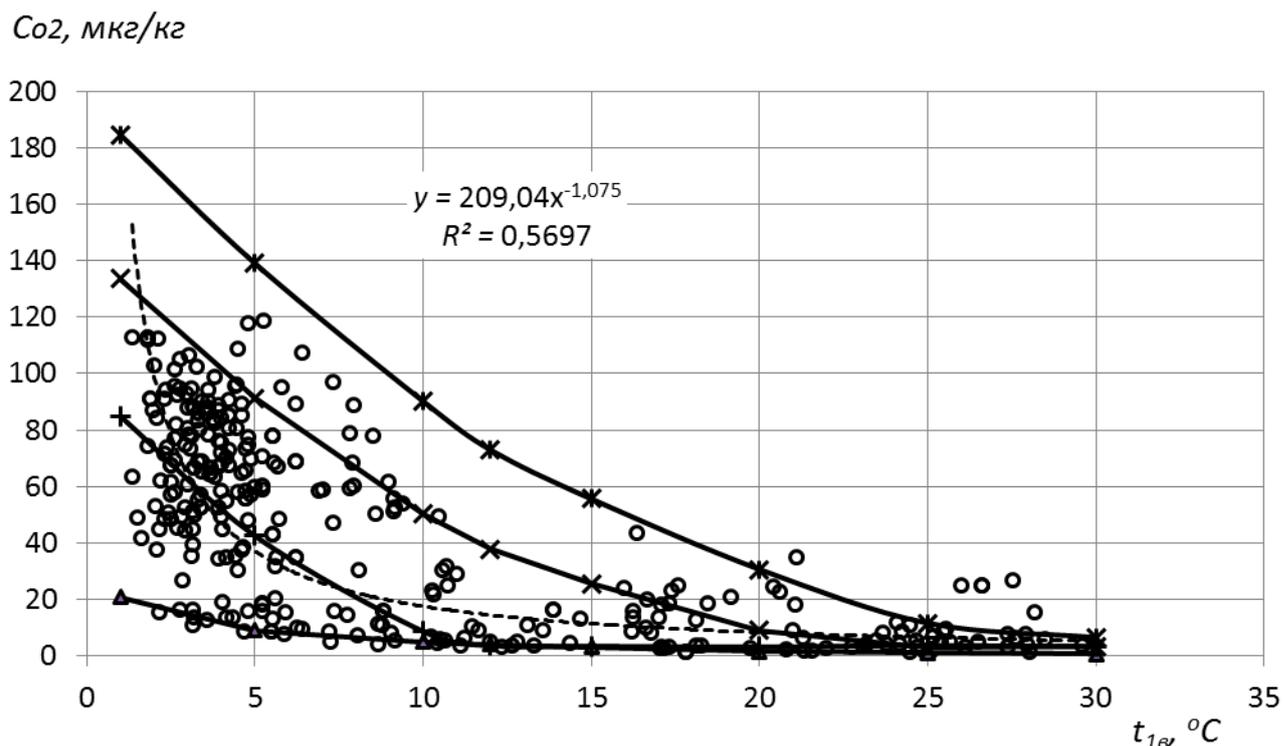


Рисунок 5.2 – Зависимость кислородосодержания конденсата в конденсате на выходе из конденсаторов 200-КЦС-2 турбоустановок К-210-130 от температуры охлаждающей воды на входе ( $a = 0,8$ , в работе один эжектор ЭП-3-700-1):

- – данные ГРЭС;
- \*— расчетная зависимость при  $G_{возд} = 65$  кг/ч,  $W = 17000$  т/ч,  $D_{п}^к = 260$  т/ч;
- x— – расчетная зависимость при  $G_{возд} = 47$  кг/ч,  $W = 17000$  т/ч,  $D_{п}^к = 260$  т/ч;
- +— – расчетная зависимость при  $G_{возд}^{нормат} = 22$  кг/ч,  $W = 17000$  т/ч,  $D_{п}^к = 450$  т/ч;
- ▲— – расчетная зависимость при  $G_{возд} = 10$  кг/ч,  $W = 10000$  т/ч,  $D_{п}^к = 260$  т/ч;
- линия тренда

На корреляционном поле (см. рисунок 5.2) построены расчетные зависимости, полученные при расходах охлаждающей воды 10000 и 17000 т/ч, присосах воздуха 10, 25, 47 и 65 кг/ч, для двух уровней расхода пара в конденсатор – 260 и 450 т/ч.

При расчете характеристик, представленных на рисунке 5.2, при температурах охлаждающей воды выше расчетной (12°C) использовалась первая модель, в остальных случаях – вторая.

Как и в первом случае, наилучшее совпадение с линией тренда экспериментальных данных имеет расчетная зависимость, полученная при нормативных присосах воздуха и максимальном расходе пара в конденсатор, что подтверждает целесообразность использования принятой методики.

Подбор ограничивающей максимальные значения концентраций кислорода в конденсате расчетной зависимости при пониженных расходах охлаждающей воды потребовал увеличения расчетных присосов воздуха до 65 кг/ч, при этом все имеющиеся место режимы работы конденсатора оказались ограничены эжектором.

Расчетная зависимость, соответствующая минимальным значениям концентраций кислорода в конденсате, получена с использованием методики, соответствующей второй модели, при присосах воздуха, равных 10 кг/ч, и расходе охлаждающей воды 10000 т/ч.

Рассмотрим более подробно соответствие предложенной нами методики экспериментальным данным, полученным на отдельных блоках К-210-130. Наиболее полное совпадение расчетных и экспериментальных данных получено для конденсаторов блоков ст. №5 и №6. На рисунках 5.3 (число опытов – 269) и 5.4 (число опытов – 210) представлены экспериментальные данные и расчетные зависимости кислородосодержания конденсата на выходе из конденсатора от температуры охлаждающей воды на входе в конденсатор. На рисунке 5.3 расчетные зависимости представлены двумя расчетными кривыми, соответствующими двум уровням расхода пара в конденсатор. На рисунке 5.4 расчетные зависимости также представлены двумя кривыми, соответствующими двум уровням расхода пара в конденсатор и двум уровням присосов воздуха в конденсатор. Кроме того, на рисунках представлены линии тренда, полученные методом наименьших квадратов с определением коэффициента корреляции с помощью программы MS Excel.

Данные, полученные для конденсаторов других турбоустановок ГРЭС, имеют несколько больший разброс значений относительно описаний по осредненным значениям параметров. На рисунке 5.5 представлено типичное корреляционное поле экспериментальных значений с нанесенными на них ограничивающими расчетными кривыми. Число обработанных опытов – 294.

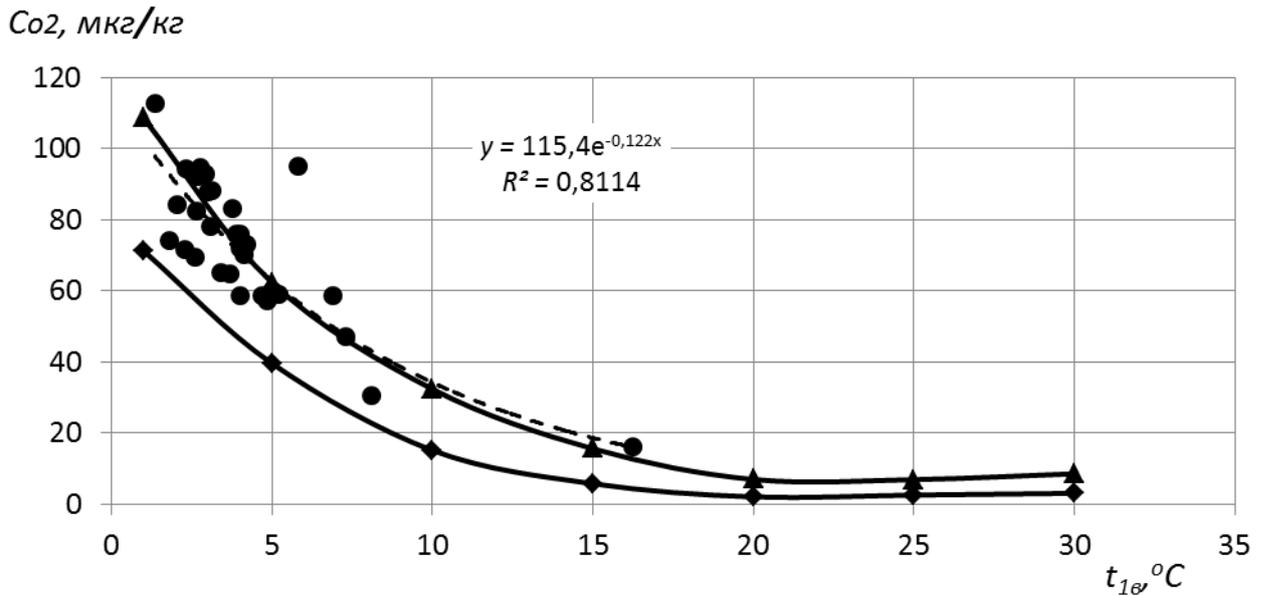


Рисунок 5.3 – Зависимость кислородосодержания конденсата на выходе из конденсаторов 200-КЦС-2 турбоустановок К-210-130 ст. №5 от температуры охлаждающей воды на входе,  $W = 20000$  т/ч,  $a = 0,73$ ,  $G_{возд} = 22$  кг/ч в работе один эжектор ЭП-3-700-1:

- – данные ГРЭС;
- ▲— – расчетная зависимость при  $D_n^k = 450$  т/ч;
- ◆— – расчетная зависимость при  $D_n^k = 260$  т/ч;
- линия тренда

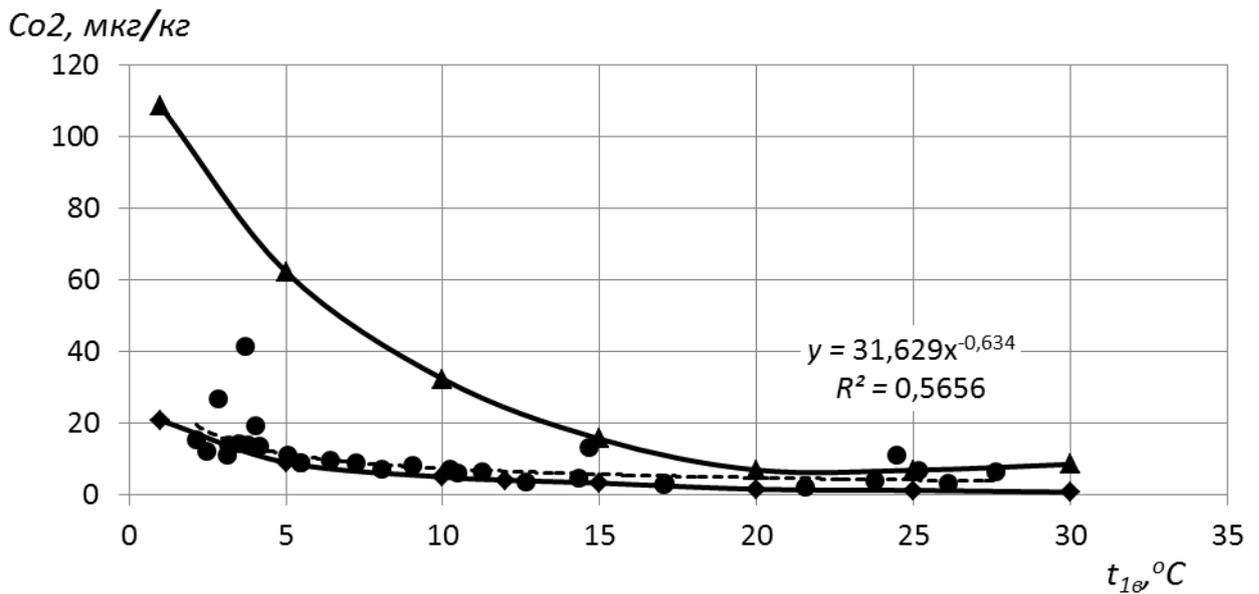


Рисунок 5.4 – Зависимость кислородосодержания конденсата на выходе из конденсаторов 200-КЦС-2 турбоустановок К-210-130 ст. №6 от температуры охлаждающей воды на входе,  $W = 17000$  т/ч,  $a = 0,8$ , в работе один эжектор ЭП-3-700:

- – данные ГРЭС;
- ▲— – расчетная зависимость при  $D_n^k = 450$  т/ч,  $G_{возд} = 22$  кг/ч;
- ◆— – расчетная зависимость при  $D_n^k = 260$  т/ч,  $G_{возд} = 10$  кг/ч;
- линия тренда

На рисунке 5.6 показаны зависимости  $t_k = f(t_{1в})$ , на основании которых рассчитаны значения содержаний кислорода в конденсате, представленные на рисунке 5.5.

Как видно из рисунка 5.5 для данного конкретного случая большая часть экспериментальных данных соответствует расчетным, выполненным в диапазоне максимальных и минимальных расходов пара в конденсатор. Проведённые дополнительные расчеты позволяют сделать вывод о том, что значения кислорода, не входящие в расчетный диапазон, вероятнее всего получены на режимах с расходами пара в конденсатор менее 260 т/ч (летние режимы, турбоустановки разгружены).

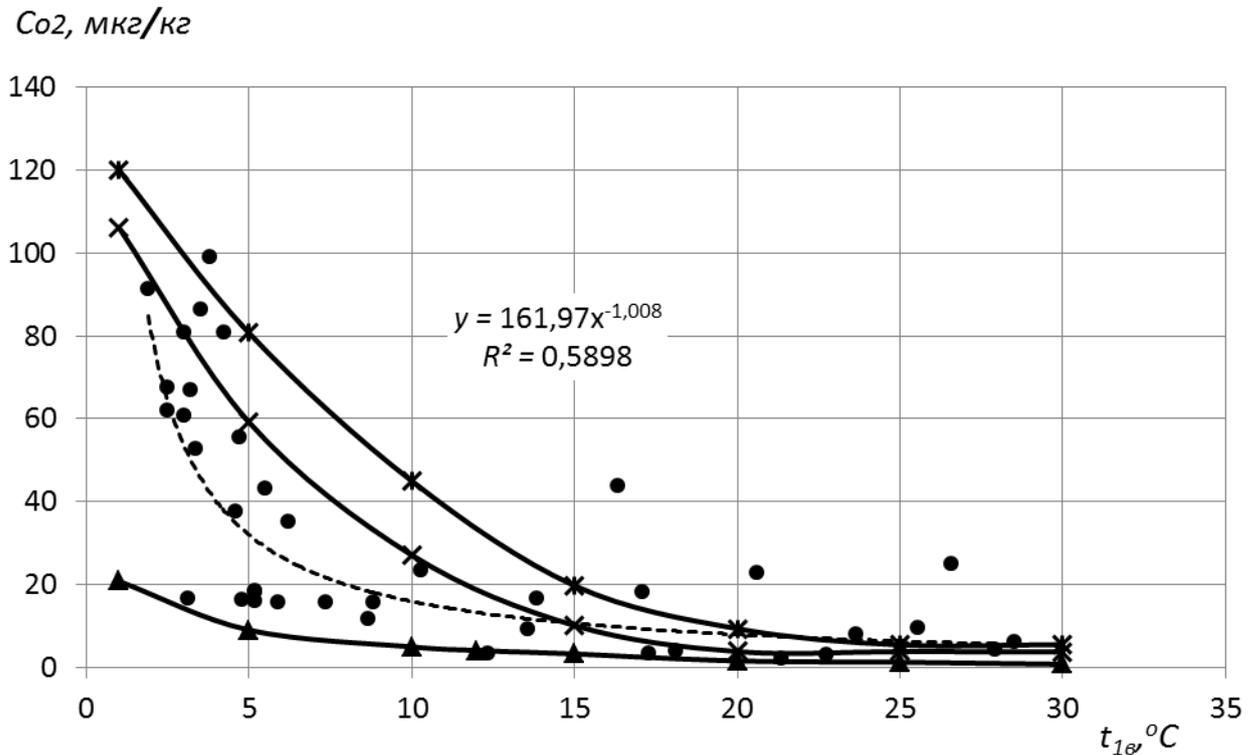


Рисунок 5.5 – Зависимость кислородосодержания конденсата на выходе из конденсаторов 200-КЦС-2 турбоустановок К-210-130 от температуры охлаждающей воды на входе,  $W = 20000$  т/ч,  $a = 0,8$ , в работе один эжектор ЭП-3-700-1:

- – данные ГРЭС;
- \*— – расчетная зависимость при  $G_{возд} = 35$  кг/ч,  $D_{п}^к = 260$  т/ч;
- X— – расчетная зависимость при  $G_{возд} = 35$  кг/ч,  $D_{п}^к = 450$  т/ч;
- ▲— – расчетная зависимость при  $G_{возд} = 10$  кг/ч,  $D_{п}^к = 260$  т/ч;
- - - - - линия тренда

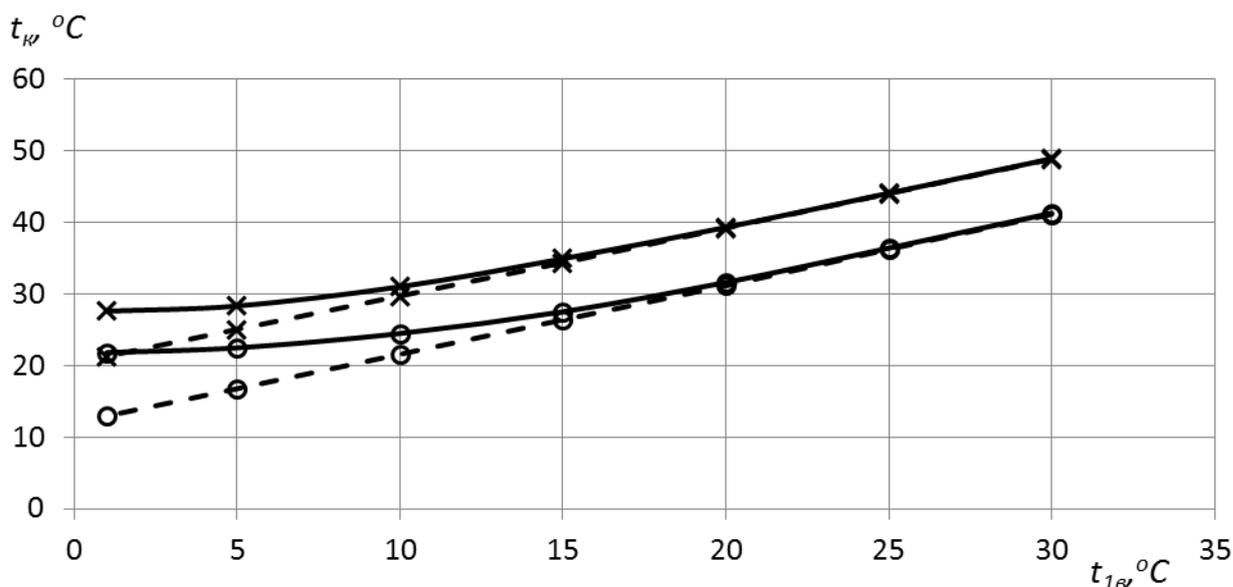


Рисунок 5.6 – Зависимость температуры насыщения при давлении пара в конденсаторе от температуры охлаждающей воды на входе,  $W = 20000$  т/ч,  $G_{возд} = 35$  кг/ч,  $a = 0,8$ :

- ×— — расчетная зависимость при  $D_{п}^к = 260$  т/ч;
- ×---×--- — расчетная зависимость при  $D_{п}^к = 260$  т/ч,  $G_{возд} = 0$  кг/ч;
- — расчетная зависимость при  $D_{п}^к = 450$  т/ч;
- — расчетная зависимость при  $D_{п}^к = 450$  т/ч,  $G_{возд} = 0$  кг/ч

### 5.3. Обработка эксплуатационных данных по содержанию кислорода в конденсате на выходе из конденсаторов турбоустановок ПТ-60-130/13 ЛМЗ

Для дальнейшей верификации предложенной методики расчета равновесных содержаний кислорода в конденсате в качестве экспериментальной основы были приняты эксплуатационные данные по двум конденсаторам 60-КЦС турбоустановок ПТ-60-130/13 ЛМЗ Сормовской ТЭЦ. Следует отметить, что конденсатор 60-КЦС имеет достаточно широкий центральный паровой проход между основными трубными пучками к зоне регенеративного подогрева, подвод постоянно действующих дренажей после расширителя осуществляется на днище конденсатора по двум трубопроводам, симметрично расположенным относительно конденсаторосборника (см. приложение 4). Ввод конденсата рециркуляции и химически обессоленной воды в данном конденсаторе осуществляется через перфорированные трубопроводы, расположенные над центральным паровым проходом. Ука-

занные особенности конструкции должны способствовать более полной деаэрации конденсата, стекающего с трубного пучка.

Обработка имеющегося массива данных в этом случае проводилась путем формирования выборок из исходных данных для различных интервалов температур и путем построения корреляционных полей  $t_k = f(q)$  и  $C_{O_2} = f(q)$  по этим выборкам, а также соответствующих расчетных зависимостей.

Для иллюстрации исходных данных на рисунках 5.7–5.10 показаны корреляционные поля  $C_{O_2} = f(q)$  и  $C_{O_2} = f(t_{18})$ , построенные на основе имеющихся эксплуатационных значений для турбоустановок ст. №1 (497 опытов) и ст. №2 (962 опыта).

Данные, представленные на рисунках, позволяют сделать вывод об удовлетворительной корреляции рассматриваемых переменных и взаимной корреляции переменных  $q$  и  $t_{18}$ , что объясняется снижением паровой нагрузки конденсаторов в отопительный период с одновременным снижением температуры охлаждающей воды.

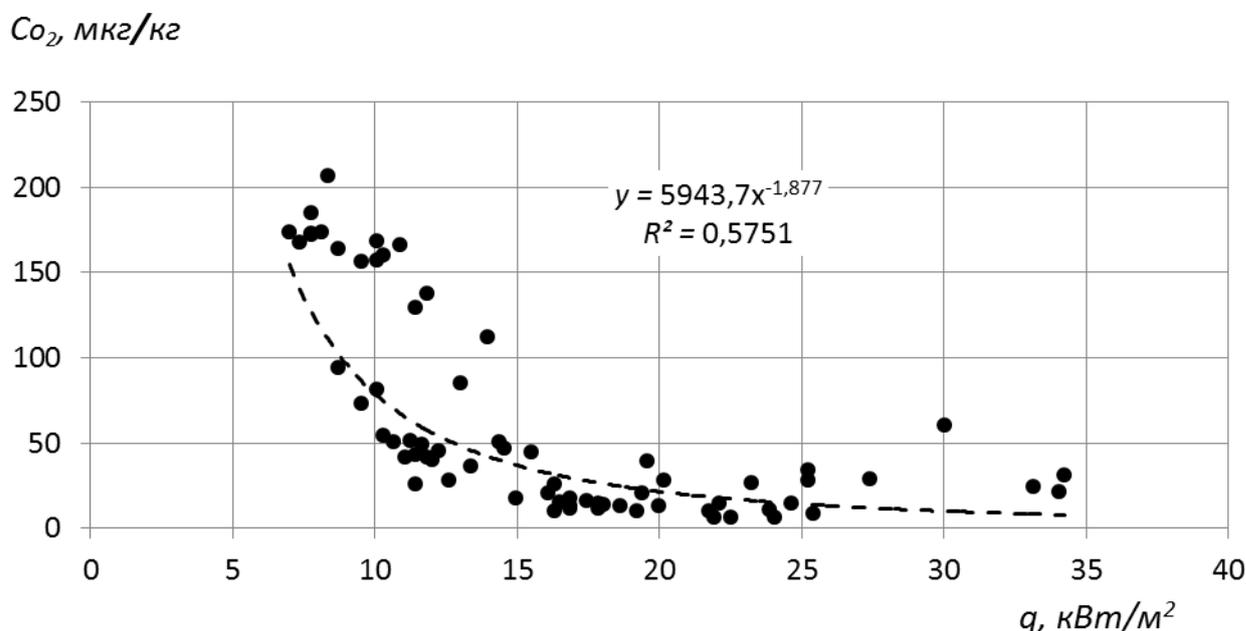


Рисунок 5.7 – Зависимость кислородосодержания конденсата от удельной тепловой нагрузки конденсатора 60-КЦС турбоустановки ПТ-60-130/13 ст. №1 по эксплуатационным данным ТЭЦ:

