

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РЕСПУБЛИКИ КАЗАХСТАН

Некоммерческое акционерное общество
«АЛМАТИНСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ ЭНЕРГЕТИКИ И СВЯЗИ ИМЕНИ
ГУМАРБЕКА ДАУКЕЕВА»

Институт теплоэнергетики и теплотехники
Кафедра Тепловых энергетических установок

«УТВЕРЖДАЮ»
Директор ИТЭТТ

(Ф.И.О., ученая степень, звание)
_____ «__» _____ 2020г.
(подпись)

«Допущен к защите»
Заведующий кафедрой
к.т.н., доц. Кибарин А.А.

_____ «__» _____ 2020г.
(подпись)

ДИПЛОМНЫЙ ПРОЕКТ

На тему: Оценка состояния и прогнозирование остаточного ресурса
конденсаторов паровых турбин

Специальность 5В071700 - Теплоэнергетика

Выполнил Мин А.В.

Группа ТЭС 16-3

Научный руководитель к.ф.-м.н., доцент Борисова Н.Г.

Консультанты:

по экономической части: доцент Абильдина А.Ш.

_____ «__» _____ 2020г.
(подпись)

по безопасности жизнедеятельности: к.т.н., доцент Приходько Н.Г.

_____ «__» _____ 2020г.
(подпись)

Нормоконтролер: Олжабаева К.С.

_____ «__» _____ 2020г.
(подпись)

Рецензент: Олжабаев М.С.

_____ «__» _____ 2020г.
(подпись)

Алматы 2020

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РЕСПУБЛИКИ КАЗАХСТАН

Некоммерческое акционерное общество «АЛМАТИНСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ ЭНЕРГЕТИКИ И СВЯЗИ ИМЕНИ ГУМАРБЕКА ДАУКЕЕВА»

Институт теплоэнергетики и теплотехники
Кафедра Тепловых энергетических установок
Специальность 5В071700 - Теплоэнергетика

ЗАДАНИЕ

на выполнение дипломного проекта

Студент Мин Алексей Владимирович
Тема проекта Оценка состояния и прогнозирование остаточного ресурса
конденсаторов паровых турбин

Утверждена приказом ректора № 147 от «11» ноября 2019 г.

Срок сдачи законченной работы «__» июня 2020 г.

Исходные данные к проекту, требуемые параметры результатов проектирования (исследования) и исходные данные объекта:

- 1) Тепловая и электрическая установленные мощности Риддерской ТЭЦ
- 2) Параметры принципиальной тепловой схемы турбоагрегата №1 Риддерской ТЭЦ (Давления в отборах турбины)
- 3) Характеристики конденсатора типа КП-540/2 и эжектора ЭО-30
- 4) Шумовые характеристики конденсатного насоса Кс-50-55 и циркуляционного насоса, геометрические данные по конденсационному помещению Риддерской ТЭЦ
- 5) Годовой отпуск тепловой и электрической энергии, стоимость каражирынского каменного угля для экономического расчета

Перечень подлежащих разработке дипломного проекта вопросов или краткое содержание дипломного проекта:

- 1) Обзор нормативно-технической документации, статистических материалов, справочной и научной литературы
- 2) Расчет тепловой схемы турбоагрегата №1 Риддерской ТЭЦ
- 3) Расчет конденсатора типа КП-540/2
- 4) Построение совместной характеристики работы конденсатора КП-540/2 и эжектора ЭО-30
- 5) Расчет требуемого снижения шума от конденсатных насосов Кс-50-55 и циркуляционных насосов и расчет освещения конденсатного помещения
- 7) Определение экономического эффекта от замены загрязненных труб в конденсаторе типа КП-540/2 на новые
- 8) Заключение по проделанной работе

Перечень графического материала (с точным указанием обязательных чертежей):

- 1) Развёрнутая тепловая схема турбоагрегатов №1,2 Риддерской ТЭЦ ("Развернутая тепловая схема Мин А. ТЭС 16-3.dwg")
- 2) План главного корпуса под отметкой 7 м турбоагрегата №1 Риддерской ТЭЦ ("План под 7 Мин А. ТЭС 16-3.dwg")
- 3) Конструкция конденсатора КП-540/2 ("Конденсатор Мин А. ТЭС 16-3.dwg")

Рекомендуемая основная литература:

- 1) Кибарин А.А., Ходанова Т.В. «Реализация технологических процессов на ТЭС. Методические указания по выполнению курсовой работы для студентов специальности 5В071700 – Теплоэнергетика» - Алматы: АУЭС, 2019 – 19 с.
- 2) Хаев С.И. «Разработка и реализация элементов диагностического модуля для мониторинга состояния конденсационной установки паровой турбины. Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук» – Екатеринбург, 2004 – 147 с.
- 3) Шкловер Г.Г., Мильман О.О. «Исследование и расчет конденсационных установок паровых турбин» - М.: Энергоатомиздат. 1985 - 240 с.
- 4) Шемпелев А.Г. «Разработка и исследование некоторых способов повышения эффективности конденсационных устройств паровых турбин при малопаровых режимах работы: Автореф. дис. ... канд. техн. Наук» - Екатеринбург: УГТУ-УПИ, 1999 - 21 с.

График
подготовки дипломного проекта

№ п/п	Наименование разделов, перечень разрабатываемых вопросов	Сроки представления научному руководителю	Примечание
1	Составление плана выполнения дипломного проекта	13.01.20-20.01.20	
2	Обзор нормативно-технической документации, статистических материалов, справочной и научной литературы и написание теоретической части дипломной работы	21.01.20-29.02.20	
3	Описание способа определения остаточного ресурса КУ	01.03.20-08.03.20	
4	Расчет тепловой схемы турбоагрегата №1 Риддерской ТЭЦ	09.03.20-22.03.20	
5	Проведения расчет конденсатора типа КП-540/2 при ее совместной работе с эжектором ЭО-30	23.03.20-05.04.20	
6	Построение совместной характеристики работы конденсатора и эжектора для оценки влияния загрязнения трубок и завоздушенности установки	06.04.20-13.04.20	
7	Обзор проблем безопасности жизнедеятельности, определение методики расчетов и проведение самих расчетов	14.04.20-20.04.20	
8	Работа над экономической частью методики и проведение расчетов	21.04.20-27.04.20	
9	Написание пояснительной записки, выполнение чертежей, подготовка презентации	28.04.20-09.05.20	

Дата выдачи задания « ___ » _____ 2020 г.

Заведующий кафедрой _____ Кибарин А.А.
(подпись)

Руководитель _____ Борисова Н.Г.
(подпись)

Задание принял к исполнению студент _____ Мин А.В.
(подпись)

Аннотация

Дипломная работа посвящена разработке системы мониторинга за состоянием работы конденсатора типа КП-540/2 для оценки остаточного ресурса. Произведены выбор наиболее эффективной методологии расчета конденсационной установки, расчет конденсатора типа КП-540/2 с учётом отдельного воздействия присосов воздуха и загрязнённости поверхности трубок, построена совместная характеристика конденсатора и эжектора. В дипломной работе были рассмотрены вопросы безопасности жизнедеятельности и экономическая часть.

Андатпа

Дипломдық жұмыс КП-540/2 конденсаторы жұмысы күйіне мониторинг жүргізу жүйесін әзірлеуге мен конденсатор қалдықтық ресурсын бағалауға арналған. Конденсациялық қондырғы неғұрлым тиімді есептеу әдістемесінің таңдауы, ауа сормасы мен құбырлар беті ластануының бөлек әсері есебіне алумен КП-540/2 конденсаторының есебі, Конденсатор мен эжектор бірлескен сипаттамасының сызуы жасалынған. Дипломдық жұмыс экономикалық бөлім мен өміртіршілік қауіпсіздігі мәселелері қарастырылды.

Abstract

The diploma project is devoted to the development working status monitoring system of condenser KP-540/2 to assess the residual life. Selection of the most effective method of condenser plant calculating, calculating of the KP-540/2 type condenser taking into account the separate impact of leaked-in air and tube surface contamination, construction of a joint characteristic of condenser and ejector were performed. In the diploma project were reviewed questions of life safety and economic part.

Приложение Б Расчет и анализ характеристик конденсатора КП-540/2 в Excel	95
Приложение В Расчетная часть по разделу БЖД в Excel	98
Приложение Г Расчет экономической части в Excel.....	101

Введение

Своевременное эксплуатационное обслуживание и проведение ремонта оборудования энергоблоков ТЭС позволяют решить проблему с поддержанием работоспособности и продлением срока службы энергетического оборудования. Недостаточные капитальные вложения на проведение ремонтов основного и вспомогательного оборудования станции и их заблаговременную замену, незначительное наращивание объемов новых мощностей в течение долгого времени приводят к исчерпанию установленного ресурса энергооборудования. В условиях нехватки денежных средств на проведение ремонтов единственным способом поддержки оборудования в работоспособном состоянии является применение систем мониторинга и анализа состояния энергетических установок.

Конденсаторы, подогреватели высокого и низкого давлений, маслоохладители, подогреватели сетевой воды, маслоохладители оказывают существенное влияние на энергетическую эффективность и экономичность работы ПТУ и ТЭС в целом. Поэтому эксплуатационному обслуживанию аппаратов (испытания, ремонт, мониторинг состояния) уделяется особое внимание на станции. Для осуществления оценки технического состояния оборудования проводятся исследования по определению влияния различных факторов на надежность и эффективность теплообменников, производится сбор, хранение и анализ данных о повреждаемости оборудования, совершенствуются организация и технические средства по поддержке аппаратуры в исправном состоянии.

Можно выделить постепенные и внезапные отказы теплообменного оборудования. Постепенным отказам предшествует постоянное ухудшение технико-экономических показателей работы оборудования, а также показателей ПТУ и ТЭС в целом. Внезапные отказы обусловлены постепенными по накоплению повреждениями и диагностируются во время проведения ремонтов и технического обслуживания. Вследствие постепенного ухудшения качества функционирования оборудования появляется возможность осуществлять мониторинг технического состояния оборудования.

ДП-5В071700-2020-ДО-ПЗ

Изм	Лист	№ докум	Подп	Дата	Лит	Лист	Листов
						8	102
Разраб		Мин А.			Введение		
Проверил		Борисова Н.Г.					
					АУЭС, Институт теплоэнергетики и теплотехники, ТЭС16-3		

Актуальность реализации подобных комплексов проявляется в целесообразности их разработки в рамках информационных систем станции. Такие системы быстро распространяются на ТЭС в связи со стремительным развитием информационных и вычислительных средств.

Объектом исследования и разработки является система мониторинга технического состояния и остаточного ресурса конденсационной установки.

Целью исследования является разработка методов и процедур диагностирования и мониторинга технического состояния и остаточного ресурса конденсатора типа КП-540/2 Риддерской ТЭЦ на турбоагрегатах №1,2.

Задачи дипломного проекта:

1. Произвести обзор нормативно-технической документации, статистических материалов, справочной и научной литературы.

2. Оценить влияние низкопотенциальной части тепловой схемы турбоустановки на энергоэффективность и надежность Риддерской ТЭЦ.

3. Ознакомиться с возможными рисками при эксплуатации конденсационной установки.

4. Определить методы определения остаточного ресурса конденсаторов.

5. Провести анализ методик расчета для осуществления мониторинга состояния конденсатора.

6. Провести расчет конденсатора типа КП-540/2 по принятой методике и обработку полученных результатов.

7. Выполнить расчет требуемого снижения шума от конденсатных и циркуляционных насосов и требуемого уровня освещения конденсатного помещения по части БЖД.

8. Дать экономическое обоснование целесообразности своевременной замены загрязненных труб в конденсаторе новыми.

9. Сделать выводы по итогам произведенной работы.

1 Теоретическая часть

1.1 Влияние низкопотенциальной части тепловой схемы турбоустановки на энергоэффективность и экономичность энергоблока

Повышение энергоэффективности и экономичности работы энергоблоков является важной задачей в современной энергетике.

Циклы паротурбинных установок имеют небольшой КПД, который не превышает 45%. Это связано не с техническими особенностями оборудования, а с законами термодинамики. Тепло конденсации пара после турбины и передаваемого охлаждающей воде составляет около половины от теплоты, которая затрачивается на рабочее тепло в котле. Низкий КПД ПТУ определяет эффективность его первоочередного увеличения.

Экономичность работы паротурбинных установок очень сильно зависит от условий работы оборудования низкопотенциального комплекса (НПК) станции.

К оборудованию низкопотенциального комплекса относятся:

- конденсационные установки (конденсатные насосы, эжекторы с охладителями);
- техническое водоснабжение (источники водоснабжения и охлаждающие устройства (водоемы, градирни, брызгательные установки, циркуляционные насосы);
- последние ступени или части ЦНД турбин с рабочими дисками и выхлопными патрубками для отработавшего пара;
- подогреватели низкого давления (ПНД).

Основной задачей НПК является обеспечение определенного конечного давления в турбине P_k , поэтому главная роль отводится конденсаторам паровых турбин. С понижением значения давления и температуры пара на выходе из турбины уменьшается количество теплоты, которые передается холодному источнику, что приводит при постоянных параметрах острого пара к повышению мощности турбины и экономичности цикла в целом.

В таблице 1.1 приведены данные по изменению мощности турбин и экономичности ПТУ при изменении давления пара в конденсаторе и неизменных параметрах острого пара [1].

ДП-5В071700-2020-ДО-ПЗ

Изм	Лист	№ докум	Подп	Дата	Лит	Лист	Листов
						10	102
Разраб		Мин А.			Теоретическая часть		
Проверил		Борисова Н.Г.					
					АУЭС, Институт теплоэнергетики и теплотехники, ТЭС16-3		

Таблица 1.1 – Изменение мощности турбин и экономичности ПТУ при изменении давления пара в конденсаторе на ± 1 кПа

Марка турбины	Номинальная мощность турбины, МВт	Изменение мощности турбины, МВт	Изменение экономичности ПТУ, %
К-50-90 ЛМЗ	50	0,45	0,90
К-100-90 ЛМЗ	100	0,90	0,90
Т-110/120-130 ТМЗ	120*	1,25	0,73*
К-200-130 ЛМЗ	200	1,90	0,95
Т-250-300-240 ТМЗ	300*	1,83	0,70*
К-300-240 ЛМЗ	300	2,76	0,92
К-300-240 ХТЗ	300	3,34	1,11
К-500-240 ХТЗ	500	3,88	0,78
К-750-65/3000 ХТЗ	750	8,91	1,19
К-800-240 ЛМЗ	800	4,94	0,62
К-500-65/3000 ХТЗ	500	8,00	1,60
К-220-44 ХТЗ	220	4,06	1,85
К-1000-60/1500-1 ХТЗ (3 ЦНД)	1000	12,75	1,28
*При конденсационном режиме			

НПК очень тесно связана с энергоблоком через конечные параметры пара (P_k) и расход электрической энергии на работы насосов комплекса.

На рисунке 1.1 показана кривая, которая показывает относительное изменение мощности турбоагрегата в зависимости от давления в конденсаторе P_k . Как видно по графику, сначала в связи с понижением давления P_k (несмотря на возрастание потерь с выходной скоростью и повышение конечной влажности) мощность турбины растет, но после достижения максимума, происходит её снижение. Это изменение ΔN характеризуется тем, что при определенном значении давления в минимальном сечении каналов лопаточной решётки скорость пара имеет критическое значение.

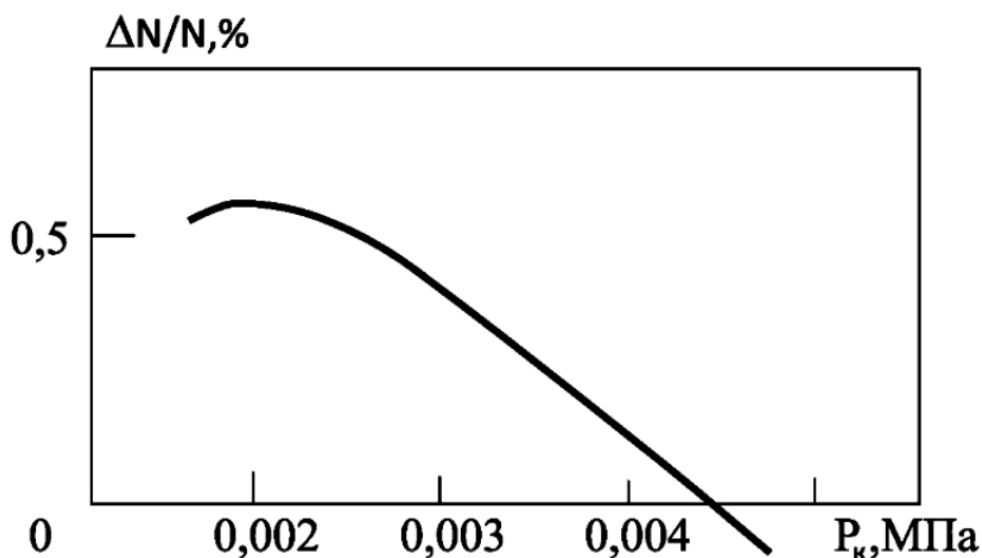


Рисунок 1.1 – График изменения мощности турбины в зависимости от конечного давления пара

Дальнейшее снижение давления пара P_k приведет к расширению пара в косом срезе, и после того, как расширительная способность его оказывается исчерпанной, расширение пара осуществляется за пределами ступени и уже не происходит изменения используемого перепада энтальпии. В то же время температура воды после конденсатора понижается и в первый регенеративный подогреватель отводится больше количества пара. В результате расход пара через последние ступени ЦНД падает и уменьшается значение вырабатываемой мощности. Для энергоблоков ТЭС с мощностью 300-1200 МВт суммарная величина потерь располагаемой энергии в НПК рана 7-8 % для систем технического водоснабжения с испарительными градирнями и водоемами-охладителями и 8-10% для систем с радиаторными и сухими градирнями.

Так как в области НПК пар в проточной части турбоагрегата обладает низким потенциалом, то оценить влияние изменения термодинамических параметров энергоносителей на показатели работы станции можно по влиянию его на изменение мощности отсека турбины, расположенного между последним регенеративным отбором и последней ступени турбины ΔN_k . В то же время необходимо учитывать, что изменение давления P_k окажет влияние не только на N_k , но и приведет к изменению:

- мощности электроприводов конденсатных $\Delta N_{кн}$ и циркуляционных $\Delta N_{цн}$ насосов;
- расхода пара, воды или электрической энергии на привод эжекторов $\Delta N_{эж}$;
- расхода пара D в первый ПНД, вследствие изменения температуры конденсата t_k , что также приведет к изменению мощности между последним отбором и выхлопным патрубком $\Delta N_{нд}$.

Давление за последней ступенью турбины может варьировать в широких пределах из-за изменения паровой нагрузки, ухудшения воздушной плотности в конденсаторе, загрязнения трубок конденсатора, изменения количества и температуры охлаждающей воды, что приводит к изменению мощности турбины, а, следовательно, и блока в целом. Повышение давления в конденсаторе уменьшает тепловой перепад в турбине, причем данное уменьшение приходится на несколько последних ступеней. Происходит понижение напряжения в этих ступенях и одновременное увеличение степени реактивности. При незначительном увеличении давления в конденсаторе изменение реактивности не вызывает значительного увеличения осевого усилия в опорном подшипнике турбины. Работа с резко ухудшенным вакуумом повышает риск повреждения упорного подшипника. Также при значительном ухудшении вакуума наблюдается увеличение температуры выхлопного патрубка турбины, что может повлечь за собой расцентровку агрегата и появление недопустимой вибрации.

1.2 Анализ отказов вспомогательного оборудования ПТУ

Большой процент unplanned остановов связан с отказами вспомогательного оборудования ПТУ. В некоторых случаях отказы вспомогательных агрегатов не приводят к останову турбин, но происходит ухудшение показателей экономичности турбоагрегатов.

Данный дипломный проект посвящен анализу состояния работы конденсаторов. Поэтому данные по другому вспомогательному оборудованию представлены для наглядного сравнения.

Снижение качества функционирования конденсаторов связано в основном с неисправностями следующих элементов конденсационной установки: трубных пучков в конденсаторе из-за загрязнения или повреждения труб и трубных досок; основных эжекторов; арматуры и других элементов тракта циркуляционного водоснабжения; конденсатных насосов; циркуляционных насосов.

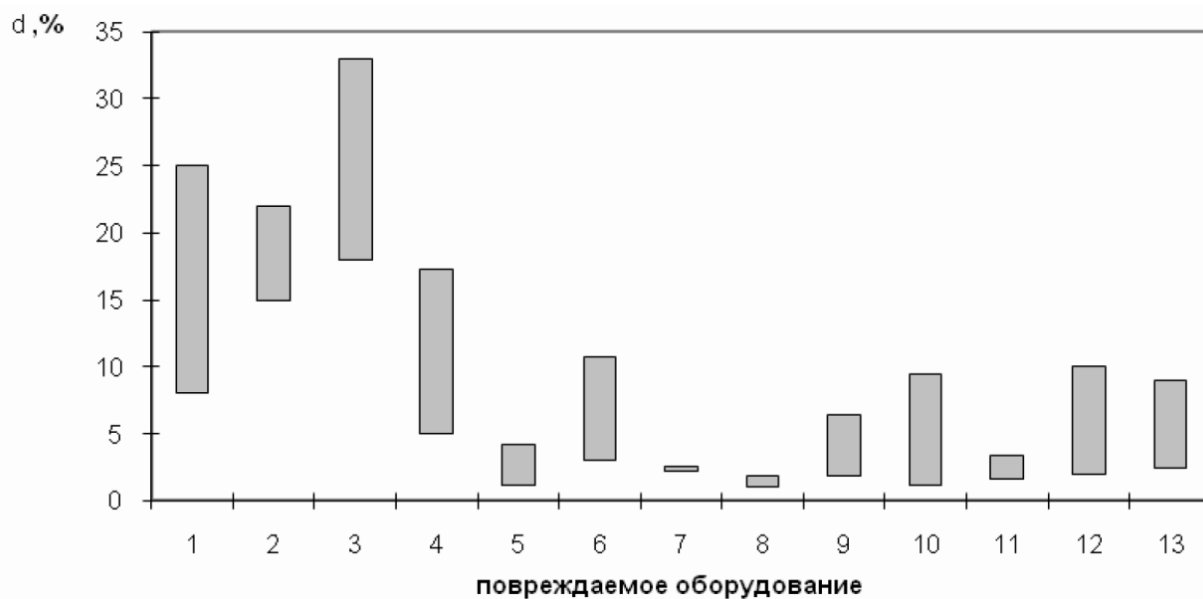
По оценкам специалистов, срок службы аппаратов составляет от 20 до 28 лет, число отказов в год от 0,1 для ПНД до 0,5 для конденсатора. Длительность проведения ремонта составляет от 8 для конденсаторов до 72 часов для ПВД. Теплообменные аппараты по степени увеличения сложности ремонта можно расположить в следующем порядке [2]:

ПНД → Маслоохладитель → Конденсатор → ПСГ и ПСВ → ПВД.

На рисунке 1.2 показано распределение отказов элементов оборудования турбоустановки, которое определяется через величину доли отказов

$$d = N_i / N_0 \cdot 100\%, \quad (1.1)$$

где N_i – количество отказов i -го элемента (рисунок 1.2); N_0 – количество отказов вспомогательного оборудования турбоустановки.



1 – конденсатор; 2 – питательные электронасосы; 3 – питательные турбонасосы; 4 – подогреватели высокого давления; 5 – подогреватели низкого давления; 6 – сальниковые подогреватели; 7 – эжекторы; 8 – деаэраторы; 9 – циркуляционные насосы; 10 – конденсатные насосы; 11 – бустерные насосы; 12 – арматура; 13 – трубопроводы

Рисунок 1.2 – Распределение отказов вспомогательного оборудования турбоагрегатов

На рисунке 1.3 представлено распределение времени восстановления элементов турбоустановок

$$T = \tau_i / \tau_0 \cdot 100\%, \quad (1.2)$$

где τ_i – время восстановления i -го элемента (рисунок 1.3); τ_0 – общее время восстановления вспомогательного оборудования турбины.

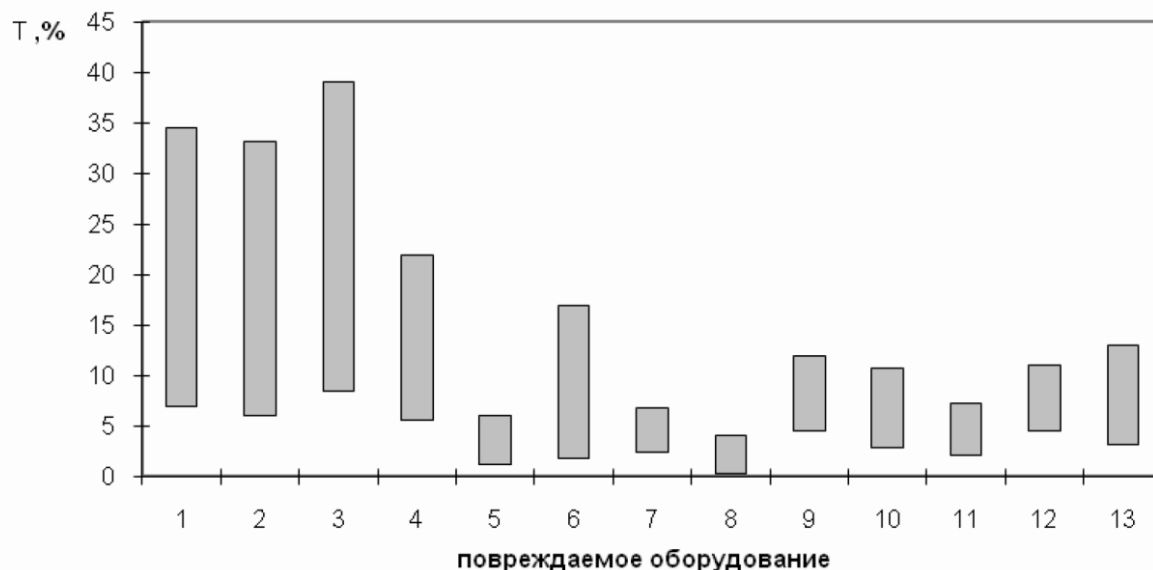


Рисунок 1.3 – Распределение времени восстановления элементов вспомогательного оборудования турбины (обозначения см. рисунок 1.2)

На рисунке 1.4 изображена доля отказов (O) каждого элемента, приводящего к останову турбоустановки

$$O = z_{it} / z_o \cdot 100\%, \quad (1.3)$$

где z_{it} – количество отказов i -го элемента, приведших к останову турбоустановки (рисунок 1.4); z_o – общее количество отказов i -го элемента.

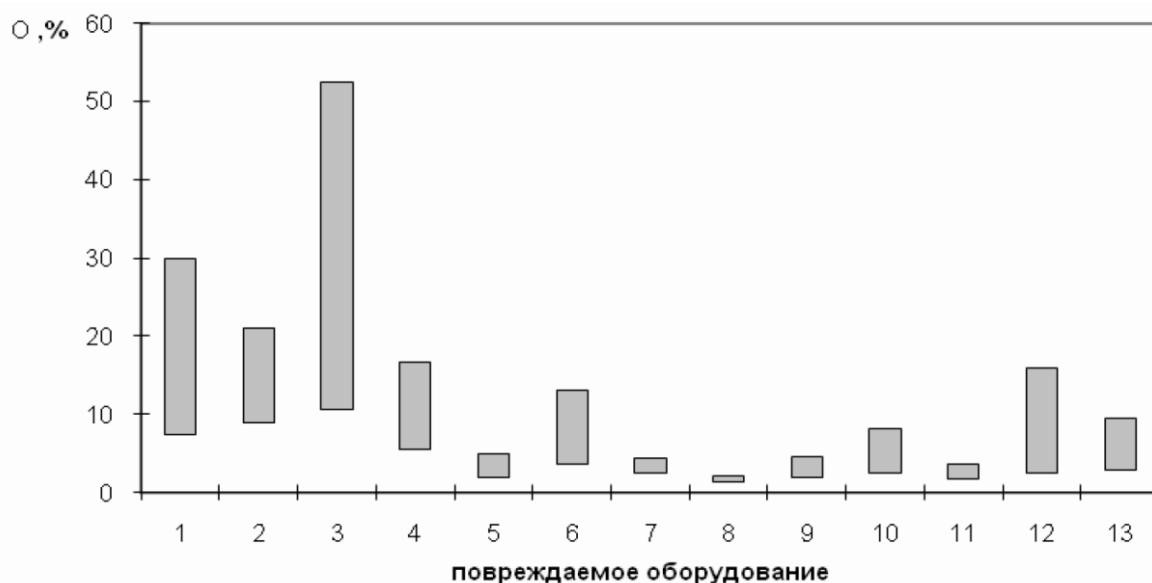


Рисунок 1.4 – Доля отказов вспомогательного оборудования, приводящая к остановам турбин (обозначения см. рисунок 1.3)

Наибольший процент отказов связан с дефектами питательных насосов (ухудшение вибрационных характеристик, заклинивание насоса, износ, уплотнений) и проблемами в работе конденсаторов (загрязнение поверхности трубок со стороны воды, нарушение герметичности). Согласно анализу распределения времени восстановления вышеназванные два типа вспомогательного оборудования также вносят наибольший вклад в нарушение работы турбины по данному критерию. Большая доля отказов ПТУ связана с ПВД. На станциях с поперечными связями значительное количество отказов определяется неисправностью работы конденсатных насосов.

Среди теплообменного оборудования ПТУ к наибольшему количеству отказов и времени восстановления турбины приводят нарушения работоспособности конденсаторов.

По итогам анализа отказов конденсаторов во время эксплуатации была получена качественная оценка распределения по причинам: понижение свойств материала трубок вследствие длительной эксплуатации (48,9%), повреждение трубок при агрессивном воздействии воды (16,3%), дефекты вследствие некачественного монтажа и ремонта (13,9%), плохое качество материала трубок и вальцовки (9,3%), занос труб (11,6%).

Показатели безотказности работы теплообменных аппаратов и ремонтпригодности аппаратов дают хорошую оценку надежности работы оборудования. На рисунке 1.5 приведены усредненные показатели безотказности работы конденсаторов, как распределение доли случаев в зависимости от ежегодной частоты отказов. Около 42% конденсаторов имеют по 3-4 вынужденных останова в течение года. Результатом является вынужденный останов турбоустановки, либо значительное снижение ее мощности.

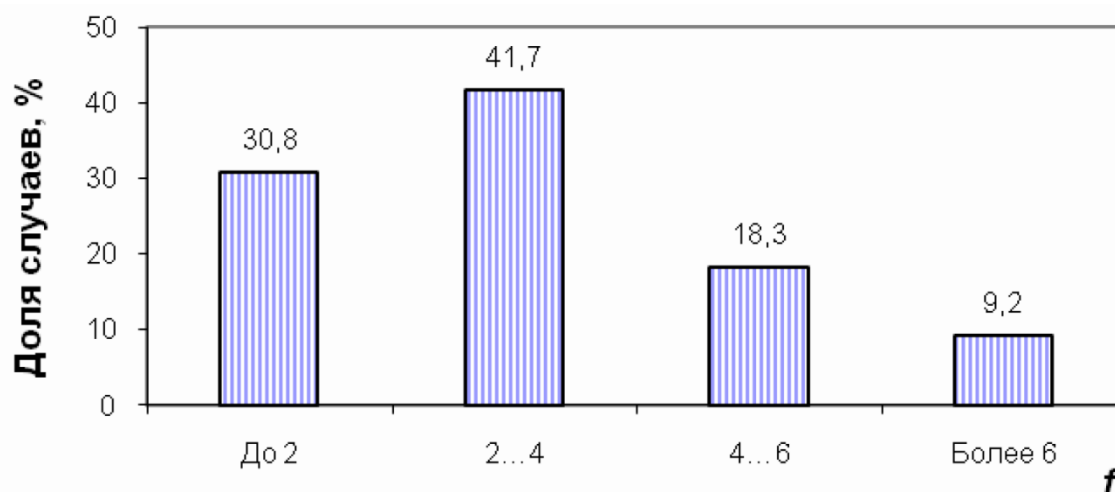


Рисунок 1.5 – Показатели интенсивности отказов конденсаторов

Данные по ремонтпригодности конденсаторов показаны на рисунке 1.6. Большинство повреждений (около 80%) устраняются короткими сроками (15 ч после их обнаружения). Это связано с их конструктивным исполнением, а

также тем, что конденсаторы эксплуатируются при невысокой температуре металла.