----- линия тренда

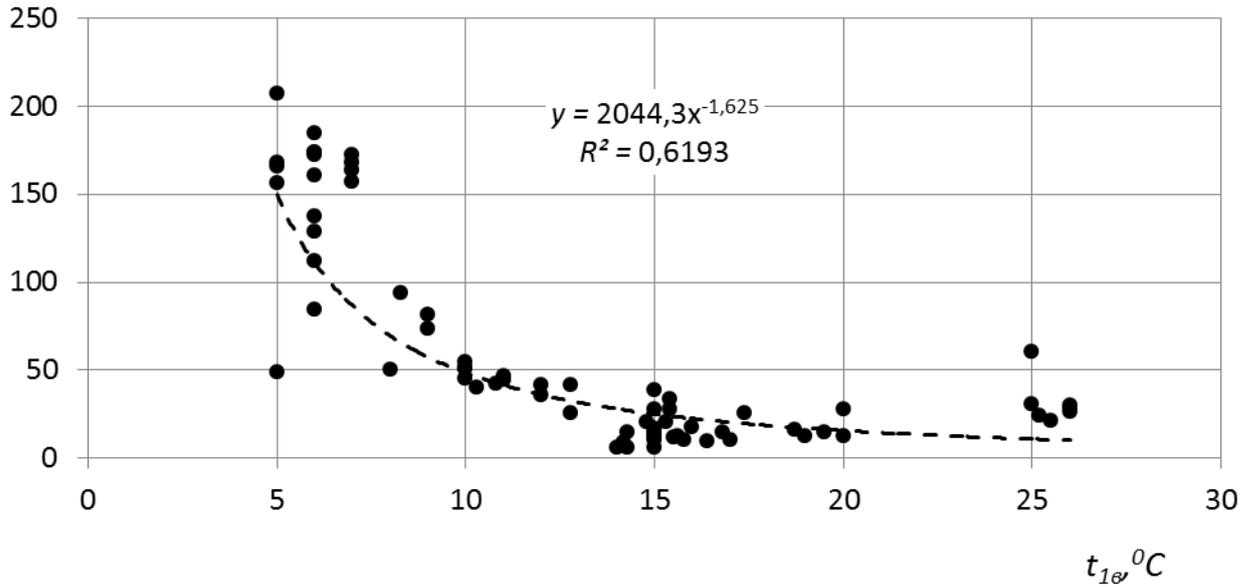
$CO_2, \text{мкг/кг}$ 

Рисунок 5.8 – Зависимость кислородосодержания конденсата от температуры охлаждающей воды на входе конденсатор 60-КЦС турбоустановки ПТ-60-130/13 ст. №1 по эксплуатационным данным ТЭЦ:

----- линия тренда

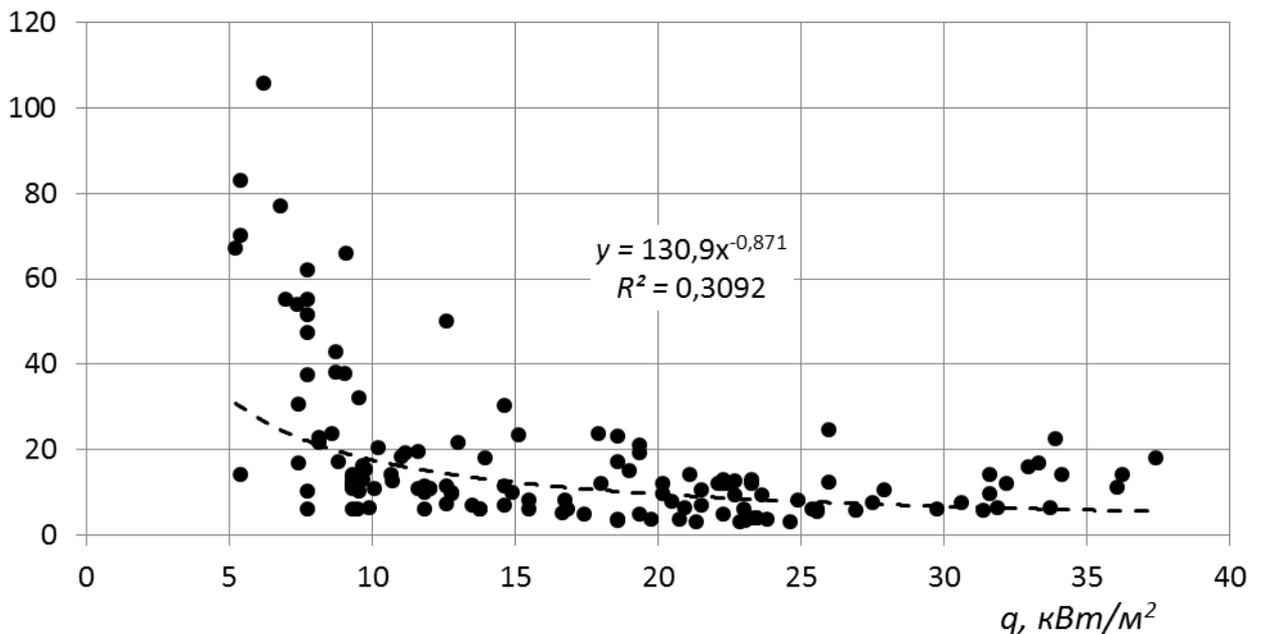
 $CO_2, \text{мкг/кг}$ 

Рисунок 5.9 – Зависимость кислородосодержания конденсата от удельной тепловой нагрузки конденсатора 60-КЦС турбоустановки ПТ-60-130/13 ст. №2 по эксплуатационным данным ТЭЦ:

----- линия тренда

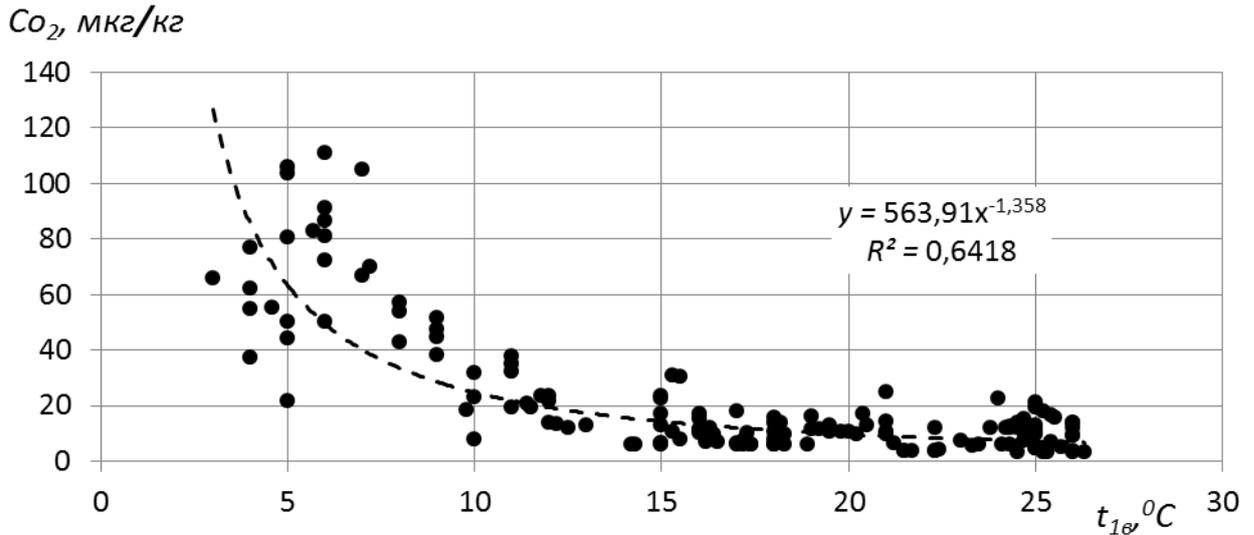


Рисунок 5.10 – Зависимость кислородосодержания конденсата от температуры охлаждающей воды на входе конденсатор 60-КЦС турбоустановки ПТ-60-130/13 ст. №2 по эксплуатационным данным ТЭЦ:

----- линия тренда

Рассмотрим теперь соответствие расчетных и экспериментальных данных по выборкам. На рисунках 5.11–5.16 показаны корреляционные поля и расчетные зависимости  $t_k = f(q)$  и  $C_{O_2} = f(q)$  для турбоустановки ст. №1, построенные для интервалов температур охлаждающей воды на входе в конденсатор: 5–10, 11–15 и 16–20°C.

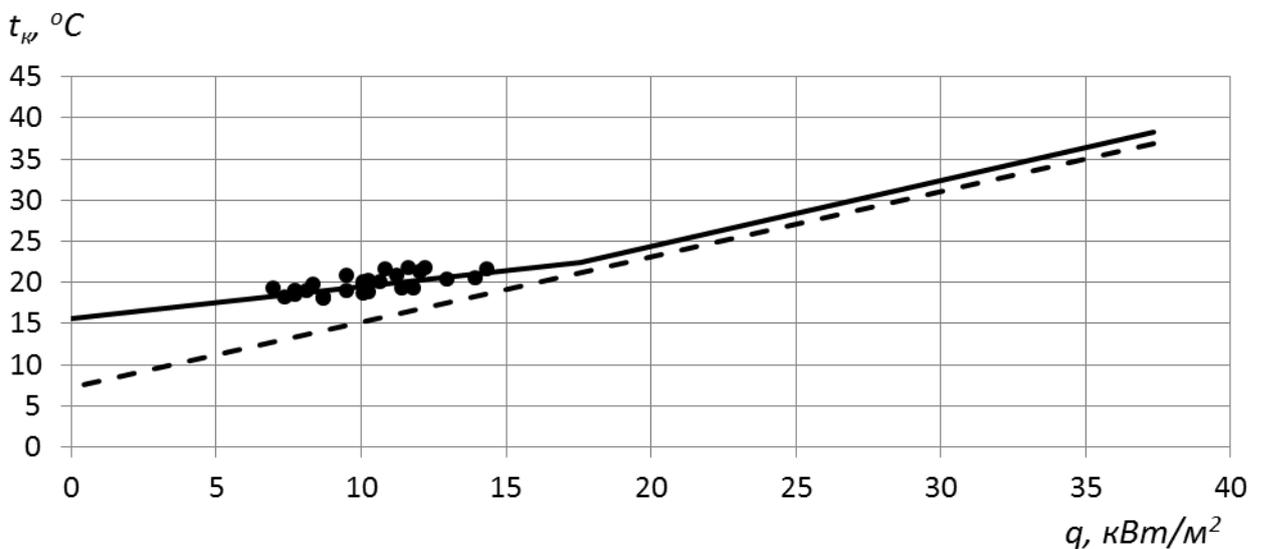


Рисунок 5.11 – Зависимости температуры насыщения при давлении в конденсаторе 60-КЦС турбоустановки ст. №1 от его удельной тепловой нагрузки,  $W = 5000$  т/ч;  $a = 0,7$ ;  $t_{1в} = 5-10^\circ\text{C}$ :

● – данные ТЭЦ; ———— – расчет при  $G_{\text{возд}} = 16,6$  кг/ч; - - - - - расчет при  $G_{\text{возд}} = 0$  кг/ч

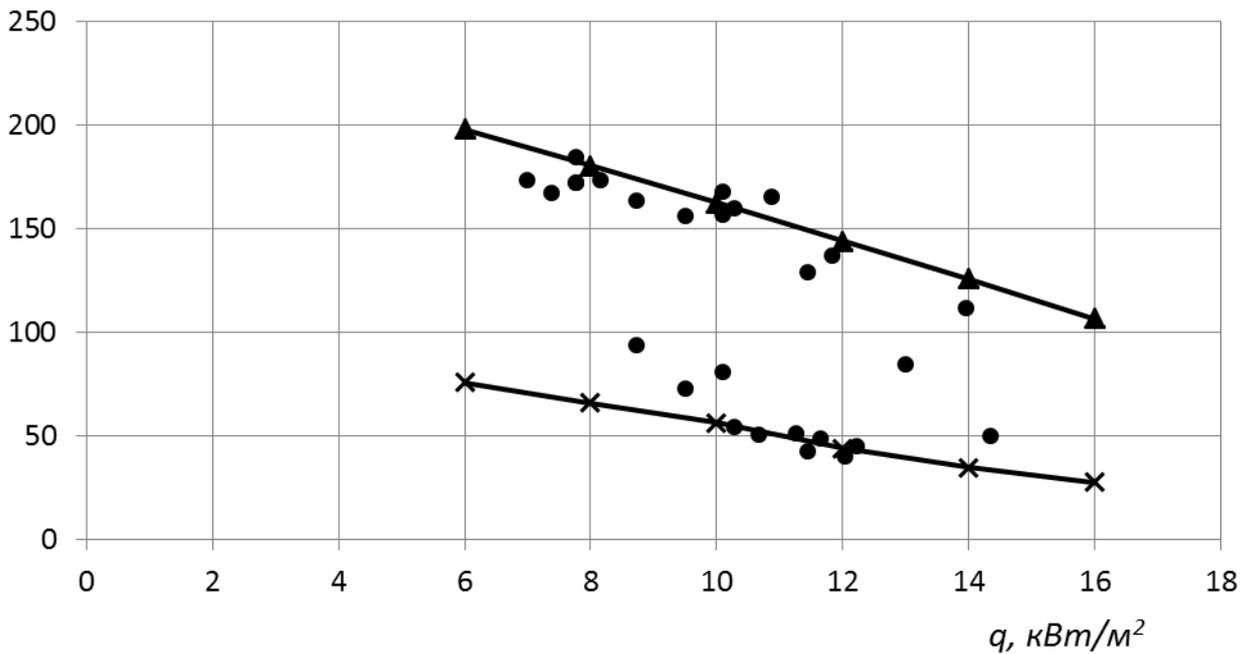
$CO_2, \text{мкг/кг}$ 

Рисунок 5.12 – Зависимость кислородосодержания конденсата на выходе из конденсатора 60-КЦС турбоустановки ст. №1 от его удельной тепловой нагрузки,  $W = 5000$  т/ч;  $a = 0,7$ ;  $t_{16} = 5-10^\circ\text{C}$ :

● – данные ТЭЦ; —×— – расчет при  $G_{603d} = 16,6$  кг/ч; —▲— – расчет при  $G_{603d} = 50$  кг/ч

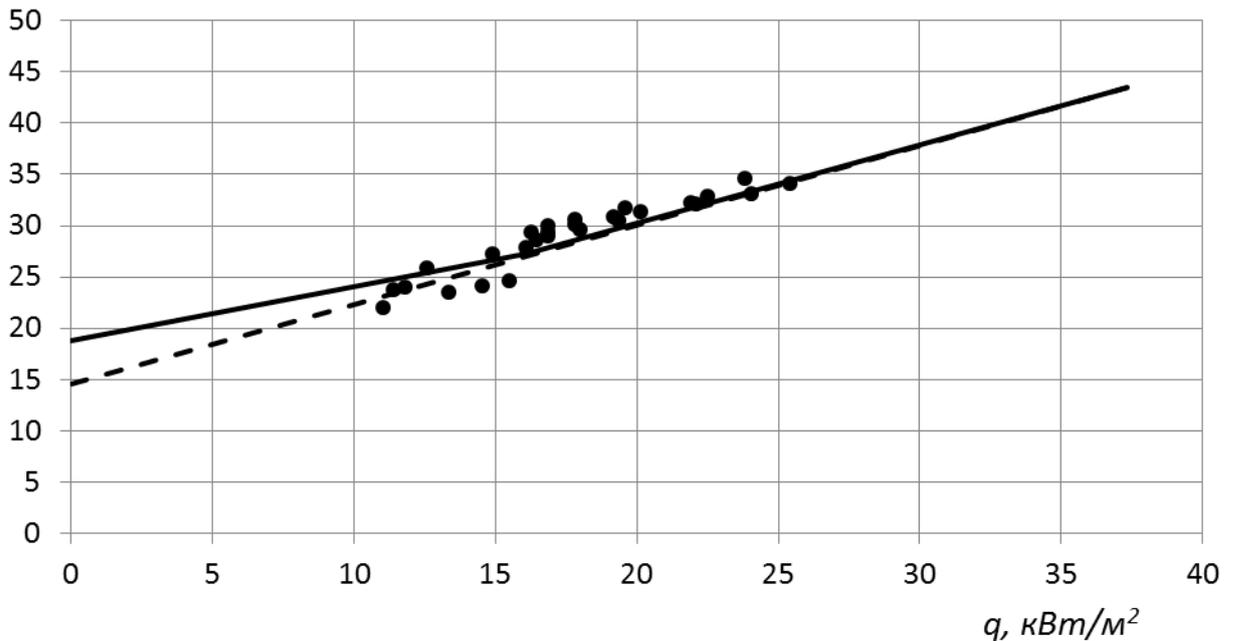
 $t_{\kappa} \text{ } ^\circ\text{C}$ 

Рисунок 5.13 – Зависимости температуры насыщения при давлении в конденсаторе 60-КЦС турбоустановки ст. №1 от его удельной тепловой нагрузки,  $W = 5000$  т/ч;  $a = 0,7$ ;  $t_{16} = 11-15^\circ\text{C}$ :

● – данные ТЭЦ; ——— – расчет при  $G_{603d} = 13$  кг/ч; - - - - - расчет при  $G_{603d} = 0$  кг/ч

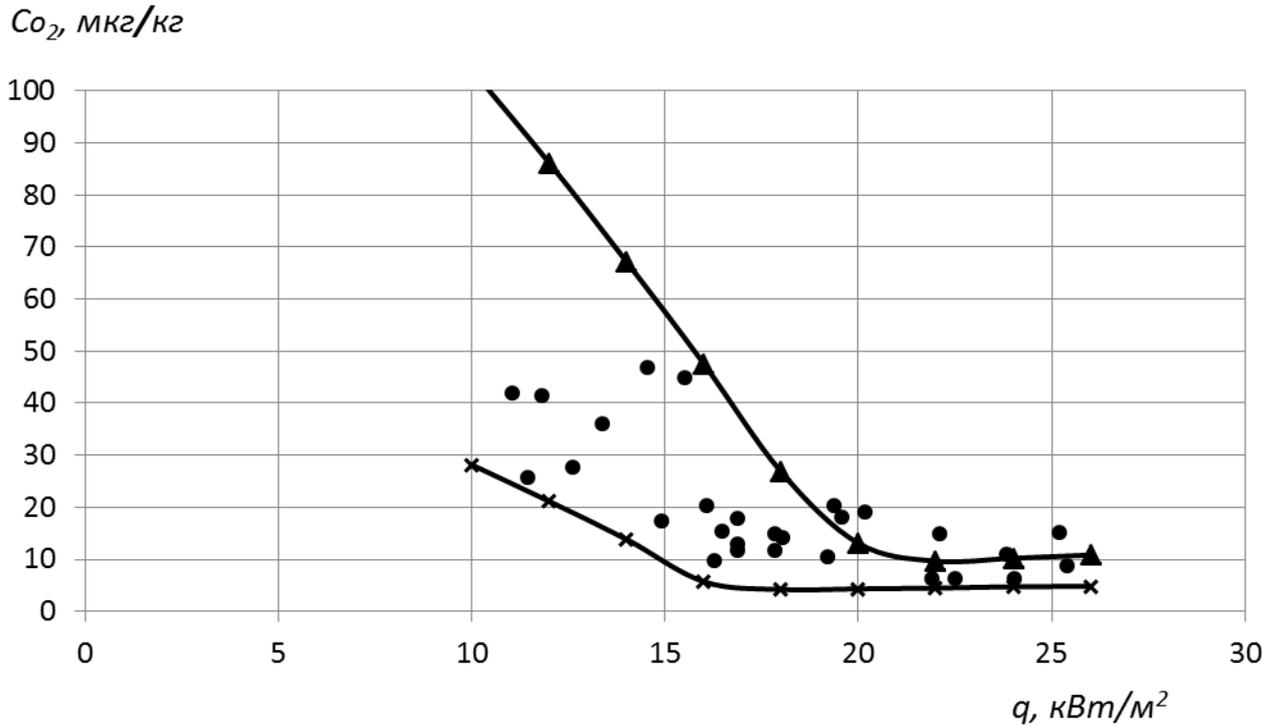


Рисунок 5.14 – Зависимость кислородосодержания конденсата на выходе из конденсатора 60-КЦС турбоустановки ст. №1 от его удельной тепловой нагрузки,  $W = 5000$  т/ч;  $a = 0,7$ ;  $t_{1e} = 11-15^\circ\text{C}$ :

● – данные ТЭС; —×— – расчет при  $G_{6030} = 16,6$  кг/ч; —▲— – расчет при  $G_{6030} = 50$  кг/ч

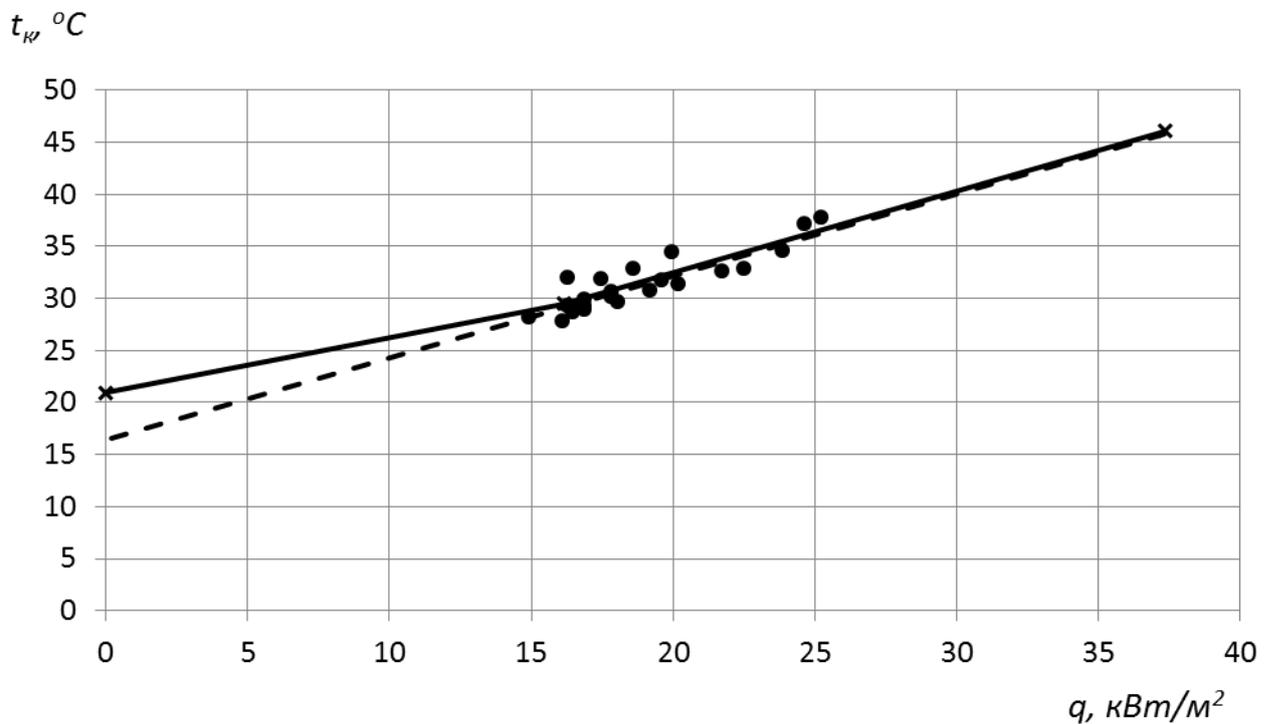


Рисунок 5.15 – Зависимости температуры насыщения при давлении в конденсаторе 60-КЦС турбоустановки ст. №1 от его удельной тепловой нагрузки,  $W = 5000$  т/ч;  $a = 0,65$ ;  $t_{1e} = 16-20^\circ\text{C}$ :

● – данные ТЭС; — — расчет при  $G_{6030} = 16,6$  кг/ч; - - - - - расчет при  $G_{6030} = 0$  кг/ч

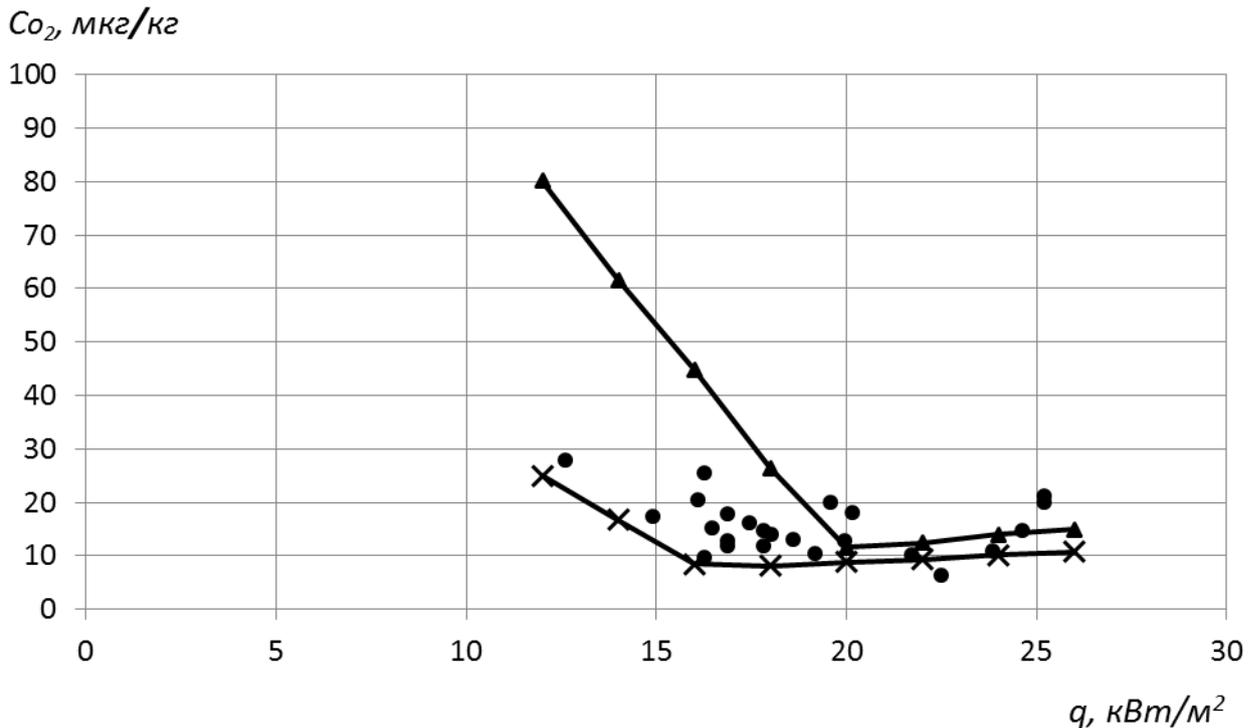


Рисунок 5.16 – Зависимость кислородосодержания конденсата на выходе из конденсатора 60-КЦС турбоустановки ст. №1 от его удельной тепловой нагрузки,  $W = 5000$  т/ч;  $a = 0,65$ ;  $t_{1в} = 16–20^{\circ}\text{C}$ :

● – данные ТЭЦ; —×— – расчет при  $G_{возд} = 16$  кг/ч; —▲— – расчет при  $G_{возд} = 50$  кг/ч

Проведенное выше сравнение эксплуатационных данных турбоустановки ст. №1 и расчетных зависимостей показало их вполне удовлетворительное совпадение в интервале изменения присосов воздуха от 13 до 50 кг/ч, коэффициенте загрязнения конденсатора в пределах от 0,65 до 0,7 и фактическом расходе охлаждающей воды, близком к 5000 т/ч.