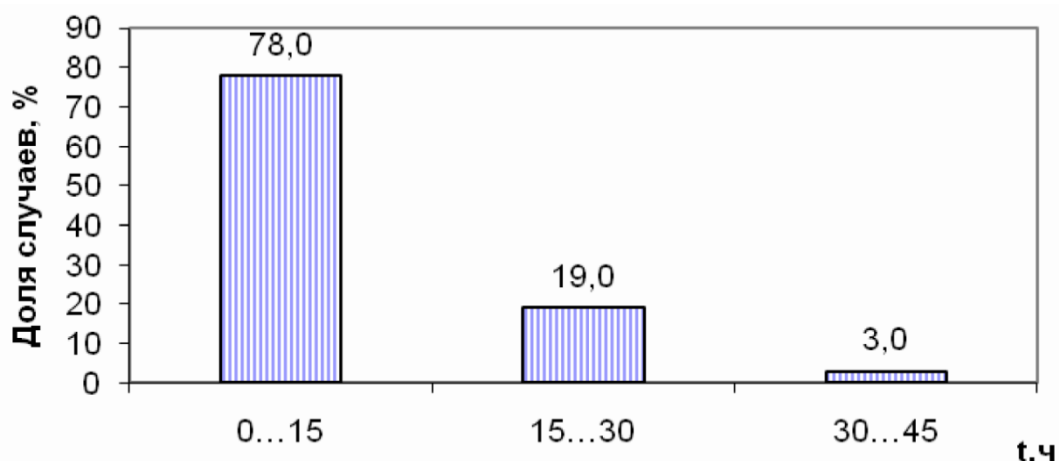


Рисунок 1.6 – Показатели ремонтпригодности конденсаторов

В рамках исследования по литературе [2] был проведен анализ отказов теплообменного оборудования более 150 паровых турбоустановок, которые привели их к аварийным остановам. В большинстве случаев это были конденсаторы и ПВД, что еще раз подчеркивает актуальность анализа и мониторинга состояния работы конденсаторов. Распределение признаков отказов конденсаторов, вызывавших, аварийный останов турбин, приведено в таблице 1.2.

Таблица 1.2 – Распределение признаков отказов конденсаторов

Признак	Доля, %
Повышение жесткости конденсата	58,1
Падение вакуума	33,7
Срыв сифона	7,0
Прочее	1,2

Распределение отказов в работе конденсаторов по видам дефектов приведено в таблице 1.3.

Таблица 1.3 – Распределение отказов конденсаторов по видам дефектов

Вид дефекта	Доля, %
Повреждения трубок	60,9
Повреждения арматуры, дренажей и т.д.	7,6
Занос трубок и трубных досок	6,5
Неплотности корпуса	4,3
Негерметичность ремонтных пробок отглушенных трубок	2,2
Прочее	18,5

Подавляющее большинство составляют повреждения трубок – 60,9 %, распределение их причин представлено в таблице 1.4.

Таблица 1.4 – Распределение причин повреждения трубок конденсаторов

Причина повреждения	Доля, %
Коррозионно-эрозионные повреждения трубок	44,6
Потеря герметичности трубок или вальцованного соединения	39,3
Низкое качество трубок	7,1
Некачественное вальцевание трубок	5,4
Разрушения трубок фрагментами лопаток турбины	3,6

Основной процент повреждений трубок (44,6%) вызван эрозионно-коррозионными процессами при длительной эксплуатации конденсаторов. Повреждения наружной поверхности трубок связаны с капельно-ударной эрозией, а внутренней поверхности – плохим качеством охлаждающей воды, которая может содержать взвеси и большое количество абразивных частиц. Коррозионный износ трубной системы конденсационной установки связан с низкой стойкостью материала трубок к агрессивному воздействию охлаждающей воды и наличием гидразин- и кислородосодержащей сред.

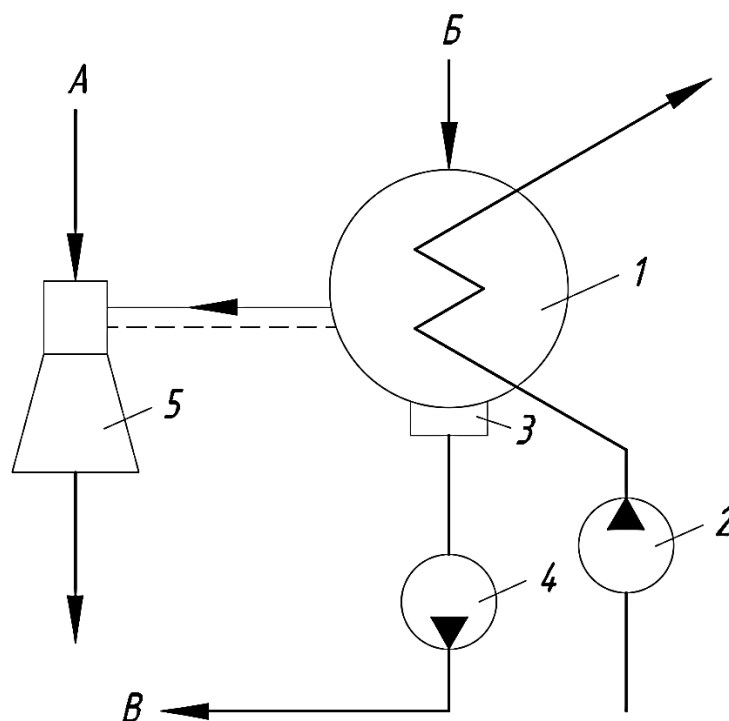
39,3% повреждений трубок определяются потерей герметичности трубок или их вальцованных соединений с трубными досками. Основная причина износа - вибрация трубок, которая ослабляет герметичность вальцованных соединений трубок с трубными досками и, в конечном итоге, приводит к разгерметизации.

1.3 Назначение и состав конденсационной установки паровой турбины

Создание разрежения за последней ступенью паровой турбины является основной функцией конденсатора. Основные показатели, которые определяют качество создаваемого разрежения в конденсаторе: давление пара в конденсаторе, недогрев воды до температуры насыщения пара, нагрев воды в конденсаторе, величина присосов воздуха и др.

Повышение КПД ПТУ достигается за счет понижением параметров пара за турбиной. Понижение параметров пара осуществляется до давления ниже барометрического за счет обеспечения конденсации отработавшего в турбине пара. Для этого и используется конденсационная установки, которая снижает давление за турбоустановкой и обеспечивает получение чистого конденсата для питания парового котла, тем самым замыкая цикл [4].

Принципиальная схема конденсаторной установки представлена на рисунке 1.7.



1 – конденсатор; 2 – циркуляционный насос; 3 – конденсатосборник; 4 – конденсатный насос; 5 – воздушный насос (эжектор); А – подвод рабочего тела (пар или вода); Б – пар из турбины; В – в систему регенерации

Рисунок 1.7 – Принципиальная схема конденсационной установки

Пар после совершения работы в турбине направляется в конденсатор 1, в котором осуществляется его конденсация. Конденсация протекает за счет изобарного снятия теплоты конденсации пара. Для отвода теплоты, образующейся при конденсации пара, через трубную систему конденсатора, циркуляционным насосом 2 постоянно перекачивается охлаждающая среда. После протекания процесса конденсации конденсат стекает в конденсатосборник 3, а затем откачивается конденсатным насосом 4 и направляется в систему регенерации.

Отработавший пар из турбин всегда содержит воздух и, попадая в конденсатор, нарушает нормальную работу оборудования. Воздух проникает в турбоустановку через концевые уплотнения ЦНД, неплотности фланцевых соединений, где давление меньше барометрического, и т.д. Часть воздуха поступает в КУ через неплотности соединений выходного патрубка турбины и переходного патрубка конденсатора. Для создания разрежения необходимо непрерывно удалять воздух и другие неконденсирующиеся газы из конденсатора. Это осуществляется воздушным насосом (эжектором) 5, который отсасывает паровоздушную смесь из парового пространства конденсатора и выбрасывает данную смесь в окружающую среду.

При пусках или резких изменениях нагрузки, когда необходимо генерировать в котле большее количество пара, чем требуется турбине, или когда параметры пара не соответствуют необходимым, пар через РОУ (БРОУ)

пропускают в конденсатор, тем самым, исключая потери рабочего тела. Для пропуска этого пара в конденсаторе имеется специальное пускосбросное устройство.

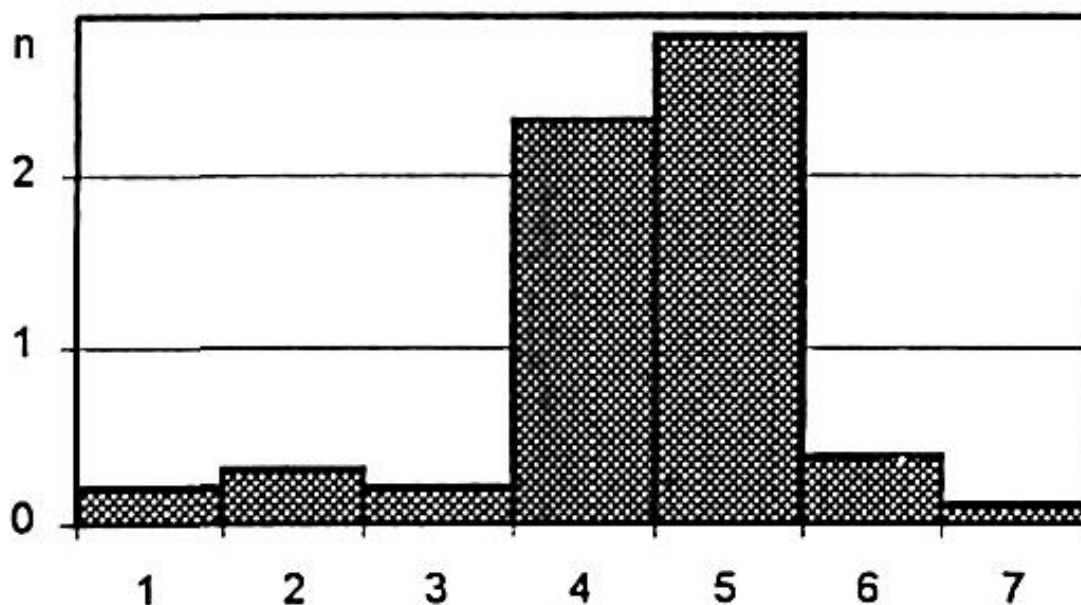
В конденсаторе также предусматриваются патрубки для приема конденсата из коллекторов дренажей паропроводов, уплотнений и добавления химически очищенной воды для восполнения утечек конденсата в цикле.

В конденсаторе применяется специальный пусковой воздушный насос (эжектор) для ускорения пуска турбины, который обладает большой производительностью.

При пуске конденсатора в работу используется хозяйственный эжектор, который обеспечивает удаление воздуха из водяных камер.

1.4 Анализ повреждаемости конденсационных установок

На рисунке 1.8 представлено распределение числа отказов, а на рисунке 1.9 продолжительность простоя турбины из-за нарушений в работе конденсатора для ряда энергоблоков [5].



1 – К-300-240 ЛМЗ; 2 – К-300-240 ХТЗ; 3 – К-500-240 ХТЗ; 4 – К-500-240 ХТЗ (Экибастуз); 5 – К-500-240 ЛМЗ; 6 – К-800-240-3 ЛМЗ; 7 – К-800-240-5 ЛМЗ

Рисунок 1.8 – Число отказов энергоблоков ТЭС из-за конденсатора

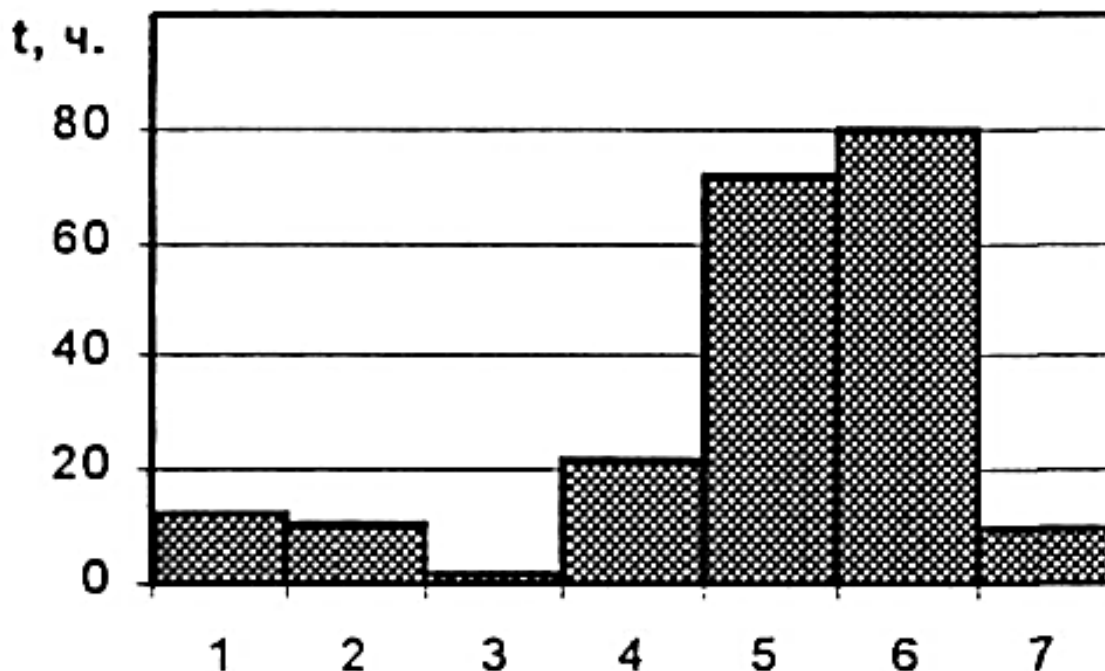


Рисунок 1.9 – Продолжительность простоя энергоблоков ТЭС по причине нарушений в работе конденсатора (обозначения см. рисунок 1.8)

Доля отказов конденсатора в общем количестве отказов составляет порядка 15%, а вынужденный простой - 12% от общей продолжительности простоя турбинных установок. Ухудшенный вакуум приводит к потерям топлива, которые составляют 28% от общей величины потерь топлива, связанных с отклонениями показателей энергоблоков от нормативных характеристик. Несвоевременное проведение ремонта и очистки трубок охлаждения конденсатора, разрывы трубок по причине наличия в них технологических дефектов, старение металла трубок, трещины на трубах, некачественная вальцовка, остаточные термические напряжения, эрозионный износ трубной системы конденсатора являются причиной отказов работы конденсационной установки согласно мнению большинства специалистов.

На рисунке 1.10 представлено число остановов турбоустановок, связанных с отказами конденсатора.

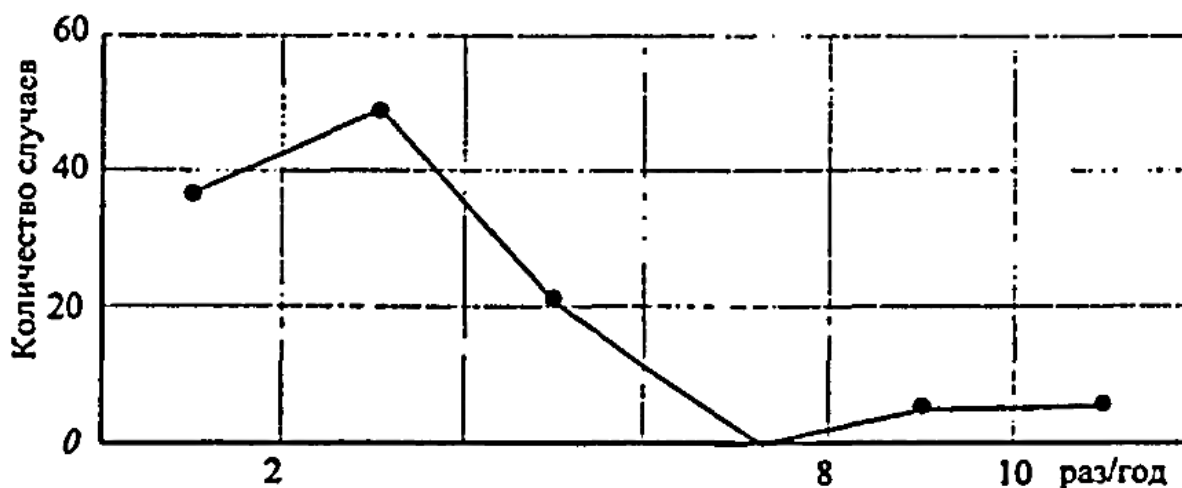


Рисунок 1.10 – Распределение частот выхода КУ из строя

Статический анализ информации показывает, что при нарушении работы КУ турбоустановки останавливаются в среднем $3,0 (\pm 0,44)$ раза в год, а времени на восстановление затрачивается в среднем $6,6 (\pm 1,5)$ часов.

Согласно данным [6] средняя наработка на отказ для КУ оставляет 15000 часов, а время восстановления – 35 часов.

1.5 Влияние воздуха на эффективность работы конденсатора

Наличие воздуха в паровом пространстве конденсационной установки приводит к ухудшению теплообмена между охлаждающей водой и конденсирующимся паром, что способствует росту парового сопротивления оборудования, понижению температуры пара в установке и переохлаждению конденсата. При значительных присосах воздуха также наблюдается снижение деаэрирующей способности КУ и повышение содержания кислорода в конденсате. Повышение в составе конденсата кислорода приводит к увеличению процесса коррозии тракта основного конденсата от конденсационной установки до деаэратора. По закону Дальтона Давление в конденсаторе p_k определяется суммой парциальных давлений пара p_n и воздуха $p_{возд}$:

$$p_k = p_n + p_{возд}. \quad (1.4)$$

По ходу движения паровоздушной смеси от входного патрубка КУ к патрубку отсоса паровоздушной смеси пар конденсируется. При этом наблюдается рост относительного содержания воздуха в паре, которое на входе в эжектор может достигать 60...70%. Одновременно с этим происходит падение парциального давления пара p_n .

Температура образующегося конденсата при конденсации пара в конденсаторе определяется парциальным давлением конденсирующегося

пара. С повышением содержания воздуха в паровоздушной смеси КУ наблюдается уменьшение парциального давления пара p_n , и, как следствие, понижение температуры образующегося конденсата t_K .

Отрицательный эффект переохлаждения конденсата заключается в насыщении его кислородом, что активизирует коррозию тракта конденсата от конденсатора до деаэратора. Насыщение кислородом конденсата объясняется интенсивным поглощением кислорода из парогазовой смеси при охлаждении конденсата ниже температуры насыщения.

Повышенные присосы воздуха в конденсационную установку приводят к повышению давления пара в конденсаторе.

1.6 Влияние чистоты поверхности охлаждения конденсатора на экономичность работы паротурбинных установок

Давление пара в конденсаторе зависит от температуры охлаждающей воды, режима работы КУ и в большей степени от чистоты трубной системы конденсатора. Загрязнение трубок конденсационной установки с водяной стороны оценивается качеством охлаждающей воды. Отложения загрязнений на внутренней поверхности охлаждения конденсаторов, закупоривание трубных досок и труб со стороны входа воды приводят к ухудшению параметров работы КУ. Связано это с малой теплопроводностью отложений загрязнений на трубках конденсаторов и увеличением гидравлического сопротивления оборудования. Загрязнение поверхности охлаждения конденсаторов приводит к ухудшению вакуума на электростанциях в размере 1-2%, а при плохом качестве воды – 3-4%. Величина снижения мощности от загрязнения трубных систем КУ зависит от типа турбин, от типа и конструкции ступени, длины и формы рабочей лопатки.

В определенном диапазоне изменения давления отработавшего пара зависимость изменения мощности от давления в конденсационной установке при заданном расходе пара обладает прямолинейным характером; изменение мощности при изменении давления в конденсаторе в задаваемом диапазоне является для данного типа турбоустановки величиной постоянной.

Для турбоустановок ТЭС с начальным давлением пара в пределах 13-24 МПа ($130-240 \text{ кгс/см}^2$) и перегревом пара изменение мощности при изменении P_K на 1 кПа ($0,01 \text{ кгс/см}^2$) составляет приблизительно $0,8 \div 0,9\%$ номинальной мощности. Для турбин низкого и среднего давления – $1,5 \div 2\%$ [3].

1.7 Загрязнение трубок конденсатора в процессе эксплуатации и меры борьбы с отложениями в трубках конденсатора

Уровень загрязненности трубок конденсатора позволяет дать оценку отклонения давления от норматива, определить потерю мощности турбоустановки и пережег топлива на ТЭС.

Загрязнение трубных систем КУ приводит к повышению давления пара в конденсаторе. Неудовлетворительная работа водоочистных сооружений, приводит к проскоку крупных частиц в трубные доски и входные участки трубок, что приводит к закупориванию трубок, а, следовательно, сокращению поверхности охлаждения и сокращению расхода охлаждающей воды. Все это приводит к росту давления паровоздушной смеси в конденсаторе. Для проведения очистных мероприятий по приведению конденсатора в нормальное состояние необходим останов турбинной установки или отключение половины конденсатора с последующим снижением нагрузки. Один из способов избавления от заноса трубных досок это промывка обратным потоком воды. Малый коэффициент теплопроводности отложений приводит к уменьшению коэффициента теплопередачи конденсатора, а, следовательно, наблюдается рост температурного напора и давления в КУ. Можно выделить следующие виды загрязнений трубных систем конденсационных установок [3]:

- отложение взвешенных веществ (зола, глина, ил и т.д.);
- обрастание трубок, вызванное наличием в воде микроорганизмов, которые образуют слизистые отложения на стенах трубных систем конденсаторов;
- минеральные отложения (выпадение карбонатов кальция и магния, а также гипса при морском охлаждении).

В результате многократного использования охлаждающей воды наблюдается ускоренный рост общей минерализации и жесткости воды, что значительно отражается на интенсивности протекания коррозионных процессов, а также на скорости накопления на трубных поверхностях конденсаторов термобарьерных отложений. При концентрации в охлаждающей воде способного к распаду гидрокарбоната кальция на уровне $1,0 \div 1,5$ мг-экв/л рост толщины накипи на трубных поверхностях конденсаторов составляет $0,3 \div 0,5$ мм/год. При этом, коэффициент теплопередачи уменьшается более чем в 3,5 раза, что приводит к осязательному «ухудшению» вакуума, а гидравлическое сопротивление трубной системы увеличивается до 15%. Согласно ПТЭ при эксплуатации систем оборотного водоснабжения ТЭС должны проводиться мероприятия по предотвращению образования отложений на трубных поверхностях конденсаторов паровых турбин и при повышении давления в конденсаторе более чем на 0,5 кПа из-за загрязнения трубных пучков конденсаторов обязательно должна проводиться его очистка.

Периодическая чистка трубок КУ позволяет избавиться от отложений трубных систем конденсатора. Существует множество методов очистки поверхности охлаждения от загрязнений. Например, механическая чистка, промывка трубок кислотой для раствора накипи. Термические методы, используемые для очистки труб конденсационных установок от илистых и органических отложений, основаны на сушке отложений нагретым воздушным потоком. Метод разрушения отложений водной струей

используется при удалении твердых накипных отложений струй воды, находящейся под давлением 300-400 кгс/см². При периодических чистках конденсаторов осуществляется останов турбоустановки или снижение нагрузки по мощности, что приводит к значительным трудозатратам. В среднем за период между чистками давление в конденсаторе повышается примерно на 0,25%, что для турбины К-300 соответствует возрастанию удельного расхода тепла на 0,25%.

Более целесообразным будет применение профилактическим мероприятий по предупреждению образования отложений на стенках трубок конденсатора, а не периодические чистки. Среди них можно выделить такие методы как рекорбонизация охлаждающей воды против образования минеральных отложений, хлорирование воды для предотвращения обрастания трубных систем водными микроорганизмами и моллюсками и др.

1.8 Риддерская ТЭЦ

Риддерская ТЭЦ – тепловая электрическая станция местного назначения, которая расположена в городе Риддер ВКО. Электрическая и тепловая энергия станции идёт на покрытие нужд города и полиметаллического комбината ТОО «Казцинк».

Предшественником Лениногорской ТЭЦ была Риддерская ТЭС, запущенная в 1926 году. Строительство современной Лениногорской ТЭЦ началось в 1953 году. Первая очередь станции была организована в 1956 году. В декабре 1971 года ТЭЦ стала работать в полную мощность. В 2002 году произошло переименование города в Риддер, что привело к переименованию электростанции.

Производственные показатели электростанции [7]:

- Установленная электрическая мощность – 59 МВт;
- Располагаемая электрическая мощность – 59 МВт;
- Выработка электроэнергии – 0,24 млрд кВт·ч;
- Тепловая мощность – 247,3 Гкал/ч.

Основной вид топлива станции - каменный уголь каражыринского месторождения, в качестве растопочного топлива - мазут.

Основные технические данные [8]:

1. Угольный склад – 210 тыс. тонн;

На один котел К 1-3:

- БСУ - 1 шт. х 116,4 т;
- БП - 1 шт. х 105,5 т;
- Мельницы - 1 шт. х 20 т/ч типа ШБМ 250/390;
- Питатели пыли УЛПП - 1 5 шт. 2-4 т/ч;

На один котел К 4-6:

- БСУ - 2 шт. х 116,4 т;
- БП - 1 шт. х 105,5 т;
- Мельницы - 1 шт. х 20 т/ч типа ШБМ 250/390;

- Питатели пыли УЛПП - 1 4 шт. 2-6 т/ч;
- 2. Мазутные баки - 4 шт. 9,35 тыс. тонн;
- 3. Дымовые трубы - Н = 60 м;
- 4. Водогрейные котлы - 1 шт. ПТВМ-100;
- 5. Система и источник водоснабжения - Обратная и прямоточная (р. Громотуха);

Основное оборудование Риддерской ТЭЦ представлено в таблице 1.5.

Таблица 1.5 – Основное оборудование Риддерской ТЭЦ

№	Тип	N, МВт D, т/ч N, МВА	P, атм	T, °C	Время пуска из хол. сост.	Наработка часы на 1.01.2014	U, кВ
Котлоагрегаты							
1	ЦКТИ-75-39 Ф	75	40	450	3	-	
2	ЦКТИ-75-39 Ф	75	40	450	3	-	
3	ЦКТИ-75-39 Ф	75	40	450	3	-	
4	ПК-19-2	110	101	540	3,5	210417	
5	ПК-19-2	110	101	540	3,5	215481	
6	ПК-19-2	120	101	540	3,5	166351	
Турбины							
2	ПТ-12-35	12	35	435	-	-	
3	ПТ-12/15-10М	12	35	435	-	-	
4	Р-5-3	5	90	535	6,5	-	
5	ПТ-30-90/10	30	90	535	3,5	269187	
Генераторы							
2	ТВФ-12-2	12					6,3
3	ТВФ-12-2	12					6,3
4	Т2-6-2	6					6,3
5	ТВС-30	30					6,3

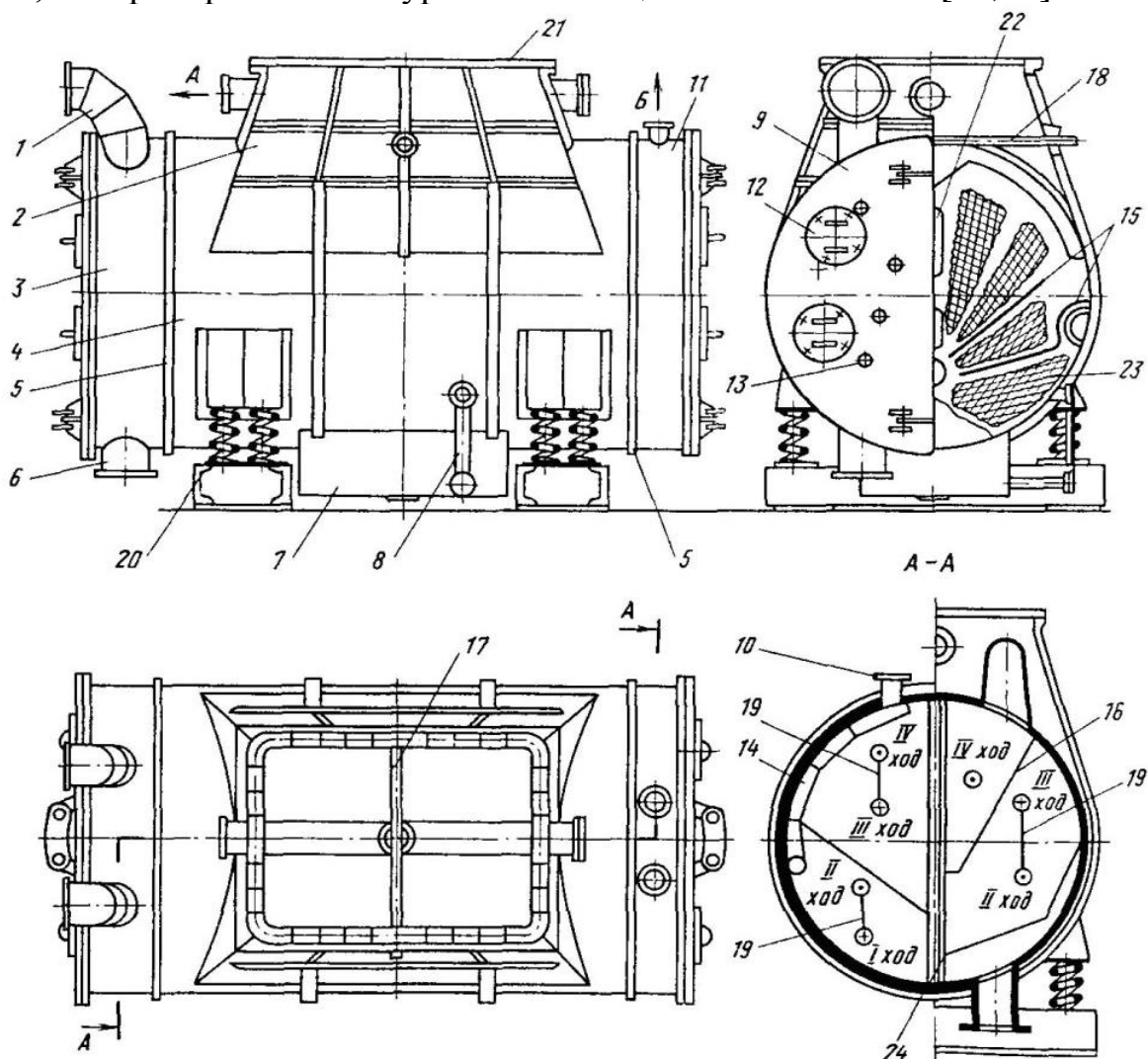
В состав оборудования конденсационной установки турбоагрегатов №1 и 2 (2 шт. ПТ-12/15-35/10М: $N_3 = 12$ МВт; $P_0 = 3,4$ МПа; $t_0 = 435$ °C; $D = 106/56$ т/ч (ном./конд.)) Риддерской ТЭЦ входят:

1. Конденсатор – 2 шт. КП-540/2:
 - $Q_{o.в.} = 1850$ м³/ч;
 - $P = 0,005$ МПа;
 - $F = 540$ м²;
2. Конденсатный насос – 4 шт. Кс-50-55-2:
 - $Q = 50$ м³/ч;
 - $H = 0,55$ МПа;
3. Эжектор основной – 4 шт. ЭО-30М:
 - $P = 1,55$ МПа;
 - $t = 420$ °C;

4. Эжектор пусковой – 2 шт. ЭП-150:
 - $P = 1,55$ МПа;
 - $t = 420$ °С;
5. Циркуляционный насос ст. №1А – 1 шт. 300Д70А:
 - $Q = 1260$ м³/ч;
 - $H = 0,54$ МПа;
6. Циркуляционный насос ст. №2Б – 1 шт. 14ДМ:
 - $Q = 1980$ м³/ч;
 - $H = 0,21$ МПа.