Рассмотрим аналогичные зависимости (рисунки 5.17–5.22), полученные на основе эксплуатационных данных по турбоустановке ст. №2. Данные обрабатывались в интервалах температур охлаждающей воды на входе в конденсатор: 6–9, 10–16 и 21–26°C.

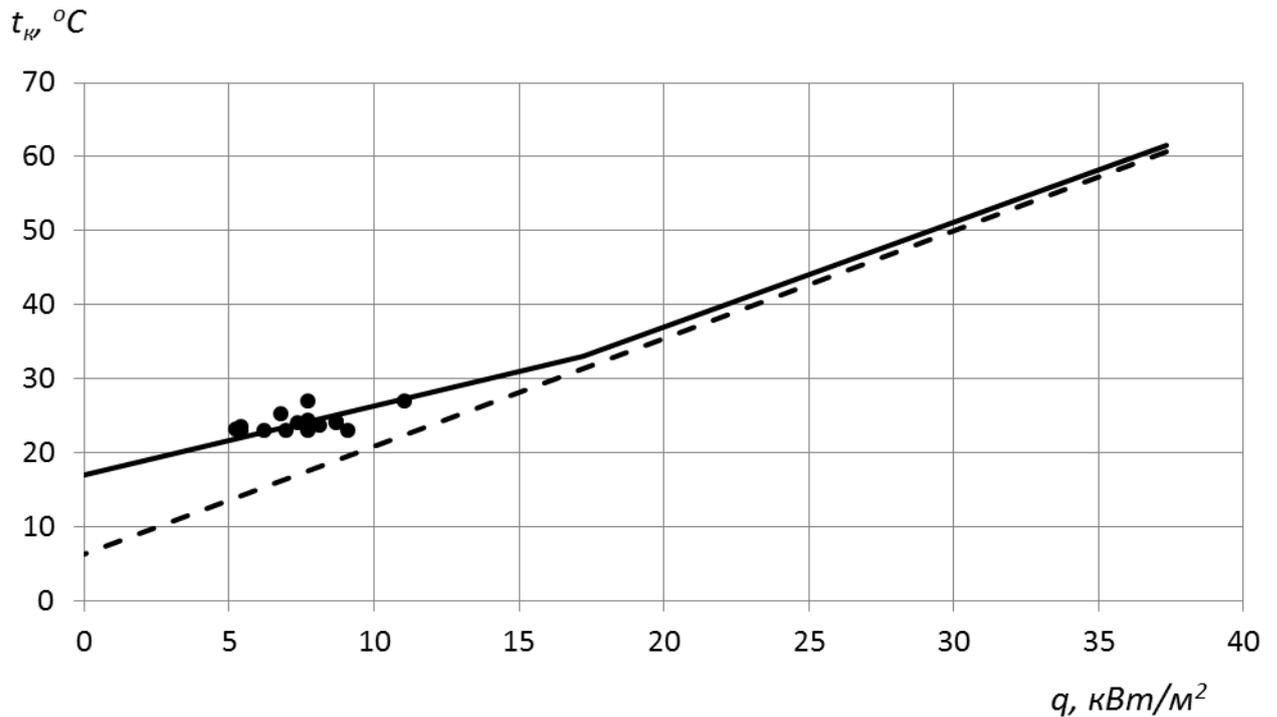


Рисунок 5.17 – Зависимости температуры насыщения при давлении в конденсаторе 60-КЦС турбоустановки ст. №2 от его удельной тепловой нагрузки,  $W = 5000$  т/ч;  $a = 0,25$ ;  $t_{l6} = 6-9^{\circ}\text{C}$ :  
 ● – данные ТЭЦ; ———— – расчет при  $G_{603d} = 22,5$  кг/ч; - - - - - расчет при  $G_{603d} = 0$  кг/ч

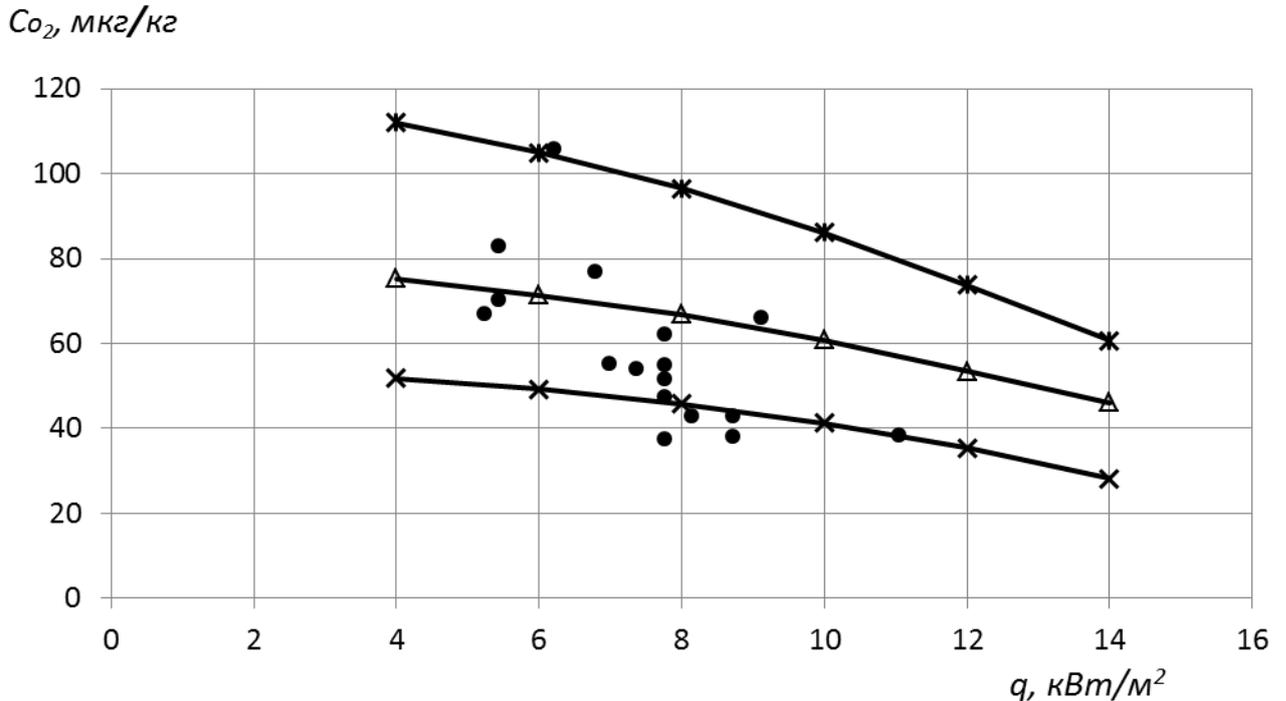


Рисунок 5.18 – Зависимость кислородосодержания конденсата на выходе из конденсатора 60-КЦС турбоустановки ст. №2 от его удельной тепловой нагрузки,  $W = 5000$  т/ч;  $a = 0,25$ ;  $t_{l6} = 6-9^{\circ}\text{C}$ :  
 ● – данные ТЭЦ; —x—x— – расчет при  $G_{603d} = 10$  кг/ч;  
 —Δ—Δ— – расчет при  $G_{603d} = 13,2$  кг/ч; —\*—\*— – расчет при  $G_{603d} = 22,5$  кг/ч

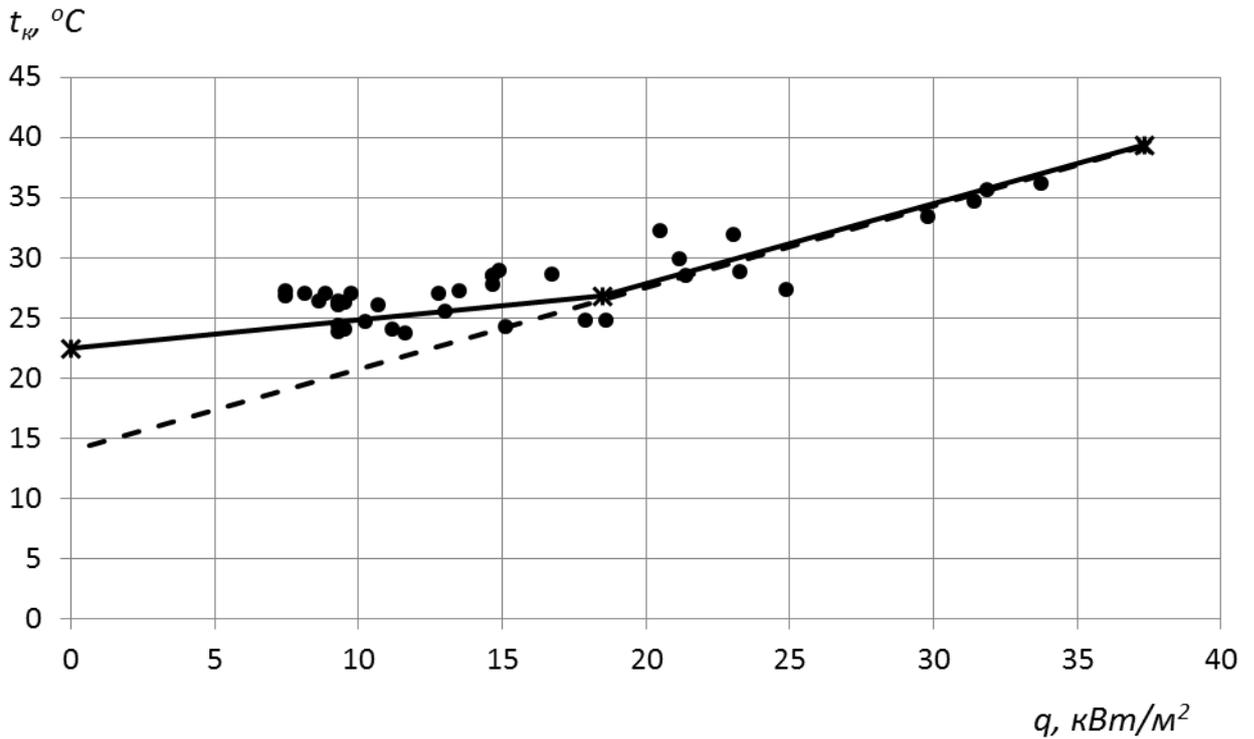


Рисунок 5.19 – Зависимости температуры насыщения при давлении в конденсаторе 60-КЦС турбоустановки ст. №2 от его удельной тепловой нагрузки,  $W = 6000$  т/ч;  $a = 0,75$ ;  $t_{lв} = 10-16^{\circ}\text{C}$ :

● – данные ТЭС; ——— – расчет при  $G_{\text{возд}} = 30$  кг/ч; - - - - - расчет при  $G_{\text{возд}} = 0$  кг/ч

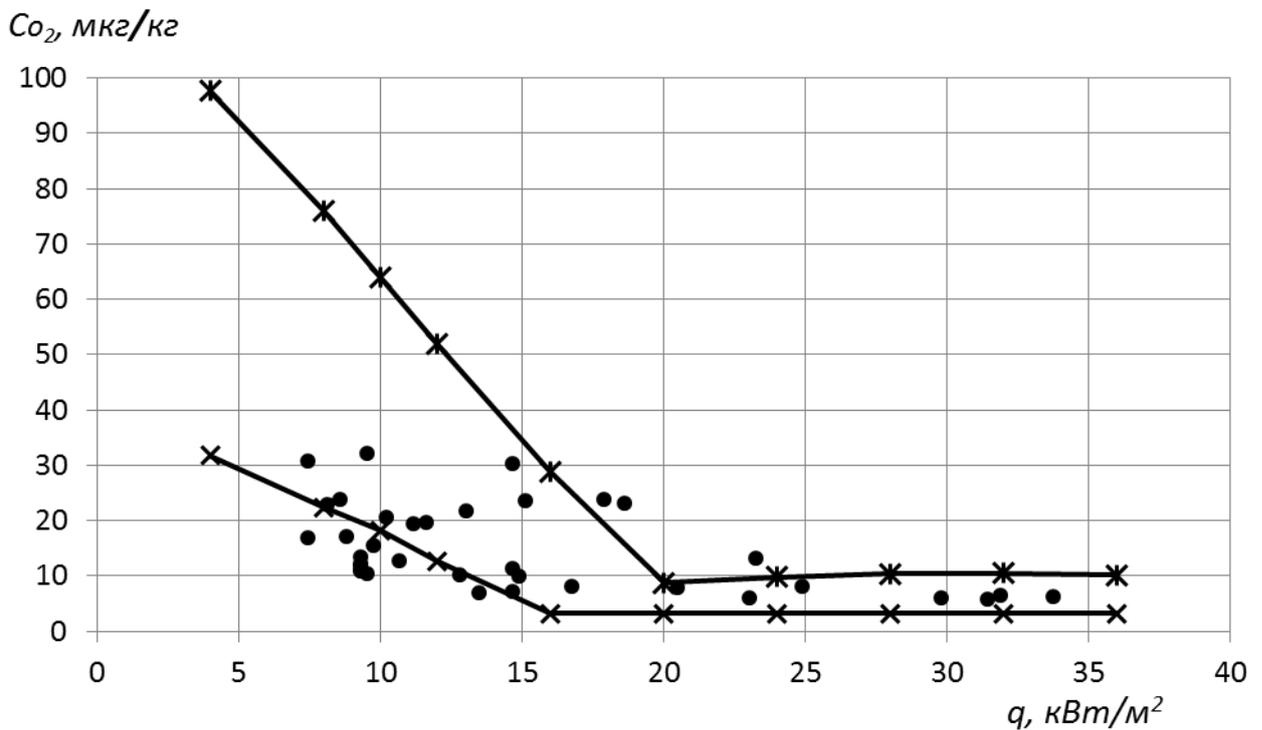


Рисунок 5.20 – Зависимость кислородосодержания конденсата на выходе из конденсатора 60-КЦС турбоустановки ст. №2 от его удельной тепловой нагрузки,  $W = 6000$  т/ч;  $a = 0,7$ ;  $t_{lв} = 10-16^{\circ}\text{C}$ :

● – данные ТЭС; —x— – расчет при  $G_{\text{возд}} = 10$  кг/ч; —\*—\*— – расчет при  $G_{\text{возд}} = 30$  кг/ч

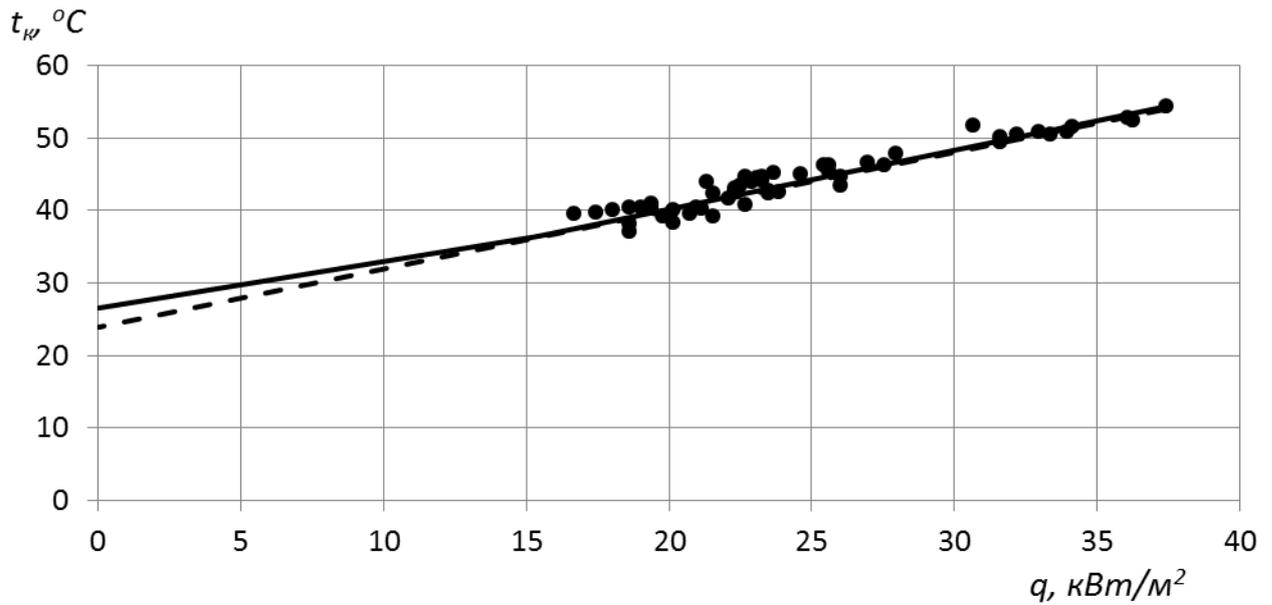


Рисунок 5.21 – Зависимости температуры насыщения при давлении в конденсаторе 60-КЦС турбоустановки ст. №2 от его удельной тепловой нагрузки,  $W = 5000$  т/ч;  $a = 0,6$ ;  $t_{l6} = 21-26^\circ\text{C}$ :  
 ● – данные ТЭЦ; ——— – расчет при  $G_{6030} = 13$  кг/ч; - - - - - расчет при  $G_{6030} = 0$  кг/ч

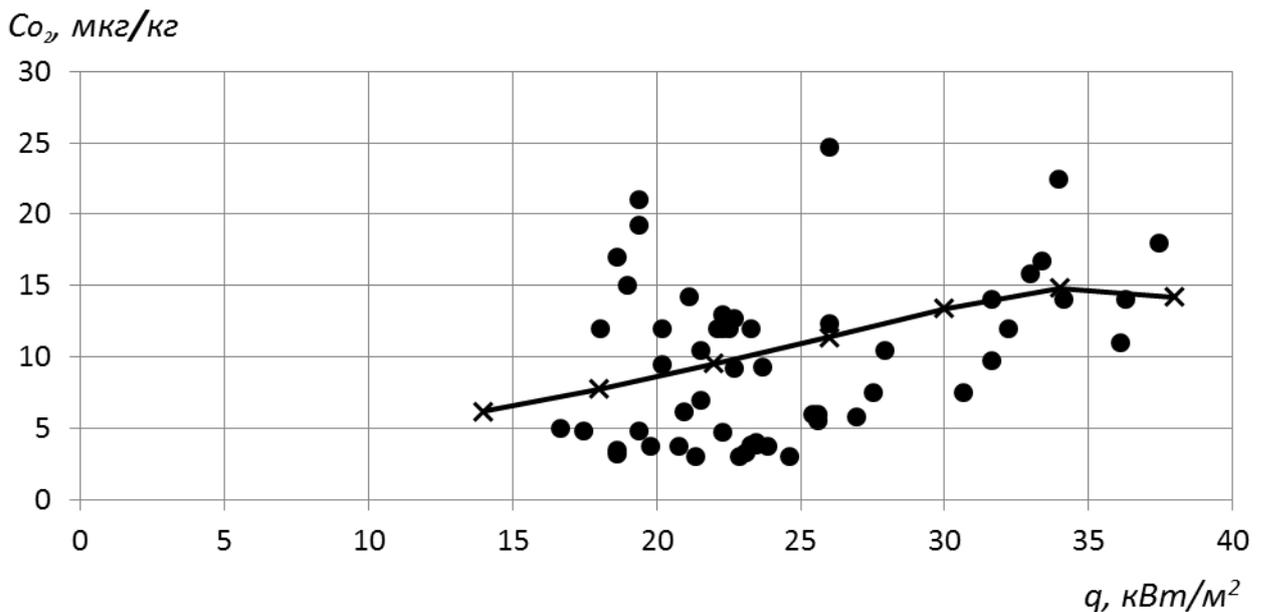


Рисунок 5.22 – Зависимость кислородосодержания конденсата на выходе из конденсатора 60-КЦС турбоустановки ст. №2 от его удельной тепловой нагрузки,  $W = 5000$  т/ч;  $a = 0,6$ ;  $t_{l6} = 21-26^\circ\text{C}$ :  
 ● – данные ТЭЦ; —x— – расчет при  $G_{6030} = 10$  кг/ч

Проведенное сравнение эксплуатационных и расчетных данных по турбоустановке ст. №2 также подтверждает правомерность использования предложенных методик расчета для оценки кислородосодержания конденсата на всех возможных режимах работы турбоустановки.

#### **5.4. Обработка эксплуатационных данных по содержанию кислорода в конденсате на выходе из конденсаторов турбоустановок Т-110/120-130 ТМЗ**

Характерной особенностью конденсаторов КГ2-6200 турбоустановки Т-110/120-130 является двухкорпусная конструкция с параллельной подачей охлаждающей воды по корпусам. Каждый корпус содержит два основных двухходовых трубных пучка и встроенный пучок, расположенный в центральном паровом проходе, что несколько затрудняет подвод пара в зону регенеративного подогрева. Отсос паровоздушной смеси из зон воздухоохладителей осуществляется из каждого пучка отдельным трубопроводом в общий коллектор отсоса, соединённый с основными эжекторами. Конденсат рециркуляции и химически обессоленная вода подаются в верхнюю часть конденсатора над трубным пучком. Постоянно действующие дренажи ПТУ заведены через расширитель в конденсатосборники под уровень конденсата.

Имеющиеся эксплуатационные данные нескольких ТЭЦ позволили произвести верификацию расчетных методик по данной турбоустановке и выявить некоторые трудности в поддержании расчетного кислородосодержания конденсата в турбоустановках рассматриваемого типа.

Рассмотрим соответствие эксплуатационных и расчетных данных на примере конденсатора турбоустановки Т-110/120-130 ст. №3 Сормовской ТЭЦ. Отличительной особенностью тепловой схемы данной турбоустановки является подача конденсата из расширителя дренажей не под уровень конденсата в общий конденсатосборник, а в верхнюю часть конденсатосборников корпусов конденсатора (см. схему в приложении 5). Эксплуатационные данные получены в течение двух месяцев (апрель–май) путем четырехкратного измерения кислородосодержания конденсата в сутки. Измерения проводились при отключенном верхнем теплофикационном отборе, при открытиях регулирующей диафрагмы ЧНД от 20 до 100 мм по шкале сервомотора, в диапазоне изменения температур охлаждающей воды на входе в конденсатор от 3 до 16°С.

На рисунках 5.23 и 5.24 в виде зависимостей  $C_{O_2} = f(q)$  и  $C_{O_2} = f(t_{1в})$  показаны эксплуатационные и расчетные данные по содержанию кислорода в конденсате на выходе из конденсатора данной турбоустановки. Сравнение эксплуатационных данных и расчетных зависимостей, представленных на рисунках, позволяет установить, что расчетные кривые, выполненные при граничных значениях температур и расходов пара в конденсатор, вполне сопоставимы с эксплуатационными данными, как по характеру зависимости, так и по величине.