1.9 Описание конденсатора КП-540/2

На рисунке 1.11 представлена конструкция конденсатора типа КП-540/2 КТЗ, который работает с турбинами мощностью 6-12 МВт [19,20].



КТЗ: А – к атмосферному клапану, Б – отсос воздуха

Рисунок 1.11 – Конденсатор типа КП-540/2 КТЗ

К цилиндрическому корпусу конденсационной установки КП-540/2 4 приварены переходный патрубок 2, откуда в конденсатор поступает паровоздушная смесь, передняя и задняя трубные доски 5, на которых крепится трубная система конденсатора, а также передняя 3 и поворотная 11 (задняя) водяные камеры, откуда идет перераспределение водных потоков по трубкам в два хода. Подвод охлаждающей воды производится снизу 6, а отвод сверху 1. Пружинные опоры 20 воспринимают весовую нагрузку корпуса конденсационной установки. К выходному корпусу оборудования крепится при помощи фланцев 21. Благодаря компоновке трубного пучка осуществляется проход пара к зеркалу конденсата в конденсатосборнике 7. Это позволяет уменьшить переохлаждение конденсата. В конденсатосборнике 7 собирается конденсат, который образуется в результате конденсации пара. Промежуточные перегородки 17 ужесточают корпус аппарата, что обеспечивает вибрационную надежность трубной системы конденсатора. В них 17 имеются окна 22 для выравнивания давлений в объеме КУ.

Две пары паронаправляющих щитов 15 необходимы для улавливания конденсата в промежуточных зонах, который стекает с верхних труб. Зона воздухоохладителя 23 обеспечивает более полную конденсацию пара в корпусе конденсационной установки и позволяет уменьшить количество отсасываемого эжектором пара. Для направления отсасываемой паровоздушной смеси из КУ к отсасываемому патрубку 10 используются два коллектора 14.

В конденсаторе имеются перегородки 16, которые помогают равномерно распределить направление поступающего пара по межтрубным пространствам во избежание застойных зон. Благодаря тому, что конденсатор выполнен двухпоточным, имеется возможность проводить осмотр, ремонт, чистку половин установки без останова турбоустановки (при снижении ее нагрузки). Вертикальные глухие перегородки 24 позволяют обеспечить отключение одной из половин КУ для проведения ремонта. Крышки 9 водяных камер позволяют обеспечить доступ к трубным доскам и в водяные камеры для проведения осмотра или ремонта элементов оборудования. Для осмотра водяных камер и трубных досок конденсационной установки предусмотрены люки 12. Для крепления крышек 9 и ужесточения водяных камер используются анкерные связи 13.

В переходном патрубке 2 имеется трубопровод, который связан с атмосферными предохранительными клапанами, и коллектор 18, перфорированный отверстиями. Имеется система защиты от перегрева трубок конденсатора и охлаждения выхлопного патрубка при пуске турбины, когда в конденсационную установку может подаваться перегретый пар. Данная система производит смешение перегретого пара распыливанием воды. Указатель 8 позволяет оценить уровень воды в конденсаторе.

1.10 Остаточный ресурс КУ

Остаточный ресурс конденсатора – это суммарная наработка установки от момента его технического осмотра до перехода в предельное состояние, при котором дальнейшая эксплуатация оборудования недопустима. Для оценки состояния оборудования определяется срок его дальнейшей безопасной эксплуатации (остаточный ресурс). Для этого необходим анализ информации о состоянии оборудования. В зависимости от количества и вида исходных данных выделяют статические и экстраполяционные методы для прогноза остаточного ресурса оборудования [12].

Для оценки остаточного ресурса установки необходимы исходные данные:

- условия эксплуатации оборудования за прошедший срок службы (колебания давления, число ремонтов и остановов, температуры воды и пара);
- геометрические параметры аппарата и динамика их изменений за срок службы;
- механические и жаропрочные свойства металла корпуса оборудования, трубной системы, степень повреждения на момент продления срока службы, количество заглушенных трубок;
- результаты данных по дефектоскопическому контролю;
- количество отложений, глубина язв от коррозионного воздействия, скорость коррозии.

Эффективность эксплуатации паротурбинных установок в значительной степени определяется надежностью и экономичностью конденсаторов. Срок службы конденсатора должен, по меньшей мере, соответствовать сроку службы турбины, т.е. быть не менее 30 лет, и по существу определяется интенсивностью коррозионных процессов, поскольку при выходе из строя 10% поверхности труб необходима полная замена трубного пучка конденсатора.

Своевременный осмотр, профилактические мероприятия и правильное принятие мер по предотвращению различных нарушений в работе оборудования продлевают срок службы установки, тем самым продлевая его остаточный ресурс. При эксплуатации конденсационной установки осуществляются [13]:

- профилактические меры по предупреждению загрязнений конденсата;
- периодические чистки конденсаторов от загрязнений трубных систем при повышении давления пара в КУ по сравнению с нормативными значениями на 0,5 кПа;
- мониторинг за чистотой трубок охлаждения и трубных досок конденсатора;
- контроль расхода охлаждающей воды. Оптимизация расхода охлаждающей воды в зависимости от ее температуры и паровой нагрузкой конденсационной установки;
- проверка плотности вакуумной системы и ее уплотнения;

- проверка водяной плотности конденсата через систематический анализ солесодержания конденсата;
- проверка содержания кислорода конденсата после конденсатных насосов.

Основным критерием для выявления предельного состояния конденсатора и продолжительности периода его надежной эксплуатации является состояние его трубной системы. Поэтому применение методов статистического анализа для КУ наиболее целесообразно в связи с тем, что теплообменные аппараты ПТУ относят к оборудованию, которое имеет большое число однотипных элементов – теплообменных трубок; при этом отказ одной трубки не приводит к отказу аппарата в целом [14].

Для конденсаторов с латунными трубками главными причинами выводу из работы большого числа трубок, свидетельствующего об исчерпании ресурса трубной системы, являются: общее утонение стенок трубок (из-за обесцинкования), а также коррозионно-эрозионный износ входных и выходных участков трубок и связанное с этим ослабление вальцованных соединений; для конденсационных установок с трубками из медно-никелевых сплавов причина массовых повреждений заключается в износе входных и выходных участков труб.

Для статистической оценки состояния и обоснования сроков замены трубных систем конденсаторов необходимо наличие следующих исходных данных: общее число трубок в аппарате и число заглушенных трубок на момент оценки; эксплуатационные данные о количестве отказавших трубок и их наработках на момент отказа; график ремонтов турбоагрегата.

Различают следующие периоды эксплуатации оборудования: начальный, период нормальной эксплуатации или период исчерпания ресурса. Начальный период эксплуатации КУ кратковременный и заканчивается приемочными испытаниями установки после его монтажа или капитального ремонта. Период нормальной эксплуатации конденсатора характеризуется тем, что отказ отдельной трубки вызывается различными причинами, а вероятность отказа остается примерно постоянной в течение всего периода. Период исчерпания ресурса характеризуется резким увеличением количества отказов и преобладанием одной причины отказа над остальными, например утонением стенок труб. В зависимости от периода эксплуатации, полноты статистической информации о повреждаемости КУ используются различные модели оценки состояния.

В период нормальной эксплуатации предполагается, что предельное состояние конденсационной установки наступает, когда число отказавших трубок достигает критического значения n^* , когда технико-экономические потери от эксплуатации турбины с конденсатором с неполной поверхностью теплообмена сравниваются с экономическими затратами от полной замены трубок КУ и эксплуатационными потерями для нового оборудования. По результатам расчетов, выполненных для конденсаторов турбоустановок предельное количество заглушенных трубок, при котором целесообразно

полная замена трубок конденсатора, с учетом стоимости топлива составляет от 7 до 9% общего количества трубок в аппарате. Для КУ можно определить предельное (максимальное) число заглушенных во время проведения ремонта турбоустановки трубок, при превышении которого наступает срок замены трубной системы конденсатора в целом.

$$\Delta n_{кр} = \left(\frac{N}{6}\right)^{0.5} \cdot \Phi^{-1} \cdot \left(1 - \frac{\alpha}{2}\right) \cdot \left(1 + \frac{\sum_{i=1}^m i}{30}\right), \quad (1.5)$$

где N – общее количество трубок в конденсаторе; Φ – нормированная функция распределения Гаусса; α – уровень значимости оценки параметра; m – количество ремонтов турбоустановки с глушением трубок конденсатора.

На рисунке 1.12 в качестве примера представлены результаты расчетов конденсатора [14] по методике с цензурированными выборками из [14]. На этом рисунке выход расчетной кривой функции распределения для полной выборки за пределы штрихованной критической области определяет момент исчерпания ресурса конденсатора. Из рисунка видно, что данный конденсатор практически находится в конце периода нормальной эксплуатации.

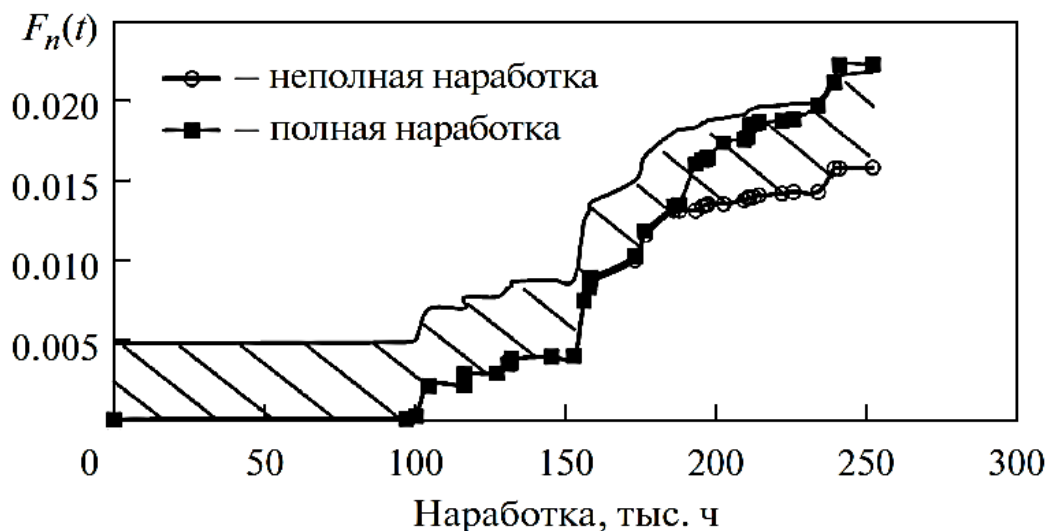


Рисунок 1.12 – Функция распределения отказа трубок конденсатора

В отличие от первой модели, для периода нормальной эксплуатации предельное количество заглушенных трубок в период исчерпания ресурса, определяемое формулой (1.5), является переменной величиной и зависит от количества проведенных ремонтов турбоагрегата и числа трубок конденсатора, заглушенных в процессе этих ремонтов.

2 Расчетная часть

2.1 Расчет тепловой схемы т.а.№1 Риддерской ТЭЦ

Расчет тепловой схемы был проведен согласно методике [9]. Турбина ПТ-12/15-35/10М имеет семнадцать ступеней. Турбина допускает увеличение количество отбираемого пара производственного отбора 80 т/ч при номинальных параметрах работы турбины при давлении 10 кгс/см² с соответствующим уменьшением отбираемого пара из теплофикационного отбора. Также возможно увеличение количества используемого пара из теплофикационного отбора до 65 т/ч при номинальных параметрах турбоагрегата при давлении 1,2 кгс/см² с одновременным понижением количества убираемого пара из производственного отбора.

В турбине пар последовательно отбирается:

- за пятой ступенью перед поворотной диафрагмой ЧСД - в 1-ый регулируемый производственный отбор;
- за седьмой ступенью - во 2-ой нерегулируемый отбор на ПВД;
- за двенадцатой ступенью перед поворотной диафрагмой ЧНД - в 3-ий регулируемый отбор на теплофикацию;
- за четырнадцатой ступенью - в 4-ый нерегулируемый отбор на ПНД.

Для регенерации питательной воды паром из отбора высокого давления установлено два подогревателя высокого давления (ПВД).

Для регенеративного подогрева конденсата паром из отбора низкого давления турбины используется ПНД.

Исходные данные для расчета представлены в таблице 2.1 [10,11].

Таблица 2.1 – Исходные данные для расчета тепловой схемы

Город	Риддер
Тип турбины	ПТ-13/15-35/10М
Тепловая нагрузка ТЭЦ $Q_{от}$, МВт	288
Нагрузка ГВС $Q_{гвс}$, МВт	59,4
Температура в обратной магистрали $t_{о.с.}$, °С	60
Давление острого пара P_0 , МПа	3,4
Температура острого пара t_0 , °С	435
Давление в конденсаторе $P_{к}$, МПа	0,005

ДП-5В071700-2020-ДО-ПЗ

Изм	Лист	№ докум	Подп	Дата	Лит	Лист	Листов
						32	102
Разраб		Мин А.			АУЭС, Институт теплоэнергетики и теплотехники, ТЭС16-3		
Проверил		Борисова Н.Г.					

Расчетная часть

Продолжение таблицы 2.1

Давление пара в отборах, МПа	P_1	1,35
	P_2	0,5
	P_3	0,127
	P_4	0,024
Внутренний относительный КПД частей турбины, %	η_{oi1}	79
	η_{oi2}	83
	η_{oi3}	70
	η_{oi4}	40

Расчет тепловой схемы турбоагрегата №1 Риддерской ТЭЦ осуществлен в программном продукте Microsoft Excel и представлен в Приложении А.

Принципиальная схема для турбоагрегата №1 представлена на рисунке 2.1. Три котла типа ЦКТИ-75-39ф обеспечивают работу двух турбоагрегатов одного типа ПТ-12/15-35/10М, которые имеют идентичное вспомогательное оборудование. Режим двухступенчатого подогрева сетевой воды осуществляется по схеме СП-ПСП (Сетевой подогреватель – Пиковый сетевой подогреватель).

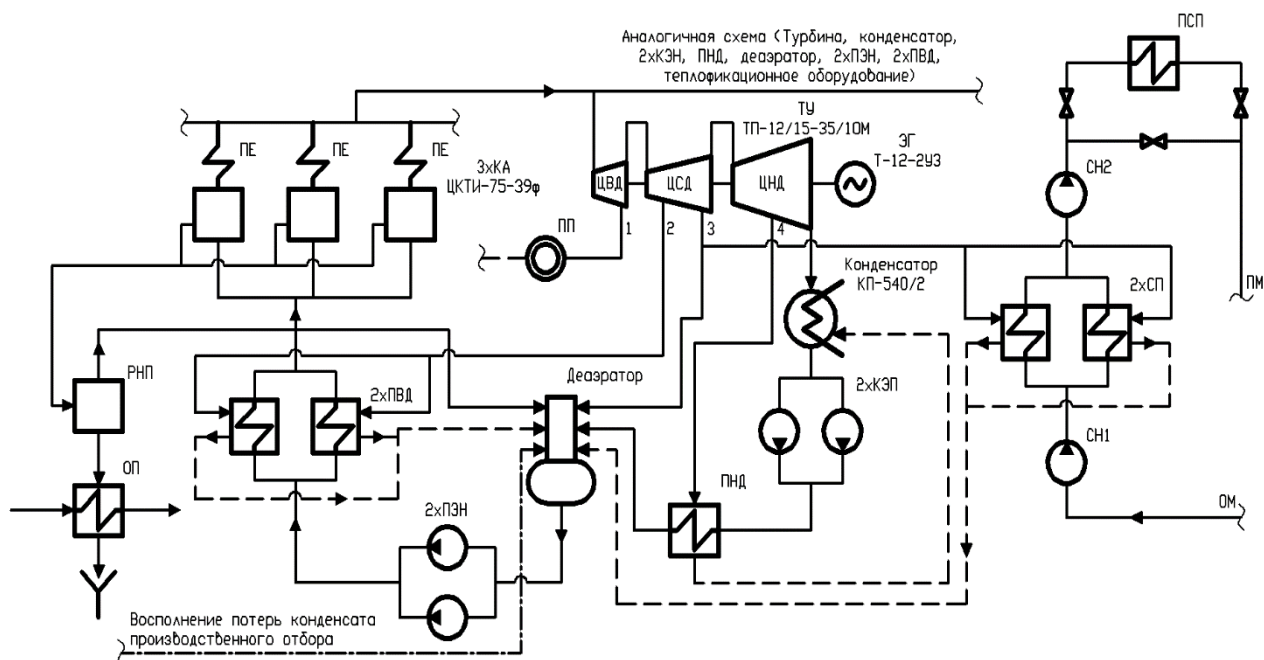


Рисунок 2.1 – Принципиальная схема турбоагрегата №1 ПТ-12/15-35/10М Риддерской ТЭЦ

Начинаю расчет с определения нагрузки вентиляции по формуле:

$$Q_v = 0,25 \cdot Q_{om}, \text{ МВт}, \quad (2.1)$$

$$Q_v = 0,25 \cdot 288 = 72 \text{ МВт}.$$

Максимальная тепловая нагрузка определяется при температуре воздуха наиболее холодной пятидневки города Риддер $t_n^p = -40,7$ °С по формуле:

$$Q = Q_{om} + Q_e + Q_{свс}, \text{ МВт}, \quad (2.2)$$

$$Q_{\max} = 288 + 72 + 59,4 = 419,4 \text{ МВт}.$$

Расход сетевой воды определяется по формуле:

$$G_{св} = \frac{Q_{\max}}{(150 - 70) \cdot c_p}, \quad (2.3)$$

$$G_{св} = \frac{419,4 \cdot 1000 \cdot 3600}{(150 - 70) \cdot 4,19} = 4504296 \text{ кг/ч}$$

Определяются необходимые параметры для построения процесса расширения пара в турбине в h - s диаграмме. Дросселирование в регулирующих клапанах турбины принимается 8 %:

$$P_0' = 0,92 \cdot P_0, \text{ МПа}, \quad (2.4)$$

$$P_0' = 0,92 \cdot 3,4 = 3,13 \text{ МПа}.$$

Для турбины типа ПТ-12/15-35/10М характерны параметры свежего пара $P_0 = 0,34$ МПа, $t_0 = 435$ °С. При заданных параметрах согласно [18] энтальпия свежего пара (точка 0 на рисунке 2.2) $h_0 = 3305$ кДж/кг.

Энтальпии пара в точках 1, 2, 3 и k определяются соответственно:

$$h_1 = h_0 - \eta_{oi,1} \cdot (h_0 - h_1^{ad}), \text{ кДж/кг},$$

$$h_3 = h_1 - \eta_{oi,2} \cdot (h_1 - h_3^{ad}), \text{ кДж/кг},$$

$$h_4 = h_3 - \eta_{oi,3} \cdot (h_3 - h_4^{ad}), \text{ кДж/кг},$$

$$h_k = h_4 - \eta_{oi,4} \cdot (h_4 - h_k^{ad}), \text{ кДж/кг},$$

$$h_1 = 3305 - 0,79 \cdot (3305 - 3070) = 3119,35 \text{ кДж/кг},$$

$$h_3 = 3119,35 - 0,83 \cdot (3119,35 - 2650) = 2729,79 \text{ кДж/кг},$$

$$h_4 = 2729,79 - 0,7 \cdot (2729,79 - 2435) = 2523,44 \text{ кДж/кг},$$

$$h_k = 2523,44 - 0,4 \cdot (2523,44 - 2305) = 2436,06 \text{ кДж/кг}.$$

Энтальпии пара в точке 2 (нерегулируемый отбор на ПВД) определяется по пересечению политропы 0-0'-1-3-4- k и изобары $P_2 = 0,2$ МПа.

$$h_2 = 2925 \text{ кДж/кг.}$$

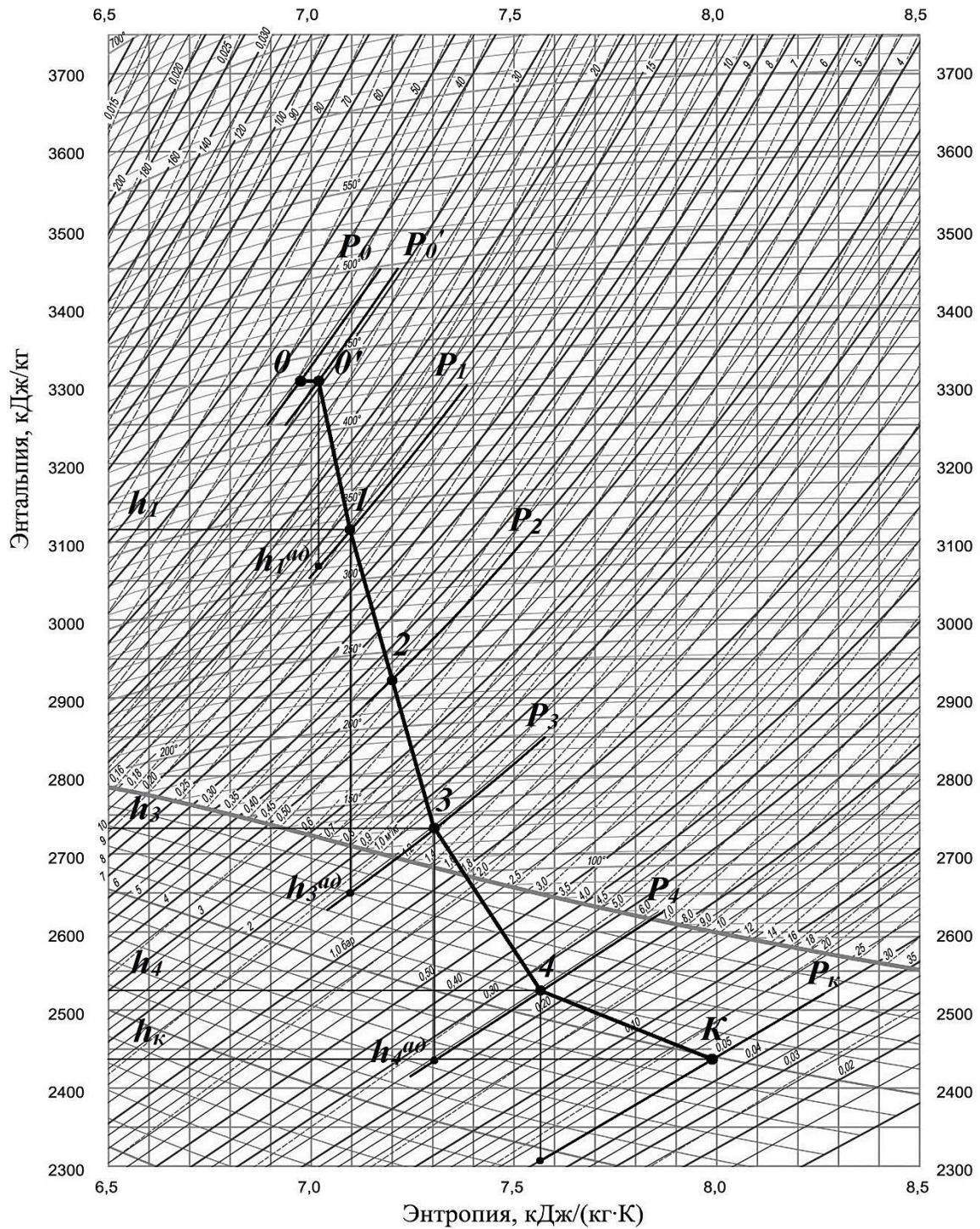


Рисунок 2.2 – Процесс расширения пара в турбине в h-s диаграмме

Строится сводная таблица параметров пара и воды (таблица 2.2) для упрощения расчета тепловой схемы. Температура воды рассчитывается через недогрев:

$$t_{ei} = t_{ni} - \delta, \text{ } ^\circ\text{C}, \quad (2.6)$$

где δ - величина недогрева воды, для ПВД – 3 $^\circ\text{C}$, для ПНД - 5 $^\circ\text{C}$.

Давление пара в ПНД и ПВД принимается с 8% потерь в паропроводах. С учётом гидравлических потерь давление воды после подогревателя в ПВД - 0,25 МПа, а в ПНД - 0,1 МПа. Давление питательного насоса ПЭ-150-53 $p_{nn} = 5,8$ МПа, конденсатном Кс-50-55-2 – 0,55 МПа. Теплоперепад отборов вычисляется по формуле:

$$H_i = h_0 - h_i, \text{ кДж/кг}. \quad (2.7)$$

Коэффициент недовыработки из i -го отбора:

$$y_i = \frac{h_i - h_k}{h_0 - h_k}. \quad (2.8)$$

Давление в деаэраторе - 0,2 МПа, а в расширителе непрерывной продувки (РНП) - 0,3 МПа.

Таблица 2.2 - Параметры пара и воды

Параметры	Об.	Характерные точки процесса						
		0	1	2	Д	3	4	К
Давление пара в отборе, МПа	P_i	3,4	1,35	0,5	0,127	0,127	0,024	0,005
То же в подогревателе, МПа	$P_{n,i}$	-	1,242	0,46	0,117	0,117	0,022	-
Энтальпия пара, кДж/кг	h_i	3305	3119,4	2925	2729,8	2729,8	2523,4	2436,1
Температура насыщения, $^\circ\text{C}$	t_{ni}	240,9	193,4	151,8	106,43	106,43	64,05	32,88
Энтальпия насыщения воды, кДж/кг	h_i'	1042	822,6	640,2	446,2	446,2	268,1	137,8
Температура воды после подогревателя, $^\circ\text{C}$	t_i	-	188,4	148,8	-	101,43	59,05	-
Давление воды после подогревателя, МПа	$P_{s,i}$	-	-	5,55	0,2	-	0,45	-
Энтальпия воды после подогревателя, кДж/кг	h_{ei}	-	-	630,2	-	-	247,5	-

Теплоперепад, кДж/кг	H_i	-	186	380	-	575	782	869
Коэффициент недовыработки	y_i	-	0,786	0,563	-	0,338	0,101	-

Расход пара на турбину оценивается по формуле:

$$D_0 = 1,03 \cdot \left(\frac{N}{H \cdot \eta_m \cdot \eta_z} + y_3 \cdot D_{cn} + y_1 \cdot D_{np} \right), \text{ кг/с}, \quad (2.9)$$

где N – номинальная мощность турбины, кВт (для ПТ-12/15-35/10М $N_{ном} = 12$ МВт); принимаю $\eta_m = 0,97$; $\eta_z = 0,98$; H – теплоперепад турбины, кДж/кг; 1,03 – коэффициент, учитывающий эффективность системы регенерации; y_3 , y_1 – коэффициенты недовыработки теплофикационного и производственного отборов; D_{np} , D_{cn} – расходы пара из производственного и теплофикационного отборов соответственно, кг/с. Расход пара на теплофикационные подогреватели (КПД подогревателей принимается $\eta = 0,98$):

$$D_{cn} = \frac{G_{cs} \cdot (t_{cn} - t_{o.c.}) \cdot c_p}{(h_3 - h_3') \cdot \eta}, \text{ кг/с}, \quad (2.10)$$

$$D_{cn.общ.} = \frac{4504296 \cdot (106 - 70) \cdot 4,19}{3600 \cdot (2729,79 - 446,2) \cdot 0,98} = 84,33 \text{ кг/с}.$$

Но принимая в учет, что тепловую нагрузку несут несколько турбин и значительная часть нагрузки идет на производственный отбор, то можно принять, что на данную схему приходится теплофикационная нагрузка в размере:

$$D_{cn} = 84,33 / 7 = 12,05 \text{ кг/с}.$$

Принимается номинальный расход пара на производственный отбор $D_{np} = 50$ т/ч. Тогда расход пара на турбину:

$$D_0 = 1,17 \cdot \left(\frac{12000}{(3305 - 2436,06) \cdot 0,97 \cdot 0,98} + 0,338 \cdot 12,05 + 0,786 \cdot 13,89 \right) = 30,4 \text{ кг/с}.$$

Производительность котлов определяется по формуле:

$$D_{ка} = (1 + \alpha_{ym}) \cdot D_0, \text{ кг/с}, \quad (2.11)$$

$$D_{ка} = (1 + 0,02) \cdot 30,4 = 31,01 \text{ кг/с},$$

где $a_{ут}$ - доля утечек в цикле (принимаю 0,02).
Расход питательной воды согласно формуле:

$$D_{нев} = (1 + \alpha_{пр}) \cdot D_{ка}, \text{ кг/с}, \quad (2.12)$$

$$D_{нев} = (1 + 0,012) \cdot 31,01 = 31,38 \text{ кг/с},$$

где $a_{пр}$ - доля непрерывной продувки (принимается 0,012).
Далее производится расчет РНП.

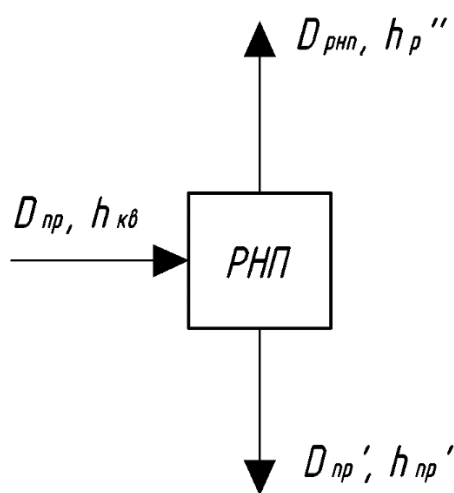


Рисунок 2.3 – Баланс РНП

Определяется расход продувочной воды согласно формуле из величины продувки:

$$D_{пр} = \alpha_{пр} \cdot D_{ка}, \text{ кг/с}, \quad (2.13)$$

$$D_{пр} = 0,012 \cdot 31,01 = 0,37 \text{ кг/с}.$$

Баланс для расширителя непрерывной продувки описывается уравнениями:

$$D_{рнп} = D_{пр} \cdot \frac{h_{кв} \cdot \eta_{рнп} - h'_{пр}}{h''_р - h'_{пр}}, \text{ кг/с}, \quad (2.14)$$

$$D_{пр} = D_{рнп} + D'_{пр}, \text{ кг/с}, \quad (2.15)$$

где $h_{кв}$ принимаю по $P_{бараб} = 4 \text{ МПа}$ (по линии насыщения воды [18] $h_{кв} = 1087 \text{ кДж/кг}$). Энтальпии образующихся воды и пара $h'_{пр}$, $h''_р$ определяются на

линии насыщения по давлению в РНП $P_{рнп} = 0,3$ МПа ($h'_{np} = 561,5$ кДж/кг; $h''_p = 2725$ кДж/кг). КПД РНП принимается в расчетах $\eta_{рнп} = 0,98$.

$$D_{рнп} = 0,37 \cdot \frac{1087 \cdot 0,98 - 561,5}{2725 - 561,5} = 0,09 \text{ кг/с.}$$

Согласно материальному балансу (2.15) количество продувочной воды после РНП:

$$D'_{np} = D_{np} - D_{рнп} = 0,37 - 0,09 = 0,28 \text{ кг/с.}$$

Далее производится расчет охладителя продувки (ОП).

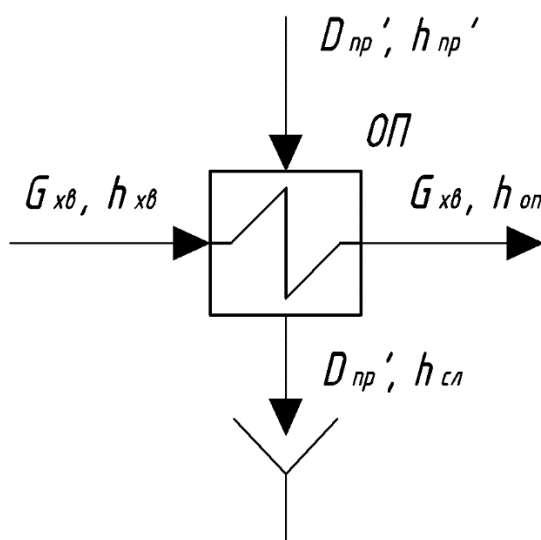


Рисунок 2.4 – Баланс ОП

Уравнение теплового баланса охладителя продувки:

$$D'_{np} \cdot (h'_{np} - h_{сл}) \cdot \eta = G_{хв} \cdot (h_{он} - h_{хв}), \quad (2.16)$$

$$h_{хв} = t_{хв} \cdot c_p = 5 \cdot 4,19 = 20,95 \text{ кДж/кг,}$$

$$h_{сл} = t_{сл} \cdot c_p = 50 \cdot 4,19 = 209,5 \text{ кДж/кг.}$$

Расход холодной воды равен:

$$G_{хв} = 1,25 \cdot (D'_{np} + D_{ум}), \text{ кг/с,} \quad (2.17)$$

где

$$D_{ym} = \alpha_{ym} \cdot D_0, \text{ кг/с}, \quad (2.18)$$

$$D_{ym} = 0,02 \cdot 30,4 = 0,61 \text{ кг/с},$$

$$G_{xe} = 1,25 \cdot (0,28 + 0,61) = 1,11 \text{ кг/с}.$$

Тогда энтальпия воды на выходе из ОП h_{on} из формулы (2.16) (КПД ОП принимается $\eta = 0,98$):

$$h_{on} = 20,95 + \frac{0,28 \cdot (561,5 - 209,5) \cdot 0,98}{1,11} = 108 \text{ кДж/кг}.$$

Теперь производится расчет ПВД.

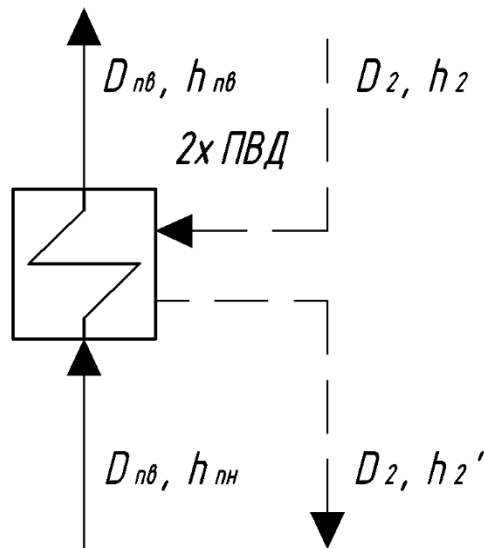


Рисунок 2.5 – Баланс ПВД

Тепловой баланс для подогревателя высокого давления ПВД:

$$D_2 \cdot (h_2 - h_2') \cdot \eta = D_{пв} \cdot (h_{пв} - h_{пн}), \quad (2.19)$$

где $h_{пн}$ – энтальпия воды после питательного насоса, КПД ПВД принимается в расчетах $\eta = 0,98$).

$$h_{пн} = h'_d + \frac{(p_{пн} - p_{вс}) \cdot v_{cp}}{\eta_n}, \text{ кДж/кг}, \quad (2.20)$$

где v_{cp} – средний удельный объем воды в насосе

$$v_{cp} = \frac{v_{пн} + v_{вс}}{2}, \text{ м}^3/\text{кг}, \quad (2.21)$$

где v_{nn} , $v_{вс}$ - удельные объемы воды за насосом и на входе, принимаются по таблице [11], при $p_{nn} = 1,25 \cdot p_{не}$ и $p_{вс} = 0,7$ МПа.

Так как $p_{не} = 5,8$ МПа $\Rightarrow p_{nn} = 1,25 \cdot 5,8 = 7,25$ МПа.

Температура воды перед насосом $t_{вс} = 120$ °С, а после ПЭН - можно принять в первом приближении $t_{nn} = 140$ °С, КПД насоса $\eta_n = 0,71$.

По заданным параметрам получаю $v_{nn} = 0,00108$ м³/кг; $v_{вс} = 0,00106$ м³/кг.

$$v_{ср} = \frac{0,00108 + 0,00106}{2} = 0,00107 \text{ м}^3 / \text{кг}.$$

Значение энтальпии h'_d определяется при давлении в деаэраторе $P_d = 0,2$ МПа на линии насыщения воды [18] $h'_d = 504,7$ кДж/кг. Тогда по формуле (2.20)

$$h_{nn} = 504,7 + \frac{(7,25 - 0,7) \cdot 0,00107 \cdot 1000}{0,71} = 514,57 \text{ кДж/кг}.$$

Далее согласно уравнению (2.19):

$$D_2 = \frac{31,38 \cdot (630,2 - 514,57)}{(2925 - 640,2) \cdot 0,98} = 1,62 \text{ кг/с}.$$

Производится расчет деаэратора.

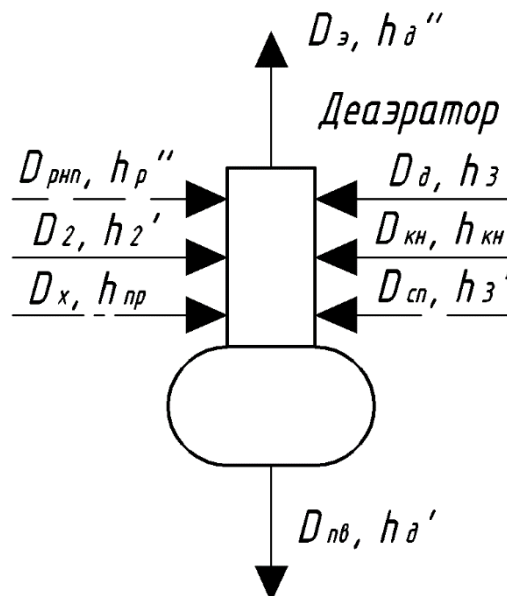


Рисунок 2.6 – Баланс деаэратора

Для него составляются уравнения баланса:

$$D_{кн} \cdot h_{кн} + D_{рпн} \cdot h_p'' \cdot \eta_\delta + D_2 \cdot h_2' + D_\delta \cdot h_3 \cdot \eta_\delta + D_x \cdot h_{np} + D_{сн} \cdot h_3' \cdot \eta_\delta = D_{нв} \cdot h_\delta' + D_3 \cdot h_\delta'', \quad (2.22)$$

$$D_{кн} + D_{рпн} + D_2 + D_\delta + D_x + D_{сн} = D_{нв} + D_3, \quad (2.23)$$

где η_δ – КПД деаэратора, принимается равным 0,98; D_x – восполнение потерь конденсата производственного отбора, кг/с (принимается $h_{np} = h_{он} = 108$ кДж/кг); D_3 - расход пара на эжекторы:

$$D_3 = D_{оэ} + D_{оу} = 0,006 \cdot D_0, \quad \text{кг/с}, \quad (2.24)$$

$$D_3 = 0,006 \cdot 30,4 = 0,18 \quad \text{кг/с}.$$

Система из (2.22) и (2.23) решается относительно двух неизвестных $D_{кн}$ и D_δ :

$$\begin{cases} 247,5 \cdot D_{кн} + 240,35 + 1037,1 + 2675,19 \cdot D_\delta + 1499,7 + 5269,2 = 15837 + 487,08 \\ D_{кн} + 0,09 + 1,62 + D_\delta + 13,89 + 12,05 = 31,38 + 0,18 \end{cases} \Rightarrow$$

$$\Rightarrow \begin{cases} 247,5 \cdot D_{кн} + 2675,19 \cdot D_\delta = 8278,2 \\ D_{кн} + D_\delta = 3,91 \end{cases} \Rightarrow$$

$$\Rightarrow \begin{cases} 247,5 \cdot (3,91 - D_\delta) + 2675,19 \cdot D_\delta = 8278,2 \\ D_{кн} = 3,91 - D_\delta \end{cases} \Rightarrow$$

$$\Rightarrow \begin{cases} 2427,69 \cdot D_\delta = 7310,5 \\ D_{кн} = 3,91 - D_\delta \end{cases} \Rightarrow \begin{cases} D_\delta = 3,01 \\ D_{кн} = 3,91 - 3,01 \end{cases} \Rightarrow \begin{cases} D_\delta = 3,01 \text{ кг/с} \\ D_{кн} = 0,9 \text{ кг/с} \end{cases}$$

Далее определяется из баланса ПНД D_4 (рисунок 2.7):

$$D_4 \cdot (h_4 - h_4') \cdot \eta = D_{кн} \cdot (h_{кн} - h_к'), \quad (2.25)$$

$$D_4 = \frac{D_{кн} \cdot (h_{кн} - h_к')}{(h_4 - h_4') \cdot \eta} = \frac{0,9 \cdot (247,5 - 137,8)}{(2523,4 - 268,1) \cdot 0,98} = 0,04 \text{ кг/с}.$$

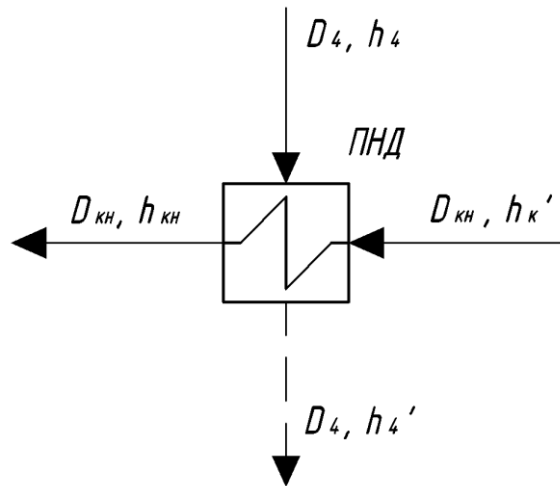


Рисунок 2.7 – Баланс ПНД

Теперь определяется сходимость энергетического баланса. Мощность потоков пара из произвольных отборов рассчитывается по формуле:

$$N_i = D_i \cdot (h_0 - h_i) \cdot \eta_m \cdot \eta_g, \text{ кВт.} \quad (2.26)$$

В 3-м отборе, где несколько потоков пара (на теплофикацию и деаэрактор) нужно просуммировать все расходы.

Таблица 2.3 – Энергетический баланс

1-отбор Производство	$N_1 = 13,89 \cdot (3305 - 3119,4) \cdot 0,97 \cdot 0,98 = 2451,3 \text{ кВт}$
2-отбор ПВД	$N_2 = 1,62 \cdot (3305 - 2925) \cdot 0,97 \cdot 0,98 = 585,2 \text{ кВт}$
3-отбор Теплофикация, Деаэрактор	$N_3 = (3,01 + 12,05) \cdot (3305 - 2729,8) \cdot 0,97 \cdot 0,98 = 8234,7 \text{ кВт}$
4-отбор ПНД	$N_4 = 0,04 \cdot (3305 - 2523,4) \cdot 0,97 \cdot 0,98 = 29,7 \text{ кВт}$
Отвод в конденсатор	$N_k = 0,9 \cdot (3305 - 2436,1) \cdot 0,97 \cdot 0,98 = 743,4 \text{ кВт}$

Должно соблюдаться равенство суммы рассчитанных мощностей номинальной мощности. Невязка не должна отклоняться более 0,5%.

$$\Delta N = \frac{\sum N_i - N_{ном}}{N_{ном}} \cdot 100\%, \quad (2.27)$$

$$\Delta N = \frac{12044,3 - 12000}{12000} \cdot 100\% = 0,37\% (< 0,5\%).$$

Невязка составляет меньше 0,5%, что говорит об успешном проведении расчета тепловой схемы. Данные расчета тепловой схемы будут сильно отличаться в зависимости от режима работы станции.

2.2 Анализ методик теплового расчета с точки зрения их пригодности к диагностированию конденсаторов

Проведение мониторинга и диагностирования конденсационных установок невозможно без физико-химического моделирования процессов, происходящих в оборудовании. При использовании в расчете КУ методики ВТИ [15] определение коэффициента теплопередачи осуществляется согласно формуле

$$K = 4070 \cdot a \cdot \Phi_w \cdot \Phi_t \cdot \Phi_z \cdot \Phi_\delta, \quad (2.28)$$

где a – коэффициент чистоты, учитывающий состояние поверхности охлаждения и влияние теплопроводности материала трубок (принимается в диапазоне 0,65-0,85 при расчете технически чистой конденсационной установки с соответствующим нормам ПТЭ содержанием воздуха в паровоздушной смеси); Φ_w , Φ_t , Φ_z , Φ_δ – множители, учитывающие влияние скорости охлаждающей воды, ее температуры, числа ходов воды и удельной паровой нагрузки конденсатора соответственно.

Формула по определению коэффициента теплопередачи КУ от Института теплообмена (ИТО США) [17, с.99] аналогично методике ВТИ включает в себя коэффициент β_3 , принимаемый при проектировании в диапазоне 0,75...0,85 и зависящий от загрязнения трубой системы конденсаторов. Коэффициент β_t при расчете коэффициента теплопередачи конденсационной установки по этой методике производит учет различных температура охлаждающей воды на входе в конденсатор. Влияние материала труб и их толщины осуществляется поправочным коэффициентом b_m .

Методика ЛМЗ [17, с.101] основана на зависимости, предложенной «Метро-Виккерс». Данная методика расчета не дает возможности учета влияния на величину коэффициента теплопередачи КУ диаметра труб, удельной паровой нагрузки конденсатора, чистоты поверхности охлаждения и термического сопротивления стенки трубок. Сходимость опытных и расчетных данных для ряда конденсационных установок при выполнении теплового расчета по методике ЛМЗ наблюдается при введении коэффициента загрязнения, равного 0,7...0,8.

При расчете конденсатора по методике ТМЗ [5] базовое значение коэффициента теплопередачи КУ определяется согласно методике ВТИ, а затем к нему добавляется термическое сопротивление слоя загрязнений ($R_3 = \delta_3 / \lambda_3$). Учет теплопроводности материала трубок, если он отличается от латуни Л68, производится введением термического сопротивления стенки

трубок и вычитанием термического сопротивления латунной трубки с толщиной стенки 1 мм. Расчет встроенного пучка конденсаторов турбин ТМЗ базируется на методике «Метро-Виккерс», при этом учет загрязнения поверхности теплообмена производится аналогично основным пучкам путем введения поправки на долю площади воздухоохладителя в общей поверхности встроенного пучка.

Все вышеперечисленные методики расчета КУ дают оценку среднего по всей площади теплообмена конденсатора коэффициента теплопередачи по интегральным режимным и конструкторским характеристикам конденсатора (w_6, t_{l6}, D_K, N_{TP}). Разделение влияния присосов воздуха и загрязненности трубок провести при расчете по этим методикам невозможно.

По методике КТЗ [17] определение коэффициента теплоотдачи со стороны пара с учетом присосов воздуха в паровоздушной смеси осуществляется по формуле:

$$\alpha_{cm} = 0,56 \cdot \bar{\alpha}_n \cdot \varepsilon^{-0,05}, \quad (2.29)$$

где $\bar{\alpha}_n$ - среднее значение коэффициента теплоотдачи при конденсации чистого водяного пара в горизонтальном трубном пучке, ε - относительное содержание воздуха в паре (согласно ПТЭ при расчете принимается максимальным). Данной методикой не осуществляется учет чистоты поверхности трубок конденсатора в явном виде.

Методика УГТУ-УПИ имеет аналогию с методикой КТЗ. В данной методике осуществляется определение коэффициента теплоотдачи от конденсирующегося пара к стенке трубки a_n (в методике КТЗ - a_{cm}). Определить коэффициент теплоотдачи с паровой стороны можно согласно зависимости

$$a_n = a_{Nu} \cdot \Phi_w \cdot \Phi_i \cdot \Phi_\varepsilon \cdot \Phi_f \cdot \Phi_k, \quad (2.30)$$

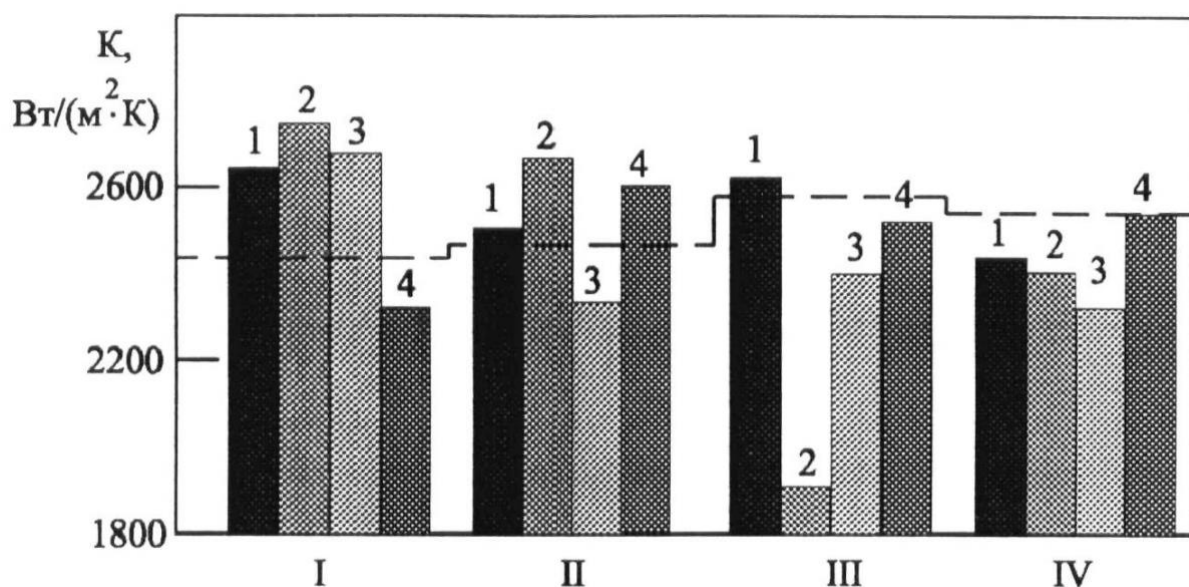
где a_{Nu} - коэффициент теплоотдачи по Нуссельту; $\Phi_w, \Phi_i, \Phi_\varepsilon, \Phi_f, \Phi_k$ - факторы, учитывающие соответственно скорость пара, натекание конденсата, содержание воздуха в паре, параметры вибрации трубок, компоновку трубного пучка.

Методики КТЗ и УПИ позволяют производить расчеты конденсатора с учетом раздельного влияния на величину давления пара в конденсаторе присосов воздуха и загрязненности трубной системы, так как они (методики) позволяют рассчитать отдельно коэффициенты теплоотдачи по паровой и водяной сторонам. Для учета влияния воздуха и загрязнений необходимо точно знать величину термического сопротивления имеющихся на внутренней поверхности трубок отложений и величину присосов воздуха в КУ. В условиях эксплуатации произвести непосредственное измерение этих параметров на работающем конденсаторе паровой турбины весьма

затруднительно. Также имеются сложности при анализе процесса теплопередачи в конденсационной установке. Это связано с тем, что изменение одного из параметров процесса приводит к перераспределению локальных параметров и интенсивности теплообмена в трубном пучке.

Строгий учет влияния различных факторов на теплообмен в трубной системе КУ осложнен из-за трудностей в определении и математическом описании, образующихся в объеме конденсатора трехмерных полей скоростей и других параметров паровоздушной смеси. Учитывая вышесказанное, всестороннее диагностирование КУ с использованием методик УГТУ-УПИ и КТЗ также представляется весьма сложной задачей.

На рисунке 2.8 представлено сопоставление результатов расчета конденсаторов (при их работе на номинальном режиме) по некоторым вышеописанным методикам с данными промышленных испытаний конденсаторов в условиях эксплуатации.



1 – методика ВТИ ($a = 0,8$); 2 – методика ИТО США ($\beta_3 = 0,6$);
 3 – методика КТЗ (ϵ взято по максимально допустимому ПТЭ);
 4 – методика УГТУ; конденсаторы турбин: I – К-200-130; II – К-500-240;
 III – К-800-240; IV – Т-110/120-130; - - - - - опытные значения

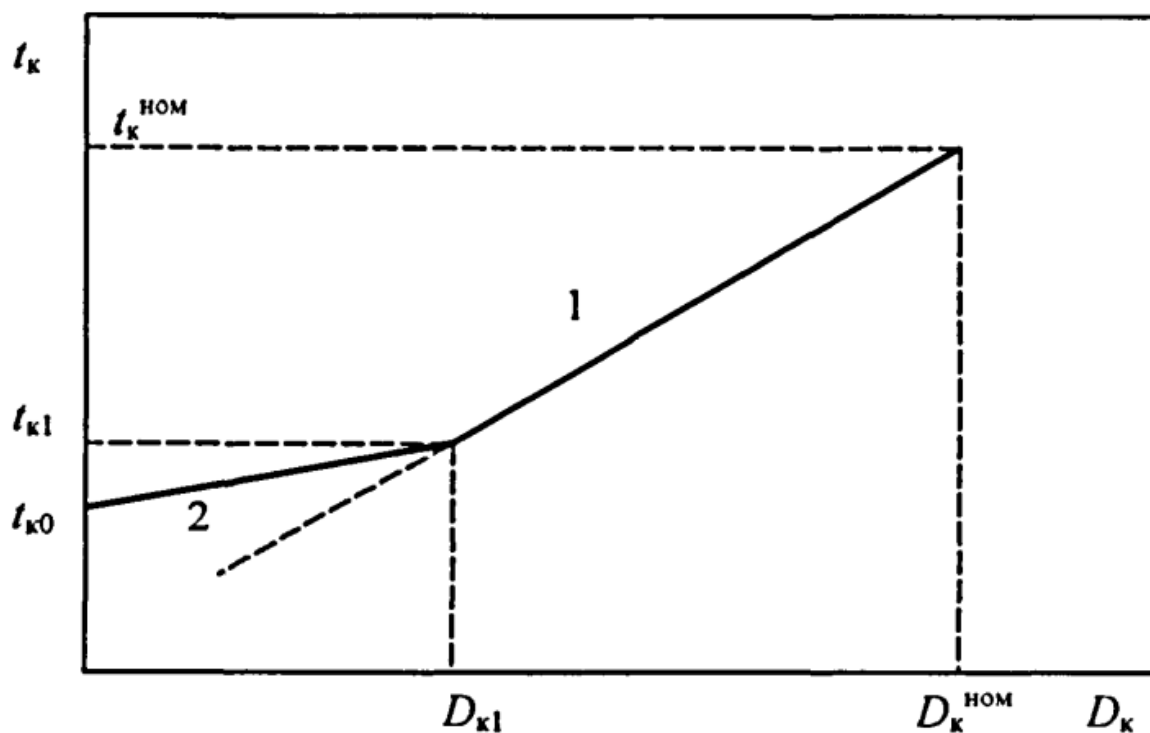
Рисунок 2.8 – Сопоставление опытных и расчетных значений коэффициента теплопередачи в конденсаторах на номинальном режиме работы ($D_k = D_k^{ном}$; $G_s = G_s^{ном}$; $t_{lс} = 12$ °С)

Как видно из рисунка 2.8, расхождение опытных данных и значений коэффициента теплопередачи, рассчитанных по вышеназванным методикам, составляет до 20%. Данное отклонение вполне удовлетворительное. Поэтому по вышеприведенным методикам можно достаточно точно производить

тепловой расчет технически чистого конденсатора, когда влияние присосов воздуха несущественно, например, при больших расходах пара в конденсатор.

Методика, представленная в работе [16], в отличие от вышеперечисленных, позволяет достаточно строго учесть влияние присосов воздуха на величину давления пара в конденсаторе путем расчета парциального давления воздуха в объеме конденсатора. Рассмотрим в общих чертах принципиальные положения данной методики.

Методика базируется на совместной характеристике работы конденсатора и эжектора [17] (рисунок 2.9).



1 – характеристика конденсатора без учета эжектора; 2 – совместная характеристика

Рисунок 2.9 – Совместная характеристика конденсатора и эжектора

Совместная характеристика работы конденсатора и эжектора можно разбить на два участка. Участок 1 характеризует работу конденсационной установки при больших расходах пара в конденсатор. В этом диапазоне изменения D_k эжектор при нормативных присосах воздуха не оказывает влияния на эффективность работы КУ. Участок 2 представляет собой совместную характеристику системы конденсатор-эжектор. Данный участок характеризует эффективность работы конденсатора при малых расходах пара. В малорасходных режимах присосы воздуха оказывают существенное влияние на коэффициент теплопередачи. Поэтому участок 1 может быть

рассчитан по одной из вышеописанных методик, а расчет участка 2 проводится по методике, предложенной в [16,17].

В дипломной работе используется данная методика для диагностики работы конденсатора с учетом раздельного влияния присосов воздуха в КУ и загрязнения трубок теплообмена на значение давления пара в конденсаторе.

2.3 Методика проведения расчета

Повышение давления пара в конденсаторе при его эксплуатации может происходить как по причине завоздушенности парового пространства конденсатора, так и по причине загрязнения трубной системы КУ, причем результатом у этих двух гипотез будет одно - ухудшение вакуума.

Для точной и полноценной диагностики конденсатора требуется при его анализе четко разделить влияние присосов воздуха и загрязнения поверхности теплообмена на величину давления пара в конденсаторе.

Для решения такой задачи была разработана и реализована математическая модель конденсационной установки [8].

Математическая модель конденсационной установки базируется на совместной характеристике работы конденсатора и эжектора.

Анализ существующих методик теплового расчета конденсатора показал, что для расчета участка 1 целесообразно использовать методику, основанную на методике ОАО «ТМЗ» [5].

Таким образом, участок 1 рассчитывается по следующему алгоритму:

Коэффициент теплопередачи конденсатора определяется по зависимости

$$K_u = 4070 \cdot a \cdot \left(\frac{1,1 \cdot w_g}{d_{\text{вн}}^{0,25}} \right)^x \cdot \left(1 - \frac{(0,52 - 0,002 \cdot d_{\kappa}) \cdot \sqrt{a} \cdot (35 - t_{1g})^2}{1000} \right) \cdot \left(1 - \frac{z-2}{10} \cdot \left(1 - \frac{t_{1g}}{35} \right) \right) \cdot \Phi_d, \quad (2.31)$$

где $a = (0,65 \dots 0,85)$ – коэффициент состояния поверхности теплообмена конденсатора; w_g – скорость охлаждающей воды в трубках, м/с; $d_{\text{вн}}$ – внутренний диаметр трубок, мм; t_{1g} – температура циркулирующей воды на входе в конденсатор, °C; $d_{\kappa} = G_n / F$ – удельная паровая нагрузка конденсатора, кг/(м²·ч); F – поверхность охлаждения конденсатора, м²; z – число ходов воды в конденсаторе; Φ_d – коэффициент, учитывающий влияние удельной паровой нагрузки конденсатора (d_{κ}).

При $x/a \leq 0,6$

$$x = 0,12 \cdot a \cdot (1 + 0,15 \cdot t_{1g}), \quad (2.32)$$

а при $x/a > 0,6$

$$x = 0,6 \cdot a. \quad (2.33)$$

Зависимость (2.31) применяется для расчета конденсатора с латунными трубками с толщиной стенки 1 мм.

Для учета влияния материала трубок и другой (отличной от 1 мм) толщины стенки коэффициент теплопередачи пересчитывается по формуле:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{K_{\text{ч}}} - \frac{0,001}{104,7} + \frac{\delta_{\text{ст}}}{\lambda_{\text{ст}}} + R_{\text{загр}}}, \quad (2.34)$$

где $\delta_{\text{ст}}$, $\lambda_{\text{ст}}$ – толщина и коэффициент теплопроводности материала стенки трубок соответственно. Для технически чистого конденсатора, находящегося в эксплуатации, коэффициент состояния поверхности $a = 0,75$; при этом эквивалентное термическое сопротивление загрязнений равно:

$$R_{\text{загр}}^{a=0,75} = \frac{1}{K_{a=0,75}} - \frac{1}{K_{a=1}} = 8,57 \cdot 10^{-5} (\text{м}^2 \cdot \text{К}) / \text{Вт}, \quad (2.35)$$

где $K_{a=0,75}$, $K_{a=1}$ – коэффициенты теплопередачи по зависимости (2.31) при значениях: $a = 0,75$ и $a = 1,00$, соответственно.

Для конденсатора типа КП-540/2 с диаметром трубок 19/17 мм (т.е. толщиной стен трубок $\delta = 1$ мм из латуни) применяется зависимость (2.31) без ввода поправок.

При расчетной (номинальной) паровой нагрузке конденсатора $D_{\text{к}}^{\text{НОМ}}$, а также при $D_{\text{к}}^{\text{эп}}/D_{\text{к}}^{\text{эп}} \geq 1$ применяется $\Phi_d = 1$. Для $D_{\text{к}}^{\text{эп}}/D_{\text{к}}^{\text{эп}} < 1$

$$\Phi_{\delta} = \frac{D_{\text{к}}}{D_{\text{к}}^{\text{эп}}} \cdot \left(2 - \frac{D_{\text{к}}}{D_{\text{к}}^{\text{эп}}} \right), \quad (2.36)$$

где

$$D_{\text{к}}^{\text{эп}} = S \cdot D_{\text{к}}^{\text{НОМ}} = (0,8 - 0,01 \cdot t_{1\text{в}}) \cdot D_{\text{к}}^{\text{НОМ}}. \quad (2.37)$$

Коэффициент чистоты a определяется как

$$a = a_{\text{с}} \cdot a_{\text{м}}, \quad (2.38)$$

где a_c и a_m – коэффициенты, зависящие от ожидаемого состояния поверхности охлаждения от материала и толщины стенок трубок: $a_c = 0,85 \div 0,9$ при прямоточном водоснабжении и слабо минерализованной воде, $a_c = 0,75 \div 0,85$ при обратном водоснабжении; $a_m = 0,85 \div 1$, при этом для трубок с толщиной стенки $\delta = 1$ мм из латуни $a_m = 1$, из сплава МНЖ-5-1 $a_m = 0,95$, из МНЖМц-30-1-1 $a_m = 0,95$ из нержавеющей стали $a_m = 0,85$.

Методика расчета участка 2 базируется на построении безразмерной характеристики

$$\bar{\Delta} = (1 - \bar{\Delta}_0)^2 \cdot \bar{Q} + \bar{\Delta}_0, \quad (2.39)$$

где

$$\bar{\Delta} = \frac{t_k - t_{1\epsilon}}{t_k^{ном} - t_{1\epsilon}}, \quad (2.40)$$

$t_k^{ном}$ – температура пара при номинальном расходе пара в конденсатор; t_k – текущая температура пара в конденсаторе; $t_{1\epsilon}$ – температура воды на входе в конденсатор,

$$\bar{\Delta}_0 = \frac{t_{k0} - t_{1\epsilon}}{t_k^{ном} - t_{1\epsilon}}, \quad (2.41)$$

t_{k0} – температура пара в конденсаторе, соответствующая начальной точке второго участка характеристики (рисунок 2.9).

Координаты точки перелома определяются выражением

$$\bar{Q}_1 = \bar{\Delta}_1 = \frac{1}{2 - \bar{\Delta}_0}, \quad (2.42)$$

где $\bar{Q}_1 = Q_1 / Q_{ном}$ – относительный расход теплоты в конденсаторе, при $D_k = D_{к1}$.

Так как расходы пара в конденсатор пропорциональны расходу теплоты, то

$$D_{к1} = \frac{1}{2 - \bar{\Delta}_0} \cdot D_k^{ном}. \quad (2.43)$$

Соответствующие $D_{к1}$ значения давления пара $P_{к1}$ и температуры насыщения $t_{к1}$ определяются из теплового расчета конденсатора (участок 1).

До значений $D_{к1}$ характеристика конденсатора $P_к = f(D_к)$ строится по давлению, соответствующему температуре насыщения

$$t_n = \frac{D_к}{D_{к1}} \cdot (t_{к1} - t_{к0}) + t_{к0}, \quad (2.44)$$

где ($D_к < D_{к1}$) – текущее значение расхода пара в конденсатор.

При расходах пара в конденсатор, больших $D_{к1}$ эжектор не оказывает влияния на давление в конденсаторе (при нормируемых ПТЭ присосах воздуха). При меньших расходах такое влияние имеется; давление в конденсаторе $p_{к0}$ и температуру $t_{к0}$ можно вычислить на основе характеристики эжектора $p_э = f(G_{возд})$ при заданной температуре паровоздушной смеси и уравнения аэродинамических потерь

$$p_{к0} = p_{эж} + \Delta p_{к-эж}. \quad (2.45)$$

Величина $\Delta p_{к-эж}$ представляет собой разность давлений пара в горловине конденсатора и на входе в первую ступень эжектора и содержит две составляющие $\Delta p_{к-эж} = \Delta p_к + \Delta p_{тр}$, где $\Delta p_к$, $\Delta p_{тр}$ – паровое сопротивление конденсатора и сопротивление трубопроводов, определяемое опытным путем.