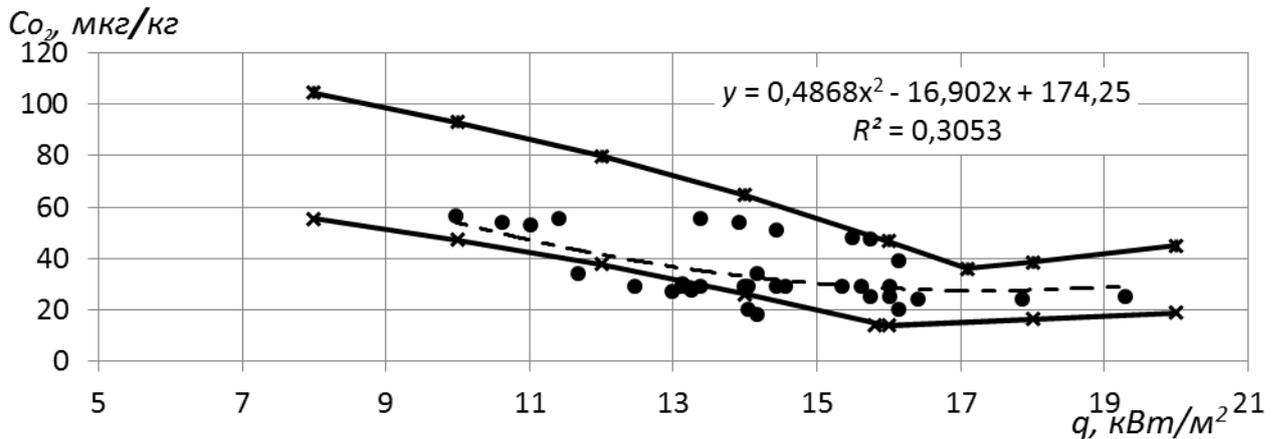


Рисунок 5.23 – Зависимость кислородосодержания конденсата на выходе из конденсатора КГ2-6200 турбоустановки ст. №3 от его удельной тепловой нагрузки,  $W = 7000$  т/ч;  $a = 0,32$ ;  $G_{\text{возд}} = 16$  кг/ч:

● – данные ТЭЦ; - - - - линия тренда;  
 —×— – расчет при  $t_{1в} = 16^{\circ}\text{C}$ ; —\*—\*— – расчет при  $t_{1в} = 4^{\circ}\text{C}$

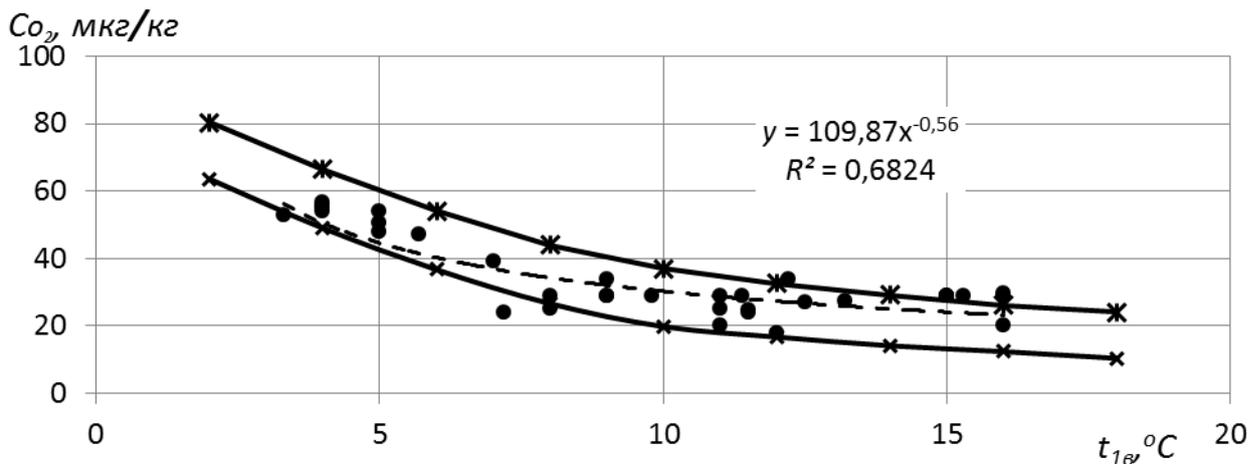


Рисунок 5.24 – Зависимость кислородосодержания конденсата от температуры охлаждающей воды на входе конденсатор КГ2-6200 турбоустановки ст. №3,  $W = 7000$  т/ч;  $a = 0,32$ ;  $G_{\text{возд}} = 16$  кг/ч:

● – данные ТЭЦ; - - - - линия тренда;  
 —×— – расчет при  $D_{\text{пк}}^{\text{к}} = 140$  т/ч; —\*—\*— – расчет при  $D_{\text{пк}}^{\text{к}} = 120$  т/ч

Совсем другая картина наблюдается при сравнении эксплуатационных и расчетных величин, полученных на основе данных по конденсатору турбоустановки Т-110/120-130 ст. №4 Сормовской ТЭЦ. На рисунке 5.25 показано корреляционное поле содержания кислорода в конденсате от степени открытия регулирующей диафрагмы ЧНД. Как видно из данных, представленных на рисунке, кислородосодержания конденсата, существенно превышающие нормативные значения, наблюдаются при высоких температурах охлаждающей воды и полностью открытой регулирующей диафрагме ЧНД, что противоречит экспериментальным и расчетным данным, полученным для рассмотренных ранее турбоустановок.

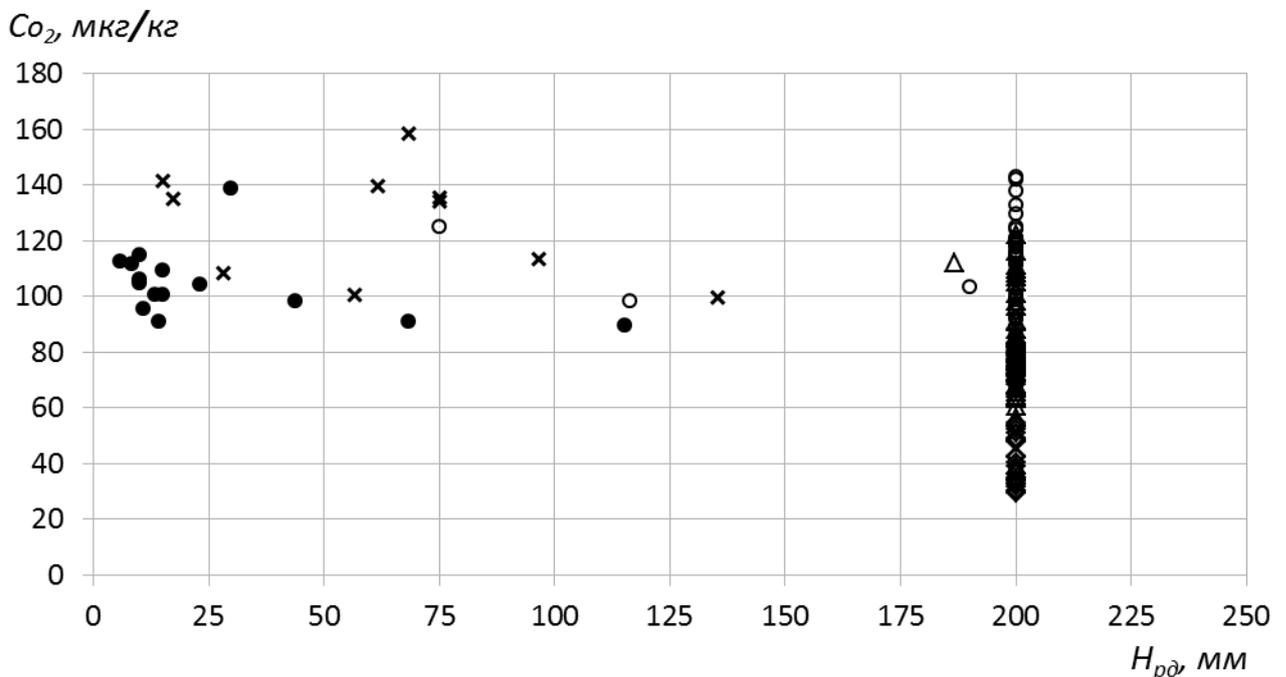


Рисунок 5.25 – Зависимость кислородосодержания конденсата на выходе из конденсатора КГ2-6200 турбоустановки ст. №4 от степени открытия регулирующих диафрагм ЧНД,  $W = 6300$  т/ч:

- –  $t_{1e} = 5-9^{\circ}\text{C}$ , × –  $t_{1e} = 10-13^{\circ}\text{C}$ , ○ –  $t_{1e} = 14-16^{\circ}\text{C}$ , Δ –  $t_{1e} = 17-24^{\circ}\text{C}$ , ◇ –  $t_{1e} = 25-26^{\circ}\text{C}$

Причиной такого противоречия, на наш взгляд, является то, что на данной турбоустановке отсутствуют сливные насосы и конденсат ПНД подается непосредственно в расширитель дренажей, где происходит его вскипание, паровая часть дренажей поступает в верхнюю часть конденсатора, а конденсат – на днище конденсатосборника под уровень конденсата. При этом не исключена возможность протечек через арматуру дренажей высокого и среднего давления.

На рисунке 5.26 показаны эксплуатационные данные по температуре конденсата на напоре конденсатных насосов от удельной тепловой нагрузки конденсатора. На этом же рисунке показаны расчетные зависимости температуры насыщения при давлении в конденсаторе, вычисленные по средним значениям для интервалов температур.

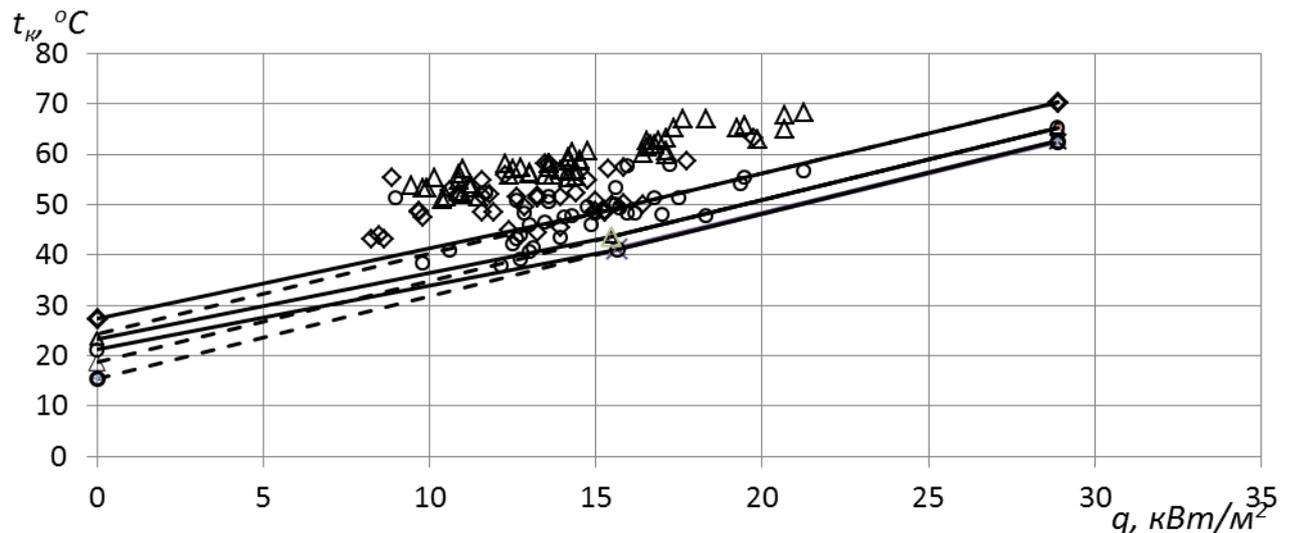


Рисунок 5.26 – Зависимости температуры насыщения при давлении в конденсаторе КГ2-6200 турбоустановки ст. №4 от его удельной тепловой нагрузки,  $W = 6300$  т/ч;  $a = 0,25$ :

— — — — — расчет при  $G_{возд} = 16$  кг/ч; - - - - - расчет при  $G_{возд} = 0$  кг/ч;  
 ○ —  $t_{1г} = 14–16^{\circ}\text{C}$ ,  $\Delta$  —  $t_{1г} = 17–24^{\circ}\text{C}$ ,  $\diamond$  —  $t_{1г} = 25–26^{\circ}\text{C}$

Из сравнения эксплуатационных и расчетных данных можно сделать вывод о том, что конденсат на напоре конденсатных насосов в рассматриваемом диапазоне тепловых нагрузок в большинстве случаев имеет температуру  $50^{\circ}\text{C}$  и выше. Есть основания полагать, что характеристики эжекторов в этом случае существенно деформированы и их работа носит неустойчивый характер, так как паровоздушная смесь с высоким парциальным давлением пара совместно с рабочим паром перегружают охладитель первой ступени эжектора, этому способствует и некоторый перегрев конденсата, происходящий вследствие подачи повышенного количества дренажей под уровень конденсата в конденсатосборник. Инструкцией по эксплуатации на эжектор ЭП-3-2, используемый на турбоустановках данного типа, при температурах охлаждающего конденсата  $50^{\circ}\text{C}$  и выше рекомендуется отключение первой ступени. Такое отключение должно соответствовать режимам

работы с ухудшенным вакуумом. При температурах и расходах охлаждающей воды, соответствующих давлению до 12 кПа, совместная работа конденсатора с эжектором, имеющем перегруженную или отключенную первую ступень, приводит к режимам работы, ограниченным эжектором, во всем диапазоне паровых нагрузок конденсатора. В конденсаторе скапливается воздух, и его деаэрирующая способность существенно снижается.

На рисунке 5.27 показано корреляционное поле, отражающее зависимость кислородосодержания конденсата от его удельной тепловой нагрузки. На этом же рисунке представлены расчетные зависимости, полученные при максимальной степени загрязнения поверхностей теплообмена ( $a = 0,25$ ) и при нормативной и максимальной (по стандартной характеристике эжектора) величине присосов воздуха. Из рисунка видно, что экспериментальные точки соответствующих интервалу температур охлаждающей воды  $14-16^\circ\text{C}$ , в основном, расположены в области более высоких значений содержаний кислорода и тепловых нагрузок, чем соответствующие расчетные значения. Аналогичная картина может быть получена и для данных, соответствующих другим интервалам температур.

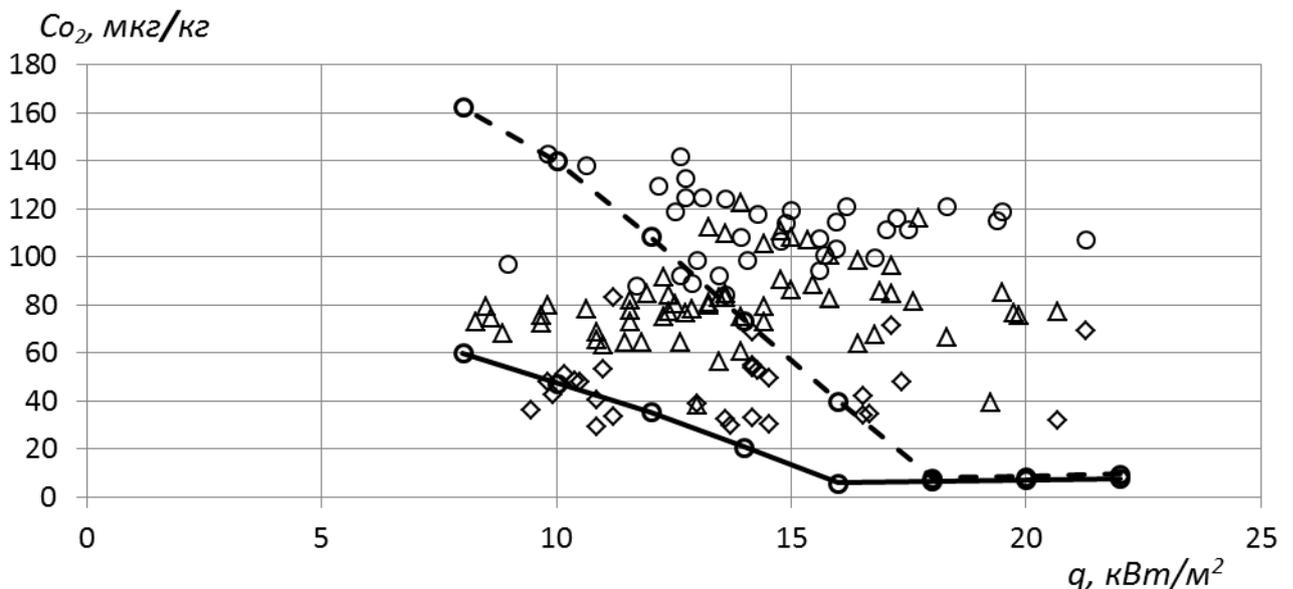


Рисунок 5.27 – Зависимость кислородосодержания конденсата на выходе из конденсатора КГ2-6200 турбоустановки Т-110/120-130 ст. №4 от его удельной тепловой нагрузки,  $W = 6300$  т/ч;  $a = 0,25$ :  
 ———— – расчет при  $G_{возд} = 16$  кг/ч; - - - - - расчет при  $G_{возд} = 60$  кг/ч;  
 ○ –  $t_{1e} = 14-16^\circ\text{C}$ , △ –  $t_{1e} = 17-24^\circ\text{C}$ , ◇ –  $t_{1e} = 25-26^\circ\text{C}$

Таким образом, есть основания полагать, что причиной повышенного содержания кислорода в конденсате, в данном случае, являются нерасчетные режимы работы эжектора, возникшие вследствие повышенной температуры конденсата, поступавшего в его охладители.

Рассмотрим теперь результаты обработки эксплуатационных данных турбоустановки Т-110/120-130 ст. №7 Пензенской ТЭЦ. На рисунке 5.28 показано корреляционное поле  $C_{O_2} = f(t_{1\epsilon})$ , построенное на основе эксплуатационных данных по указанной турбоустановке.

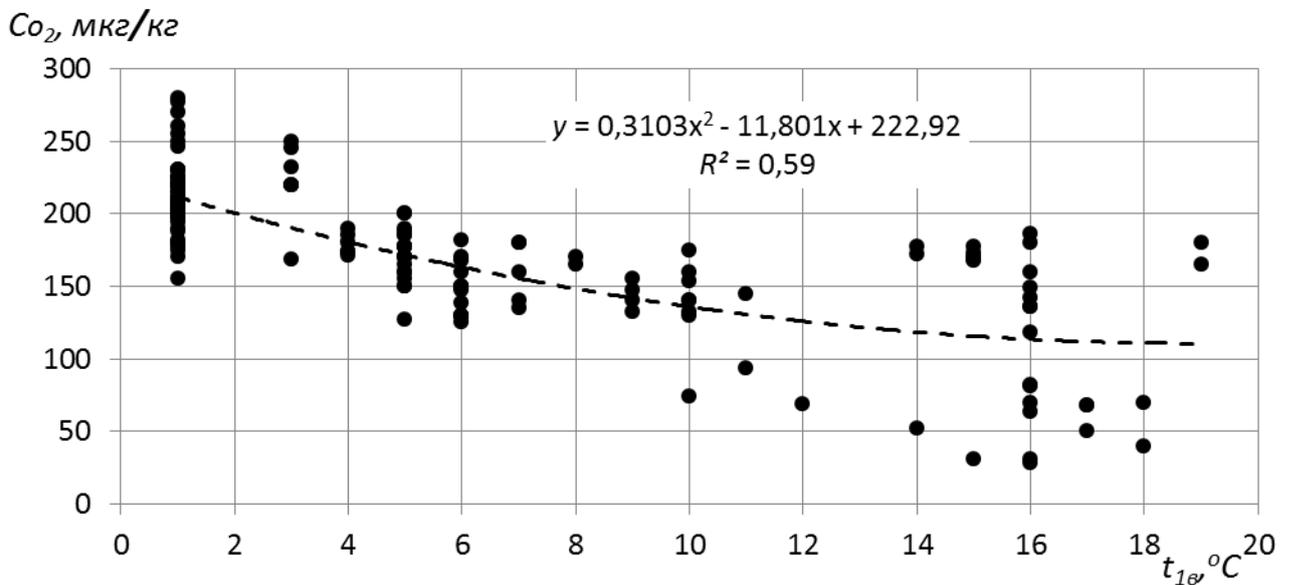


Рисунок 5.28 – Зависимость кислородосодержания конденсата от температуры охлаждающей воды на входе конденсатор КГ2-6200 турбоустановки Т-110/120 ст. №7 по эксплуатационным данным ТЭЦ:  
● – данные ТЭЦ; - - - - линия тренда

Представленное на рисунке корреляционное поле существенно отличается от аналогичного, показанного на рисунке 5.24 как по величине содержания кислорода в конденсате, так и по разбросу данных относительно линии тренда. Причем в левой части ( $t_{1\epsilon} < 10^\circ\text{C}$ ), кроме данных, соответствующих  $t_{1\epsilon} = 1^\circ\text{C}$ , разброс невелик, а в правой части ( $t_{1\epsilon} \geq 10^\circ\text{C}$ ) наблюдается расслоение содержаний кислорода на две отдельных ветви.

Рассмотрим данные, полученные при температуре  $t_{1\epsilon} = 1^\circ\text{C}$ . На рисунке 5.29 показаны экспериментальные точки и расчетная характеристика конденсатора,

соответствующая фактическим условиям его эксплуатации в рассматриваемых режимах.

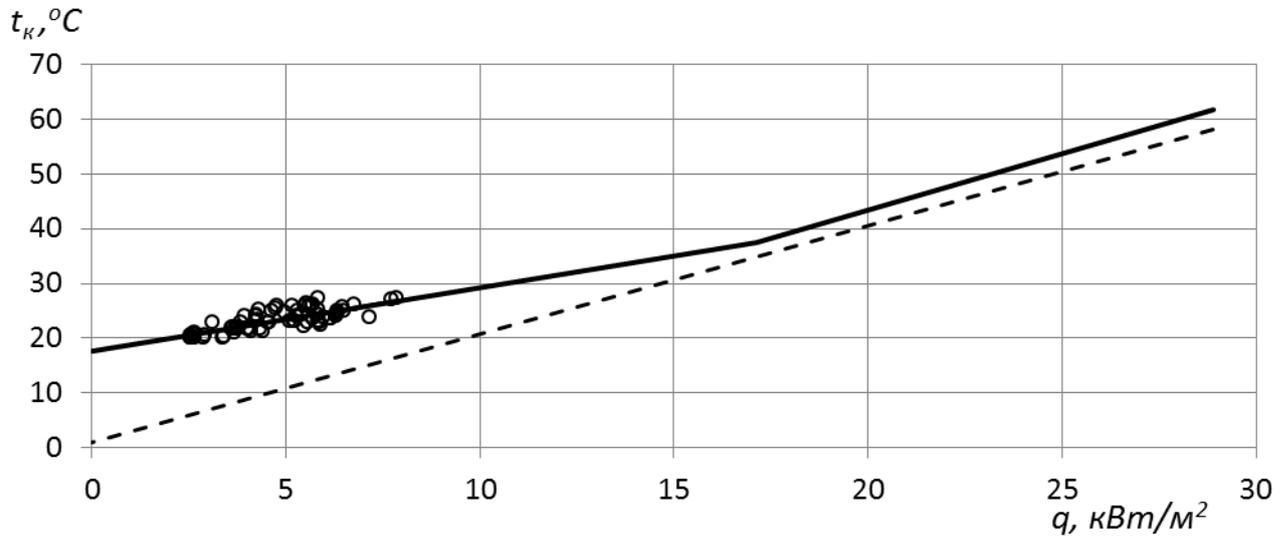


Рисунок 5.29 – Зависимости температуры насыщения при давлении в конденсаторе КГ2-6200 турбоустановки Т-110/120-130 ст. №7 от его удельной тепловой нагрузки,  $W = 4900$  т/ч;  $a = 0,23$ ;  $t_{1e} = 1^\circ\text{C}$ :

○ – данные ТЭЦ; ——— – расчет при  $G_{\text{возд}} = 30$  кг/ч; - - - - - расчет при  $G_{\text{возд}} = 0$  кг/ч

На рисунке 5.30 показаны экспериментальные и расчетные данные в виде зависимости содержания кислорода от удельной тепловой нагрузки.

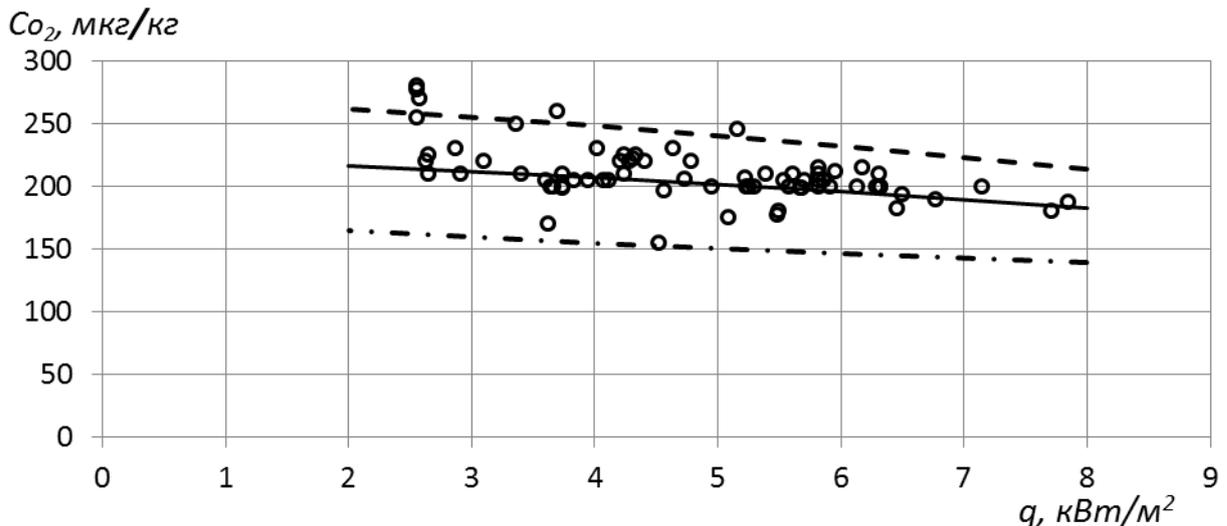


Рисунок 5.30 – Зависимость кислородосодержания конденсата на выходе из конденсатора КГ2-6200 турбоустановки Т-110/120-130 ст. №7 от его удельной тепловой нагрузки,  $W = 4900$  т/ч;  $a = 0,23$ ;  $t_{1e} = 1^\circ\text{C}$ :

○ – данные ТЭЦ; - - - - - расчет при  $G_{\text{возд}} = 40$  кг/ч;  
 ——— – расчет при  $G_{\text{возд}} = 30$  кг/ч; - ● - ● - ● - расчет при  $G_{\text{возд}} = 16$  кг/ч

Сравнение эксплуатационных данных и расчетных зависимостей позволяет сделать вывод об их достаточно полном совпадении в диапазоне изменения присосов воздуха в вакуумную систему от 16 до 40 кг/ч.

Рассмотрим теперь правую часть корреляционного поля. Здесь необходимо отметить, что данные по содержанию кислорода в конденсате были получены в весенний и осенний периоды при одноступенчатом и двухступенчатом подогреве сетевой воды. Причем ветвь данных с более низким содержанием кислорода в конденсате соответствует включённому нижнему подогревателю сетевой воды, а более высокое кислородосодержание соответствует включенным верхнему и нижнему подогревателям.

На рисунке 5.31 показаны эксплуатационные данные и расчетные зависимости температуры насыщения при давлении в конденсаторе от его удельной тепловой нагрузки при включенном верхнем и нижнем сетевых подогревателях, а на рисунке 5.32 – соответствующие зависимости содержания кислорода в конденсате.