Можно принимать при давлении всасывания эжектора $p_э$ определения давления в конденсаторе с учетом гидравлических потерь согласно формуле

$$p_{к0} = (1,03 \div 1,08) \cdot p_э. \quad (2.46)$$

Сначала определяется давление пара в состоянии насыщения при температуре, равной температуре охлаждающей воды на входе в конденсатор $t_{1в}$, $p_{кт} = f(t_{1в})$, затем по характеристике эжектора и заданных присосах воздуха рассчитывается давление, создаваемое эжектором $p_{эж}^c = f(G_{возд})$.

Расход воздуха, г/с, нормируется в соответствии с ПТЭ электростанций и при расходе $D_к$ составляет при $D_к \geq 14$ кг/с

$$G_{эж} = D_к / 25 + 2, \quad (2.47)$$

а при $D_к < 14$ кг/с

$$G_{эж} = D_к / 12,5 + 1,4. \quad (2.48)$$

Температуру паровоздушной смеси на входе в пароструйный эжектор рекомендуется определять по уравнению

$$t_{см} = 0,7 \cdot t_k + 0,3 \cdot t_{1\epsilon}. \quad (2.49)$$

где t_k , $t_{1\epsilon}$ – температура конденсата и охлаждающей воды на входе в расчетном режиме.

Далее находится содержание воздуха в паре ϵ по формуле

$$\epsilon = \frac{1}{1 + 0,622 \cdot \frac{p_{кт}}{p_{эж}^c}}. \quad (2.50)$$

По содержанию воздуха в паре вычисляется расход воздуха, эквивалентный расходу паровоздушной смеси

$$G_{эжв} = \frac{G_{возд}}{(0,18 \cdot \epsilon + 0,72) \cdot \epsilon}. \quad (2.51)$$

По характеристике эжектора для $G_{возд} = G_{эжв}$ находится давление во всасывающей камере $p_{эж}^{6c}$ и сравнивается с задаваемым $p_{эж}^c$. В случае если $p_{эж}^{6c} \neq p_{эж}^c$, то дальнейший расчет ведется методом последовательных приближений, изменяя значение парциального давления воздуха в конденсаторе и добиваясь совпадения $p_{эж}^{6c} \approx p_{эж}^c$.

Таким образом, полученное в формуле (2.44) значение температуры насыщения в конденсаторе, позволяет определить давление в конденсаторе при текущем количестве присасываемого воздуха.

Разница между фактическим ($p_{ф}$) и нормативным ($p_{н}$) давлением в конденсаторе определяется повышенными присосами воздуха $\Delta p_{возд}$ и наличием загрязнений на внутренней поверхности теплообмена $\Delta p_{загр}$:

$$p_{ф} - p_{н} = \Delta p_{возд} + \Delta p_{загр}. \quad (2.52)$$

Это равенство проиллюстрировано на рисунке 2.10, где показана также совместная характеристика конденсатора и эжектора.

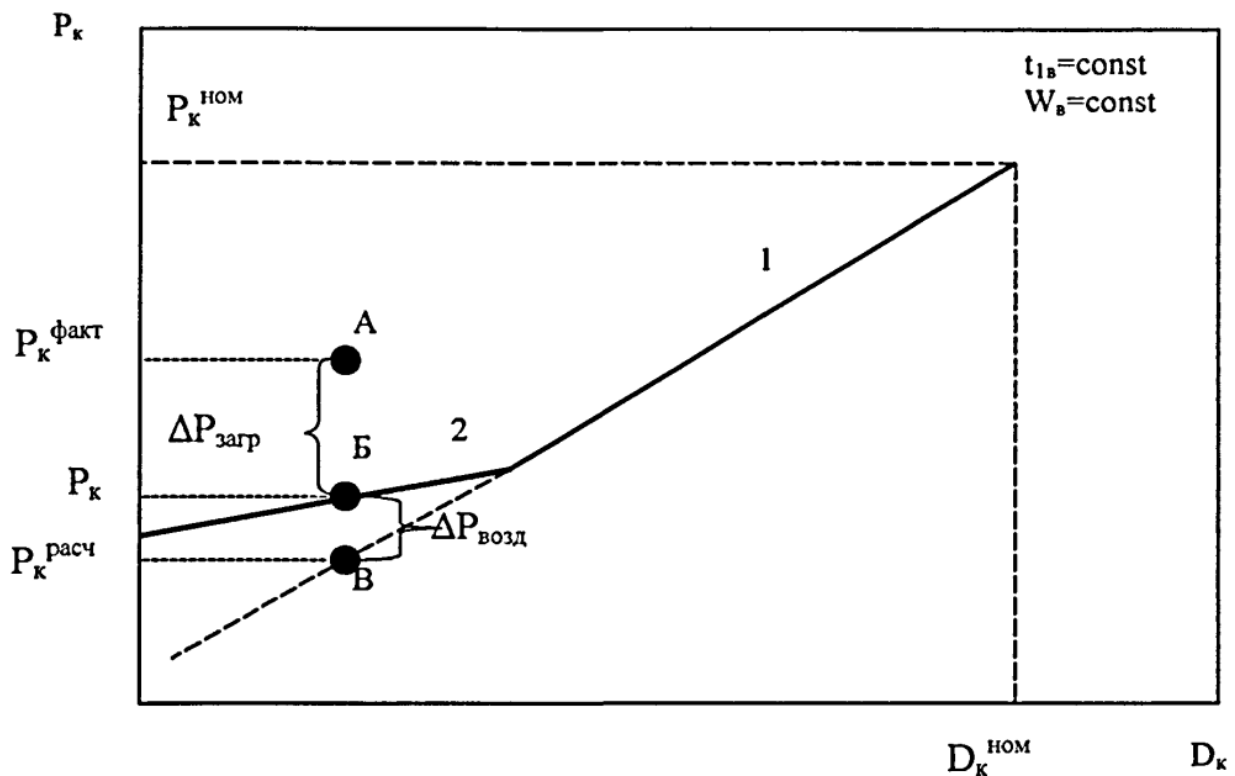


Рисунок 2.10 – К разработке методики учета раздельного влияния присосов воздуха и загрязнений на величину давления пара в конденсаторе

Точка «В» на рисунке 2.10 - расчетное нормативное значение давления в конденсаторе, без учета влияния воздуха и загрязнения поверхности теплообмена ($P_k^{расч}$). Точка «Б» - значение давления в конденсаторе с учетом влияния воздуха (P_k). Точка «А» соответствует фактическому значению давления в конденсаторе ($P_k^{факт}$).

Таким образом, зная параметры работы конденсатора (расход пара, воды, температуру воды на входе в конденсатор), а также количество присасываемого воздуха, можно по совместной характеристике конденсатора и эжектора рассчитать давление в конденсаторе (P_k). Разность между фактическим давлением и P_k дает поправку к давлению на загрязнение трубок поверхности теплообмена:

$$\Delta P_{загр} = P_k^{факт} - P_k. \quad (2.53)$$

Соответственно, оценку влияния повышенных присосов воздуха на давление пара в конденсаторе можно получить из выражения:

$$\Delta P_{возд} = P_k - P_k^{расч}. \quad (2.54)$$

Полученные оценки ($\Delta P_{загр}$, $\Delta P_{возд}$) или их эквивалентные величины перерасхода топлива могут быть полезны эксплуатационному персоналу ТЭС для принятия решения о проведении ремонтных работ на конденсаторе.

2.4 Расчет и анализ характеристик конденсатора КП-540/2

Данные по конденсатору КТЗ КП-540/2 согласно [19,21] представлены в таблице 2.4. Расчет конденсатора произведен в Microsoft Excel и представлен в Приложении Б.

Таблица 2.4 – Основные характеристики конденсатора типа КП-540/2

Параметр	Разм.	Значение
Расчетное количество пара, поступающего в конденсатор D_k	т/ч	22,7
Минимальный расход пара в конденсатор D_k^{min}	т/ч	4,2
Максимальный расход пара в конденсатор D_k^{max}	т/ч	48
Расход охлаждающей воды $Q_{o.в.}$	т/ч	1850
Кратность охлаждения	-	65
Скорость охлаждающей воды в трубках $w_в$	м/с	1,77
Номинальная температура охлаждающей воды $t_{lв}$	$^{\circ}\text{C}$	20
Максимальная температура охлаждающей воды $t_{lв}^{max}$	$^{\circ}\text{C}$	33
Номинальное давление в конденсаторе P_k	кПа	5
Гидравлическое сопротивление Δp	кПа	40

Продолжение таблицы 2.4

Поверхность охлаждения F	м^2	540
Количество трубок n	шт.	2266
Диаметр трубок d	мм	19/17
Рабочая длина трубок l	мм	4000
Число ходов по воде z	-	2
Габаритные размеры $L \times V \times H$	мм	5160x2255x2875
Вес конденсатора, сухого m_c	т	14,14
Вес конденсатора с водой $m_в$	т	19

Расчет начинается с участка 1. Результаты расчетов представлены в таблице 2.5.

Для его расчета необходимо определить коэффициент теплопередачи согласно формуле (2.31) при номинальных параметрах работы конденсатора. Для этого сначала определим вспомогательные параметры.

По формуле (2.38) определяю коэффициент состояния чистоты поверхности теплообмена конденсатора (чистоты). Принимается $a_c = 0,8$ для обратной системы водоснабжения и $a_m = 1$ для трубок с толщиной стенки $\delta = 1$ мм, сделанных из латуни. Тогда коэффициент чистоты a

$$a = 0,8 \cdot 1 = 0,8.$$

Согласно формуле (2.32) определяется неизвестный параметр x

$$x = 0,12 \cdot 0,8 \cdot (1 + 0,15 \cdot 20) = 0,384.$$

Для определения коэффициента, учитывающего влияние удельной паровой нагрузки конденсатора Φ_d необходимо определить параметр D_{κ}^{ep} по формуле (2.37)

$$D_{\kappa}^{ep} = (0,8 - 0,01 \cdot 20) \cdot 22,7 = 13,62 \text{ т/ч.}$$

Тогда согласно условию $D_{\kappa}/D_{\kappa}^{ep} (22,7/13,62) \geq 1$ коэффициент $\Phi_d = 1$. Расчетная удельная паровая нагрузка конденсатора d_{κ} определяется как

$$d_{\kappa} = \frac{D_{\kappa}}{F} = \frac{22,7 \cdot 1000}{540} = 42,04 \text{ кг/(м}^2 \cdot \text{ч)}.$$

Теперь производится вычисление коэффициента теплопередачи по формуле (2.31)

$$K_q = 4070 \cdot 0,8 \cdot \left(\frac{1,1 \cdot 1,77}{17^{0,25}} \right)^{0,384} \cdot \left(1 - \frac{(0,52 - 0,002 \cdot 42,04) \cdot \sqrt{0,8}}{1000} \cdot (35 - 20)^2 \right) \cdot \left(1 - \frac{2-2}{10} \cdot \left(1 - \frac{20}{35} \right) \right) \cdot 1 = 2922,77 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{ч)}.$$

Рассчитывается участок 2. Сначала определяется давление, создаваемое эжектором p_3 . Для этого необходима характеристика эжектора ЭО-30М, которая предоставлена на рисунке 2.11.

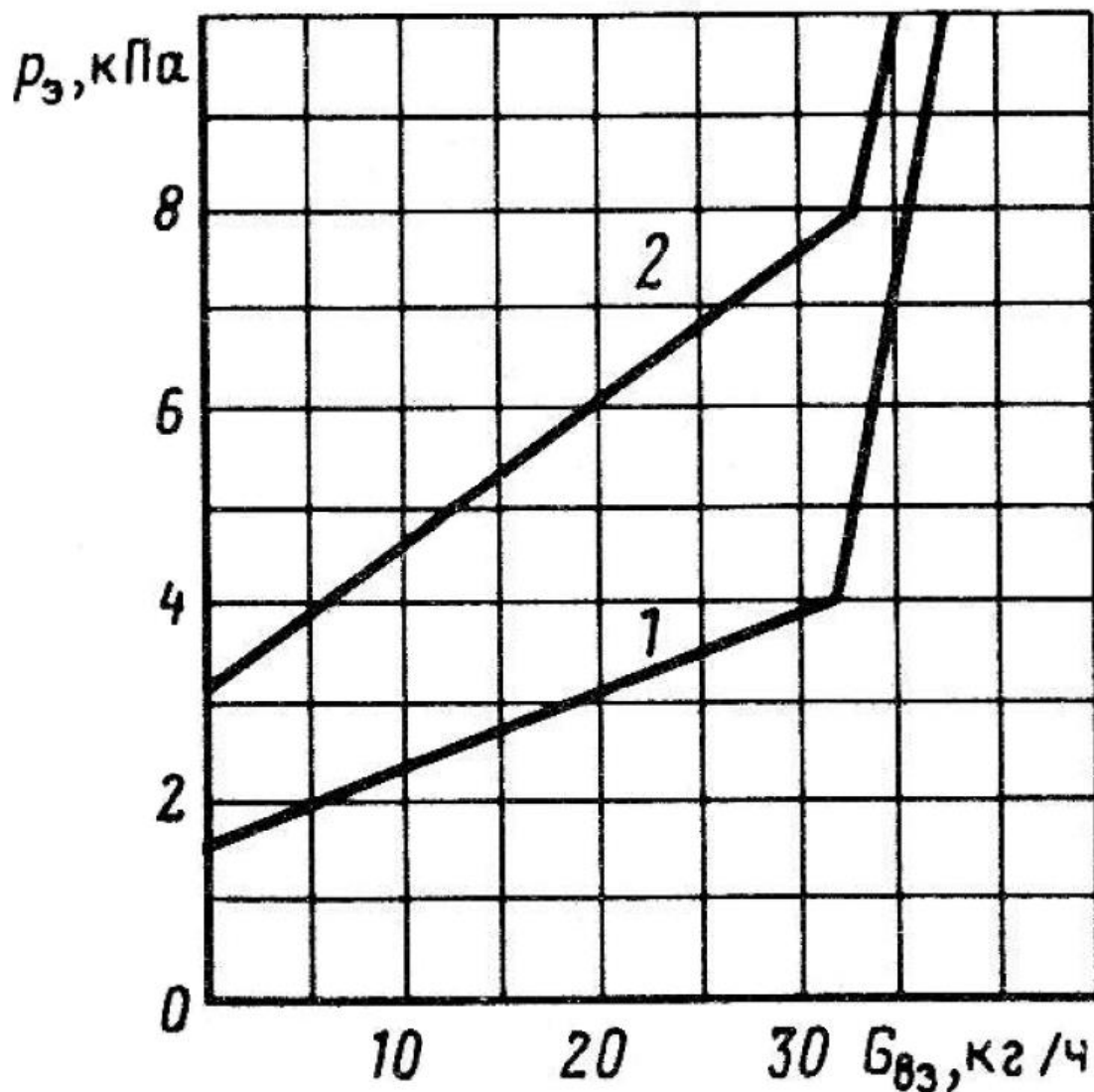


Рисунок 2.11 – Характеристика эжектора ЭО-30М КТЗ при отсасывании сухого воздуха (1) и паровоздушной смеси $t_{см} = 25^{\circ}\text{C}$ (2)

При расходе $D_k = 22,7$ т/ч ($6,31$ кг/с) < 14 кг/с для определения расхода воздуха применяется формула (2.48)

$$G_{вз} = 6,31 / 12,5 + 1,4 = 1,9 \text{ г/с (6,86 кг/ч)}.$$

Определяется по формуле (2.49) температура паровоздушной среды ($t_k = 32,88^{\circ}\text{C}$ по таблице воды и водяных паров [18] для $P_k = 5$ кПа)

$$t_{см} = 0,7 \cdot 32,88 + 0,3 \cdot 20 = 29,02^{\circ}\text{C},$$

т.е. переохлаждение составит $3,86^{\circ}\text{C}$.

Согласно характеристике для сухого воздуха, представленной на рисунке 2.11, принимаю $p_v = 2,1$ кПа. Теперь необходимо ввести поправку на

давление, которая зависит от температуры (т.к. характеристика на рисунке 2.11 построена для $t_{см} = 25 \text{ }^{\circ}\text{C}$, а я получил значение $t_{см} = 29,02 \text{ }^{\circ}\text{C}$). Для этого согласно [17] можно без существенной погрешности определить новое значение давления для $t_{см} = 29,02 \text{ }^{\circ}\text{C}$ через разницу давлений насыщения при $t_{см} = 25 \text{ }^{\circ}\text{C}$ и $t_{см} = 29,02 \text{ }^{\circ}\text{C}$. Таким образом, получается

$$p_e^{29,02} = p_e^{25} + (p_n^{29,02} - p_n^{25}), \quad (2.55)$$

$$p_e^{29,02} = 2,1 + (4,01 - 3,17) = 2,1 + 0,84 = 2,94 \text{ кПа.}$$

Далее согласно формуле (2.50) содержание воздуха в паре

$$\varepsilon = \frac{1}{1 + 0,622 \cdot \frac{2,34}{2,94}} = 0,669.$$

Эквивалентный расход воздуха по формуле (2.51)

$$G_{э\text{кв}} = \frac{6,86}{(0,18 + 0,669 + 0,72) \cdot 0,669} = 12,19 \text{ кг/ч.}$$

По эквивалентному расходу воздуха находим по характеристике для сухого воздуха (рисунок 2.11) находится значение давления $p_э = 2,53 \text{ кПа}$. С учетом поправок на температуру $t_{см} = 29,02 \text{ }^{\circ}\text{C}$

$$p_э^{29,02} = 2,53 + 0,84 = 3,37 \text{ кПа.}$$

Новое значение давления для следующих приближений

$$p'_e = p_э - p_{кт}, \quad (2.56)$$

$$p'_e = 3,37 - 2,34 = 1,03 \text{ кПа.}$$

Принимается точность приближения 5% между значениями p'_e и p_e . Данное значение давление эжектора сильно отклоняется от принятых условий (5%) при $p_e = 2,94 \text{ кПа}$ и $p'_e = 1,03 \text{ кПа}$ (отклонение примерно в 2 раз). Поэтому проводятся дальнейшие расчеты методом последовательных приближений, принимая в качестве давления p_e второго приближения p'_e при предыдущего приближенного расчета. Результаты расчетов сведены в таблицу 2.5.

Таблица 2.5 – Расчет давления всасывания эжектора ЭО-30 КТЗ

Величина, единица измерения	Способ определения	Номер приближения				
		1	2	3	4	5
$p_{в2}$, кПа	Принято	2,94	2,5	2	1,5	1,4
ε	По (2.23)	0,669	0,632	0,579	0,508	0,49
$G_{экс}$, кг/ч	По (2.24)	12,19	13,01	14,37	16,63	17,31
$p_э$, кПа	По рис. 2.4	3,37	3,43	3,53	3,7	3,75
$p'_{в2}$, кПа	$p_э - p_{кт}$	1,03	1,09	1,19	1,36	1,41

Точность пятого приближения достаточна $p_э = 3,75$ кПа. Теперь по значению $p_э$ определяется с помощью формулы (2.46) минимальное давление в конденсаторе $p_{к0}$

$$p_{к0} = 1,03 \cdot 3,75 = 3,86 \text{ кПа.}$$

Соответствующая данному давлению $p_{к0}$ температура насыщения $t_{к0}$ определяется по таблице воды и водяных паров [18]. В итоге получаем $t_{к0} = 28,35$ °С.

Далее рассчитывается значение располагаемой разности температур Δ_0 к номинальному значению $\Delta_{ном}$ по формуле (2.41)

$$\bar{\Delta}_0 = \frac{28,35 - 20}{32,88 - 20} = 0,65.$$

Определяются координаты точки перелома согласно формуле (2.42)

$$\bar{Q}_1 = \bar{\Delta}_1 = \frac{1}{2 - 0,65} = 0,74.$$

Теперь можно построить безразмерную характеристику $\bar{\Delta} = f(\bar{Q})$.

Первый участок описывается уравнением

$$\bar{\Delta} = \bar{Q}. \quad (2.57)$$

Второй участок согласно формуле (2.12). Точки построения безразмерной характеристики $\bar{\Delta} = f(\bar{Q})$ занесены в таблицу 2.6. График зависимости представлен на рисунке 2.12.

Таблица 2.6 – Построение безразмерной характеристики $\bar{\Delta} = f(\bar{Q})$

\bar{Q}	$\bar{\Delta}$

1 Участок	
1	1
0,74	0,74
0	0
2 Участок	
0,74	0,74
0,65	0,73
0,55	0,72
0,45	0,71
0,35	0,69
0,25	0,68
0,15	0,67
0,1	0,66
0,05	0,66
0	0,65

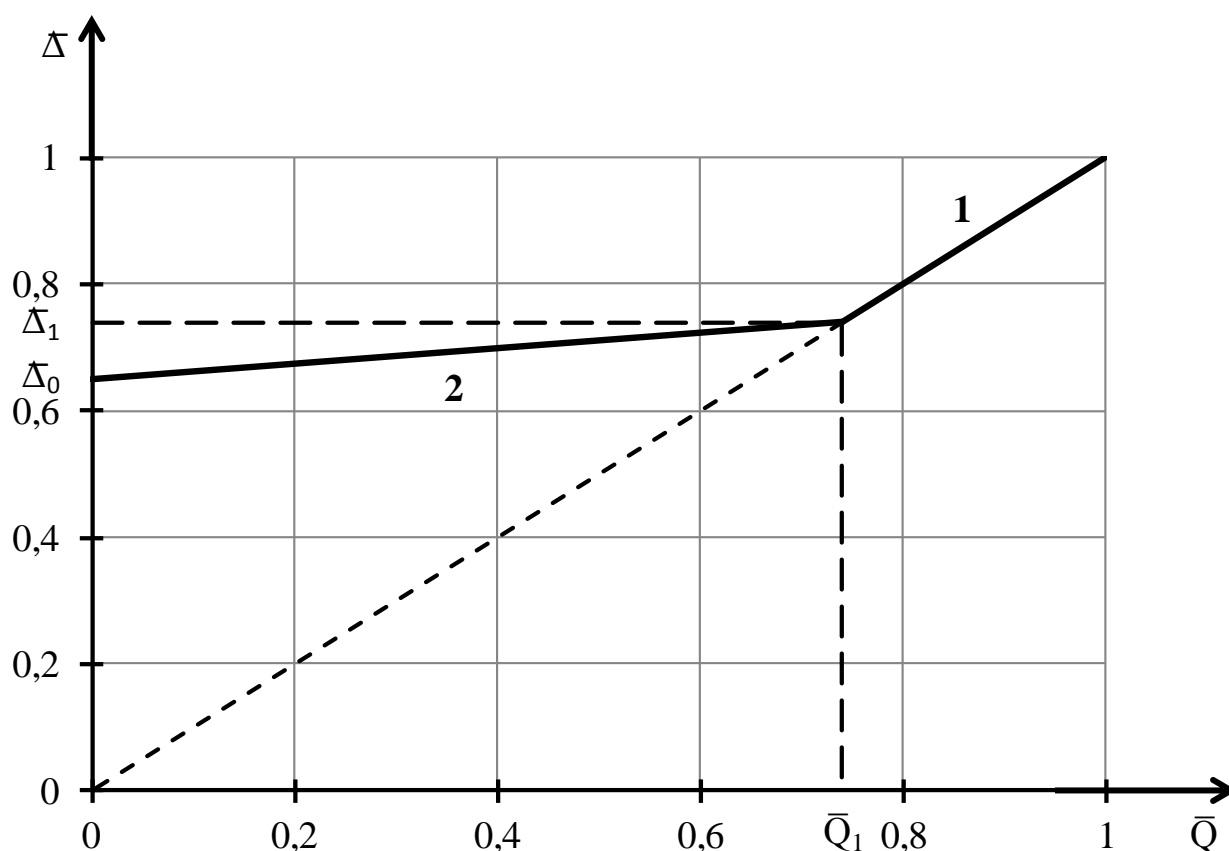


Рисунок 2.12 – Совместная безразмерная характеристика конденсатора и эжектора $\bar{\Delta} = f(\bar{Q})$

Далее строится совместную характеристику $t_k = f(D_k)$. Для этого используются следующие формулы для перевода величин

$$D_{\kappa} = \bar{Q} \cdot D_{\kappa}^{HOM}, \quad (2.58)$$

$$\bar{\Delta} = \frac{t_{\kappa} - t_{1\theta}}{t_{\kappa}^{HOM} - t_{1\theta}} \Rightarrow$$

$$\Rightarrow t_{\kappa} = \bar{\Delta} \cdot (t_{\kappa}^{HOM} - t_{1\theta}) + t_{1\theta}. \quad (2.59)$$

Ниже приведена таблица 2.7 для построения графика зависимости $t_{\kappa} = f(D_{\kappa})$, который представлен на рисунке 2.13.

Таблица 2.7 – Построение совместной характеристики $t_{\kappa} = f(D_{\kappa})$

D_{κ}	t_{κ}
1 Участок	
22,7	32,88
16,8	29,53
0	20
2 Участок	

Продолжение таблицы 2.7

16,8	29,54
14,8	29,40
12,5	29,24
10,2	29,08
7,9	28,92
5,7	28,77
4,2	28,66
3,4	28,61
2,3	28,53
1,1	28,45
0	28,37

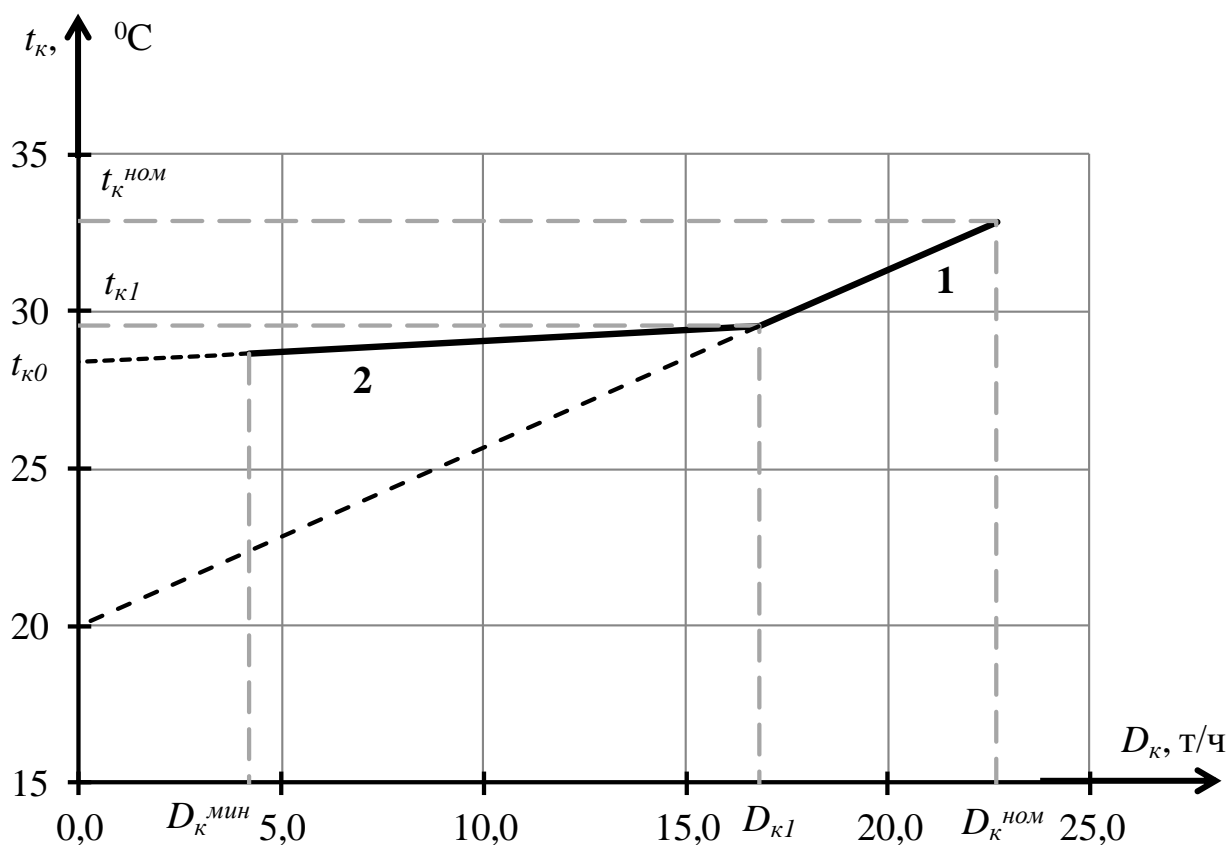


Рисунок 2.13 – Совместная характеристика конденсатора и эжектора $t_k = f(D_k)$

Для построения совместной характеристики конденсатора и эжектора по зависимости $P_k = f(D_k)$ производится перевод температуры t_k на давление конденсатора P_k по таблице воды и водяных паров [18] при насыщении. Построение характеристика производилось по таблице 2.8. График зависимости представлен на рисунке 2.14

Таблица 2.8 – Построение совместной характеристики $P_k = f(D_k)$

D_k	P_k
1 Участок	
22,7	5
16,8	4,13
0	2,34
2 Участок	
16,8	4,14
14,8	4,10
12,5	4,07
10,2	4,03
7,9	3,99

5,7	3,96
4,2	3,93
3,4	3,92
2,3	3,90
1,1	3,88
0	3,87

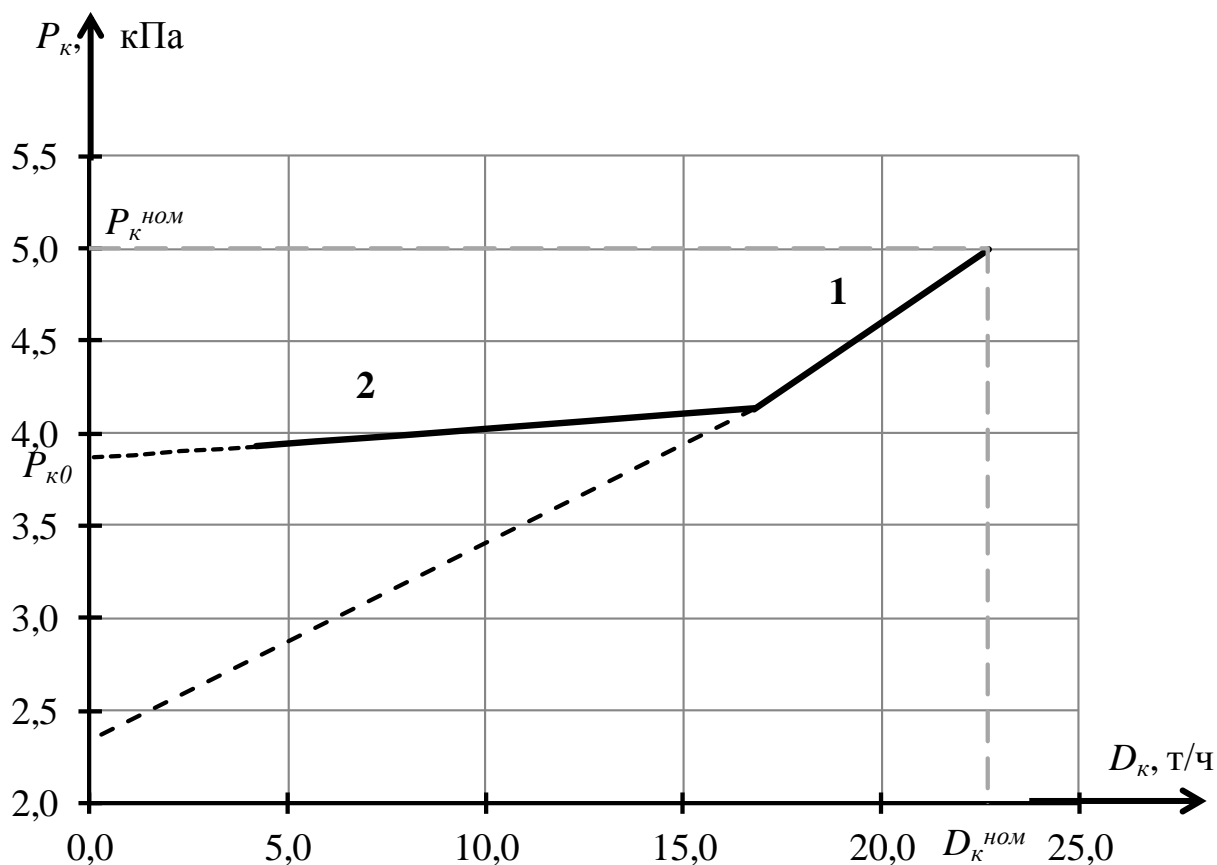


Рисунок 2.14 – Совместная характеристика конденсатора и эжектора $P_k = f(D_k)$

Теперь попробуем дать оценку влияния загрязненности трубок и повышенных присосов воздуха в конденсатор. Смоделируем ситуацию работы конденсатора. Принимаем, что при замере параметров эксплуатационным персоналом конденсатор работал при температуре охлаждающей воды $t_{l_6} = 20$ °С, расходе пара в конденсатор $D_k = 10$ т/ч, фактическом давлении в конденсаторе $P_k^{факт} = 4,5$ кПа. Так как температура охлаждающей воды при замере равна температуре номинальной $t_{l_6}^{изм} = t_{l_6}^{ном} = 20$ °С, то можно воспользоваться совместной характеристикой конденсатора и эжектора, предоставленной на рисунке 2.14. Определение влияния двух факторов представлено на рисунке 2.15.

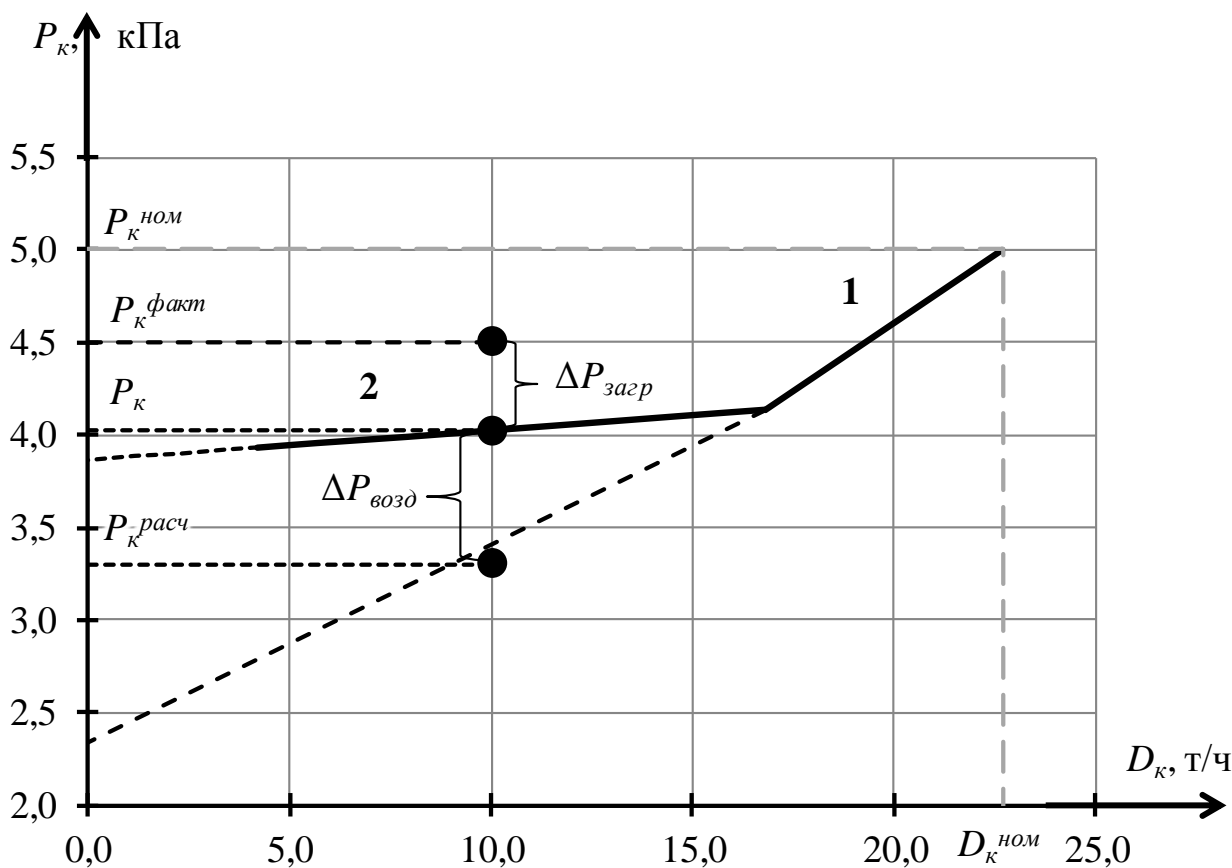


Рисунок 2.15 – Оценка влияния присосов воздуха и загрязнений трубок

Согласно совместной характеристике по зависимости $P_k = f(D_k)$, представленной на рисунке 2.15 получаю следующие значения давления:

- Расчетное нормативное давление $P_k^{расч} = 3,3$ кПа;
- Значения давления в конденсаторе с учетом воздуха $P_k = 4$ кПа.

Рассчитывается поправку к давлению на загрязнение трубок по формуле (2.53)

$$\Delta P_{загр} = 4,5 - 4,0 = 0,5 \text{ кПа.}$$

Оценить влияние повышенных присосов воздуха на давление пара можно согласно формуле (2.54)

$$\Delta P_{возд} = 4,0 - 3,3 = 0,7 \text{ кПа.}$$

При расходе пара в конденсатор $D_k > D_{к1}$ не получается осуществить оценку влияния присосов воздуха $\Delta P_{загр}$. Таким образом, по данной характеристике можно оценивать влияние присосов воздуха и загрязненность трубок.

Также происходит понижение коэффициента теплопередачи по сравнению с нормативным ($K = 2688,16 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}) < K_n = 2922,8 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$).

Выводы

1. Анализ методик теплового расчета конденсатора показал, что для расчетов подойдет методика ТМЗ. По ней коэффициент теплопередачи конденсатора определяется с достаточной точностью согласно экспериментальным данным и позволяет учесть влияние материала трубок и их толщину стенок. Данная методика учитывает множество факторов (степень чистоты поверхности охлаждения, теплопроводность материала трубок, влияние скорости охлаждающей воды, температура охлаждающей воды, удельная паровая нагрузка конденсатора, а также учитывает термическое сопротивление слоя загрязнений).

2. В результате произведенного теплового расчета коэффициент теплопередачи при номинальных параметрах работы оказался равен $K = 2923$ Вт/(м²·ч), что практически равно коэффициенту теплопередачи по опытным данным $K_{on} = 2954$ Вт/(м²·ч) согласно [17].

3. При температуре охлаждающей воды $t_{lв} = 20$ °С, расходе пара в конденсатор $D_k = 10$ т/ч, фактическом давлении в конденсаторе $P_k^{факт} = 4,5$ кПа по совместной характеристики конденсатора КП-540/2 и эжектора ЭО-30 (рисунок 2.15) были определены следующие параметры:

- поправка к давлению на загрязнение трубок $\Delta P_{загр} = 0,5$ кПа;
- влияние повышенных присосов воздуха в конденсатор $\Delta P_{возд} = 0,7$ кПа.

3 Безопасность жизнедеятельности

3.1 Анализ потенциально опасных и вредных факторов на проектируемом объекте, воздействующих на персонал

В связи с развитием промышленности проблема предупреждения неблагоприятного действия вредных и опасных факторов производства на человека приобретает в настоящее время все большее значение. Длительное воздействие комплекса факторов, одновременно с ухудшением здоровья работающих приводит к патологическим изменениям слизистой оболочки полости рта, заболеваниям пародонта, твердых тканей зубов [22,23].

На каждом предприятии приказом из числа инженерно-технического персонала предприятия определяется лицо, которое будет отвечать за общее состояние энергохозяйства и за выполнение настоящих ПТЭ и ПТБ.

На предприятиях действует разработанная и утверждённая вышестоящей организацией энергетическая служба, устанавливаются на основании типовых положений и отраслевых нормативов штаты электротехнического персонала, которые обеспечивают эксплуатацию электроустановок в соответствии с требованиями настоящих ПТЭ и ПТБ.

К опасным производственным факторам относятся факторы, приводящие к травме работника; к вредным – факторы, действие которых приводит к заболеванию.

Тема дипломного проекта посвящена работе конденсатора в конденсационном помещении, который в свою очередь относится к турбинному цеху. Поэтому мной был произведен анализ опасных и вредных факторов производства в турбинном цехе. В турбинном цехе ТЭЦ имеются опасные и вредные производственные факторы. Это воздействие микроклимата производственного помещения, шума и вибрации, освещения и др. В турбинном цехе наблюдается тепловое излучение (выше 45 °С) в конденсационном помещении, подвале турбинного цеха, помещениях баков, деаэраторов и насосном отделении, в зонах турбогенераторов (отметки +8 и +9 м) и др. В турбинном цехе, в теплофикационном отделении наблюдаются парение; повышенная скорость воздушного потока на отметках +8 и +9 м, у паропроводов и деаэраторов. Также данный цех характеризуется превышением допустимых значений уровня вибрации генераторов, оборудования высокого напряжения. Зона вспомогательного оборудования турбинного цеха характеризуется повышенной и пониженной относительной влажностью. Имеются вредные вещества в виде газа и жидкостей.

ДП-5В071700-2020-ДО-ПЗ

Изм	Лист	№ докум	Подп	Дата
	Разраб	Мин А.		
	Проверил	Борисова Н.Г.		

**Безопасность
жизнедеятельности**

Лит	Лист	Листов
	65	102
АУЭС, Институт теплоэнергетики и теплотехники, ТЭС16-3		

В таблице 3.1 произведено разделение на опасные и производственные факторы турбинного цеха, а также в скобках нормируемые параметры. Общая характеристика опасных и вредных факторов производства турбинного цеха станции представлена в таблице 3.2 [24].

Таблица 3.1 – Вредные и опасные производственные факторы

Вредные производственные факторы	Опасные производственные факторы
Аномальные параметры микроклимата (температура, относительная влажность, скорость движения воздуха, интенсивность теплового излучения)	Производственная вибрация (среднеквадратические значения виброскорости и виброускорения, логарифмические уровни виброскорости и виброускорения)
Аномальное освещение (минимальная освещенность E_{min} , показатели ослепленности и дискомфорта, коэффициент пульсации освещенности k_E)	
Повышенный уровень шума в помещении (уровни звукового давления L , дБ, в октавных полосах со среднегеометрическими частотами: 63; 125; 250; 500; 1000; 2000; 4000; 8000 Гц)	

Таблица 3.2 – Общая характеристика производственных факторов

Наименование производственного фактора	Источники, места, причины возникновения опасных и вредных факторов	Нормируемые параметры	Основные средства защиты
Вредные факторы			
Аномальные параметры микроклимата	Повышенная температура воздуха в теплый период из-за работающего оборудования	Холодный период, Теплый период	Приточно-вытяжная вентиляция,
Аномальное освещение	Недостаточность площади окон и освещенности от источников искусственного освещения	$e_n = 1,5\%$ $E_n = 200$ лк	Очистка поверхности стеков окон, увеличение количества ламп

Продолжение таблицы 3.2

Повышенный уровень шума в помещении	Соударение металлических частей оборудования, течение жидкостей по трубам, насосы, компрессора, вентиляторы	$L_A = 80$ дБА	Звукоизоляция ограждающих конструкций, кабины наблюдения и дистанционного управления
Опасные факторы			
Производственная вибрация	Компрессора, насосы	$a, \text{ м/с}^2$	Установка вибрирующих оборудования на отдельных фундаментах, виброизоляция

Производственный микроклимат. Микроклимат турбинного цеха характеризуется повышенной температурой воздуха, большими перепадами температур, пониженной относительной влажностью. Он обладает категорией нагревающей конвекционно-радиационной. На некоторых участках производства имеются значительные скорости движения воздушных потоков.

Имеется превышение показателей микроклимата в турбинном цехе станции свыше нормативных значений.

Воздействие на человека. При длительном пребывании человека в условиях неблагоприятного микроклимата происходит резкое ухудшение самочувствие, наблюдается снижение производительности труда, что может приводить к различным заболеваниям. Под воздействием высокой температуры человек быстро утомляется, наступает перегрев организма, что может привести к тепловому удару, а также к профессиональным заболеваниям. Низкие значения температуры воздуха приводят к местному или общему охлаждению организма человека, что является причиной многих простудных заболеваний, а также могут стать причиной обморожения.

При повышенной относительной влажности воздуха и при высоких значениях температуры происходит перегрев организма, а при низких температурах усиливается теплоотдача с поверхности кожи, что может приводить к переохлаждению организма. Пониженная влажность является причиной пересыхания слизистых оболочек дыхательных путей.

Шум и вибрация. В турбинном цехе ТЭС источниками вибрации и шума считаются турбогенераторы, насосы, вентиляторы, компрессоры и др. Шум оборудования связан с наличием механических деталей машин, которые вызывают вибрацию. Он возникает из-за недостаточной жесткости крепления элементов, деталей и узлов аппаратуры, зазоров, а также неуравновешенности элементов оборудования. Источниками общей вибрации в турбинном цехе являются вентиляторы, насосы, компрессоры, турбины, генераторы. Также

различают локальную вибрацию, которая связана с работой ручным пневмо- и электроинструментом. Износ подшипников и неточная сборка при ремонте поврежденного оборудования является причиной повышенного уровня шума в механических устройствах. Недопустимый уровень шума часто возникает из-за неполного стягивания пакетов сердечников трансформаторов, неполного притягивания подвижной части магнитопроводов, контактов и пускателей.

Воздействие на человека. При длительном воздействии шума наблюдается ухудшение слухового аппарата, возникают нарушения в центральной нервной системе, происходит ослабление внимания рабочих, повышение кровяного давления, учащение дыхания и пульса, ухудшается производительность труда.

В результате длительного воздействия вибрации у работников возникает расстройство нервной и сердечно-сосудистой системы, а также опорно-двигательного аппарата, что в конце концов приводит к виброболезни.

Так как в дипломном проекте был произведен расчет шума, то для наглядности приведены нормативные уровни звукового давления для ряда рабочих мест (таблица 3.3).

Таблица 3.3 - Допустимые уровни звукового давления в октавных полосах частот, уровни звука и эквивалентные уровни звука и звукового давления на рабочих местах производственных помещений

Наименование рабочего места	Уровни звукового давления (дБ) в октавных полосах частот со среднегеометрическими частотами, Гц								Уровни звука, дБА
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	
Площадка обслуживания турбогенераторов и другого турбинного оборудования на отметке 8 - 11 м	103	96	91	88	85	83	81	83	90
Рабочие места машинистов турбин, расположенные в турбинном цехе	94	87	82	78	75	73	71	70	80
Кабины дистанционного управления без речевой	94	87	82	78	75	73	71	70	80

связи по телефону									
Компрессорные, насосные по перекачке различных жидкостей (воды, мазута и т.д.)	103	96	91	88	85	83	81	80	90

Производственное освещение. При недостаточном естественном освещении помещения или его отсутствии применяют искусственное освещение. Для обеспечения требуемого освещения применяются источники света (лампы накаливания, газоразрядные лампы высокого и низкого давления, плоские и щелевые световоды).

Благоприятные условия труда обеспечиваются, когда производственное освещение удовлетворяет следующим требованиям:

- освещенность на рабочем месте должно соответствовать характеру выполняемой работы по СН РК 2.04-02-2011 «Естественное и искусственное освещение. Общие требования»;

- равномерное распределение яркости по рабочей поверхности;

- Отсутствие резких теней;

- Для правильной цветопередачи необходимо поддержание определенного спектрального состава света;

- система освещения не должна являться источником других вредных факторов, а также должна являться электро- и пожаробезопасной.

Воздействие на человека. Уровень освещенности может влиять на психические функции и физиологические процессы организма человека. Хорошее освещение оказывает тонизирующее воздействие, стимулирует активность, повышает работоспособность, предотвращает развитие утомления. Плохо организованное освещение рабочего места или рабочей зоны приводит к утомлению зрения, а также способствует повышению утомленности всего организма. Недостаточность освещения, слепящие источники света и резкие тени от оборудования ослабляют внимание, вызывают ухудшение или потерю ориентации работников, что может стать причиной травматизма. Около 5% несчастных случаев на производстве являются следствием плохо организованного освещения. При недостаточной освещенности рабочих мест сокращается время ясного видения – время, в течение которого глаз человека сохраняет способность различать рассматриваемый объект.

Нормы освещенности для турбинного цеха приведены таблицей 3.4 [28].

Таблица 3.4 – Нормы освещенности и рекомендуемые значения качественных показателей помещения турбинного цеха электрических станций

Наименование помещения	Плоскость, в которой нормируется освещенность	Наименьшая освещенность, лк		Коэффициент запаса при лампах газоразрядных/накаливания	Наибольшие допустимые значения	
		Одно общее (комб.) газ/нак	Авар. на раб. местах (пол)		<i>P</i>	<i>K_п</i> , %
Машинный зал с естественным светом	Горизонтал. – 0,8 м от пола	150 (200) / 100 (200)	5 или 10 (0,5)	1,5/1,3	60	20
Машинный зал без или с недостаточным естественным освещением		200 (300) / 150 (300)	10 (0,5)	1,5/1,3	40	20
Конденсацион. помещение, насосная при машинном зале		75/30	2 или 5 (0,5)	1,5/1,3	80	20
Помещение баков и деаэраторов при машинном зале		50/20	(0,5)	1,5/1,3	-	-
Подвал машинного зала: Механизмы (насосы, эл. двигатели) Места размещения трубопроводов	Горизонтал. – 0,8 м от пола	75/30	(0,5)	1,5/1,3	80	20
	На полу	50/5	-	1,5/1,3	-	-

3.2 Расчет требуемого снижения шума от конденсатных насосов типа Кс-50-55 и циркуляционных насосов

Расчет проводится по методике [25]. Источниками шума являются два циркуляционных насоса и четыре конденсатных насоса типа Кс-50-55. Исходные данные для расчета представлены в таблице 3.5. Для проведения расчета по снижению шума была использована программа Excel (Приложение В).

Таблица 3.5 – Исходные данные

Источник шума №1	Конденсатный насос Кс-50-55
Количество источников	4
Расстояние от ИШ до РТ, м	$r_1 = r_2 = 17$ $r_3 = r_4 = 14,6$
Источник шума №2	Циркуляционный насос
Количество источников	2
Расстояние от ИШ до РТ, м	$r_5 = r_6 = 18$
Отношение, $B/S_{огр}$	0,2
Максимальный размер любого из рассматриваемых источников l_{max} , м	2
Объем помещения V , м ³	560
Параметры кабины наблюдения $a*b*h$, м	14*10*4
Площадь глухой стены, S_1 , м ²	56
Площадь перекрытия, S_2 , м ²	140
Площадь двери, S_3 , м ²	4
Площадь окна, S_4 , м ²	15

В таблице 3.6 предоставлены шумовые характеристики конденсатного насоса Кс-50-55 и циркуляционного насоса [27]. В качестве рабочего места рассматривается кабина дистанционного управления без речевой связи по телефону. Допустимые уровни звукового давления в октавных полосах частот в дБ для данного рабочего места занесены в таблицу 3.7 [26].

Таблица 3.6 - Уровни звукового давления источников шума

Тип агрегата	Уровни звукового давления (дБ) в октавных полосах частот со среднегеометрическими частотами, Гц							
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
Цирк. насос	89	101	100	86	88	92	96	97

Кс50-55	89	90	92	92	91	90	81	79
---------	----	----	----	----	----	----	----	----

Таблица 3.7 - Допустимые уровни шума на рабочем месте

Наименование рабочего места	Уровни звукового давления (дБ) в октавных полосах частот со среднегеометрическими частотами, Гц							
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
Кабины дистанционного управления без речевой связи по телефону	94	87	82	78	75	73	71	70

Определение постоянной помещения, m^2 осуществляется по формуле

$$V = \mu \cdot B_{1000}, m^2, \quad (3.1)$$

где B_{1000} – постоянная помещения на среднегеометрической частоте 1000 Гц, m^2 ; рассчитывается в зависимости от объема V и типа помещения:

$$B_{1000} = \frac{V}{20}, m^2, \quad (3.2)$$

μ – частотный множитель (Принимается при $V = 560 m^3$ по таблице 3.8).

Таблица 3.8 - Значения частотного множителя μ

Объем помещения, m^3	Частотный множитель μ на среднегеометрических частотах октавных полос, Гц							
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
$V < 200$	0,8	0,75	0,70	0,80	1	1,4	1,8	2,5
$V = 200 \dots 1000$	0,65	0,62	0,64	0,75	1	1,5	2,4	4,2
$V > 1000$	0,5	0,5	0,55	0,7	1	1,6	3	6

Октавные уровни звукового давления в дБ в расчетных точках на рабочих местах помещений при наличии нескольких источников шума определяются следующим образом:

- в зоне прямого и отраженного звука по формуле

$$L = 10 \cdot \lg \left(\sum_{i=1}^m \frac{\Delta_i \cdot \chi_i \cdot \Phi_{ui}}{S_i} + \frac{4 \cdot \psi}{B} \cdot \sum_{i=1}^n \Delta_i \right), \text{ дБ}, \quad (3.3)$$

где $\Delta_i = 10^{0,1L_{pi}}$, L_{pi} – октавный уровень звуковой мощности в дБ, создаваемый i -тым источником шума; m – количество источников шума,

расположенных близко к расчетной точке, ($r_i < 5r_{min}$, где r_{min} - расстояние от расчетной точки до акустического центра источника шума); n – общее количество источников шума в помещении;

Принимаются $\chi_i = 1$; $\Phi_{ш} = 1$; $\psi = 0,65$ (при $B/S_{оэп} = 0,2$);

Минимальное расстояние от расчетной точки до акустического центра и ближайшего к ней источника $r_{min} = r_3 = r_4 = 14,6$ м, тогда $5r_{min} = 73$ м. Общее количество источников шума для расчета, для которых соблюдается условие $r_i < 5r_{min} = 73$ м, будет равно $m=6$.

Производится учет источников, расположенных на расстояниях $r_1 = r_2 = 17$ м, $r_3 = r_4 = 14,6$ м, $r_5 = r_6 = 18$ м.

Результаты проведения расчета шума занесены в таблицу В.1 Приложения В.

Согласно результатам расчета (таблица В.1) необходимы дальнейшие расчеты для уменьшения уровня шума. Далее производится расчет мероприятий для снижения шума.

3.3 Расчет мероприятий для снижения шума

Для расчетов мероприятий по снижению шума используется основная формула:

$$R_{mpi} = L_{ш} - 10 \cdot \lg B + 10 \cdot \lg S_i - L_{дон} + 10 \lg n, \text{ дБ}, \quad (3.4)$$

где $L_{ш} = L_{общ}$ – октавный уровень звукового давления в не защищаемом от шума помещении, дБ, который принимается согласно таблице В.1; B – постоянная защищаемого от шума помещения, м^2 ; S_i – площадь ограждающей конструкции, через которую проникает шум, м^2 ; $L_{дон}$ – допустимый октавный уровень звукового давления; n – общее количество ограждающих конструкций, пропускающих шум ($n = 4$).

Объем кабины наблюдения:

$$V = a \cdot b \cdot h, \text{ м}^3, \quad (3.5)$$
$$V = 14 \cdot 10 \cdot 4 = 560 \text{ м}^3.$$

Результаты акустического расчета представлены в таблице В.2 Приложения В.

Выбор конструкций и материалов ограждающих поверхностей кабины наблюдения необходимо производить на основании условия:

$$R_{тр.расч.} \leq R_{тр.табл.} \quad (3.6)$$

Конструкции и материалы ограждающих поверхностей представлены в таблице 3.9.

Таблица 3.9 - Конструкции, обеспечивающие требуемую звукоизоляцию

Элемент конструкции	Условия прилегания по периметру	Среднегеометрическая частота октавной полосы, Гц							
		63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
Для параметра $R_{тр1}$		5,3	20,5	24,8	21,8	21,7	20,8	19,4	16,5
Стеклопластик толщиной 10 мм и средней поверхностной плотностью 17 кг/м ²		17	21	25	28	31	31	34	38
Для параметра $R_{тр2}$		9,3	24,5	28,8	25,8	25,7	24,8	23,4	20,5
Железобетонная панель с полами из линолеума на войлочной подоснове с толщиной 5 мм и средней поверхностной плотностью 354 кг/м ²		-	35	38	47	55	65	62	-
Для параметра $R_{тр3}$		-6,2	9,0	13,3	10,3	10,2	9,3	7,9	5,0
Обыкновенная филенчатая дверь	Без уплотняющих прокладок	7	12	14	16	22	20	20	-
Для параметра $R_{тр4}$		-0,4	14,8	19,1	16,1	16,0	15,1	13,7	10,8
Окно с 4 мм органическим стеклом	С герметизацией притворов	13	17	21	25	39	33	36	30

3.4 Расчет освещения конденсатного помещения

Конденсационным помещениям свойственны неблагоприятные условия эксплуатации (высокая температура воздуха в отдельных его частях, повышенная влажность воздуха при парении из-за неплотностей в трубопроводах и оборудования). Оборудование и трубопроводы в конденсационном помещении расположены по все его высоте, в связи с чем применяются светильники равномерного распределения силы света с рассеивателями. В данном помещении используются светильники уплотненного типа с рассеивателями из молочного, опалового или матированного стекла. В конденсационном помещении светильники располагаются на колоннах зданий, фундаменте турбины и под площадками. Высота подвеса светильников равна 3-5 м. На площадках, который попадают в

зону действия светильников общего освещения конденсационного помещения, устанавливают отдельные осветительные приборы. Светильники аварийного освещения размещены в основных проходах, у питательных и циркуляционных насосов и в местах операций с основными задвижками.

Расчет начинается путем выбора исходных данных, представленных в таблице 3.10. Расчет искусственного освещения в производственном помещении (конденсационном отделении) осуществляется методом коэффициента использования [28]. Расчет осуществлялся в программном продукте Excel и представлен в приложении В.

Таблица 3.10 – Данные для расчета искусственного освещения

Параметры	Значения параметра
Наименование помещения	Конденсационное помещение
Разряд зрительной работы	VI
Характеристика зрительной работы	Грубая (очень малой точности)
Применяемые светильники	ЛД
Длина помещения А, м	16,2
Ширина помещения В, м	9,9
Высота подвеса светильников, h, м	4,5
Общее количество светильников, N, шт	25
Коэффициент отражения потолка, $\rho_{\text{пот}}$, %	70
Коэффициент отражения стен $\rho_{\text{стен}}$, %	50
Коэффициент неравномерности, Z	1,2
Характеристика производственного помещения	Помещение с малыми выделениями пыли, дыма, копоти

В таблице 3.11 представлены нормы освещенности для конденсационного помещения.

Таблица 3.11 – Нормы освещенности и рекомендуемые значения качественных показателей для конденсационного помещения турбинного цеха

Наименование помещения	Конденсационное помещение
Плоскость, в которой нормируется освещенность	Горизонтальная – 0,8 м от пола
Наименьшая освещенность, лк (при лампах газоразрядных/наливания)	75/50
Коэффициент запаса при лампах газоразрядных/накаливания	1,5/1,3

В таблице 3.12 приведены некоторые данные по конденсационному помещению и применяемые лампы.

Таблица 3.12 – Характеристика помещений и выбор осветительных приборов общего освещения

Наименование помещения		Конденсационное помещение, подвал машинного зала, помещения баков, деаэраторов и насосов в машинном отделении
Условия эксплуатации		Высокая температура воздуха вблизи турбин и деаэраторов
Осветительные приборы для ламп	газоразрядных	ПВЛП, ПВЛМ, ЛДР, ЛДОР, ЛД
	накаливания	НСП02, У-15, ППД, ППР

Расчет начинается с вычисления площади помещения:

$$S = A \cdot B, \text{ м}^2, \quad (3.7)$$

$$S = 16,2 \cdot 9,9 = 160,4 \text{ м}^2.$$

Индекс помещения i определяется по формуле:

$$i = \frac{S}{h \cdot (A + B)}, \quad (3.8)$$

$$i = \frac{160,4}{4,5 \cdot (16,2 + 9,9)} = 1,37.$$

Далее по таблице 3.13 определяется значение коэффициента использования η по значениям коэффициентов отражения потолка и стен (70 и 50) и индексу помещения $i = 1,37$. Согласно таблице 3.13 коэффициент использования с применением интерполяции принимаю $\eta = 0,574$.

Таблица 3.13 – Значение коэффициента использования светового потока

Тип светильника	ЛД		
	$\rho_{\text{пот}}, \%$	30	50
$\rho_{\text{с}}, \%$	10	30	50
Индекс помещения	Коэффициент использования η		
0,5	0,18	0,21	0,28
0,7	0,26	0,30	0,38
0,9	0,32	0,37	0,46
1,0	0,35	0,40	0,49
1,25	0,40	0,45	0,55
1,5	0,45	0,49	0,60
2	0,51	0,55	0,65
2,5	0,55	0,58	0,70
3	0,58	0,61	0,73
4,0	0,61	0,64	0,77
5,0	0,65	0,67	0,80

При разряде зрительной работы VI для конденсационного помещения согласно нормам по таблице 3.11 принимается значение освещенности $E = 75$ лк для газоразрядных ламп. Также согласно характеристике производственного помещения принимается значение коэффициента запаса $K = 1,5$ для газоразрядных ламп.

Производится расчет светового потока F , лм по формуле при $N = 25$

$$F = \frac{E \cdot S \cdot K \cdot Z}{N \cdot \eta}, \text{ лм,} \quad (3.9)$$

где E - заданная минимальная освещенность, лк; K - коэффициент запаса; S - освещаемая площадь, м^2 ; Z - коэффициент неравномерности освещения; N - количество светильников, шт.; η - коэффициент использования светового потока.

$$F^{25} = \frac{75 \cdot 160,4 \cdot 1,5 \cdot 1,2}{25 \cdot 0,574} = 1509 \text{ лм.}$$

Выбор лампы производится по полученному световому потоку F из таблицы 3.14. Отклонение рассчитанного светового потока F от выбираемого не должно достигать более 10%. При заданном световом потоке выбирается лампу типа ЛД с мощностью $W = 30$ Вт и световым потоком $F_{\lambda} = 1640$ лм, так как их отклонение по величине светового потока составляет менее 10%, а именно 8,7%, что удовлетворяет условиям выбора.

Таблица 3.14 - Световой поток и мощность газоразрядных ламп при U=220 В

Тип лампы	Мощность, Вт	Световой поток, лм
ЛД	15	590
	20	920
	30	1640
	40	2340
	65	3570
	80	4070

Результаты проведения расчетов занесены в таблицу 3.15.

Таблица 3.15 - Результаты расчета искусственного освещения

S, м ²	i	η, %	К	N, шт	E, лк	F, лм	Вывод		
							Тип лампы	Мощность, Вт	Световой поток, лм
160,4	1,37	57,4	1,5	25	75	1509	ЛД	30	1640

Выводы

1. По результатам проведенных расчетов шума было выявлено отклонение уровней звукового давления конденсатных и циркуляционных насосов от предельно допустимых значений. По итогам акустического расчета были выбраны необходимые материалы и конструкции ограждающих поверхностей кабины наблюдения для снижения шума до допустимых значений. При площади глухой стены, граничащей с кабиной наблюдения $S_1 = 56 \text{ м}^2$, целесообразно применить стеклопластиковые панели толщиной 10 мм для снижения воздействия шума до допустимых показателей, для перекрытия $S_2 = 140 \text{ м}^2$ - железобетонные панели с полами из линолеума на войлочной подоснове с толщиной 5 мм, для дверей с площадью $S_3 = 4 \text{ м}^2$ наиболее правильным будет использование обыкновенной филленчатой двери без уплотняющих прокладок для снижения шума, для окна площадью $S_4 = 15 \text{ м}^2$ - Окно с органическим стеклом толщиной 4 мм с герметизацией притворов.

2. В результате проведенного расчета искусственного освещения было определено, что для обеспечения требуемого уровня освещенности конденсационного помещения необходимо выбрать лампы ЛД-30 в количестве 25 штук.