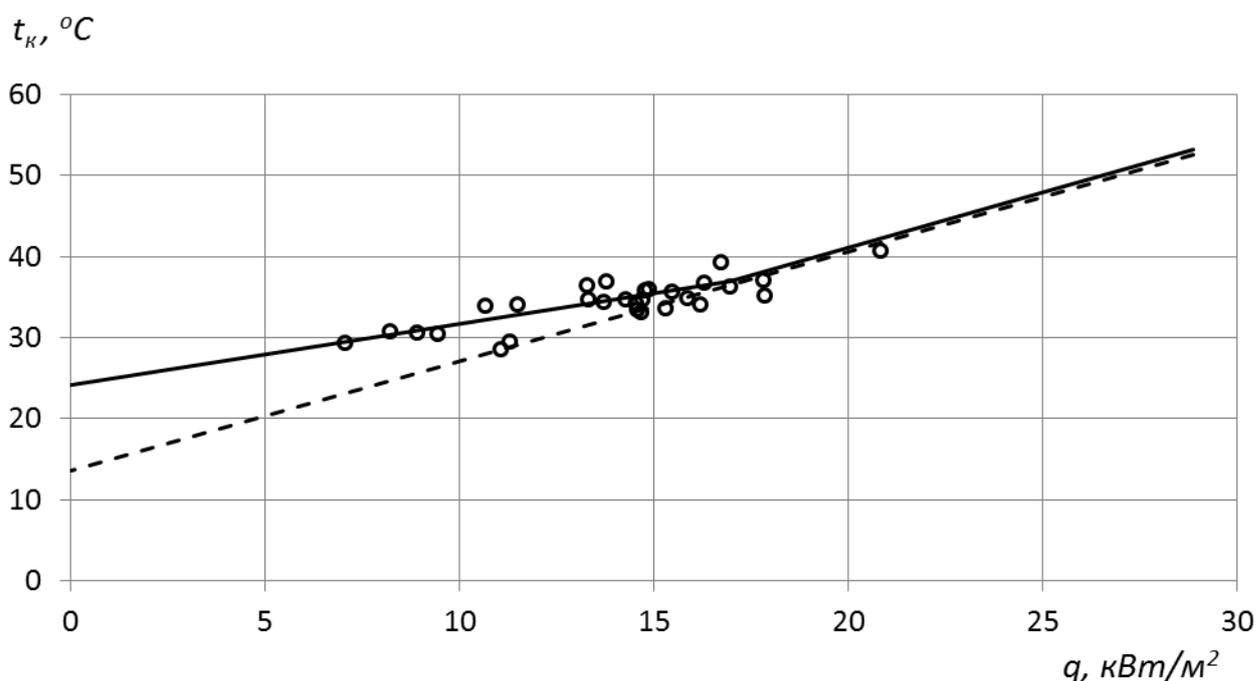


Рисунок 5.31 – Зависимости температуры насыщения при давлении в конденсаторе КГ2-6200 турбоустановки ст. №7 от его удельной тепловой нагрузки. Включены верхний и нижний теплофикационные отборы.  $W = 6300$  т/ч,  $a = 0,35$ ,  $t_{18} = 13,6^\circ\text{C}$ :  
 ○ – данные ТЭЦ; ———— – расчет при  $G_{возд} = 35$  кг/ч; - - - - - расчет при  $G_{возд} = 0$  кг/ч

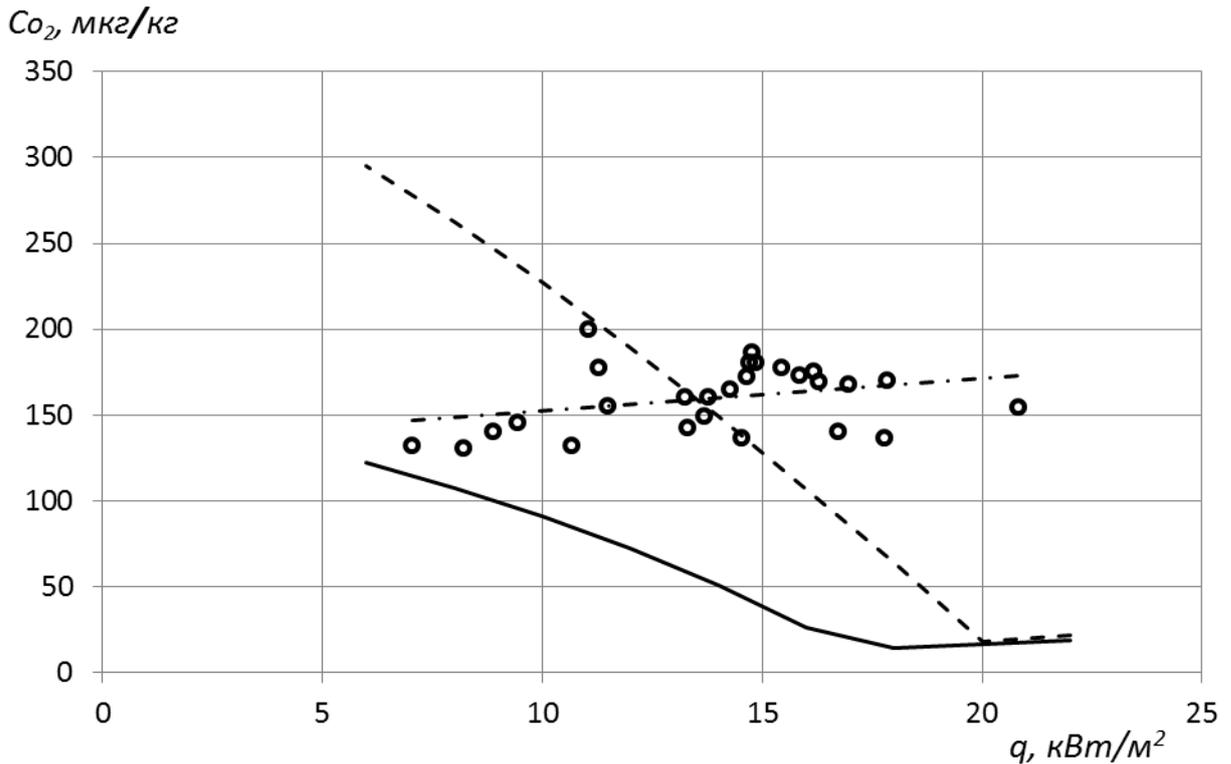


Рисунок 5.32 – Зависимость кислородосодержания конденсата на выходе из конденсатора КГ2-6200 турбоустановки Т-110/120-130 ст. №7 от его удельной тепловой нагрузки. Включены верхний и нижний теплофикационные отборы.  $W = 4900$  т/ч,  $a = 0,35$ ,  $t_{1e} = 13,6^{\circ}\text{C}$ :  
 ○ – данные ТЭЦ; - - - - - расчет при  $G_{\text{возд}} = 35$  кг/ч;  
 ———— – расчет при  $G_{\text{возд}} = 100$  кг/ч; —●—●—●— линия тренда

Совпадение расчетных и экспериментальных данных, показанных на рисунке 5.31, свидетельствует о работе конденсатора в режимах, близких к расчетным, при фактических расходах охлаждающей воды, степени загрязнения поверхности теплообмена и присосах воздуха. В тоже время, эксплуатационные величины содержания кислорода в конденсате существенно отличаются от расчетных (см. рисунок 5.32). Даже при максимально возможных (по перегрузке эжектора) присосах воздуха часть экспериментальных точек оказывается в области значений выше расчетных. Кроме того, положение линии тренда показывает некоторое возрастание содержания кислорода с повышением тепловой нагрузки, что противоречит расчетным и ранее приведенным данным. Причинами такого повышенного содержания кислорода в конденсате, на наш взгляд, является то, что при включенных теплофикационных отборах и частично открытых регулирующих диафрагмах ЦНД в зонах теплофикационных отборов наблюдается давление ниже

атмосферного, что создает условия для появления дополнительных присосов. При этом под вакуумом оказывается вся паровая часть, соответствующая этим зонам, включая трубопроводы дренажей, то есть появляется возможность появления присосов воздуха непосредственно под уровень конденсата в виде пузырьков воздуха, которые вместе с конденсатом через расширитель дренажей попадают под уровень конденсата в конденсатосборник и далее – на вход конденсатных насосов. При повышении давления в конденсатных насосах воздух, содержащийся в пузырьках, растворяется в конденсате и насыщает его кислородом.

На рисунках 5.33 и 5.34 показаны эксплуатационные данные и расчетные зависимости  $t_k = f(q)$  и  $C_{O_2} = f(q)$  для режимов работы турбоустановки с включенным нижним сетевым подогревателем, верхний сетевой подогреватель отключен. На рисунке 5.33, как и в предыдущем случае, наблюдается удовлетворительное совпадение экспериментальных и расчетных данных.

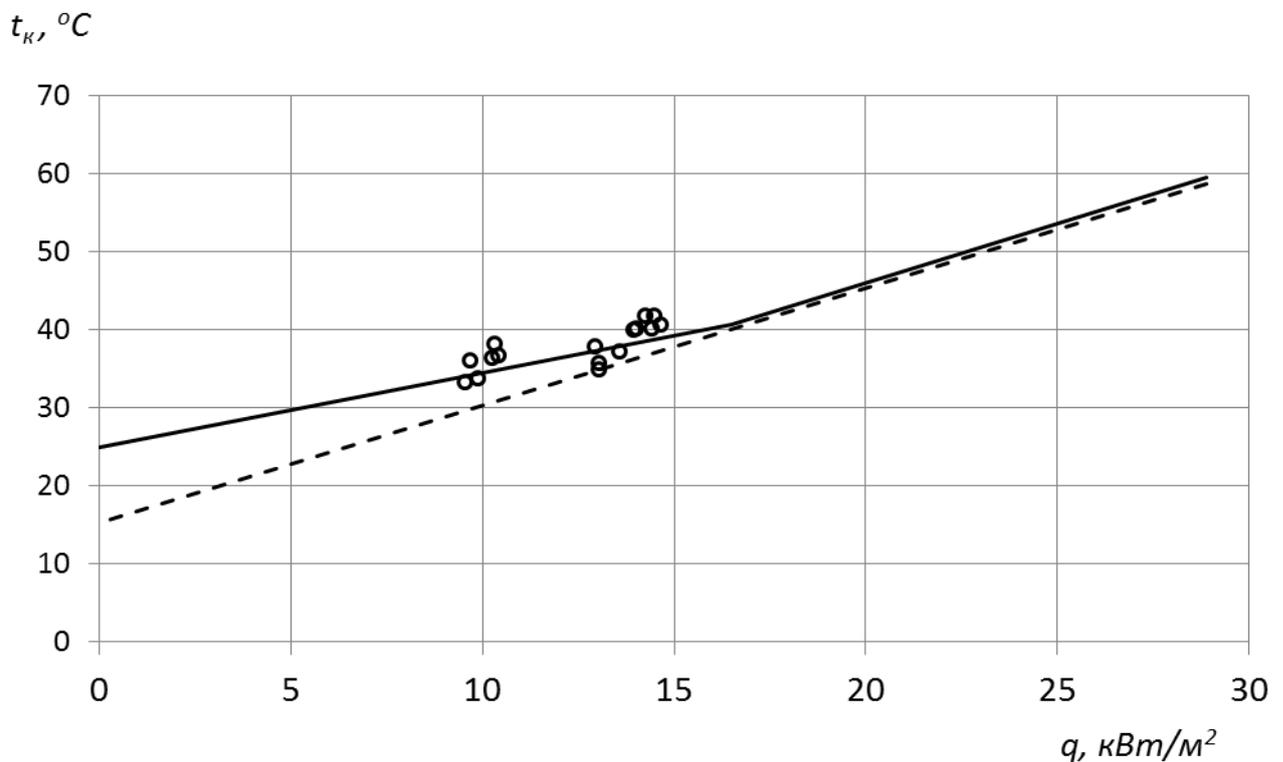


Рисунок 5.33 – Зависимости температуры насыщения при давлении в конденсаторе КГ2-6200 турбоустановки ст. №7 от его удельной тепловой нагрузки. Включен верхний теплофикационный отбор.  $W = 6300$  т/ч,  $a = 0,35$ ,  $t_{1в} = 15,3^\circ\text{C}$ :  
 ○ – данные ТЭЦ; — — — — — расчет при  $G_{возд} = 35$  кг/ч; - - - - - расчет при  $G_{возд} = 0$  кг/ч

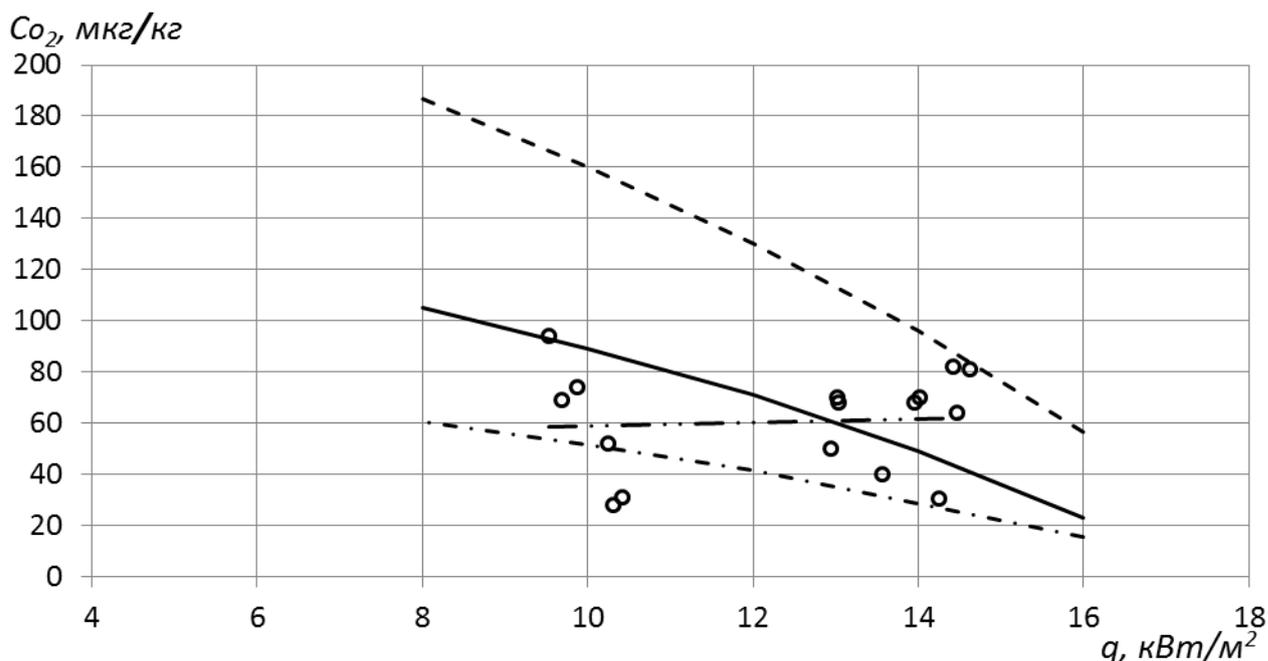


Рисунок 5.34 – Зависимость кислородосодержания конденсата на выходе из конденсатора КГ2-6200 турбоустановки Т-110/120-130 ст. №7 от его удельной тепловой нагрузки.

Включен верхний теплофикационный отбор.  $W = 6300$  т/ч,  $a = 0,35$ ,  $t_{16} = 15,3^\circ\text{C}$ :

$\circ$  – данные ТЭЦ; ---- расчет при  $G_{возд} = 70$  кг/ч; — расчет при  $G_{возд} = 35$  кг/ч;  
 —●—●—●— расчет при  $G_{возд} = 16$  кг/ч; —●●—●●— линия тренда

При работе с одним включенным отопительным отбором измеренные значения содержания кислорода в конденсате находятся в пределах от 31 до 82 мкг/кг, что соответствует присосам воздуха в паровое пространство от 16 до 70 кг/ч (см. рисунок 5.34). Однако, положение линии тренда позволяет предположить, что и в этом случае на некоторых режимах имеют место присосы воздуха под уровень конденсата.

Следует отметить, что приведенная выше обработка эксплуатационных данных выполнена в условиях отсутствия некоторых эксплуатационных данных, влияющих на содержание кислорода в конденсате. В частности, зачастую отсутствовали достоверные данные по расходам охлаждающей воды, время измерения данных по содержанию кислорода в конденсате в некоторых случаях не совпадало (в течение суток) со временем измерения основных режимных параметров, характеризующих работу турбоустановки, точность измерения температур и давлений с помощью штатных измерительных средств недостаточна для полностью достоверных оценок. В то же время принятая методика обработки исходных данных

и приемы, принятые при обработке корреляционных полей, позволяют сделать вывод о достаточно полном соответствии расчетных методик экспериментальным данным, что позволяет проводить выявление влияния различных факторов на кислородосодержание конденсата на выходе из конденсатора, а также причин его повышенного содержания.

При проведении анализа эксплуатационных данных других турбоустановок типа Т-110/120-130 (Пермская ТЭЦ-9, Ново-Свердловская ТЭЦ, Северодвинская ТЭЦ-2) получены результаты, близкие к результатам, полученным выше для турбоустановки ст. №7, что делает весьма актуальным разработку методики определения присосов воздуха под уровень конденсата.

### **5.5. Методики определения присосов воздуха под уровень конденсата**

Наиболее эффективным методом определения присосов воздуха под уровень конденсата в конденсаторах турбин является использование специального насоса-пробоотборника, отбирающего конденсат с днища конденсатора с последующим проведением анализа на содержание кислорода в конденсате. Сравнение результатов анализов проб, отобранных с напора конденсатных насосов и с напора насоса-пробоотборника, позволяет оценить изменение кислородосодержания в тракте от днища конденсатора до насоса.

Другим способом определения присосов воздуха под уровень конденсата является оценка содержания кислорода в конденсате на днище конденсатора по величине его переохлаждения относительно температуры насыщения при давлении в конденсаторе [54].

Величина парциального давления пара в зоне регенеративного подогрева может быть определена с помощью таблиц водяного пара по измеренной температуре конденсата на днище конденсатора, а парциальное давление воздуха – как разность между измеренным давлением в конденсаторе и парциальным давлением

пара. На рисунке 5.35 показаны расчетные зависимости равновесного кислородосодержания конденсата в зависимости от величины переохлаждения конденсата.

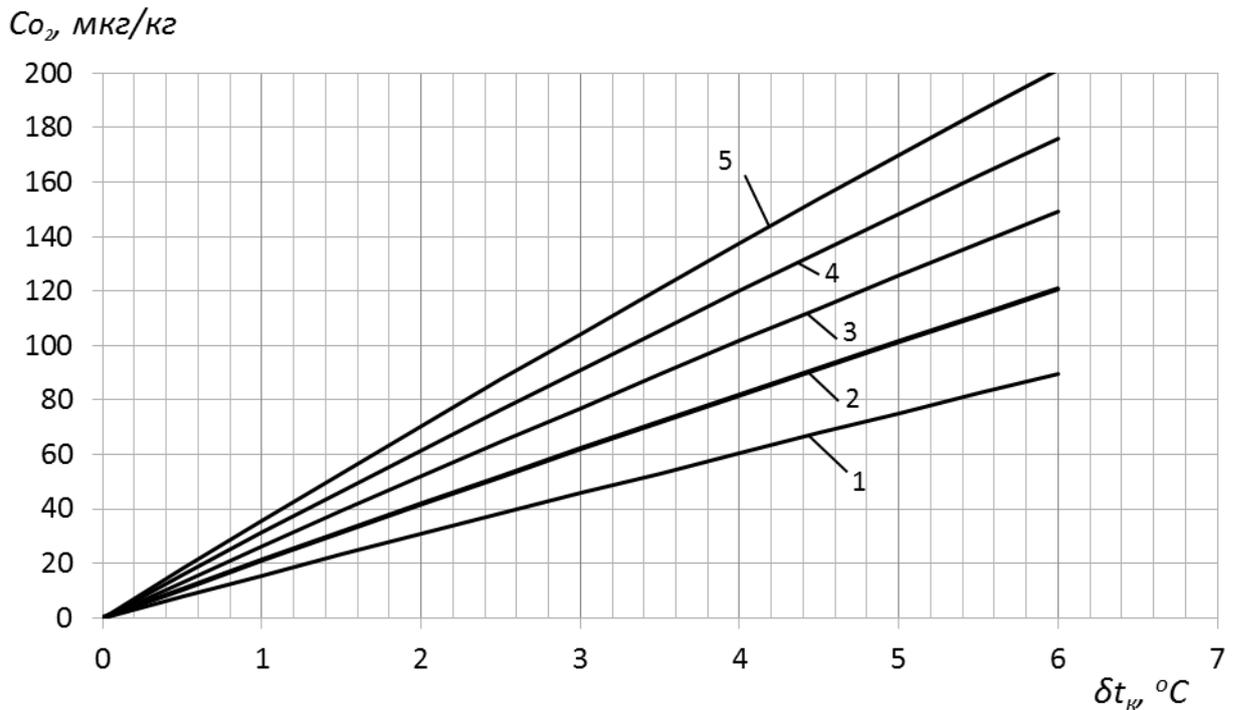
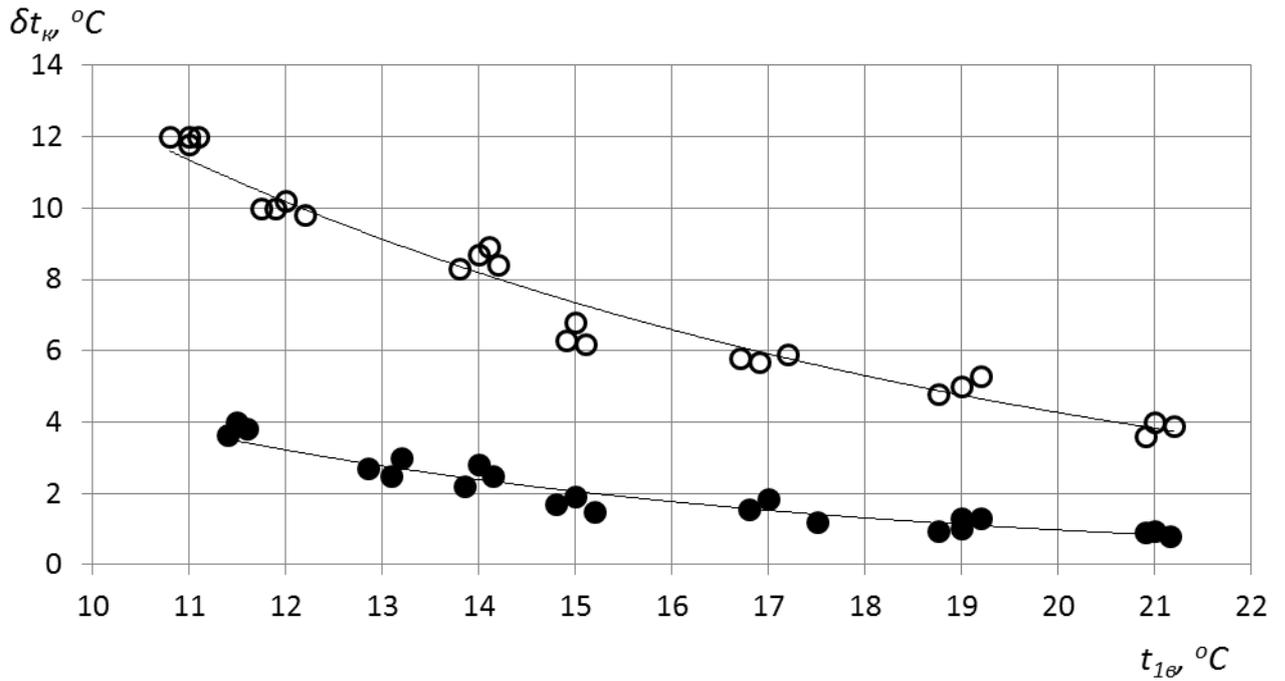


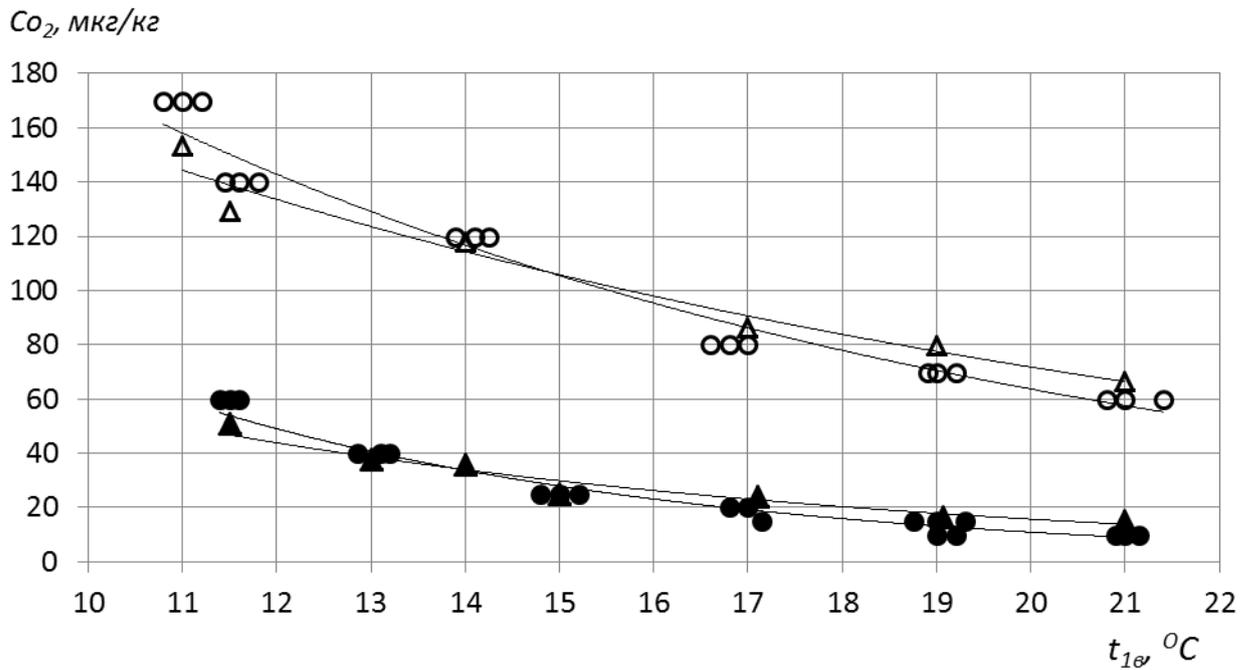
Рисунок 5.35 – Зависимость кислородосодержания конденсата от величины его переохлаждения относительно температуры насыщения при различных давлениях в конденсаторе: 1, 2, 3, 4, 5 – при давлениях соответственно 3, 5, 7, 9 и 11 кПа

Данные, представленные на рисунке, позволяют установить, что равновесные содержания кислорода в конденсате, соответствующие предельным нормативным значениям (20 мкг/кг) в рассмотренном диапазоне изменения давлений, могут быть получены при величине переохлаждений от 0,5 до 1,2°C.

Для выяснения соответствия фактических и расчетных содержаний кислорода в конденсате, поступающем в конденсатосборник, нами проведены экспериментальные исследования конденсатора 50КЦС-4 турбоустановки ПТ-60-130/13 [54], конденсатор был оборудован специальными устройствами для ввода конденсата рециркуляции и химически обессоленной воды, а также вакуум-насосом для отбора проб конденсата с днища конденсатора. Эксперименты проводились на режимах работы турбоустановки с закрытой регулирующей диафрагмой части низкого давления. Результаты экспериментов приведены на рисунке 5.36.



а)



б)

Рисунок 5.36 – Зависимость переохлаждения (а) и кислородосодержания (б) конденсата на выходе из конденсатора 50КЦС-4 от температуры охлаждающей воды на входе при расходе пара в конденсатор  $D_n = 18\text{--}22$  т/ч, расходе охлаждающей воды  $W = 4600$  т/ч, суммарном расходе конденсата  $G_K^\Sigma = 100$  т/ч, присосах воздуха в вакуумную систему  $G_{\text{возд}} = 18$  кг/ч:

- подача конденсата в горловину конденсатора:  $\Delta$  – расчет,  $\circ$  - эксперимент;
- подача конденсата под трубный пучок:  $\blacktriangle$  – расчет,  $\bullet$  - эксперимент

Расчетные зависимости получены при имевших место в опытах величинах  $D_n$ ,  $W$ ,  $t_{16}$ ,  $G_{возд}$ .

Представленные на рисунке данные подтверждают возможность снижения переохлаждения (на 2–8°C) и кислородосодержания (на 50–120 мкг/кг) за счет подачи дополнительной теплоты потока рециркуляции в зону регенеративного подогрева конденсатора.

На рисунке 5.37 представлены зависимости фактического и расчетного кислородосодержания на выходе из конденсатора от величины переохлаждения конденсата. Данные получены при испытаниях конденсатора турбоустановки Т-110/120-130, модернизированной путем перевода дренажей и добавочной воды на днище конденсатора.

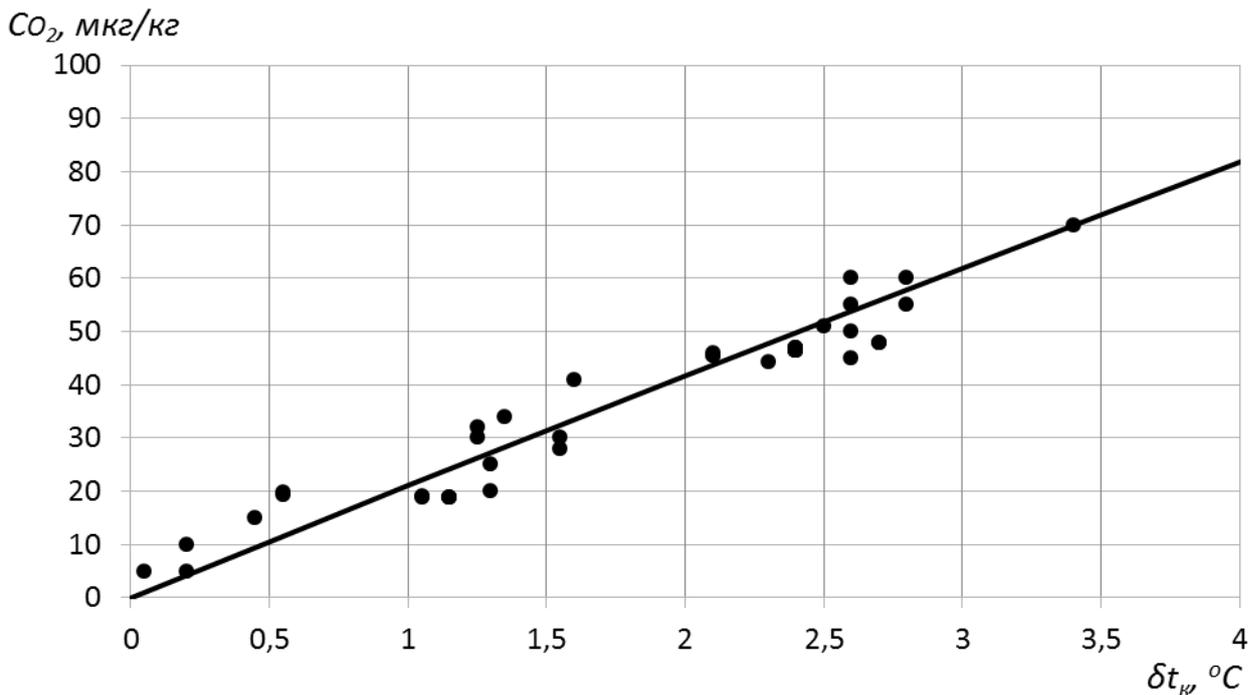


Рисунок 5.37 – Зависимость кислородосодержания конденсата на выходе из конденсатора КГ2-6200 от величины переохлаждения конденсата:

● – эксперимент; ——— – расчет при давлении в конденсаторе 5 кПа

Проведенные исследования подтвердили тот факт, что при определенных условиях экспериментальные значения содержания кислорода в конденсате весьма близки к равновесным, рассчитанным для условий, имеющих место в эксперименте. Указанными условиями являются:

- отсутствие подачи зараженных кислородом потоков, подаваемых в конденсатосборники под уровень конденсата;
- отсутствие подачи в конденсатор химически обессоленной воды, имеющей температуру ниже температуры насыщения при давлении в конденсаторе, особенно при малых пропусках пара в конденсатор.

Предлагается следующая методика определения причин повышенного кислородосодержания конденсата на выходе из конденсатора.

1. В случае подачи в конденсатор химически обессоленной воды на период проведения измерений на первом этапе ее закрывают.

2. Производятся измерения: давления в конденсаторе ( $p_n = p_{см}$ ), температуры конденсата на днище конденсатора ( $t_k$ ) и температуры конденсата на напоре конденсационных насосов ( $t_{кн}$ ), величины присосов воздуха в конденсатор ( $G_{возд}$ ) и фактического содержания кислорода в конденсате на напоре конденсатных насосов ( $C_{O_2}^φ$ ).

3. По величине давления в конденсаторе определяется соответствующая температура насыщения ( $t_n$ ), а по температуре конденсата ( $t_k$ ) – величина парциального давления паров в зоне регенеративного подогрева ( $p_n$ ). По разности давлений  $p_n - p_n = p_{возд}$  определяется парциальное давление воздуха в зоне регенеративного подогрева. По известным величинам суммарного и парциальных давлений определяется равновесная концентрация кислорода в конденсате ( $C_{O_2}^p$ ) на днище конденсатора по описанной выше методике или по рисунку 5.35 с помощью вычисленной величины переохлаждения конденсата.

Если измеренное значение содержания кислорода на напоре конденсатных насосов превышает равновесное на величину, превышающую абсолютную погрешность средств измерений, то можно предположить, что причиной повышенных концентраций кислорода в конденсате на напоре конденсатных насосов являются водяные потоки, подаваемые под уровень конденсата

в конденсатосборник. Указанные потоки могут содержать как растворенный кислород, так и воздух в виде пузырьков, образовавшихся при наличии присосов воздуха под уровень дренажей. При повышении давления в конденсатном насосе воздух, содержащийся в пузырьках, растворяется, и содержание кислорода в конденсате становится выше, чем на днище конденсатора.

Если измеренное значение содержания кислорода на напоре конденсатных насосов не превышает равновесное, рассчитанное по действительной величине переохлаждения конденсата на днище конденсатора, но больше нормативного, то причиной увеличенных содержаний кислорода в конденсате являются повышенные присосы воздуха в вакуумную систему турбоустановки или неполадки в работе основных эжекторов.

Сравнение содержаний кислорода в конденсате при закрытой и открытой подаче химически обессоленной воды позволяет оценить ее влияние на деаэрирующую способность конденсатора.

### **5.6. Оценка целесообразности проведения мероприятий по повышению деаэрирующей способности конденсаторов паротурбинных установок**

Проведённые в настоящей главе исследования показали, что одним из важнейших факторов, определяющим эффективность работы конденсатора и его деаэрирующую способность, является величина присосов воздуха в вакуумную систему. Способы контроля плотности вакуумной системы и мероприятия по устранению пониженной плотности, достаточно полно рассмотрены в нормативных документах и литературных источниках [6, 55–63].

Кроме того, к нарушению нормальной работы конденсационной установки могут привести отклонения режимных параметров в процессе эксплуатации основных эжекторов (давление рабочего пара, температура и расход конденсата,

подаваемого в охладители ступеней, нарушения работы гидрозатворов), а также дефекты сборки, монтажа, ремонта и тому подобное [9, 55, 64–76].

Остановимся на мероприятиях по повышению деаэрирующей способности конденсаторов, оснащенных нормально функционирующими эжекторами, при нормативных присосах воздуха в вакуумную систему.

В этих условиях, как показано в настоящей главе, повышенные сверх нормативных содержания кислорода в конденсате могут быть получены в режимах работы, ограниченных эжектором, и при температурах охлаждающей воды на входе в конденсатор ниже расчетной.

Как показано в работе [11], существуют два основных направления улучшения деаэрирующей способности конденсатора:

- устранение переохлаждения конденсата, стекающего с трубного пучка, посредством разработки устройств, обеспечивающих его подогрев теплотой дренажей, конденсата рециркуляции и подпиточной воды, а также создание условий способствующих эффективному удалению газов из зоны регенеративного подогрева;

- снижение присосов воздуха в конденсаторы и оснащение их эжекторами, обеспечивающими необходимый для глубокой деаэрации конденсата вакуум.

Первое направление повышения деаэрирующей способности может быть реализовано следующими способами:

- совершенствование конструкций конденсаторов, и в частности, разработка регенеративных конденсаторов с большими проходами для подвода пара к нижней зоне трубного пучка и зеркалу конденсата в конденсатосборнике. Совершенствование компоновок основных трубных пучков и воздухоохладителей. Выбор наиболее оптимальных мест присоединения трубопроводов отсоса паровоздушной смеси и т. п. [9, 64];

- перевод в зону регенеративного подогрева тепловых потоков, поступающих помимо ЧНД и ранее сбрасываемых в верхнюю часть конденсатора (над трубным пучком), через специальные устройства, обеспечивающие дополнительную деаэрацию водяных потоков [11, 77–82];

– установка на выходе из конденсаторов специальных деаэрационных конденсатосборников преимущественно струйно-барботажного типа, использующих конденсат рециркуляции и постоянно действующие дренажи турбоустановки в качестве греющей среды [77–80, 83–86].

Следует отметить, что уменьшение переохлаждения позволит существенно снизить потери теплоты в холодном источнике. Проведенные нами расчеты показали, что снижение переохлаждения конденсата конденсатора турбоустановки Т-110/120-130 на один градус позволяет дополнительно использовать в цикле 0,35 МВт теплоты.

Второе направление может быть реализовано проведением мероприятий по повышению эффективности работы эжекторов. К таким мероприятиям относятся:

– разработка и внедрение новых типов пароструйных эжекторов, имеющих более пологую характеристику  $p_{вс} = f(G_{возд})$  и минимальное давление всасывания ( $p_{вс}$ ) при  $G_{возд} = 0$  кг/ч [11];

– применение на теплофикационных турбоустановках высоконапорных многоканальных водоструйных эжекторов с использованием в качестве рабочей сырой воды, имеющей температуру существенно ниже, чем охлаждающая вода на входе в конденсатор [67, 87];

– установка на линии отсоса паровоздушной смеси из конденсатора на основные эжекторы специальных воздухоохладителей, преимущественно типа «труба в трубе» [11, 88, 89];

– перевод охладителей ступеней эжекторов на охлаждение химически обессоленной водой [90];

– разработка и внедрение схем отдельного воздухоудаления из регенеративных и сетевых подогревателей [91–94].

Использование того или иного способа повышения эффективности эксплуатации во многом определяется конкретными условиями эксплуатации турбоустановки (типом и качеством системы технического водоснабжения, величинами электрических и теплофикационных нагрузок).

Рассмотрим влияние на экономичность работы ПТУ использования эжекторов, имеющих характеристики, не влияющие на режимы работы конденсатора. С этой целью для некоторых конкретных режимов работы турбоустановки Т-110/120-130 проведены расчеты дополнительной выработки мощности за счет перехода на указанные эжекторы.

Расчеты проводились с помощью физико-математической модели турбоустановки Т-110/120-130, разработанной на кафедре «Теплотехника и гидравлика» ВятГУ. Результаты расчетов представлены на рисунке 5.38.

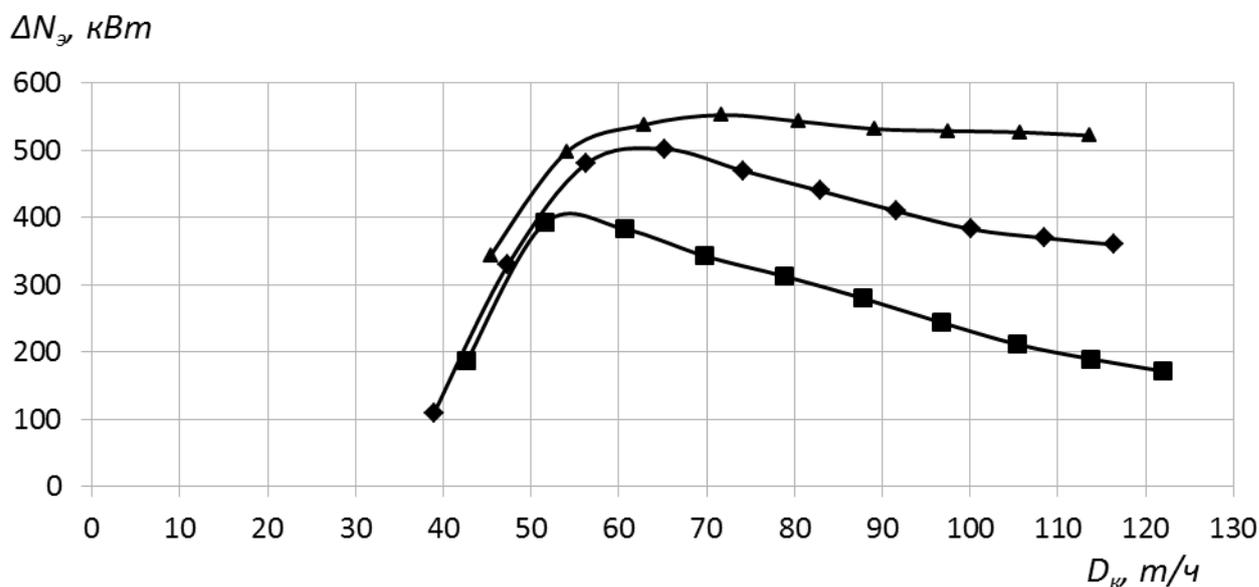


Рисунок 5.38 – Зависимость изменения мощности турбоустановки Т-110/120-130 от расхода пара в конденсатор на режимах работы по электрическому графику,

$$W = 8000 \text{ т/ч}, Q_m = 100 \text{ МВт}, a = 0,7, G_{\text{возд}} = 15,5 \text{ кг/ч};$$

$$\text{—} \blacktriangle \text{—} - t_{1\text{с}} = 5^{\circ}\text{C}; \text{—} \blacklozenge \text{—} - t_{1\text{с}} = 10^{\circ}\text{C}; \text{—} \blacksquare \text{—} - t_{1\text{с}} = 20^{\circ}\text{C}$$

Данные, представленные на рисунке, позволяют оценить величину приращения мощности турбоустановки по известному среднему расходу пара в конденсатор при работе турбоустановки по электрическому графику. Например, при среднем расходе пара в конденсатор в режимах работы по электрическому графику 70 т/ч, при среднем значении температуры охлаждающей воды  $10^{\circ}\text{C}$  и продолжительности работы в этих режимах 4000 часов дополнительная выработка электроэнергии составит 1920000 кВт·ч или обеспечит экономию до 276,5 тонн условного топлива в год.

Таким образом, внедрение мероприятий по повышению деаэрирующей способности конденсаторов позволит не только повысить надежность и долговечность оборудования ТЭЦ, но и обеспечить существенную экономию топлива.

### 5.7. Выводы по пятой главе

1. Показана возможность и целесообразность использования эксплуатационных данных для анализа режимов работы конденсатора и, в частности, его деаэрирующей способности.

2. Сравнение результатов расчетов, выполненных в соответствии с первой и второй моделями, с эксплуатационными данными конденсационной турбоустановки показало, что использование второй модели в области температур ниже расчетной дает результаты, более близкие к экспериментальным данным. Наблюдается достаточно хорошая сходимость эксплуатационных данных с расчетными характеристиками, выполненными в диапазоне максимальных и минимальных расходов пара в конденсатор, что подтверждает целесообразность использования принятой методики.

3. Проведенные исследования показали, что расчётные равновесные значения содержания кислорода в конденсате, вычисленные по предложенной нами методике, весьма близки к значениям, полученным в условиях эксплуатации.

4. Сопоставление расчетных зависимостей подтверждает вывод, сделанный в главе 4, о том, что при существующих конструкциях конденсаторов, их тепловых схемах и при нормативных присосах воздуха установленные ПТЭ нормы содержания кислорода в конденсате достижимы только в режимах их работы с расходами пара больше граничных и температурах охлаждающей воды, равной или большей расчетной для данного типа конденсаторов.

5. Сравнение эксплуатационных данных с расчетными позволило установить существование режимов, ограниченных эжектором, и близкое к расчетному влияние присосов воздуха на деаэрирующую способность конденсатора на этих режимах.

6. Подтверждено существование режимов работы конденсатора, ограниченных эжектором, во всем диапазоне изменения расходов пара.

7. Эксплуатационные и расчетные данные по кислородосодержанию конденсата на выходе из конденсатора турбоустановки Т-110/120-130 ст. №3 Сормовской ТЭЦ, представленные в виде зависимостей  $C_{O_2} = f(q)$  и  $C_{O_2} = f(t_{1g})$ , показали адекватность расчетных методик процессам, происходящим в конденсаторе турбоустановки.

8. Анализ эксплуатационных данных по конденсатору турбоустановки Т-110/120-130 ст. №4 Сормовской ТЭЦ показал, что конденсат на напоре конденсатных насосов в диапазоне тепловых нагрузок, превышающих граничные, имеет температуру 50°C и выше, что вызывает неустойчивую работу эжектора, и, вследствие этого, повышение давления в конденсаторе за счет скопившегося в нем воздуха и увеличение содержания кислорода в конденсате. Причиной такого повышения температуры конденсата является отсутствие в тепловой схеме сливных насосов и, вследствие этого, значительная подача перегретого конденсата под уровень конденсата в конденсатосборник.

9. В ряде режимов (при включенных теплофикационных отборах) эксплуатационные величины содержания кислорода в конденсате существенно отличаются от расчетных из-за дополнительных присосов воздуха в зонах теплофикационных отборов. При этом появляется возможность появления присосов воздуха непосредственно под уровень конденсата в трубопроводы дренажей, находящиеся под разряжением, с последующей подачей этого конденсата через расширитель и конденсатосборник и в конденсатные насосы.

10. Предложена методика определения наличия присосов воздуха под уровень конденсата, основанная на сравнении фактического значения содержания кислорода в конденсате в напорной линии конденсатных насосов с расчетным значением этого содержания, полученного по фактическому переохлаждению конденсата на днище конденсатора.

11. Показана экономическая целесообразность внедрения мероприятий по повышению деаэрирующей способности конденсаторов.

## Заключение

По результатам работы можно сделать следующие выводы.

1. Предложена уточненная методика поверочного расчета конденсатора, позволяющая получить его характеристики при конденсации пара из паровоздушной смеси с учетом влияния величины присосов воздуха в конденсатор в любом режиме работы турбоустановки.

2. Разработана физико-математическая модель конденсатора на основе уточненной методики и проведена ее верификация с использованием экспериментальных данных, полученных на турбоустановках различных типов.

3. Предложена уточненная методика, позволяющая оценивать отдельное влияние на давление в конденсаторе величины присосов воздуха и загрязнения его трубной системы в любых реальных режимах работы ПТУ.

4. Выполнено сопоставление нормативных и расчетных характеристик конденсаторов различных типов. Предложен единый подход к построению нормативных характеристик с помощью разработанной физико-математической модели КУ ПТУ при нормативных для данной турбоустановки присосах воздуха во всем диапазоне изменения расходов пара в конденсатор.

5. Уточнена расчетная методика определения равновесных содержаний кислорода в конденсате на выходе из конденсатора паровой турбины.

6. Проведены расчетные исследования деаэрирующей способности конденсаторов конденсационной и теплофикационной турбоустановок в переменных режимах работы с помощью предложенной физико-математической модели. В ходе расчетных исследований установлено что:

– при нормативных присосах воздуха в вакуумную систему равновесное содержание кислорода в конденсате на выходе из конденсатора, соответствующее нормам, установленным ПТЭ (20 мкг/кг), возможно только при расходах пара в конденсатор больше граничных (более 50% от номинального расхода) и температурах охлаждающей воды, равной или большей расчетной для данного

типа конденсатора. В остальных случаях равновесное содержание кислорода в конденсате превышает нормативные значения;

- повышенные присосы воздуха в вакуумную систему в режимах работы, не ограниченных эжектором (при расходах пара выше граничного), в пределах, не приводящих к перегрузке эжектора, слабо влияют на равновесное содержание кислорода в конденсате;

- увеличение присосов воздуха в вакуумную систему расширяет область режимов, ограниченных эжектором (левая часть характеристики), и приводит к интенсивному возрастанию кислорода в конденсате. В этом случае превышение кислородосодержания конденсата над нормативным наблюдается в гораздо более широком диапазоне температур и давлений, чем при нормативных присосах воздуха;

- уменьшение расхода охлаждающей воды приводит к увеличению зоны интенсивной конденсации пара и, соответственно, к уменьшению зоны с пониженным значением коэффициента теплопередачи из-за наличия воздуха, что в конечном итоге приводит к некоторому улучшению деаэрирующей способности конденсатора.

7. Выполнена экспериментальная проверка методик расчета равновесных кислородосодержаний конденсата на выходе из паротурбинных установок на базе эксплуатационных данных ГРЭС и ТЭЦ. В ходе проверки показано что:

- наблюдается достаточно хорошая сходимостъ эксплуатационных данных с расчетными характеристиками, выполненными в диапазоне максимальных и минимальных расходов пара в конденсатор, что подтверждает целесообразность использования принятой методики;

- результаты расчетных исследований по выявлению влияния различных эксплуатационных факторов хорошо согласуются с эксплуатационными данными;

- экспериментальные данные подтверждают существование режимов работы конденсатора, ограниченных эжектором, во всем эксплуатационном диапазоне подачи пара в конденсатор.

8. Показана пригодность предложенной методики для анализа причин повышенных содержаний кислорода в конденсате на базе эксплуатационных данных по турбоустановкам Т-110/120-130.

9. Предложена методика определения наличия присосов воздуха под уровень конденсата, основанная на сравнении фактического значения содержания кислорода в конденсате в напорной линии конденсатных насосов и расчетным значением этого содержания, полученного по фактическому переохлаждению конденсата на днище конденсатора.

10. Предложен перечень мероприятий по повышению деаэрирующей способности конденсаторов теплофикационных ПТУ, показана технико-экономическая целесообразность использования этих мероприятий.

Предложенные в данной работе методики и разработанные на их основе физико-математические модели могут быть использованы как при проектировании конденсационных устройств и основных эжекторов паротурбинных установок, так и в условиях эксплуатации при проведении модернизации оборудования, для анализа эффективности его работы и с целью выявления дефектов.

Дальнейшие исследования будут проводится в направлении разработки программной и аппаратной части диагностической системы деаэрирующей способности КУ, основанной на предложенных моделях. Планируется разработка новых мероприятий по повышению деаэрирующей способности конденсатора.

## Список сокращений и условных обозначений

### Основные сокращения:

ВТИ – Всероссийский теплотехнический институт;

ВятГУ – Вятский государственный университет;

ГРЭС – государственная районная электростанция;

ИТО – Институт проблем теплообмена (США);

КТЗ – Калужский турбинный завод;

КУ – конденсационная установка;

ПТУ – паротурбинная установка;

ПТЭ – правила технической эксплуатации;

РД – регулирующая диафрагма;

ТЭС – тепловая электростанция;

ТЭЦ – теплоэлектроцентраль;

ЦСД – цилиндр среднего давления;

ЧНД – часть низкого давления.