4 Экономическая часть

4.1 Определение себестоимости отпуска электрической и тепловой энергии от ТЭЦ

Для расчета в качестве исходных данных принимаются годовые объемы выработки электрической и тепловой энергии и удельные расходы условного топлива на выработку 1 кВт·ч электроэнергии и 1 Гкал тепловой энергии, вид сжигаемого топлива, теплотворная способность топлива, цена топлива, расстояние транспортировки твердого топлива от месторождения до станции (таблица 4.1) [30,31]. Расчет выполнен в Excel и представлен в Приложении Г.

Таблица 4.1 – Исходные данные для варианта

Параметр	Значение
Годовая выработка электрической энергии \mathcal{E}_6 , млн. кВт·ч	220,5
Годовая выработка тепловой энергии Q_6 , тыс. Гкал	748,7
Топливо	Каменный уголь каражыринского месторождения
Теплотворная способность топлива Q_p , ккал/кг (МДж/кг)	4930 (20,63)
Цена топлива $Ц_m$, тенге/т.н.т	5858
Расстояние транспортировки твердого топлива от месторождения до станции R , км	300

Удельный расход топлива на выработку одного кВтч принимается в размере 305,7 г.у.т/кВт·ч; а удельный расход топлива на выработку одной Гкал тепловой энергии – 199,8 кг.у.т/Гкал.

Стоимость транспорта твердого топлива принимается в размере 1,8-2,0 тенге/т-км.

Число часов использования установленной электрической мощности 3740 часов.

ДП-5В071700-2020-ДО-ПЗ

Изм	Лист	№ докум	Подп	Дата	Лит	Лист	Листов
						79	102
Разраб		Мин А.			Экономическая часть		
Проверил		Борисова Н.Г.					
					АУЭС, Институт теплоэнергетики и теплотехники, ТЭС16-3		

Часть вырабатываемой энергии ТЭС расходуется на собственные нужды станций. Его величина определяется типом оборудования и единичной мощностью агрегатов, видом топлива, способом ведения технической и финансовой политики станции. Разброс величины расхода электрической энергии на собственные нужды составляет – от 6 до 16% [29].

В расчетах принимается расход электроэнергии на собственные нужды 7-9% ($\mathcal{E}_{сн}$) от вырабатываемой, а тепловой энергии - 0,5-1% ($Q_{сн}$).

Годовой отпуск электрической и тепловой энергии рассчитывается согласно следующим зависимостям:

$$\mathcal{E}_{om} = \mathcal{E}_e \cdot (1 - \mathcal{E}_{сн}), \text{ млн. кВт} \cdot \text{ч}, \quad (4.1)$$

$$Q_{om} = Q_e \cdot (1 - Q_{сн}), \text{ тыс. Гкал}, \quad (4.2)$$

$$\mathcal{E}_{om} = 220,5 \cdot (1 - 0,08) = 202,9 \text{ млн. кВт} \cdot \text{ч},$$

$$Q_{om} = 748,7 \cdot (1 - 0,0075) = 743,1 \text{ тыс. Гкал}.$$

Годовой расход топлива на выработку тепловой и электрической энергии рассчитывается следующим образом:

$$B_{э} = \mathcal{E}_e \cdot b_{э}, \text{ тыс. т. у. т.}, \quad (4.3)$$

$$B_m = Q_e \cdot b_T, \text{ тыс. т. у. т.}, \quad (4.4)$$

$$B_{э} = 220,5 \cdot 305,7 / 1000 = 67,41 \text{ тыс. т. у. т.},$$

$$B_m = 748,7 \cdot 199,8 / 1000 = 149,59 \text{ тыс. т. у. т.}$$

Итоговый расход топлива ТЭЦ составляет:

$$B_y = B_{э} + B_m, \text{ тыс. т. у. т.}, \quad (4.5)$$

$$B_y = 67,41 + 149,59 = 217 \text{ тыс. т. у. т.}$$

Затраты на оплату топлива и транспортировку осуществляются по натуральному топливу, поэтому необходим перевод величины расхода топлива в натуральные величины топлива.

Расход натурального топлива будет (Коэффициент $K_n = 0,6$):

$$B_n = B_y / K_n, \text{ тыс. т. н. т.}, \quad (4.6)$$

$$B_n = 217 / 0,6 = 361,7 \text{ тыс. т. н. т.}$$

Затраты на транспорт 1 т.н.т (C_{mp}) твердого топлива рассчитываются согласно формуле:

$$C_{mp} = R \cdot (1,8 \div 2,0), \text{ тенге/т. н. т.}, \quad (4.7)$$

$$C_{mp} = 300 \cdot 1,9 = 570 \text{ тенге/т. н. т.}$$

Составляющая затрат на топливо определяются следующим образом:

$$I_m = B_n \cdot (C_m + C_{mp}), \text{ млн. тенге,} \quad (4.8)$$

$$I_m = 361,7 / 1000 \cdot (570 + 5858) = 2325,01 \text{ млн. тенге.}$$

Для укрупненных расчетов затраты на воду равны:

$$I_g = \mathcal{E}_g \cdot (1,4 \div 1,6), \text{ млн. тенге,} \quad (4.9)$$

$$I_g = 220,5 \cdot 1,5 = 330,75 \text{ млн. тенге.}$$

Для определения затрат на заработную плату промышленно-производственного персонала (ППП) ТЭЦ и его обслуживании, необходимо определить его численность. ППП разделяют на эксплуатационный, ремонтный и административно-управленческий персонал.

Численность ППП можно рассчитать через штатный коэффициент, который показывает, какое количество персонала приходится на 1 МВт установленной электрической мощности станции. Установленная электрическая мощность Риддерской ТЭЦ:

$$N_y = \frac{\mathcal{E}_g}{T_m}, \text{ МВт,} \quad (4.10)$$

$$N_y = \frac{220,5 \cdot 1000}{3740} = 59 \text{ МВт.}$$

Рекомендуется принимать следующие усредненные значения штатного коэффициента ($K_{ш}$): для ТЭЦ при значении мощности более 400 МВт – 1,2 – 1,4 чел/МВт; для ТЭЦ меньшей мощности – 1,5 – 1,8 чел/МВт.

Численность рабочего персонала на станции определяется по следующей формуле:

$$ЧП = K_{ш} \cdot N_y, \text{ чел,} \quad (4.11)$$

$$ЧП = 1,7 \cdot 59 = 100 \text{ чел.}$$

Суммарный фонд заработной платы, состоящий из основной заработной платы $I_{зно}$ и дополнительной $I_{знд}$ можно определить следующим образом:

$$ЧП = K_{ш} \cdot N_y, \text{ чел,} \quad (4.12)$$

$$ЧП = 1,7 \cdot 59 = 100 \text{ чел,}$$

$$I_{zn} = I_{zno} + I_{znd}, \text{ млн. тенге,} \quad (4.13)$$

Среднегодовая основная заработная плата I_{zno} принимается в размере 1,2 – 1,5 млн. тенге на одного работника. Величина I_{znd} определяется в размере 10-15% от значения I_{zno} .

$$I_{zno} = 100 \cdot 1,5 = 150 \text{ млн. тенге,}$$

$$I_{znd} = 150 \cdot 0,15 = 22,5 \text{ млн. тенге,}$$

$$I_{zn} = 150 + 22,5 = 172,5 \text{ млн. тенге.}$$

Капитальные вложения в строительство новой станции составляют:

$$K = K_{y\partial} \cdot N_y, \text{ млн. тенге.} \quad (4.14)$$

Принимается величина $K_{y\partial} = 1100$ \$/кВт установленной мощности. Стоимость доллара США для расчетов принимается в размере 400 тенге.

$$K_{y\partial} = 1100 \text{ $ / кВт} = 440 \text{ тыс. тенге/кВт,}$$

$$K = 440 \cdot 59 = 25960 \text{ млн. тенге.}$$

Норма амортизации находится в пределах 4,0-5,0%. Норма амортизационных отчислений для проведения расчетов принимается в размере 4,5% от величины K :

$$I_{ao} = 0,045 \cdot K, \text{ млн. тенге,} \quad (4.15)$$

$$I_{ao} = 0,045 \cdot 25960 = 1168,2 \text{ млн. тенге.}$$

Затраты на текущий ремонт для новых станций определяются по следующей формуле:

$$I_{mp} = 0,15 \cdot I_{ao}, \text{ млн. тенге,} \quad (4.16)$$

$$I_{mp} = 0,15 \cdot 1168,2 = 175,23 \text{ млн. тенге.}$$

Для расчетов величина платы за выбросы принимаются 200 тенге/т.н.т. Тогда затраты на выбросы определяются следующим образом:

$$I_{выб} = 200 \cdot B_n, \text{ млн. тенге,} \quad (4.17)$$

$$I_{выб} = 200 \cdot 361,7 / 1000 = 72,34 \text{ млн. тенге.}$$

Для укрупненных расчетов общестанционных и цеховых расходов применяется формула:

$$I_{\text{общ}} = 0,2 \cdot (I_{\text{ао}} + I_{\text{зн}} + I_{\text{тр}}), \text{ млн. тенге,} \quad (4.18)$$

$$I_{\text{общ}} = 0,2 \cdot (1168,2 + 172,5 + 175,23) = 303,19 \text{ млн. тенге.}$$

Разнесение затрат на выработку электрической и тепловой энергии на основе физического метода рассчитывается с помощью коэффициента:

$$K_p = B_{\text{э}} / B_y, \quad (4.19)$$

который показывает, какое количество топлива (в долях от единицы) израсходовано на отпуск электрической энергии, а разница $(1 - K_p)$ показывает долю расхода топлива на отпуск тепловой энергии.

Следует разнести результаты расчетов на затраты по каждой составляющей согласно полученному коэффициенту по видам отпускаемой энергии и занести результаты в таблицу 4.2.

$$K_p = 67,41 / 217 = 0,31,$$

$$1 - K_p = 1 - 0,31 = 0,69.$$

Таблица 4.2 – Суммарные эксплуатационные издержки (составляющие затрат на производство электрической и тепловой энергии)

Составляющие затрат	$I_{\text{всего}}$, млн.тенге	$I_{\text{э/э}}$, млн.тенге	$I_{\text{т/э}}$, млн.тенге
Топливо, I_m	2325,01	720,75	1604,26
Вода, I_v	330,75	102,53	228,22
Фонд заработной платы, $I_{\text{зн}}$	172,5	53,48	119,03
Амортизационные отчисления, $I_{\text{ао}}$	1168,2	362,14	806,06
Ремонт, $I_{\text{тр}}$	175,23	54,32	120,91
Общестанционные, $I_{\text{общ}}$	303,19	93,99	209,2
Плата за выбросы, $I_{\text{выб}}$	72,34	22,43	49,91
Итого затрат $\sum I$	4547,22	1409,64	3137,59

Себестоимость отпуска электрической энергии определяется по формуле:

$$S_{\text{э}} = \frac{I_m + I_v + I_{\text{зн}} + I_{\text{ао}} + I_{\text{тр}} + I_{\text{общ}} + I_{\text{выб}}}{\mathcal{E}_{\text{от}}}, \text{ тенге/кВт,} \quad (4.20)$$

$$S_{\text{э}} = \frac{1409,64}{202,9} = 6,95 \text{ тенге/кВт.}$$

Себестоимость отпуска тепловой энергии равна:

$$S_m = \frac{I_m + I_{\epsilon} + I_{zn} + I_{ao} + I_{mp} + I_{общ} + I_{выб}}{Q_{от}}, \text{ тенге / Гкал,} \quad (4.21)$$

$$S_m = \frac{3137,59}{743,1} = 4222 \text{ тенге/Гкал.}$$

Данную себестоимость отпуска энергии принимаем при работе чистого конденсатора. Таким образом, годовая стоимость отпуска электрической и тепловой энергии:

$$C_{\epsilon} = S_{\epsilon} \cdot \mathcal{E}_{\epsilon}, \text{ млн. тенге,} \quad (4.22)$$

$$C_m = S_m \cdot Q_{\epsilon}, \text{ млн. тенге,} \quad (4.23)$$

$$C_{\epsilon} = 6,95 \cdot 220,5 = 1532,48 \text{ млн. тенге,}$$

$$C_m = 4222 \cdot 748,7 / 1000 = 3161,01 \text{ млн. тенге.}$$

Итого:

$$C_{общ} = C_{\epsilon} + C_m, \text{ млн. тенге,} \quad (4.23)$$

$$C_{общ} = 1532,48 + 3161,01 = 4693,49 \text{ млн. тенге.}$$

4.2 Расчет окупаемости замены трубной системы конденсатора

Рассмотрим, как замена загрязненной трубной системы конденсатора на новую скажется на себестоимости отпуска электрической и тепловой энергии. Принимается, что конденсатор с загрязненными трубками работает при давлении конденсатора $P_{\kappa} = 6$ кПа. Номинальное значение давления в конденсаторе $P_{\kappa}^{ном} = 5$ кПа. Изменение мощности турбин при изменении давления отработавшего пара на 1 кПа равняется 1%. При $N_y = 59$ кПа принимаю изменение $\Delta N = 0,6$ кПа. В среднем повышение давления в конденсаторе 1 кПа приводит к пережогу топлива около 1,5%. При этом принимается, что удельный расход топлива на выработку электрической энергии $b_{\epsilon}' = 310,3$ т.у.т/кВт·ч, а на выработку тепловой – $b_m' = 202,8$ кг.у.т/Гкал. После замены на новую трубную систему получаем на выходе себестоимость, рассчитанную выше. Результаты проведенных расчетов до и после замены приведены в таблице 4.3.

Таблица 4.3 – Результаты расчета годовой стоимости отпуска тепла до и после замены трубной системы

Параметр	До замены (1)	После замены (2)
Давление в конденсаторе P_k , кПа	6	5
Себестоимость отпуска электрической энергии $S_э$, тенге/кВт	6,97	6,95
Себестоимость отпуска тепловой энергии S_m , тенге/Гкал	4238	4222
Годовая стоимость отпуска электрической энергии $C_э$, млн.тенге	1536,89	1532,48
Годовая стоимость отпуска тепловой энергии C_m , млн.тенге	3172,99	3161,01
Итоговая годовая стоимость $C_{общ}$, млн.тенге	4709,88	4693,49

Таким образом годовая экономия после замены составит (без учета затрат ремонта на замену трубной системы и на простой из-за конденсатора):

$$I_{год} = C_{общ1} - C_{общ2}, \text{ млн. тенге,} \quad (4.24)$$

$$I_{год} = 4709,88 - 4693,49 = 16,39 \text{ млн. тенге.}$$

Рассмотрим затраты на замену трубной системы конденсатора.

Согласно [32] стоимость замены всех трубок (100%) конденсатора составляет $C_{з.м.} = 1,5$ млн.тенге. Время простоя конденсатора с турбиной во время ремонта составит порядка $t_p = 20$ ч. За время простоя было не выработано порядка $N_{ном} = 1180$ МВт, что в деньгах с учетом себестоимости электрической энергии $C_{ном} = 0,17$ млн.тенге. То есть итога за проведение ремонта по замене:

$$C_{рем} = C_{ном} + C_{з.м.}, \text{ млн. тенге,} \quad (4.25)$$

$$C_{рем} = 0,17 + 1,5 = 1,67 \text{ млн. тенге.}$$

Таким образом, для окупаемости замены трубной системы требуется меньше года, а именно:

$$t_{окуп} = \frac{C_{рем} \cdot 12}{I_{год}}, \text{ мес.,} \quad (4.26)$$

$$t_{окуп} = \frac{1,67 \cdot 12}{16,39} = 1,22 \text{ мес.}$$

Это достаточно хороший срок окупаемости (примерно 1 месяц и 7 дней), но нужно еще учитывать, что конденсаторы очень часто вызывают сбои в работе (например, это видно по рисунку 1.10). Мониторинг конденсаторов позволит проводить своевременный ремонт оборудования для более эффективной эксплуатации конденсаторов и сокращения расходов станции.

Выводы

В результате проведения расчетов была определена себестоимость электрической и тепловой энергии Риддерской ТЭЦ и рассчитан срок окупаемости замены изношенных трубных систем в конденсаторе. Таким образом, себестоимость отпуска 1 кВт электрической энергии составил $S_e = 6,95$ тенге/кВт, а себестоимость 1 Гкал тепловой энергии оказалась равна $S_m = 4222$ тенге/Гкал. Согласно проведенному анализу, замена изношенных трубок ($P_k = 6$ кПа) в конденсаторе на новые ($P_k = 5$ кПа) обойдется $C_{рем} = 1,67$ млн.тенге. Срок окупаемости составил 1,22 месяца.

Заключение

В результате выполнения дипломной работы на тему «Оценка состояния и прогнозирование остаточного ресурса» в теоретической части был произведен анализ влияния работы конденсатора на энергоэффективность и экономичность станции, а именно влияния чистоты поверхности трубок охлаждения и завоздушенности конденсационной установки. В качестве объекта исследования мной была выбрана Риддерская ТЭЦ, а именно турбоагрегаты №1,2.

Была рассмотрена методика по определению остаточного ресурса в теоретической части. В общем случае, остаточный ресурс оценивается количеством заглушенных трубок в конденсаторе во время проведения ремонтов. Выявлено, что предельное количество заглушенных трубок, при котором целесообразна полная замена трубок конденсатора, в зависимости от стоимости топлива составляет от 7 до 9% общего количества трубок в аппарате.

В расчетной части был произведен расчет тепловой схемы турбоагрегата №1 ПТ-12/15-35/10М Риддерской ТЭЦ по заданному режиму работы. В результате чего были определены параметры, определяющие работу оборудования, распределение расходов пара по отборам турбины. По итогам энергетического баланса невязка составила менее 0,5%.

Далее был произведен расчет конденсатора КП-540/2 и построен совместный график работы конденсатора и эжектора, который позволит оценить состояние конденсатора, а именно степень загрязненности трубок и завоздушенности конденсатора. Анализ методик теплового расчета конденсатора показал, что для моих расчетов подойдет методика ТМЗ. По ней коэффициент теплопередачи конденсатора определяется с достаточной точностью согласно экспериментальным данным. Данная методика учитывает множество факторов (степень чистоты поверхности охлаждения, теплопроводность материала трубок, влияние скорости охлаждающей воды, температура охлаждающей воды, удельная паровая нагрузка конденсатора, а также учитывает термическое сопротивление слоя загрязнений). В результате произведенного расчета коэффициент теплопередачи при номинальных параметрах работы оказался равен $K = 2923 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{ч})$, что практически равно коэффициенту теплопередачи по опытным данным $K_{on} = 2954 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{ч})$ согласно [17]. После построения совместной характеристики работы эжектора и конденсатора при номинальных параметрах работы оборудования была смоделирована ситуация работы конденсатора при отклонении от номинала.

ДП-5В071700-2020-ДО-ПЗ

Изм	Лист	№ докум	Подп	Дата	Лит	Лист	Листов
						87	102
Разраб		Мин А.			Заключение		
Проверил		Борисова Н.Г.					
					АУЭС, Институт теплоэнергетики и теплотехники, ТЭС16-3		

Были приняты температура охлаждающей воды $t_{1в} = 20$ °С, расход пара в конденсатор $D_k = 10$ т/ч, фактическое давление в конденсаторе $P_k^{факт} = 4,5$ кПа. После чего на графике было оценено влияние загрязнения трубок и влияние завоздушенности конденсатора (рисунок 2.15). В результате поправка к давлению на загрязнение трубок $\Delta P_{загр} = 0,5$ кПа, влияние повышенных присосов воздуха в конденсатор $\Delta P_{возд} = 0,7$ кПа. Таким образом, можно оценивать работу конденсатора КП-540/2 с различными режимами работы.

В части БЖД был выполнен анализ опасных и вредных факторов, которые воздействуют на персонал в турбинном цехе, произведен расчет требуемого снижения шума от совместного воздействия конденсатных и циркуляционных насосов, были рассчитаны мероприятия по снижению шума для обеспечения нормативных уровней звукового давления на рабочем месте, а также был произведен расчет искусственного освещения для конденсационного помещения. По итогам акустического расчета были выбраны необходимые материалы и конструкции ограждающих поверхностей кабины наблюдения для снижения шума до допустимых значений. При площади глухой стены, граничащей с кабиной наблюдения $S_1 = 56$ м², целесообразно применить стеклопластиковые панели толщиной 10 мм для снижения воздействия шума до допустимых показателей, для перекрытия $S_2 = 140$ м² - железобетонные панели с полами из линолеума на войлочной подоснове с толщиной 5 мм, для дверей с площадью $S_3 = 4$ м² наиболее правильным будет использование обыкновенной филленчатой двери без уплотняющих прокладок для снижения шума, для окна площадью $S_4 = 15$ м² – Окно с органическим стеклом толщиной 4 мм с герметизацией притворов. В результате проведенного расчета искусственного освещения было определено, что для обеспечения требуемого уровня освещенности конденсационного помещения необходимо выбрать лампы ЛД-30 в количестве 25 штук.

В экономической части была определена себестоимость электрической и тепловой энергии Риддерской ТЭЦ и рассчитан срок окупаемости замены изношенных трубных систем в конденсаторе. В качестве исходных данных использовались отчеты 2017, 2018 годов. В итоге себестоимость отпуска 1 кВт электрической энергии составил $S_э = 6,95$ тенге/кВт, а себестоимость 1 Гкал тепловой энергии оказалась равна $S_m = 4222$ тенге/Гкал. Согласно проведенному анализу, замена изношенных трубок ($P_k = 6$ кПа) в конденсаторе на новые ($P_k = 5$ кПа) обойдутся $C_{рем} = 1,67$ млн.тенге. Срок окупаемости составил 1,22 месяца.

Список литературы

1 Рыженков О.В. «Повышение энергоэффективности паротурбинных установок ТЭС посредством интенсификации теплообменных процессов при конденсации пара» - М.: МЭИ, 2016. – 173 с.

2 Мурманский Б.Е. «Разработка, апробация и реализация методов повышения надежности и совершенствования системы ремонтов паротурбинных установок в условиях эксплуатации» - Екатеринбург, 2015 – 457 с.

3 РД 34.30.403-93 "Методические указания по наладке и эксплуатации систем шариковой очистки конденсаторов паровых турбин" – СПО ОРГРЭС, 1994. – 47 с.

4 Бродов Ю.М., Савельев Р.З. «Конденсационные установки паровых турбин: Учебное пособие для вузов» - М.: Энергоатомиздат, 1994. – 288 с.

5 Хаэт С.И. «Разработка и реализация элементов диагностического модуля для мониторинга состояния конденсационной установки паровой турбины. Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук» – Екатеринбург, 2004 – 147 с.

6 Бродов Ю.М., Плотников П.Н. «Надежность кожухотрубных теплообменных аппаратов паротурбинных установок: Учебное пособие» - Екатеринбург: УГТУ-УПИ, 2001 – 242 с.

7 https://ru.wikipedia.org/wiki/Риддерская_ТЭЦ

8 «Альбом технических характеристик основного оборудования электростанций ЕЭС Казахстана» - НДЦ СО, 2014

9 Кибарин А.А., Ходанова Т.В. «Реализация технологических процессов на ТЭС. Методические указания по выполнению курсовой работы для студентов специальности 5В071700 – Теплоэнергетика» - Алматы: АУЭС, 2019 – 19 с.

10 http://elib.sfu-kras.ru/bitstream/handle/2311/73833/nikulin_s.yu_.pdf?sequence

11 https://knowledge.allbest.ru/manufacture/3c0b65625a3ac68b5c43a88521316c36_0.html

12 СТО 70238424.27.100.011-2008 «Тепловые электрические станции. Методики оценки состояния основного оборудования» - Москва, 2008 – 61 с.

13 Беляев С.А., Литвак В.В., Солод С.С. «Надежность теплоэнергетического оборудования ТЭС» - Томск: Изд-во НТЛ, 2008 – 218 с.

ДП-5В071700-2020-ДО-ПЗ

Изм	Лист	№ докум	Подп	Дата	Лит	Лист	Листов
						89	102
Разраб		Мин А.			АУЭС, Институт теплоэнергетики и теплотехники, ТЭС16-3		
Проверил		Борисова Н.Г.					

Список литературы

14 Мурманский Б.Е., Аронсон К.Э., Бродов Ю.М. «Оценка остаточного ресурса конденсаторов ПТУ на основе статических моделей» - Журнал теплоэнергетика №11 (21), 2015 – 5 с.

15 РД 34.30.104 «Руководящие указания по тепловому расчету поверхностных конденсаторов мощных турбин тепловых и атомных электростанций» - М.: СПО «Союзтехэнерго», 1982 – 106 с.

16 Шемпелев А.Г. «Разработка и исследование некоторых способов повышения эффективности конденсационных устройств паровых турбин при малопаровых режимах работы: Автореф. дис. ... канд. техн. Наук» - Екатеринбург: УГТУ-УПИ, 1999 - 21 с.

17 Шкловер Г.Г., Мильман О.О. «Исследование и расчет конденсационных установок паровых турбин» - М.: Энергоатомиздат. 1985 - 240 с.

18 Ривкин С.Л., Александров А.А. «Термодинамические свойства воды и водяного пара: Справочник. Рек. Гос. службой стандартных справочных данных – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Энергоатомиздат, 1984 - 80 с. с ил.

19 <https://present5.com/kondensacionnaya-ustanovka-v-zadachu-kondensacionnoj-ustanovki-turbiny-vxodit/>

20 <https://openedu.urfu.ru/files/book/Глава%202.html>

21 <https://cyberleninka.ru/article/n/deaeratsionnye-ispytaniya-kondensatora-turbiny-pri-povyshennom-soderzhanii-svobodnoy-uglekisloty-v-ostrom-pare>

22 <https://studfile.net/preview/8072290/>

23 <https://studfile.net/preview/1191070/page:21/>

24 https://studbooks.net/1926757/matematika_himiya_fizika/bezopasnost_zhiznedeyatelnosti

25 Жандаулетова Ф.Р., Бегимбетова А.С. «Безопасность жизнедеятельности. Методические указания к выполнению раздела «Защита от производственного шума» в выпускных работах для всех специальностей. Бакалавриат» - Алматы: АИЭС, 2009 – 34 с.

26 СН РК 2.04-03-2011 «Защита от шума»

27 ГМС ЛИВГИДРОМАШ «Насосы центробежные конденсатные типа 1Кс и агрегаты электронасосные на их основе» – Руководство по эксплуатации Н49.897.00.00.000 РЭ – 67 с.

28 Коц А.Я. «Освещение электрических станций и подстанций – 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Энергоиздат, 1981 – 168 с., ил.

29 Экономика и управление в энергетике: Учеб. Пособие под ред. Н.Н. Кожевникова. - М.: Изд. Центр «Академия». 2003.

30 <http://tets.kz/информация/отчёты-2017-г/>

31 <http://tets.kz/информация/отчёты-2018-г/>

32 <https://files.stroyinf.ru/Data2/1/4293831/4293831752.htm>

Приложение А
Расчет тепловой схемы т.а.№1 Риддерской ТЭЦ в Excel

Таблица А.1 – Результаты по расчету тепловой схемы турбоагрегата №1 Риддерской ТЭЦ

Параметр	Обозн.	Разм.	Значение
Нагрузка вентиляции	Q_6	МПа	72
Максимальная тепловая нагрузка	Q_{max}	МПа	419,4
Расход сетевой воды	$G_{св}$	кг/ч	4504296
Давление острого пара с учетом дросселирования	P_0'	МПа	3,13
Энтальпия свежего пара	h_0	кДж/кг	3305
Энтальпия в точке 1	h_1	кДж/кг	3119,35
Адиабатная энтальпия в точке 1	h_1^{ad}	кДж/кг	3070
Давление в точке 1	P_1	МПа	1,35
Энтальпия в точке 3	h_3	кДж/кг	2729,79
Адиабатная энтальпия в точке 3	h_3^{ad}	кДж/кг	2650
Давление в точке 3	P_3	МПа	0,127
Энтальпия в точке 4	h_4	кДж/кг	2523,44
Адиабатная энтальпия в точке 4	h_4^{ad}	кДж/кг	2435
Давление в точке 4	P_4	МПа	0,024
Энтальпия в конденсаторе k	h_k	кДж/кг	2436,06
Адиабатная энтальпия в конденсаторе k	h_k^{ad}	кДж/кг	2305
Давление в конденсаторе	P_k	МПа	0,005
Недогрев ПВД	$\Delta t_{нвд}$	$^{\circ}\text{C}$	3
Недогрев ПНД	$\Delta t_{ннд}$	$^{\circ}\text{C}$	5
Потери давления ПВД	$\Delta P_{нвд}$	МПа	0,25
Потери давления ПНД	$\Delta P_{ннд}$	МПа	0,1
Давление питательного насоса	$P_{пн}$	МПа	5,8
Давление конденсатного насоса	$P_{кн}$	МПа	0,55
Давление в деаэраторе	P_d	МПа	0,2
Расход пара на турбину	D_0	кг/с	30,40
Коэффициент регенерации	r	-	1,03
Коэффициент полезного действия генератора	η_z	-	0,98
Механический коэффициент полезного действия	η_m	-	0,97
Номинальная мощность турбины	N_z	МВт	12
Расход пара на теплофикационный подогреватель	$D_{сн}$	кг/с	12,05
Коэффициент полезного действия подогревателя	$\eta_{сн}$	-	0,98
Температура на выходе сетевого подогревателя	$t_{сн}$	$^{\circ}\text{C}$	106,0

Продолжение таблицы А.1

Параметр	Обозн.	Разм.	Значение
Энтальпия воды на выходе сетевого подогревателя	$h_{сн}$	кДж/кг	446,2
Расход пара на производственный подогреватель	D_x	кг/с	13,89
Паропроизводительность котла	$D_{ка}$	кг/с	31,01
Доля утечек в цикле	$a_{ум}$	-	0,02
Расход питательной воды	$D_{пв}$	кг/с	31,38
Доля непрерывной продувки	$a_{нр}$	-	0,012
Расход продувочной воды	$D_{нр}$	кг/с	0,37
Давление в барабане котла	$P_{бар}$	МПа	4
Энтальпия котловой воды	$h_{кв}$	кДж/кг	1087
Коэффициент полезного действия подогревателя	$\eta_{рпн}$	-	0,98
Энтальпия воды на линии насыщения	$h'_{нр}$	кДж/кг	561,5
Энтальпия пара на линии насыщения	h''_p	кДж/кг	2725
Расход РНП	$D_{рпн}$	кг/с	0,09
Количество продувочной воды после РНП	$D_{нр}$	кг/с	0,28
Расход утечек	$D_{ум}$	кг/с	0,61
Расход холодной воды	$G_{хе}$	кг/с	1,11
Энтальпия воды на выходе из ОП	$h_{оп}$	кДж/кг	108,0
Коэффициент полезного действия ОП	$\eta_{оп}$	-	0,98
Давление ПВ	$P_{пв}$	МПа	5,8
Давление ПН	$P_{пн}$	МПа	7,25
Энтальпия воды по деаэратору 0,2 МПа	h'_d	кДж/кг	504,7
Энтальпия воды после питательного насоса	$h_{пн}$	кДж/кг	514,57
Коэффициент полезного действия ПЭН	$\eta_{пэн}$	-	0,71
Давление на входе насоса	$P_{пн}$	МПа	7,25
Давление за насосом	$P_{вс}$	МПа	0,7
Удельный объем	$v_{ср}$	м ³ /кг	0,00107
Расход пара 2 отбора	D_2	кг/с	1,62
Расход пара на эжекторы	$D_э$	кг/с	0,18
Энтальпия воды для восполнения потерь	$h_{нр}$	кДж/кг	108,0
Коэффициент полезного действия деаэратора	η_d	-	0,98
Энтальпия выпара в деаэраторе ($P_d = 0,2$ МПа)	h_d''	кДж/кг	2706
Расход воды в деаэратор (после ПНД)	$D_{кн}$	кг/с	0,90
Расход пара от отбора 3 на деаэратор	D_d	кг/с	3,01
Расход пара 4 отбора	D_4	кг/с	0,04
Коэффициент полезного действия ПНД	$\eta_{пнд}$	-	0,98