### Основные условные обозначения:

$k_{\delta}^{\text{НОМ}}$  – коэффициент теплопередачи для номинального режима, Вт/(м<sup>2</sup>·К);

$k_{\text{ч}}^{\text{НОМ}}$  – коэффициент теплопередачи для чистого конденсатора при номинальном режиме, Вт/(м<sup>2</sup>·К);

$\alpha_{\text{в}}^{\text{НОМ}}$  – коэффициент теплоотдачи с водяной стороны для номинального режима, Вт/(м<sup>2</sup>·К);

$\alpha_{\text{ч}}^{\text{НОМ}}$  – коэффициент теплоотдачи с паровой стороны при номинальных присосах воздуха, для условно чистого конденсатора, Вт/(м<sup>2</sup>·К);

$\alpha_{\text{ч.п}}^{\text{НОМ}}$  – коэффициент теплоотдачи при конденсации чистого пара, Вт/(м<sup>2</sup>·К);

$G_{\text{возд}}^{\text{нормат}}$  – нормативная величина присосов воздуха в конденсатор, кг/с (кг/ч);

$D_{\text{к}}^{\text{НОМ}}$  – номинальный расход пара в конденсатор, кг/с;

$G_{\text{возд}}^{\text{факт}}$  – фактическая величина присосов воздуха в конденсатор, кг/с (кг/ч);

$\alpha_{ч.к}^{\text{ф.ном}}$  – коэффициент теплоотдачи с паровой стороны при фактических присосах воздуха, для условно чистого конденсатора, Вт/(м<sup>2</sup>·К);

$k_{ч.п}^{\text{ном}}, k_{ч.к}^{\text{ф.ном}}$  – коэффициент теплопередачи чистого конденсатора при конденсации в нем чистого пара и паровоздушной смеси соответственно, Вт/(м<sup>2</sup>·К);

$k_{п}^{\text{ном}}, k_{к}^{\text{ном}}$  – коэффициент теплопередачи соответствующего конденсации чистого пара и паровоздушной смеси соответственно при заданной степени загрязнения, Вт/(м<sup>2</sup>·К);

$a$  – коэффициент, характеризующий состояние поверхности теплообмена и параметры стенки;

$\delta t_{п}^{\text{ном}}, \delta t_{к}^{\text{ном}}$  – недогрев воды до температуры насыщения при конденсации чистого пара и паровоздушной смеси соответственно на номинальном режиме, °С;

$t_{1в}, t_{2в}$  – температура охлаждающей воды на входе в конденсатор и на выходе из него, °С;

$W$  – расход охлаждающей воды, кг/с (т/ч);

$F$  – площадь поверхности нагрева конденсатора, м<sup>2</sup>;

$C_{в}$  – теплоемкость, кДж/(кг·К);

$t_{п}^{\text{ном}}$  – температура насыщения, соответствующая конденсации чистого пара на номинальном режиме, °С;

$t_{к}^{\text{ном}}$  – температура насыщения, соответствующая конденсации паровоздушной смеси на номинальном режиме, °С;

$q$  – удельная тепловая нагрузка конденсатора, кВт/м<sup>2</sup>;

$G_{возд}$  – величина присосов воздуха в конденсатор, кг/ч;

$t_{к.ф.}$  – характеристика конденсатора при конденсации в нем паровоздушной смеси при фактической степени загрязнения, °С;

$t_{п.ф.}$  – характеристика конденсатора при конденсации в нем чистого пара при фактической степени загрязнения, °С;

$t_{ч.к.}$  – характеристика чистого конденсатора при конденсации в нем паровоздушной смеси, °С;

$t_{ч.н.}$  – характеристика чистого конденсатора при конденсации в нем чистого пара, °С;

$D_n$  – расход пара в конденсатор, кг/с (т/ч);

$t_k$  – характеристика конденсатора при конденсации в нем паровоздушной смеси, °С;

$t_n$  – характеристика конденсатора при конденсации в нем чистого пара, °С;

$C_{O_2}^ж$  ( $C_{O_2}$ ) – массовая равновесная концентрация кислорода в жидкой фазе, мкг/кг;

$C_{O_2}^г$  – массовая доля кислорода в составе смеси, мкг/кг;

$H_{O_2}$  – константа Генри для кислорода при температуре смеси в единицах давления, Па;

$p_k$  – давление в конденсаторе (паровоздушной смеси), Па;

$\varepsilon_{возд}$  – массовое содержание воздуха в смеси;

$p_n$  и  $p_{возд}$  – парциальные давления пара и воздуха в зоне регенеративного подгрева, Па;

$H_{рд}$  – степень открытия регулирующих диафрагм ЧНД по шкале сервомотора, мм.

**Список литературы**

1. Берман, Л. Д. К инженерному тепловому расчету конденсаторов паровых турбин / Л. Д. Берман // Теплоэнергетика. – 1975. – №10. – С. 34–39.
2. Берман, Л. Д. О распределении концентраций газов в конденсате, образующемся в конденсаторах паровых турбин / Л. Д. Берман // Электрические станции. – 1984. – №1. – С. 19–22.
3. Берман, Л. Д. Зависимость коэффициента теплопередачи конденсаторов паровых турбин от режимных условий / Л. Д. Берман, Э. П. Зернова // Известия вузов. Энергетика. – 1980. – №9. – С. 48–55.
4. Берман, Л. Д. Массообмен в конденсаторе с горизонтальными трубками при содержании пара в воздухе / Л. Д. Берман, С. Н. Фукс // Теплоэнергетика. – 1958. – №8. – С. 66–74.
5. Бродов, Ю. М. Теплообменные аппараты в системах регенеративного подогрева питательной воды паротурбинных установок: Учебное пособие / Ю. М. Бродов, М. А. Ниренштейн, К. Э. Аронсон, А. Ю. Рябчиков. – Екатеринбург: УГТУ, 1998. – 191 с.
6. Денисов, Э. П. Влияние присосов воздуха на работу конденсационной установки / Э. П. Денисов, А. В. Дорощенко, В. Ю. Григорьев // Теплоэнергетика. – 1997. – №1. – С. 55–59.
7. Шкловер, Г. Г. К вопросу о деаэрирующей способности вакуумного конденсатора пара / Г. Г. Шкловер, К. В. Васильев, М. Д. Герасимов [и др.] // Теплоэнергетика. – 1960. – №10. – С. 11–13.
8. Оликер, И. И. Термическая деаэрация воды на тепловых электростанциях / И. И. Оликер, В. А. Пермяков. – Л.: Энергия, 1971. – 185 с.
9. Шкловер, Г. Г. Исследование и расчет конденсационных устройств паровых турбин / Г. Г. Шкловер, О. О. Мильман. – М.: Энергоатомиздат, 1985. – 240 с.

10. Берман, Л. Д. Инженерный метод теплового расчета конденсаторов паровых турбин / Л. Д. Берман. – М.: ВТИ, 1963. – 100 с.
11. Шемпелев, А. Г. Разработка, исследование и реализация методов повышения эффективности оборудования технологических подсистем теплофикационных паротурбинных установок: дис. ... д-ра техн. наук: 05.04.12, 05.14.14 / Шемпелев Александр Георгиевич. – Киров, 2011. – 384 с.
12. Лагун, В. П. Газодинамические исследования проточной части низкого давления мощных паровых турбин / В. П. Лагун, Л. Л. Симою // В кн.: Котельные и турбинные установки энергетических блоков: Опыт освоения / Под ред. В. Е. Дорощука. – М.: ВТИ, 1971. – С. 157–171.
13. Лагун, В. П. Особенности работы последних ступеней ЦНД на малых нагрузках и холостом ходу / В. П. Лагун, Л. Л. Симою // Теплоэнергетика. – 1971. – №2. – С. 21–24.
14. Симою, Л. Л. Комплексные вибропрочностные и газодинамические исследования последней ступени мощной паровой турбины / Л. Л. Симою, В. П. Лагун, И. Н. Письмин [и др.] // Теплоэнергетика. – 1990. – №5. – С. 14–18.
15. Шапиро, Г. А. Исследование температурного состояния ЧНД турбин ПТ-60-130/13 при работе с закрытой регулирующей диафрагмой низкого давления / Г. А. Шапиро, Ю. В. Нахман, Е. И. Эфрос [и др.] // Теплоэнергетика. – 1980. – №6. – С. 31–34.
16. СО 153-34.20.501-2003 Правила технической эксплуатации электрических станций и сетей РФ. – М.: Министерство энергетики РФ, ЗАО «Энергосервис», 2003. – 368 с.
17. Барак, К. Технические записки по проблемам воды: Пер. с англ. в 2-х т. / К. Барак, Ж. Бебен, Ж. Бернар [и др.]; Под ред. Т. А. Карюхиной, И. Н. Чурбановой. – М.: Стройиздат, 1983. – 2 т. – 456 с.
18. Столяров, Б. М. Деаэрирующая способность конденсатора турбины К-150-130ХТГЗ / Б. М. Столяров, И. Н. Шмиголь // Теплоэнергетика. – 1963. – №8. – С. 16–19.

19. Гришук, И. К. О механизме обогащений кислородом конденсата отработавшего пара в конденсаторе турбины / И. К. Гришук // Теплоэнергетика. – 1961. – №3. – С. 40–45.
20. Промыслов, А. А. О минимально возможном кислородосодержании в конденсате на выходе из конденсатора судовой ПТУ / А. А. Промыслов, Н. С. Тушаков // Энергомашиностроение. – 1977. – №2. – С. 35–42.
21. Столяров, Б. М. Исследование деаэрации конденсата в конденсаторах паровых турбин: автореф. дис. ... канд. техн. наук / – М: ВТИ, 1970. – 24 с.
22. Николаев, Г. В. К вопросу об аэрации стекающего конденсата в конденсаторе / Г. В. Николаев, В. И. Походий, А. А. Промыслов [и др.] // Энергомашиностроение. – 1979. – №9. – С. 13–16.
23. Тушаков, Н. С. Экспериментальное исследование аэрации и деаэрации конденсата в конденсаторе паротурбинной установки / Н. С. Тушаков, А. А. Промыслов // Энергомашиностроение. – 1981. – №6. – С. 21–24.
24. Кирш, А. К. Деаэрация в конденсаторах паровых турбин / А. К. Кирш // Теплоэнергетика. – 1962. – №10. – С. 35–41.
25. Дерюгин, В. Ф. Детальный расчет конденсаторов турбин на аналоговых вычислительных машинах с использованием номограмм / В. Ф. Дерюгин, Д. П. Чербаджиев. – М.: Вычислительный центр АН СССР, 1965. – 102 с.
26. Алексеев, Ю. П. Математическая модель конденсатора / Ю. П. Алексеев, В. Л. Селезнев, О. С. Чураев // Энергомашиностроение. – 1986. – №11. – С. 11–14.
27. Бродович, К. Расчет и исследование конденсаторов паровых турбин / К. Бродович, А. Чаплички // Теплоэнергетика. – 1989. – №2. – С. 74–76.
28. Laskowski, R. M. A mathematical model of a steam condenser in off-design operation / R. M. Laskowski // Journal of Power Technologies. – 2012. – №92. – p. 101–108.
29. Standards for steam surface condensers. 11Th edition / – Cleveland (USA): Heat Exchange Institute, 2012. – 108 p.

30. Анатолиев, Ф. А. Расчет вспомогательных устройств паросиловых установок / Ф. А. Анатолиев. – Л.: Объединенное научно-техническое издательство НКТП СССР, 1936. – 256 с.

31. Исаченко, В. П. Теплопередача / В. П. Исаченко, В. А. Осипова, А. С. Сукомел. – М: Энергоиздат, 1981. – 440 с.

32. Теплообменники энергетических установок / Ю. М. Бродов, К. Э. Аронсон, С. Н. Блинков, В. И. Березгин, В. К. Купцов [и др.]; Под общ. ред. Ю. М. Бродова. – Екатеринбург: Сократ, 2003. – 968 с.

33. РД 34.30.104 Руководящие указания по тепловому расчету поверхностных конденсаторов мощных паровых турбин тепловых и атомных электростанций. – М: Союзтехэнерго, 1982. – 106 с.

34. Бродов, Ю. М. К расчету коэффициента теплопередачи в конденсаторах паровых турбин / Ю. М. Бродов, Р. З. Савельев, М. А. Нирштейн // Теплоэнергетика. – 1981. – №12. – С. 59–61.

35. Берестнев, Г. М. Эксплуатация паротурбинных установок АЭС / Г. М. Берестнев, В. М. Боровков. – Л.: Энергоатомиздат, 1986. – 264 с.

36. Капелович, Б. Э. Эксплуатация паротурбинных установок / Б. Э. Капелович. – М.: Энергоатомиздат, 1975. – 288 с.

37. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ 2014615561, дата регистрации 28.05.2014. Поверочный тепловой расчет конденсаторов паровых турбин / А. Г. Шемпелев, П. В. Иглин (Россия). Заявка №2014613553 от 18 апреля 2014 г. // Официальный бюллетень Федеральной службы по интеллектуальной собственности «Программы для ЭВМ. Базы данных. Типологии интегральных микросхем». 2014. №6(92).

38. Цернер, В. Задачи диагностики паровых турбин и система диагностики «Сименс» / Цернер В., Андреа К. // Теплоэнергетика. – 1993. – №5. – С. 65–72.

39. ХаеТ, С. И. Разработка и апробация элементов системы мониторинга состояния и диагностики конденсатора паровой турбины / С. И. ХаеТ, К. Э. Аронсон, Ю. М. Бродов, А. Г. Шемпелев // Теплоэнергетика. – 2003. – №7. – С. 67–69.

40. Эфрос, Е. И. Разработка и исследование некоторых способов повышения эффективности конденсационных устройств теплофикационных турбин при малопаровых режимах работы / Е. И. Эфрос, А. Г. Шемпелев // – Екатеринбург: Материалы II Всероссийской научно-практической конференции «Совершенствование технологического оборудования ТЭС, внедрение систем сервисного обслуживания, диагностирования и ремонта». – 1998.

41. Берман, Л. Д. Улучшение работы конденсационной установки турбоагрегата / В кн.: Экономия топлива на электростанциях и в энергосистемах // Л. Д. Берман, С. Н. Фукс; Под общ. ред. А. С. Горшкова. – М.: Энергия, 1967. – С. 171–186.

42. Буглаев, В. Т. Теплоотдача при поперечном обтекании горизонтального трубного пучка конденсирующимся паром / В. Т. Буглаев, М. М. Андреев // Энергомашиностроение. – 1973. – №1. – С. 36–38.

43. Исаченко, В. П. Теплообмен при конденсации / В. П. Исаченко. – М.: Энергия, 1977. – 240 с.

44. Кутателадзе, С. С. Основы теории теплообмена / С. С. Кутателадзе. – Новосибирск: Наука, 1970. – 659 с.

45. РД 34.30.727. Нормативные характеристики конденсаторов турбин Т-50-130 ТМЗ, ПТ-60-130/13 и ПТ-80/100/130/13 ЛМЗ. – М: СПО Союзтехэнерго, 1981. – 40 с.

46. Шемпелев, А. Г. Результаты экспериментальной оценки составляющих суммарного теплового потока в конденсаторы теплофикационных турбин / А. Г. Шемпелев, П. В. Иглин // Энергетик. – 2014. – №9. – С. 41–43.

47. Татарина, Н. В. Совершенствование методов расчета и оптимизации переменных режимов работы теплофикационных турбоустановок и ТЭЦ в целом в реальных условиях эксплуатации: дис. ... канд. техн. наук: 05.04.12 / Татарина Наталья Владимировна. – Киров, 2014. – 293 с.

48. Шемпелев, А. Г. О результатах сопоставления расчетных и нормативных характеристик конденсаторов паротурбинных установок в широком диапазоне их

паровых нагрузок / А. Г. Шемпелев, В. М. Сущих, П. В. Иглин // Энергетик. – 2015. – №10. – С. 60–64.

49. РД 34.30.732. Типовая энергетическая характеристика конденсатора К-6000-1 турбины ПТ-135/165-130/15 ПО ТМЗ, ТХ 34-70-024-86. – М.: СПО Союзтехэнерго, 1987. – 23 с.

50. РД 34.30.716. Типовая энергетическая характеристика турбоагрегата Т-100-130-3 ТМЗ. – М.: Специализированный центр научно-технической информации, 1971. – 40 с.

51. РД 34.30.729. Типовая энергетическая характеристика конденсатора К-14000 турбины Т-250/230-240 ТМЗ. – М.: Союзтехэнерго, 1985. – 20 с.

52. РД 34.30.733. Типовые энергетические характеристики турбоагрегата Т-175/210-130 ПО ТМЗ и конденсаторной группы КГ-12000-1. ТХ 34 70 025 87. – М.: Союзтехэнерго, 1987.

53. Гиршфельд, В. Я. Режимы работы и эксплуатация ТЭС / В. Я. Гиршфельд, А. М. Князев, В. Е. Куликов. – М.: Энергия, 1980. – 287 с.

54. Шемпелев, А. Г. Причины повышенного содержания кислорода в конденсате паротурбинных установок / А. Г. Шемпелев, П. В. Иглин // Надежность и безопасность энергетики. – 2015. – №4. – С. 61–64.

55. Berechnung von Kondensatoren // – BWK: Brenst-Warme-Kraft. – 1999. – №11. – С. 74.

56. Денисов, Э. П. Влияние присосов воздуха на работу конденсационной установки / Э. П. Денисов, А. В. Дорощенко, В. Ю. Григорьев // Теплоэнергетика. – 1996. – №12.

57. Bergmann, D. Dampfturbinen / D. Bergmann, H. Luft, W. Ulm // – BWK: Brenst Warme Kraft. – 1996. – №4. – С. 111–115.

58. Hunt down sources of condenser air in-leakage // Power. – 1997. – №3. – С. 16.

59. Методические указания по эксплуатации конденсационных установок паровых турбин электростанций. – М.: Союзтехэнерго. 1986.

60. Пипко, А. И. Конструирование и расчёт вакуумных систем / А. И. Пипко, В. Я. Плисковский, Е. А. Пенчко. – 3-е изд. пер. и доп. – М.: Энергия, 1979. – 504 с.
61. Баран, Л. С. Мероприятия по повышению воздушной плотности вакуумной системы турбоустановок К-800-240-3 / Л. С. Баран, В. С. Зорин, Ю. А. Чирков // Теплоэнергетика. – 1996. – №1. – С. 27–32.
62. РД 34.30.501 (МУ 34-70-122-85). Методические указания по эксплуатации конденсационных установок паровых турбин электростанций. – М.: ВТИ, 1986. – 102 с.
63. Информационное письмо ЛМЗ №510-137. Методика проверки плотности вакуумной системы турбоустановки паром // – Л.: ОНТИ ЛМЗ. – 1983.
64. Бродов, Ю. М. Конденсационные установки паровых турбин / Ю. М. Бродов, Р. З. Савельев. – М.: Энергоатомиздат, 1994. – 288 с.
65. Gain otealth capacity through condenser vacuum // Power. – 1999. – №2. – С. 26.
66. Шемпелев, А. Г. Расчёт и диагностика вакуумного конденсатора пара с учётом характеристики воздухоудаляющего устройства / А. Г. Шемпелев, В. М. Сущих // Сборник научных трудов ВятГТУ. – 1997. – №2. – С. 116–118.
67. Шемпелев, А. Г. О некоторых способах углубления вакуума в конденсаторах теплофикационных паровых турбин / А. Г. Шемпелев, П. В. Иглин // Всероссийская ежегодная научно-техническая конференция «Общество, наука, инновации» (НТК–2012). Общеуниверситетская секция, БФ, ГФ, ФЭМ, ФАВТ, ФАМ, ФПМТ, ФСА, ХФ, ЭТФ, ЮФ: 16–27 апреля 2012 г.: сб. материалов / ВятГУ; отв. ред. С. Г. Литвинец. – Киров, 2012. – 1 электрон. опт. диск (CD-ROM).
68. Меркулов, В. А. Удаление неконденсирующихся газов из конденсаторов турбин / В. А. Меркулов // Энергосбережение и водоподготовка. – 2001. – №1. – С. 54–57.
69. Повышение эффективности и надёжности теплообменных аппаратов паротурбинных установок / Под общ. ред. Ю. М. Бродова. – Екатеринбург: УГТУ, 1996.

70. Мутовин, Л. Т. Модернизация системы отвода неконденсирующихся газов из пароводяных теплообменников / Л. Т. Мутовин, В. М. Фрайфельд, А. Ю. Рябчиков [и др.] // Энергетик. – 1995. – №9. – С. 10–11.

71. Меркулов, В. А. Повышение эффективности эксплуатации конденсационных устройств паровых турбин / В. А. Меркулов // Энергосбережение и водоподготовка. – 2002. – №2. – С. 35–38.

72. Лещинский, А. М. Повышение эффективности работы конденсаторов и паротурбинных эжекторов теплофикационных турбин / А. М. Лещинский, П. А. Зубов. – Киев: Знание, 1986. – 23 с.

73. Лещинский, А. М. Повышение эффективности и маневренности конденсаторных и эжекторных установок ТЭС: 05.14.14. ТЭС и тепловые сети.: дис. ... канд. техн. наук: 05.14.14 / А.М. Лещинский – Свердловск, 1988.

74. ТМТ-113676. Информационное сообщение о способе управления отсосом паровоздушной смеси из конденсаторов для углубления вакуума. – 1979.

75. РД 34.30.402-94. Методические указания по испытаниям, выбору производительности, наладке и эксплуатации водоструйных эжекторов конденсационных установок паровых турбин тепловых электростанций. – М.: ВТИ, 1994.

76. РД 34.30.302-87. Методические указания по испытаниям и эксплуатации пароструйных эжекторов конденсационных установок турбин ТЭС и АЭС. – М.: ВТИ, 1990.

77. Шемпелев, А. Г. Повышение эффективности работы ТЭЦ ОАО «Кировэнерго» / А. Г. Шемпелев, Е. И. Эфрос // Энергетика сегодня и завтра: сборник статей Международной научно-практической конференции. – Киров: ВятГУ. – 2004. – С. 35–36.

78. Шемпелев, А. Г. Новые способы утилизации теплоты пара теплофикационных турбин / А. Г. Шемпелев, Г. А. Шапиро // Повышение эффективности энергосистем: тезисы докладов научно-технической конференции. – Киров. – 1990. – С. 33.

79. Шемпелев, А. Г. Повышение экономичности работы действующих ТЭЦ / А. Г. Шемпелев, Е. И. Эфрос, В. Ф. Гуторов [и др.] // Совершенствование

технологий регулирования хозяйственной деятельности в области теплофикации для повышения ее экономической эффективности при переходе к рыночным отношениям: сборник докладов. – М.: ВТИ. – 2004. – С. 17–26.

80. Свидетельство на полезную модель 9016 РФ. МКИ<sup>3</sup> F 01 K 13/00. Теплоэнергетическая установка / А. Г. Шемпелев, Е. И. Эфрос, В. Ф. Гуторов (Россия). №98108960, заявл. 18.05.98. Официальный бюллетень «Полезные модели. Промышленные образцы». – 1999. – №1. – С. 48.

81. Симою, Л. Л. Повышение эффективности эксплуатации современных теплофикационных турбин / Л. Л. Симою, В. П. Лагун, А. Г. Шемпелев [и др.] // Теплоэнергетика. – 1999. – №8. – С. 62–67.

82. Шемпелев, А. Г. Реконструкция встроенных пучков конденсаторов и схем пароводяных потоков теплофикационных турбин / А. Г. Шемпелев, Е. И. Эфрос // Диагностика и ремонт турбинного оборудования. Материалы семинара. – М.: ВТИ. – 1999. – С. 67–69.

83. Стерман, Л. С. Химические и термические методы обработки воды на ТЭС / Л. С. Стерман, В. Н. Покровский. – М.: Энергия, 1981.

84. Литаврин, О. Г. О повышении деаэрационной способности конденсаторов судовых паросиловых установок / О. Г. Литаврин // Теплоэнергетика. – 2000. – №8. – С. 52–57.

85. Литаврин, О. Г. Результаты комплексного исследования возможностей совершенствования конденсаторов паровых турбин / О. Г. Литаврин, Э. П. Денисов // Судостроение. – 1997. – №2. – С. 9–14.

86. Тесис, А. М. Система деаэрации химобессоленной воды в конденсаторах теплофикационных турбин / А. М. Тесис, А. Г. Шемпелев, А. Н. Расторгуева, П. П. Окунев, Н. И. Миронова // Электрические станции. – 1987. – №4. – С. 29–32.

87. Шемпелев, А. Г. О разработке математической модели конденсатора теплофикационной турбины, оснащенного водоструйными эжекторами / А. Г. Шемпелев, П. В. Иглин // Всероссийская ежегодная научно-техническая конференция «Общество, наука, инновации» (НТК–2012). Общеуниверситетская секция, БФ, ГФ, ФЭМ, ФАВТ, ФАМ, ФПМТ, ФСА, ХФ, ЭТФ, ЮФ: 16–27 апреля

2012 г.: сб. материалов / ВятГУ; отв. ред. С. Г. Литвинец. – Киров, 2012. – 1 электрон. опт. диск (CD-ROM).

88. Симою, Л. Л. Повышение эффективности эксплуатации современных теплофикационных турбин / Л. Л. Симою, В. П. Лагун, Е. И. Эфрос, А. Г. Шемпелев // Теплоэнергетика. – 1999. – №8. – С 62–67.

89. Шемпелев, А. Г. Реконструкция системы отвода паровоздушной смеси из конденсатора и подогревателей теплофикационной турбины / А. Г. Шемпелев, Е. И. Эфрос, С. И. Парфенов, Б. Е. Смирнов, И. В. Верховский // Тяжелое машиностроение. – 2002. – №4. – С. 9–12.

90. Меркулов, В. А. Исследование и разработка способов повышения эффективности и надежности конденсационных устройств теплофикационных турбин: дис. ... канд. техн. наук: 05.14.14 / Меркулов Андрей Александрович. – Иваново, 2004. – 180 с.

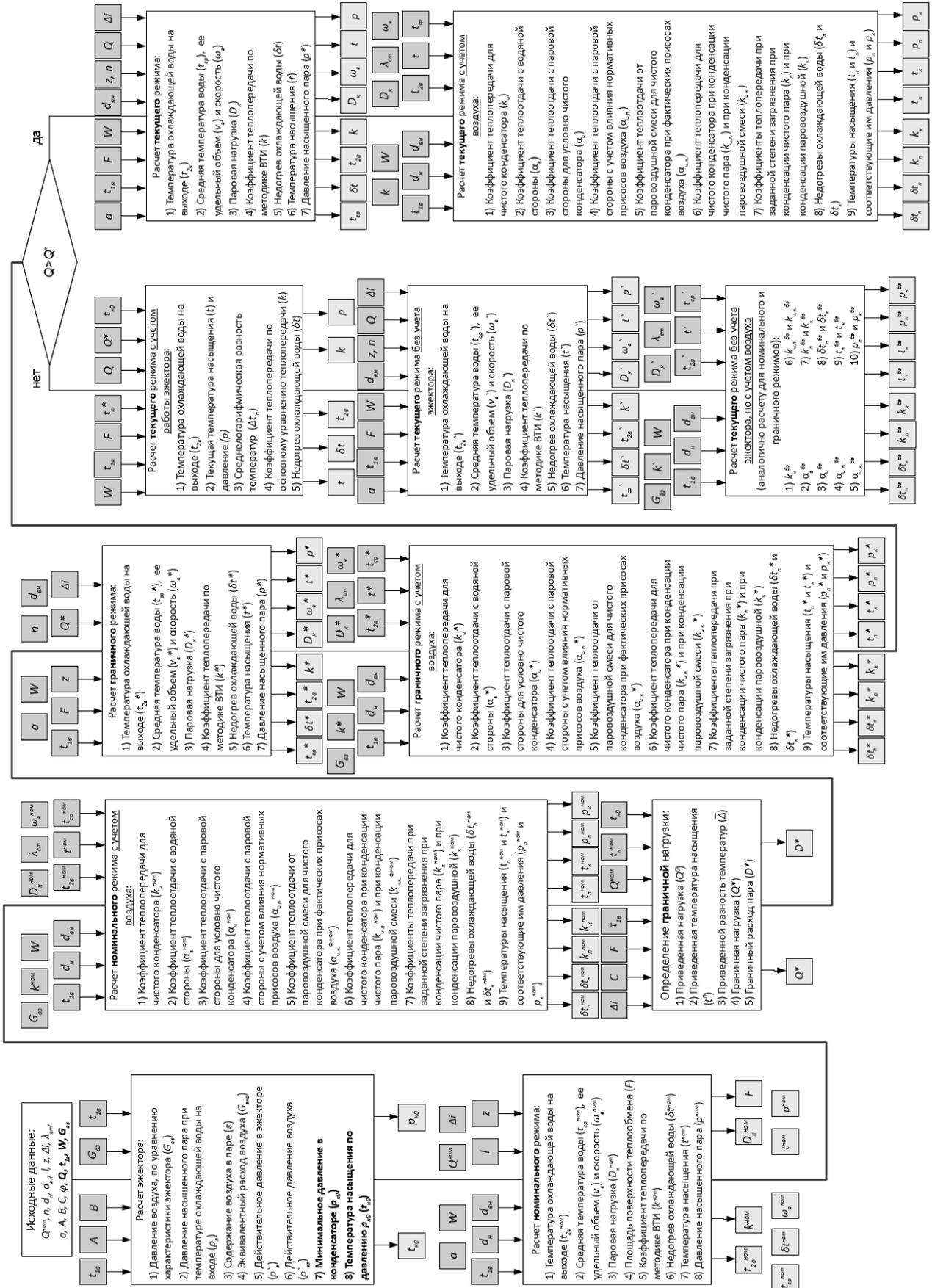
91. Шемпелев, А. Г. Реконструкция системы отвода паровоздушной смеси теплофикационных турбин / А. Г. Шемпелев, Е. И. Эфрос, С. И. Парфенов [и др.] // Диагностика и ремонт турбинного оборудования: материалы семинара. – М.: ВТИ. – 2000. – С. 59–63.

92. Тесис, А. М. Раздельное удаление парогазовой смеси из подогревателей и конденсаторов теплофикационной турбоустановки 100 МВт / А. М. Тесис, В. И. Жгилев, А. Н. Расторгуева // Электрические станции. – 1976. – С. 74–75.

93. Свидетельство на полезную модель 9259 РФ. МКИ<sup>3</sup> F 01 K 13/00. Схема удаления парогазовой смеси турбоустановки / А. Г. Шемпелев, Е. И. Эфрос, Б. Е. Смирнов (Россия). №98112064, заявл. 22.06.98. Официальный бюллетень «Полезные модели. Промышленные образцы». – 1999. – №2. – С. 45.

94. Шемпелев, А. Г. Разработка конструктивных и схемных предположений по повышению эффективности работы подогревателей сетевой воды / А. Г. Шемпелев, Е. И. Эфрос // Наука-производство-технологии-экология: сборник материалов Всероссийской ежегодной научно-технической конференции. – Киров: ВятГУ, 2002. – С. 52–53.

# Алгоритм физико-математической модели конденсатора

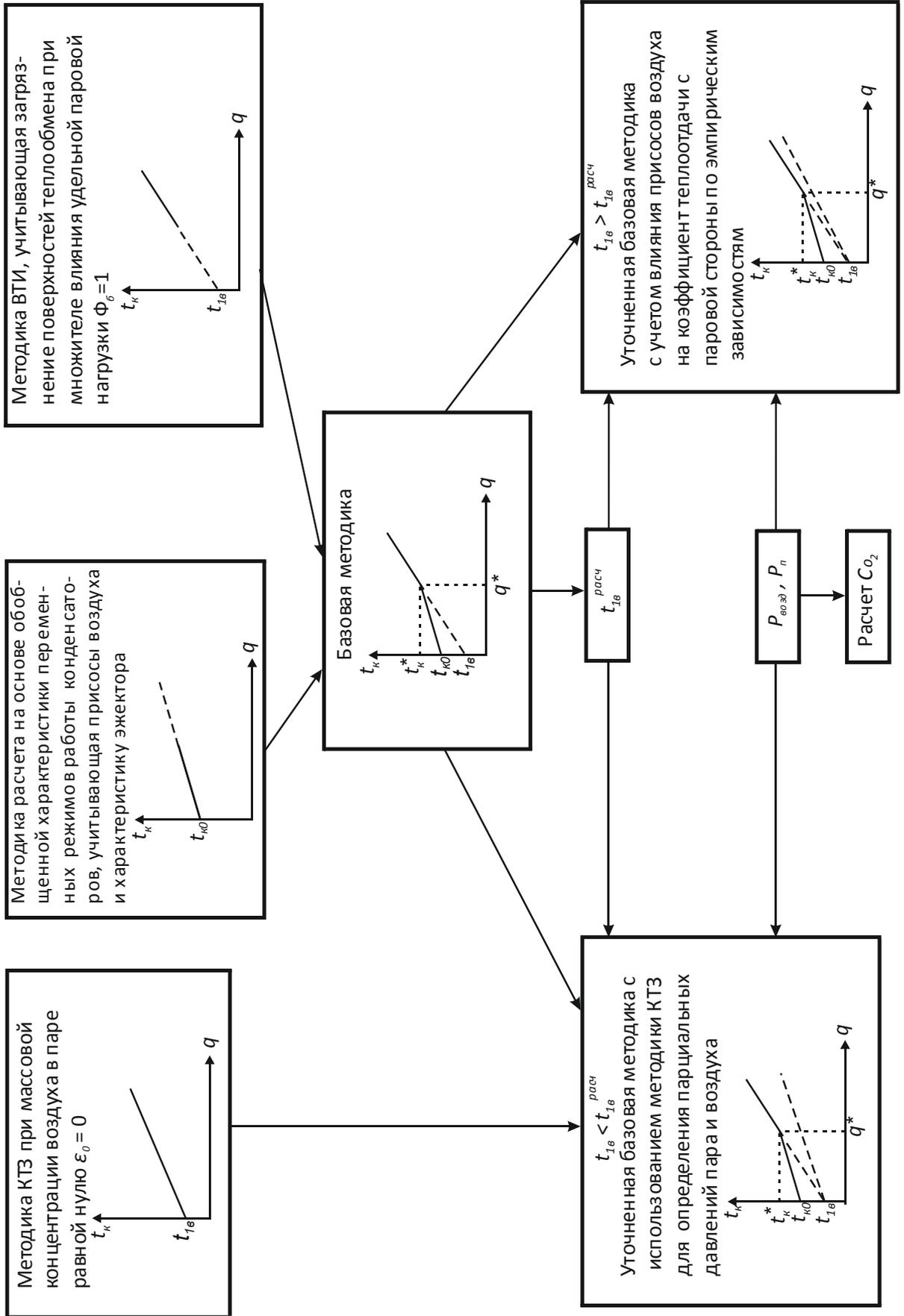


**Технические характеристики конденсатора 200-КЦС-2  
турбоустановки К-210-130**

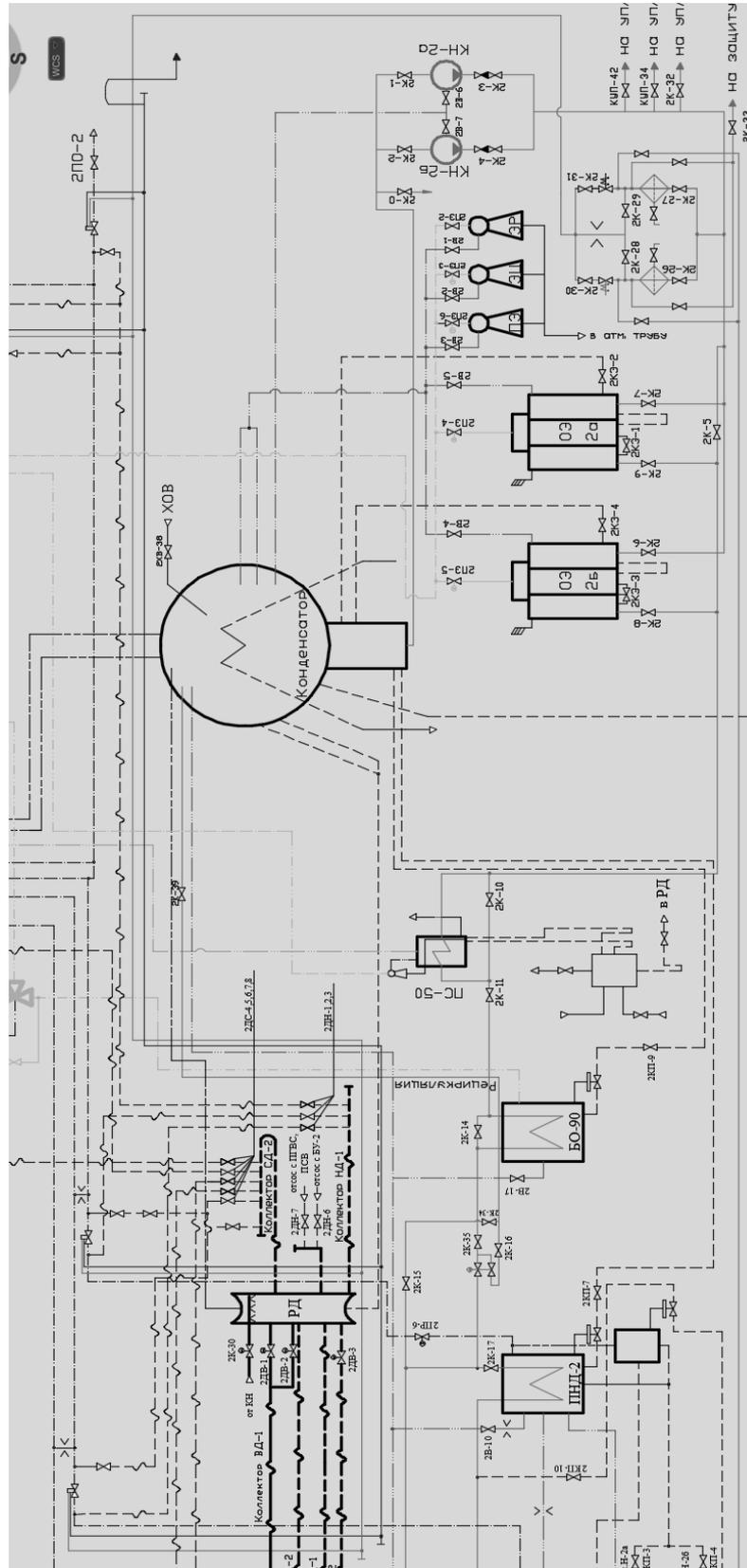
Конденсатор 200-КЦС-2 данной турбоустановки имеет следующие характеристики:

площадь поверхности охлаждения.....	$F = 9000 \text{ м}^2$
номинальный расход пара в конденсатор.....	$D_{\text{к}}^{\text{ном}} = 400 \text{ т/ч}$
нормативный диапазон изменения расходов пара в конденсатор.....	260–450 т/ч
расчетное количество охлаждающей воды.....	$W^{\text{ном}} = 25000 \text{ м}^3/\text{ч}$
нормативный диапазон изменения расходов охлаждающей воды.....	17000–25000 т/ч
расчетная температура охлаждающей воды .....	$t_{1в} = 12^\circ\text{С}$
активная длина конденсаторных трубок.....	$l = 8,055 \text{ м}$
наружный диаметр трубок.....	$d_{\text{нар}} = 30 \text{ мм}$
внутренний диаметр трубок.....	$d_{\text{вн}} = 28 \text{ мм}$
количество трубок.....	$n = 11940$
число ходов воды.....	$z = 2$
воздухоудаляющее устройство.....	пароструйный эжектор типа ЭП-3-600-4 или ЭП-3-700-1

**Блок-схема расчета кислородосодержания**



Тепловая схема турбоустановки ПТ-60-130/13 ЛМЗ Сормовской ТЭЦ



Тепловые схемы конденсаторов турбоустановок Т-110/120-130

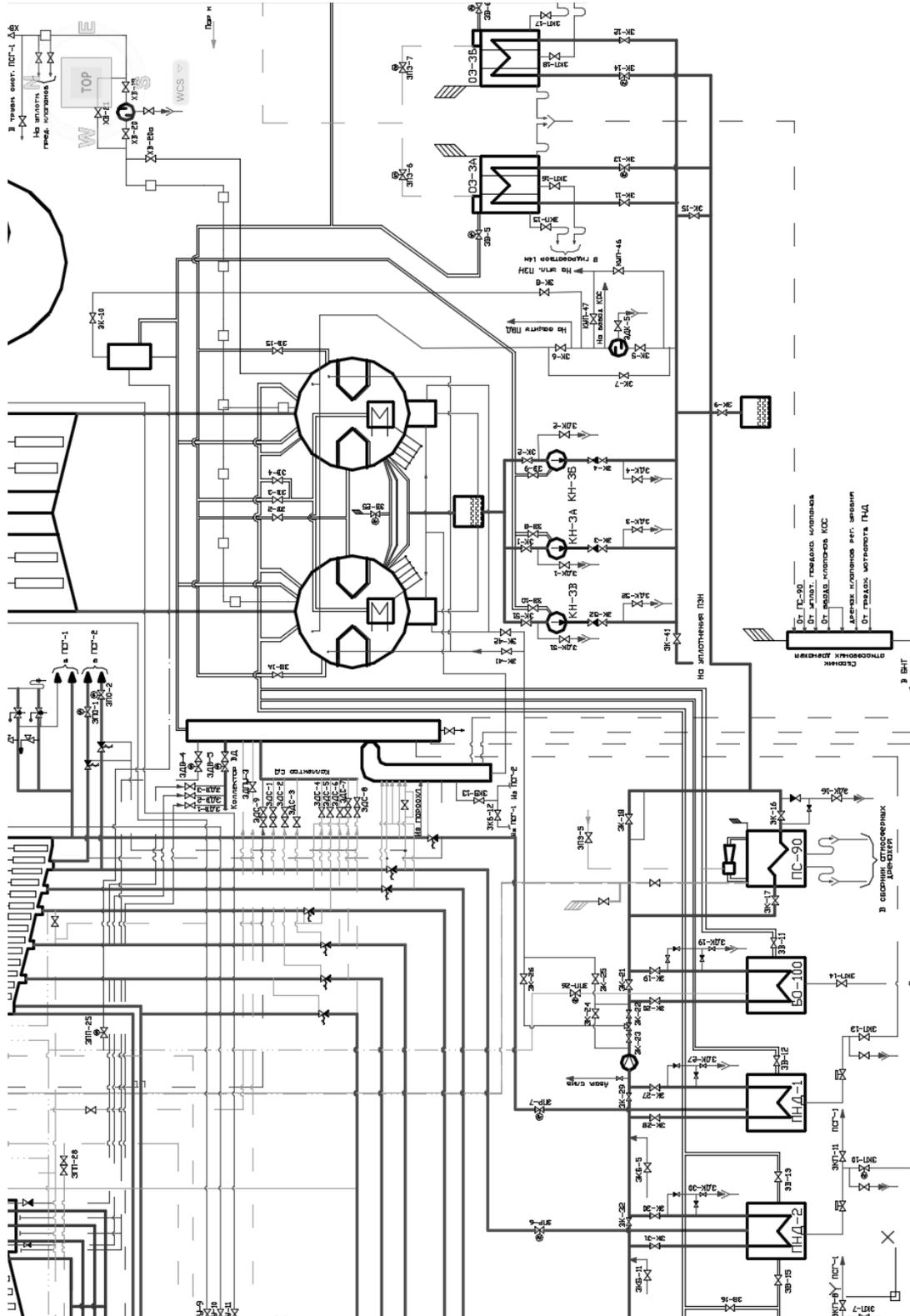


Рисунок П.1 - Тепловая схема конденсатора турбоустановки Т-110/120-130 ст. №3 Сорновской ТЭС

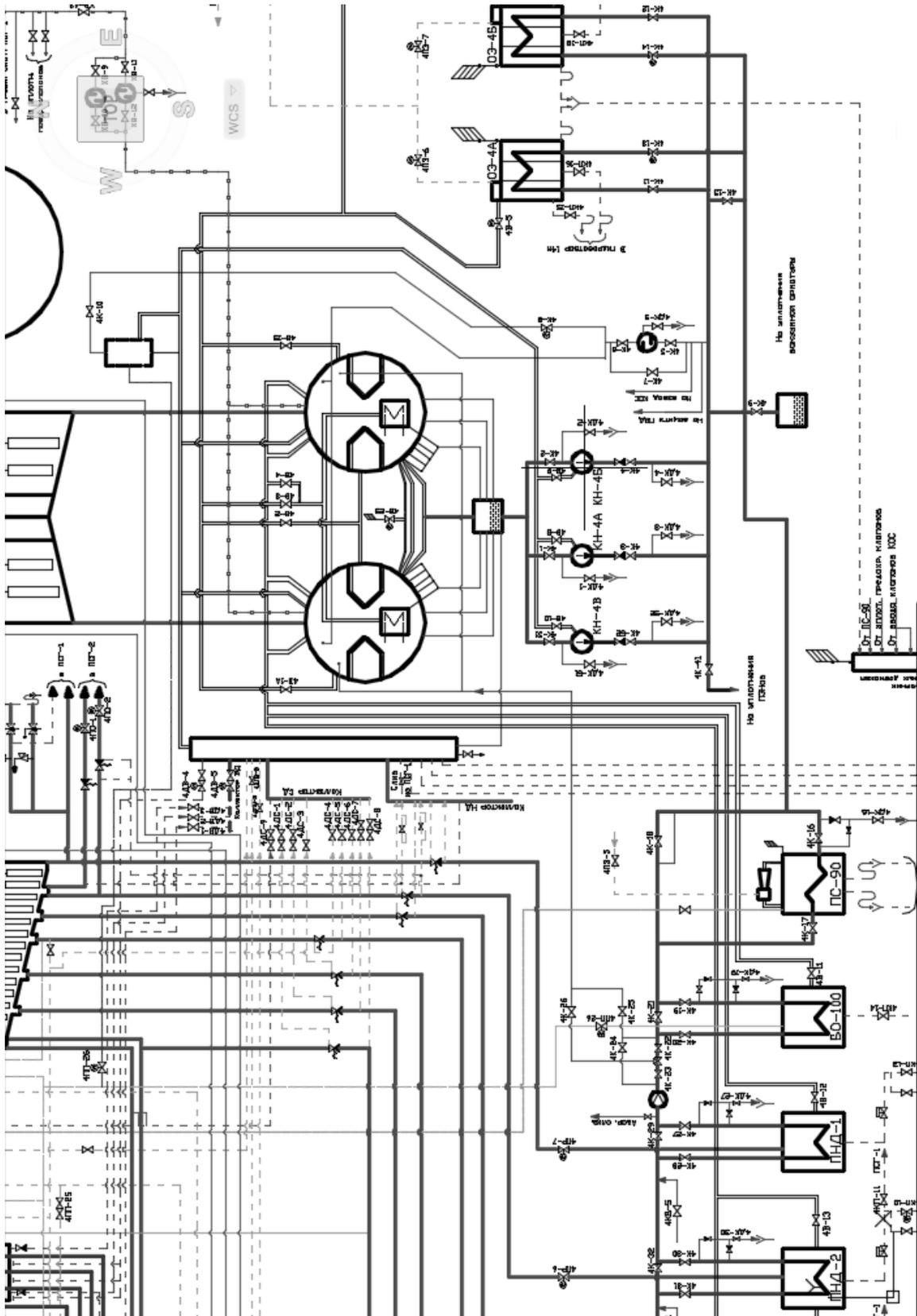


Рисунок П.2 - Тепловая схема конденсатора турбоустановки Т-110/120-130 ст. №4 Сормовской ТЭЦ

**Справка об использовании результатов диссертационной работы от ВятГУ**

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ  
 Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования  
 «Вятский государственный университет»  
 (ВятГУ)

Московская ул., 36, г. Киров (обл.), 610000, тел. (8332) 64-65-71, факс (8332) 64-79-13, [info@vyatsu.ru](mailto:info@vyatsu.ru) [www.vyatsu.ru](http://www.vyatsu.ru)  
 ОКПО 02068344, ОГРН 1034316511041, ИНН /КПП 4346011035/434501001

№ _____.	В Диссертационный совет Д 212.285.07
На № _____ от _____.	УрФУ, ученому секретарю совета 620002, Екатеринбург, ул. Мира, д. 19.

**СПРАВКА**

об использовании результатов диссертационной работы Иглина П.В.

В диссертационной работе ассистента кафедры «Теплотехника и гидравлика» Иглина Павла Викторовича "Совершенствование системы эксплуатационного контроля конденсатора паротурбинной установки на основе уточнения методики расчета кислородосодержания конденсата" разработана уточненная физико-математическая модель конденсационной установки и ряд расчетных программ для ЭВМ, с помощью которых проведены исследования деаэрирующей способности ряда конденсаторов паротурбинных установок.

Указанные модель и расчетные программы используются сотрудниками кафедры при выполнении НИР, для проведения исследований переменных режимов работы тепло- и массообменного оборудования ТЭЦ (конденсатора ПТУ).

Кроме того, разработанная Иглиным П.В. уточненная физико-математическая модель, в настоящее время используется в учебном процессе ВятГУ, при изучении дисциплин «Тепловые электрические станции» и «Тепломассообменное оборудование предприятий», а также при выполнении выпускных квалификационных работ. На их основе разработаны лабораторные работы «Исследование режимов работы поверхностного теплообменного аппарата», «Исследование режимов работы пароводяного теплообменного аппарата на основе его математической модели». Применение физико-математических моделей и расчетных программ в учебном процессе способствует более глубокому пониманию студентами процессов, происходящих в тепло- и массообменном оборудовании на переменных режимах работы, существенно ускоряет процесс обучения.

И.о. проректора по науке и инновациям

С.Г. Литвинец

И.о. проректора по образованию

С.В. Фомин

Заведующий кафедрой теплотехники и гидравлики

Д.М. Суворов



## Справка о внедрении на Кировской ТЭЦ-4



Кировская ТЭЦ-4  
Филиал «Кировский» ПАО «Т Плюс»  
ул. Луганская, 51, корп. 1,  
г. Киров, Россия, 610044

тел.: +7 (8332) 62-47-49  
факс: +7 (8332) 53-34-51  
e-mail: krv-tc04@tplusgroup.ru  
www.tplusgroup.ru

№ \_\_\_\_\_  
на № \_\_\_\_\_ от \_\_\_\_\_

[Тема]

### Справка о внедрении

Настоящим подтверждаем, что основные результаты диссертационного исследования Иглина П.В. на тему: «Совершенствование системы эксплуатационного контроля конденсатора паротурбинной установки на основе уточнения методики расчета кислородосодержания конденсата» обладают актуальностью и были использованы на Кировской ТЭЦ-4 для решения практических задач, связанных с разработкой и внедрением способов повышения эффективности и надежности работы конденсаторов паровых турбин. Разработанные методики расчетов и физико-математические модели используются для эксплуатационного контроля конденсаторов турбоустановок.

Технический директор  
главный инженер  
Кировской ТЭЦ-4



Б.Е.Смирнов