Таблица А.2 - Параметры пара и воды

Параметры	Характерные точки процесса						
	0	1	2	Д	3	4	К
Давление пара в отборе, МПа	3,4	1,35	0,5	0,127	0,127	0,024	0,005
То же в подогревателе, МПа	-	1,242	0,46	0,117	0,117	0,022	-
Энтальпия пара, кДж/кг	3305	3119,4	2925	2729,8	2729,8	2523,4	2436,1
Температура насыщения, °С	240,9	193,35	151,8	106,43	106,43	64,05	32,88
Энтальпия насыщения воды, кДж/кг	1042	822,6	640,2	446,2	446,2	268,1	137,8
Температура воды после подогревателя, °С	-	188,35	148,8	-	101,43	59,05	-
Давление воды после подогревателя, МПа	-	-	5,55	0,2	-	0,45	-
Энтальпия воды после п., кДж/кг	-	-	630,2	-	-	247,5	-
Теплоперепад, кДж/кг	-	185,65	380	-	575,21	781,56	868,94
Коэффициент недовыработки	-	0,786	0,563	-	0,338	0,101	-

Таблица А.3 – Энергетический баланс

Отбор	Обозн.	Разм.	Знач.
1-отбор (Производство)	N_1	кВт	2451,3
2-отбор (ПВД)	N_2	кВт	585,2
3-отбор (Теплофикация, Деаэратор)	N_3	кВт	8234,7
4-отбор (ПНД)	N_4	кВт	29,7
Отвод в конденсатор	N_k	кВт	743,4
Условие < 0,5%	ΔN	%	0,37

Дипломная работа ТС Мин А. ТЭС 16-3.xlsx - Microsoft Excel

Исходные данные				Расчет				Расчет			
Обозн.	Единица	Значение	Параметр	Обозн.	Единица	Значение	Параметр	Обозн.	Единица	Значение	Параметр
Группа ТЭС 16-3			Нагрузка вентиляции	$Q_{\text{вент}}$	МПа	72	Расход пара на турбину	$D_{\text{т}}$	кг/с	30,40	
м.м. доцент Борисова Н.Г.			Максимальная тепловая нагрузка	$Q_{\text{теп}}$	МПа	419,4	Коэффициент регенерации	r	-	1,03	
Расчет тепловой схемы			Расход сетевой воды	$G_{\text{св}}$	кг/ч	4504296	Коэффициент полезного действия генератора	$\eta_{\text{г}}$	-	0,98	
Исходные данные			Давление острого пара с учетом дросселирования	$P_{\text{о}}$	МПа	3,13	Механический коэффициент полезного действия	$\eta_{\text{м}}$	-	0,97	
Исходные данные			Энтальпия свежего пара	$h_{\text{п}}$	кДж/кг	3305	Номинальная мощность турбины	$N_{\text{т}}$	МВт	12	
Исходные данные			Энтальпия в точке 1	$h_{\text{п1}}$	кДж/кг	3119,35	Расход пара на теплофикационный	$D_{\text{тф}}$	кг/с	12,05	
Исходные данные			Адиабатная энтальпия в точке 1	$h_{\text{п1}}^{\text{ад}}$	кДж/кг	3070	Коэффициент полезного действия подогревателя	$\eta_{\text{п}}$	-	0,98	
Исходные данные			Давление в точке 1	$P_{\text{п1}}$	МПа	1,35	Температура на выходе сетевой подогревателя	$t_{\text{пв}}$	°C	106,0	
Исходные данные			Энтальпия в точке 3	$h_{\text{п3}}$	кДж/кг	2729,79	Энтальпия воды на входе сетевой	$h_{\text{пв}}$	кДж/кг	446,2	
Исходные данные			Адиабатная энтальпия в точке 3	$h_{\text{п3}}^{\text{ад}}$	кДж/кг	2650	Расход пара на производственный	$D_{\text{п}}$	кг/с	13,89	
Исходные данные			Давление в точке 3	$P_{\text{п3}}$	МПа	0,127	Паропроизводительность котла	$D_{\text{к}}$	кг/с	31,01	
Исходные данные			Энтальпия в точке 4	$h_{\text{п4}}$	кДж/кг	2523,44	Доля утечек в шпале	$\sigma_{\text{ш}}$	-	0,02	
Исходные данные			Адиабатная энтальпия в точке 4	$h_{\text{п4}}^{\text{ад}}$	кДж/кг	2435	Расход питательной воды	$D_{\text{пв}}$	кг/с	31,38	
Исходные данные			Давление в точке 4	$P_{\text{п4}}$	МПа	0,024	Доля непрерывной продувки	$\sigma_{\text{пр}}$	-	0,012	
Исходные данные			Энтальпия в конденсаторе к	$h_{\text{к}}$	кДж/кг	2436,06	Расход продувочной воды	$D_{\text{пр}}$	кг/с	0,37	
Исходные данные			Адиабатная энтальпия в конденсаторе к	$h_{\text{к}}^{\text{ад}}$	кДж/кг	2395	Давление в барабанах котла	$P_{\text{бар}}$	МПа	4	
Исходные данные			Давление в конденсаторе	$P_{\text{к}}$	МПа	0,005	Энтальпия котловой воды	$h_{\text{кв}}$	кДж/кг	1087	
Исходные данные			Неогревы ПВД	$\Delta t_{\text{неог}}$	°C	3	Коэффициент полезного действия подогревателя	$\eta_{\text{пв}}$	-	0,98	
Исходные данные			Неогревы ПИД	$\Delta t_{\text{неог}}$	°C	5	Энтальпия воды на линии намыления	$h'_{\text{пр}}$	кДж/кг	561,5	
Исходные данные			Потери давления ПВД	$\Delta P_{\text{неог}}$	МПа	0,25	Энтальпия пара на линии намыления	$h''_{\text{пр}}$	кДж/кг	2725	
Исходные данные			Потери давления ПИД	$\Delta P_{\text{неог}}$	МПа	0,1	Расход РНИ	$D_{\text{рн}}$	кг/с	0,09	
Исходные данные			Давление питательного насоса	$P_{\text{пн}}$	МПа	5,8	Количество продувочной воды после РНИ	$D'_{\text{пр}}$	кг/с	0,28	
Исходные данные			Давление конденсатного насоса	$P_{\text{кн}}$	МПа	0,55	Расход утечек	$G_{\text{ут}}$	кг/с	0,61	
Исходные данные			Давление в деаэраторе	$P_{\text{д}}$	МПа	0,2	Расход холодной воды	$G_{\text{хв}}$	кг/с	1,11	
Исходные данные							Энтальпия воды на выходе из ОП	$h_{\text{оп}}$	кДж/кг	108,0	
Исходные данные							Коэффициент полезного действия ОП	$\eta_{\text{оп}}$	-	0,98	
Исходные данные							Давление ПВ	$P_{\text{пв}}$	МПа	5,8	
Исходные данные							Давление ПИ	$P_{\text{пи}}$	МПа	7,25	
Исходные данные							Энтальпия воды по деаэратору 0,2 МПа	$h'_{\text{д}}$	кДж/кг	504,7	
Исходные данные							Энтальпия воды после питательного насоса	$h_{\text{пн}}$	кДж/кг	514,57	

Рисунок А.1 - Окно программы расчета тепловой схемы

Приложение Б
Расчет и анализ характеристик конденсатора КП-540/2 в Excel

Таблица Б.1 – Результаты расчета характеристик конденсатора КП-540/2

Параметр	Обозн.	Разм.	Значение
Коэффициент состояния поверхности теплообмена конденсатора	a	-	0,8
Коэффициент, зависящий от материала	a_c	-	0,8
Коэффициент, зависящий от толщины стенок трубок	a_m	-	1
Условие	x/a	\leq	0,6
Параметр	x	-	0,384
Расход пара в конденсатор гр.	D_K^{2p}	т/ч	13,62
Условие	D_K/D_K^{2p}	\geq	1
Коэффициент, учитывающий влияние удельной паровой нагрузки конденсатора	Φ_d	-	1
Расчетная удельная паровая нагрузка конденсатора	d_K	кг/(м ² ·ч)	42,04
Коэффициент теплопередачи конденсатора	K_u	Вт/(м ² ·К)	2922,823
Расход воздуха	$G_{вз}$	г/с	1,90
		кг/ч	6,86
Температура паровоздушной смеси на входе в пароструйный эжектор	$t_{см}$	°С	29,02
Давление насыщения при температуре $t_{см}$	$p_{см,н}$	кПа	4,01
Переохлаждение	Δ	°С	3,86
Принятое давление эжектора	$p_э$	кПа	3,75
Принятое давление в конденсаторе	$p_{к0}$	кПа	3,86
Сомножитель, учитывающий гидр. потери	1,03-1,08	-	1,03
Температура насыщения при $p_{к0}$	$t_{к0}$	°С	28,35
Отношение располагаемой разности температур Δ_0 к номинальному значению $\Delta_{ном}$	$\bar{\Delta}_0$	-	0,65
Координаты точки перелома	\bar{Q}_1	-	0,74
	$\bar{\Delta}_1$	-	0,74

Таблица Б.2 – Определение $p_э$ методом приближения

Параметр	Обозн.	Разм.	Значение
Приближение 1			
Значение давления по характеристике эжектора	$p_э$	кПа	2,1
Давление насыщения при $t_{1э}$	$p_{к1}$	кПа	2,34
Давление насыщ. при температуре 25 °С, хар-ка	$p_{н,25}$	кПа	3,17
Поправка к значениям давления	$\Delta p_э$	кПа	0,84

Продолжение таблицы Б.2

Параметр	Обозн.	Разм.	Значение
давления по характеристике эжектора попр.	$p_{в.н}$	кПа	2,94
Содержание воздуха в паре	ε	-	0,669
Эквивалентный расход воздуха	$G_{экв}$	кг/ч	12,19
Новое, принимаемое значение давление по хар-ке	$p_э$	кПа	2,53
Значение давление по хар-ке попр.	$p_{э.н}$	кПа	3,37
Разность	$p'_в$	кПа	1,03
Проверка, с точностью < 5%	δ	кПа	185,44
Приближение 2			
Принимаемое значение давления	$p_в$	кПа	2,5
Содержание воздуха в паре	ε	-	0,632
Эквивалентный расход воздуха	$G_{экв}$	кг/ч	13,01
Новое, принимаемое значение давление по хар-ке	$p_э$	кПа	2,59
Значение давление по хар-ке попр.	$p_{э.н}$	кПа	3,43
Разность	$p'_в$	кПа	1,09
Проверка, с точностью < 5%	δ	кПа	129,36
Приближение 3			
Принимаемое значение давления	$p_в$	кПа	2
Содержание воздуха в паре	ε	-	0,579
Эквивалентный расход воздуха	$G_{экв}$	кг/ч	14,37
Новое, принимаемое значение давление по хар-ке	$p_э$	кПа	2,69
Значение давление по хар-ке попр.	$p_{э.н}$	кПа	3,53
Разность	$p'_в$	кПа	1,19
Проверка, с точностью < 5%	δ	кПа	68,07
Приближение 4			
Принимаемое значение давления	$p_в$	кПа	1,5
Содержание воздуха в паре	ε	-	0,508
Эквивалентный расход воздуха	$G_{экв}$	кг/ч	16,63
Новое, принимаемое значение давление по хар-ке	$p_э$	кПа	2,86
Значение давление по хар-ке попр.	$p_{э.н}$	кПа	3,7
Разность	$p'_в$	кПа	1,36
Проверка, с точностью < 5%	δ	кПа	10,29

Продолжение таблицы Б.2

Параметр	Обозн.	Разм.	Значение
Приближение 5			
Принимаемое значение давления	p_v	кПа	1,4
Содержание воздуха в паре	ε	-	0,49
Эквивалентный расход воздуха	$G_{экв}$	кг/ч	17,31
Новое, принимаемое значение давление по хар-ке	$p_{э}$	кПа	2,91
Значение давление по хар-ке попр.	$p_{э,n}$	кПа	3,75
Разность	p'_v	кПа	1,41
Проверка, с точностью < 5%	δ	кПа	0,71

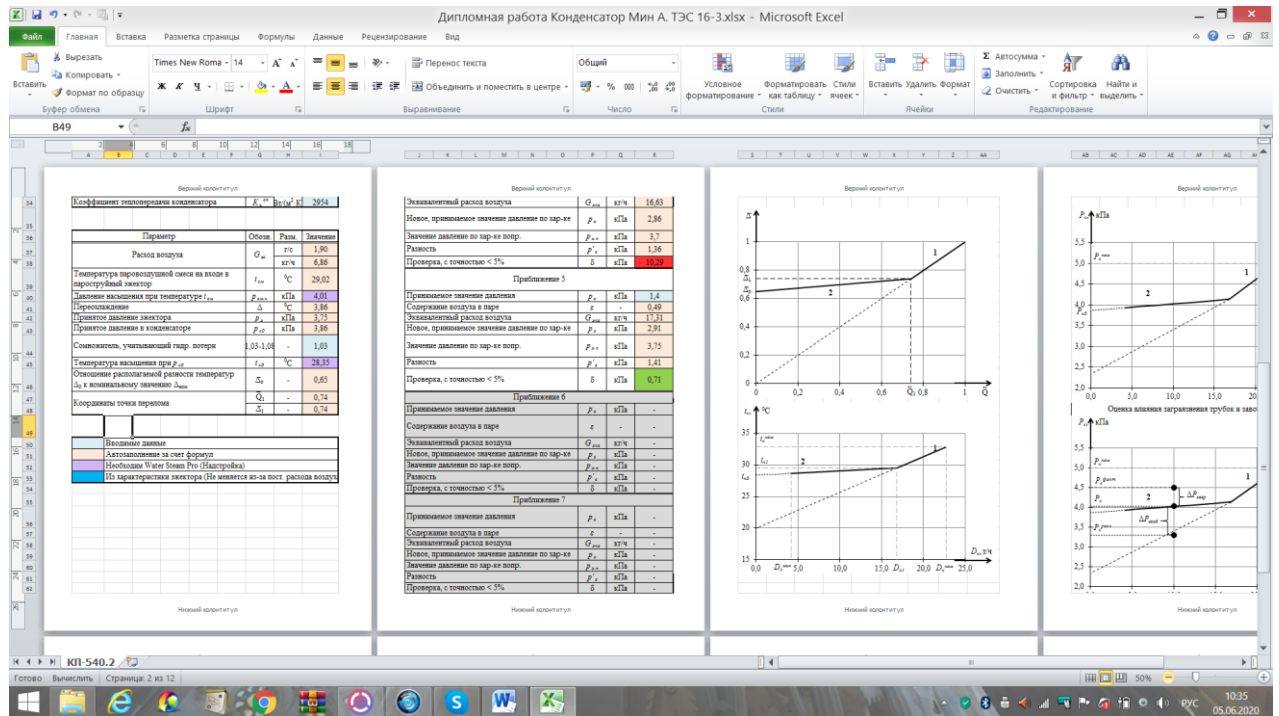


Рисунок Б.1 - Окно программы расчета конденсатора

Приложение В
Расчетная часть по разделу БЖД в Excel

Таблица В.1 – Результаты расчета по снижению шума

№	Величина	Ед. из м.	Среднегеометрическая частота октавной полосы, Гц							
			63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
1	L_{p1}	дБ	89	90	92	92	91	90	81	79
2	L_{p2}	дБ	89	101	100	86	88	92	96	97
3	$\Delta_1=10^{0,1L_{p1}}$	-	$7,9 \cdot 10^8$	$10 \cdot 10^8$	$1,6 \cdot 10^9$	$1,6 \cdot 10^9$	$1,3 \cdot 10^9$	$10 \cdot 10^8$	$1,3 \cdot 10^8$	$7,9 \cdot 10^7$
4	$\Delta_2=10^{0,1L_{p2}}$	-	$7,9 \cdot 10^8$	$13 \cdot 10^9$	$10 \cdot 10^9$	$4 \cdot 10^8$	$6,3 \cdot 10^8$	$1,6 \cdot 10^9$	$4 \cdot 10^9$	$5 \cdot 10^9$
5	$S_1 = S_2 = 2\pi r_1^2$	м ²	1815,8	1815,8	1815,8	1815,8	1815,8	1815,8	1815,8	1815,8
6	$S_3 = S_4 = 2\pi r_3^2$	м ²	1339,3	1339,3	1339,3	1339,3	1339,3	1339,3	1339,3	1339,3
7	$S_5 = S_6 = 2\pi r_5^2$	м ²	2035,8	2035,8	2035,8	2035,8	2035,8	2035,8	2035,8	2035,8
8	$10^{0,1L_{p1}}/S_1$	-	$4,4 \cdot 10^5$	$4,4 \cdot 10^5$	$4,4 \cdot 10^5$	$4,4 \cdot 10^5$	$4,4 \cdot 10^5$	$4,4 \cdot 10^5$	$4,4 \cdot 10^5$	$4,4 \cdot 10^5$
9	$10^{0,1L_{p1}}/S_2$	-	$4,4 \cdot 10^5$	$4,4 \cdot 10^5$	$4,4 \cdot 10^5$	$4,4 \cdot 10^5$	$4,4 \cdot 10^5$	$4,4 \cdot 10^5$	$4,4 \cdot 10^5$	$4,4 \cdot 10^5$
10	$10^{0,1L_{p1}}/S_3$	-	$5,9 \cdot 10^5$	$5,9 \cdot 10^5$	$5,9 \cdot 10^5$	$5,9 \cdot 10^5$	$5,9 \cdot 10^5$	$5,9 \cdot 10^5$	$5,9 \cdot 10^5$	$5,9 \cdot 10^5$
11	$10^{0,1L_{p1}}/S_4$	-	$5,9 \cdot 10^5$	$5,9 \cdot 10^5$	$5,9 \cdot 10^5$	$5,9 \cdot 10^5$	$5,9 \cdot 10^5$	$5,9 \cdot 10^5$	$5,9 \cdot 10^5$	$5,9 \cdot 10^5$
12	$10^{0,1L_{p1}}/S_5$	-	$3,9 \cdot 10^5$	$3,9 \cdot 10^5$	$3,9 \cdot 10^5$	$3,9 \cdot 10^5$	$3,9 \cdot 10^5$	$3,9 \cdot 10^5$	$3,9 \cdot 10^5$	$3,9 \cdot 10^5$
13	$10^{0,1L_{p1}}/S_6$	-	$3,9 \cdot 10^5$	$3,9 \cdot 10^5$	$3,9 \cdot 10^5$	$3,9 \cdot 10^5$	$3,9 \cdot 10^5$	$3,9 \cdot 10^5$	$3,9 \cdot 10^5$	$3,9 \cdot 10^5$
14	строки 8 +9 + +10 +11 +12 +13	-	$1,5 \cdot 10^6$	$2,3 \cdot 10^6$	$5,8 \cdot 10^6$	$7,3 \cdot 10^6$	$7,3 \cdot 10^6$	$5,8 \cdot 10^6$	$2,3 \cdot 10^6$	$2,3 \cdot 10^6$
15	B_{1000}	м ²	28	28	28	28	28	28	28	28
16	μ	-	0,65	0,62	0,64	0,75	1	1,5	2,4	4,2
17	$B = B_{1000} \cdot \mu$	м ²	18,2	17,4	17,9	21	28	42	67,2	117,6
18	$4\psi/B$		0,143	0,149	0,145	0,124	0,093	0,062	0,039	0,022

1 9	$\sum_1^4 10^{0,1 \cdot Lp1}$ = = 4 $\cdot 10^{0,1 \cdot Lp1}$	-	$3,2 \cdot 10^9$	$4 \cdot 10^9$	$6,3 \cdot 10^9$	$6,3 \cdot 10^9$	$5 \cdot 10^9$	$4 \cdot 10^9$	$5 \cdot 10^8$	$3,2 \cdot 10^8$
2 0	$\sum_1^2 10^{0,1 \cdot Lp2}$ = = 2 $\cdot 10^{0,1 \cdot Lp2}$	-	$1,6 \cdot 10^9$	$2,5 \cdot 10^{10}$	$2 \cdot 10^{10}$	$8 \cdot 10^8$	$1,3 \cdot 10^9$	$3,2 \cdot 10^9$	$8 \cdot 10^9$	$10 \cdot 10^9$
2 1	строки 19+20	-	$4,8 \cdot 10^9$	$3 \cdot 10^{10}$	$2,63 \cdot 10^{10}$	$7,1 \cdot 10^9$	$6,3 \cdot 10^9$	$7,2 \cdot 10^9$	$8,5 \cdot 10^9$	$1,03 \cdot 10^{10}$
2 2	строки 18*21	-	$6,8 \cdot 10^8$	$4,3 \cdot 10^9$	$3,8 \cdot 10^9$	$8,8 \cdot 10^8$	$5,9 \cdot 10^8$	$4,4 \cdot 10^8$	$3,3 \cdot 10^8$	$2,3 \cdot 10^8$
2 3	строки 14+22	-	$6,8 \cdot 10^8$	$4,4 \cdot 10^9$	$3,8 \cdot 10^9$	$8,9 \cdot 10^8$	$5,9 \cdot 10^8$	$4,5 \cdot 10^8$	$3,3 \cdot 10^8$	$2,3 \cdot 10^8$
2 4	$L_{общ} = 10 \lg(c$ тр.23)	дБ	88,4	96,4	95,8	89,5	87,7	86,5	85,2	83,7
2 5	$L_{доп} = L_H$	дБ	94	87	82	78	75	73	71	70
2 6	$\Delta L_{тр общ}$	дБ	-	9,4	13,8	11,5	12,7	13,5	14,2	13,7

Таблица В.2 - Результаты акустического расчета

Величина	Ед. изм.	Среднегеометрическая частота, Гц							
		63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
V_{1000}	м ²	28	28	28	28	28	28	28	28
μ	-	0,65	0,62	0,64	0,75	1	1,5	2,4	4,2
$V = V_{1000} \mu$	-	18,2	17,4	17,9	21	28	42	67,2	117,6
$L_{ш, дБ}$	дБ	88,4	96,4	95,8	89,5	87,7	86,5	85,2	83,7
$L_{доп, дБ}$	дБ	94	87	82	78	75	73	71	70

$10\lg n$ ($n=4$)	-	6	6	6	6	6	6	6	6
$10\lg B$	-	12,6	12,4	12,5	13,2	14,5	16,2	18,3	20,7
$10\lg S_1$ ($S_1=56\text{M}^2$)	-	17,5	17,5	17,5	17,5	17,5	17,5	17,5	17,5
$10\lg S_2$ ($S_2=140\text{M}^2$)	-	21,5	21,5	21,5	21,5	21,5	21,5	21,5	21,5
$10\lg S_3$ ($S_3=4\text{M}^2$)	-	6	6	6	6	6	6	6	6
$10\lg S_4$ ($S_4=15\text{M}^2$)	-	11,8	11,8	11,8	11,8	11,8	11,8	11,8	11,8
$R_{\text{тp1}}$	дБ	5,3	20,5	24,8	21,8	21,7	20,8	19,4	16,5
$R_{\text{тp2}}$	дБ	9,3	24,5	28,8	25,8	25,7	24,8	23,4	20,5
$R_{\text{тp3}}$	дБ	-6,2	9,0	13,3	10,3	10,2	9,3	7,9	5,0
$R_{\text{тp4}}$	дБ	-0,4	14,8	19,1	16,1	16,0	15,1	13,7	10,8

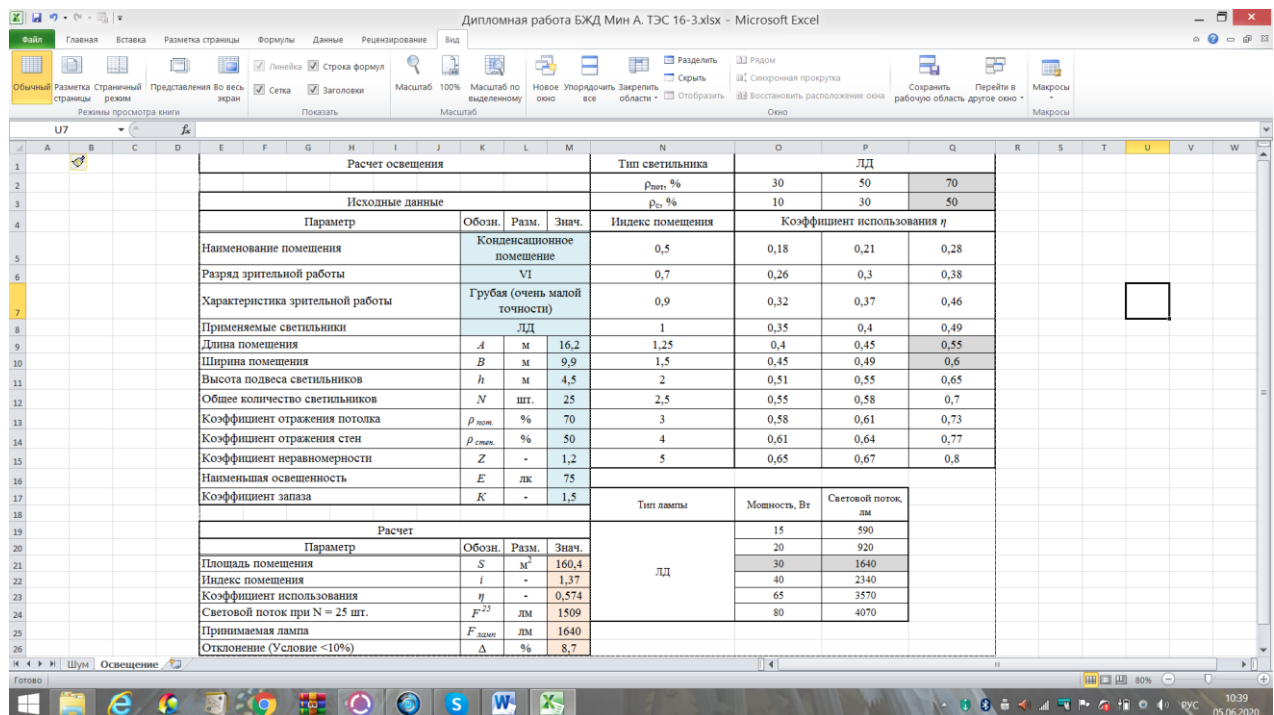


Рисунок В.1 - Окно программы расчета освещения в разделе БЖД

Приложение Г
Расчет экономической части в Excel

Таблица Г.1 – Результаты проведения расчета экономической части

Параметр	Обозн.	Разм.	Знач.
Годовой отпуск электрической энергии	$\mathcal{E}_{от}$	млн.кВтч	202,9
Собственные нужды электрической энергии (7-9%)	$\mathcal{E}_{сн}$	%	8
Годовой отпуск тепловой энергии	$Q_{от}$	тыс.Гкал	743,1
Собственные нужды тепловой энергии (0,5-1%)	$Q_{сн}$	%	0,75
Годовой расход топлива на выработку элект. эн.	$B_{\mathcal{E}}$	тыс.т.у.т	67,41
Годовой расход топлива на выработку тепловой эн.	B_m	тыс.т.у.т	149,59
Итого расход топлива ТЭЦ	B_{γ}	тыс.т.у.т	217
Расход натурального топлива	B_n	тыс.т.н.т	361,7
Коэффициент пересчета	K_n	-	0,6
Затраты на транспорт 1 т.н.т	$\mathcal{U}_{тп}$	тенге/т.н.т	570,0
Составляющая затрат на топливо	I_m	млн.тенге	2325,01
Затраты на водоснабжение	$I_{\mathcal{B}}$	млн.тенге	330,75
Коэффициент пересчета	$K_{\mathcal{B}}$	-	1,5
Установленная электрическая мощность станции	N_{γ}	МВт	59
Значение штатного коэффициента (1,5-1,8)	$K_{ш}$	чел/МВт	1,7
Численность персонала станции	$\mathcal{CП}$	чел	100
Основная заработная плата 1 рабочего	$I_{зпo1}$	млн.тенге	1,5
Основная заработная плата	$I_{зпo}$	млн.тенге	150,0
Дополнительная заработная плата	$I_{зпд}$	млн.тенге	22,5
Коэффициент пересчета (10-15%)	K	-	0,15
Суммарный фонд заработной платы	$I_{зп}$	млн.тенге	172,5
Коэффициент	$K_{\gamma d}$	\$/кВт	1100,0
Курс доллара	κ	-	400,0
Коэффициент в пересчета на тенге	$K_{\gamma d}$	тыс.тенге/кВт	440,0
Капитальные вложения	K	млн.тенге	25960,0
Норма амортизации (4-5%)	$K_{ам}$	%	4,5
Амортизация	I_{ao}	млн.тенге	1168,2
Текущий ремонт	$I_{тп}$	млн.тенге	175,23
Плата за выбросы (200-250)	$K_{\mathcal{B}}$	тенге/т.н.т	200,00
Выбросы	$I_{выб}$	млн.тенге	72,34
Общестанционные и цеховые расходы	$I_{обш}$	млн.тенге	303,19
Коэффициент затрат	K_p	-	0,31

Продолжение таблицы Г.1

Параметр	Обозн.	Разм.	Знач.
1 - K_p	$I - K_p$	-	0,69
Себестоимость отпуска электрической энергии	S_e	тенге/кВт	6,95
Себестоимость отпуска тепловой энергии	S_m	тенге/Гкал	4222
Годовая стоимость отпуска электрической энергии	C_e	млн.тенге	1532,48
Годовая стоимость отпуска тепловой энергии	C_m	млн.тенге	3161,01
Итого	$C_{общ}$	млн.тенге	4693,49

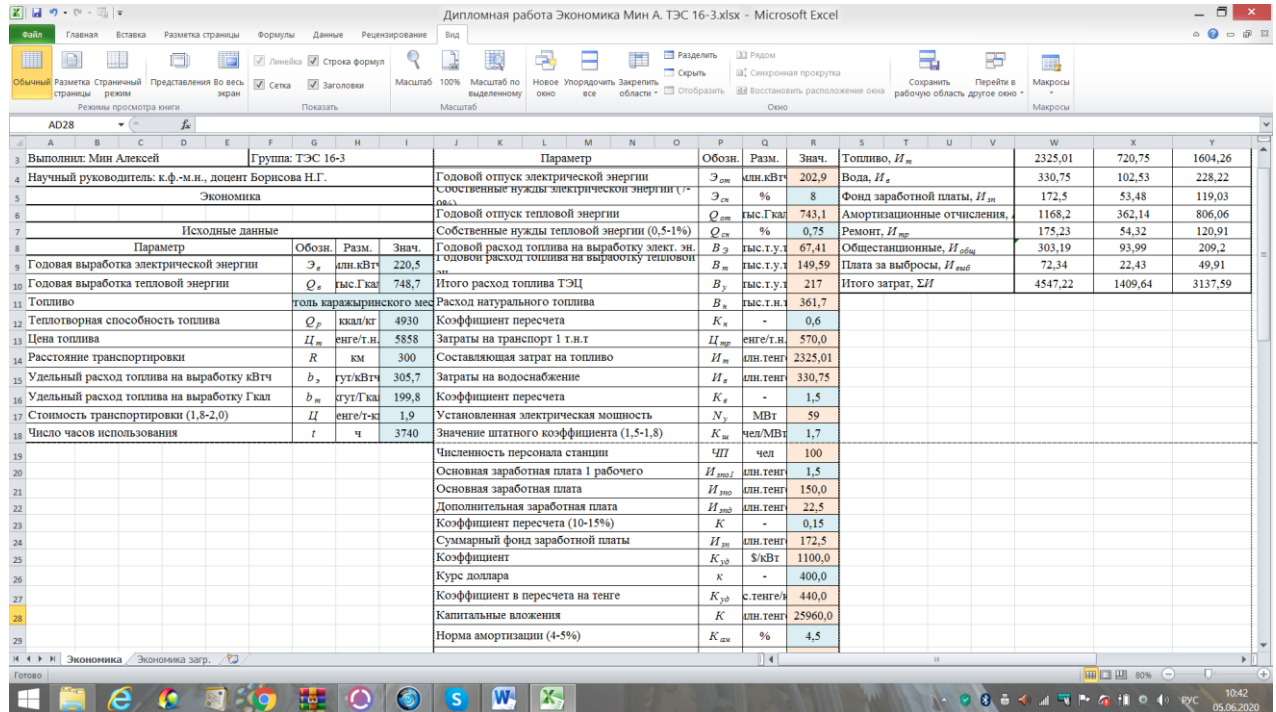


Рисунок Г.1 - Окно программы экономического расчета