

МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ АВТОНОМНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«Национальный исследовательский ядерный университет «МИФИ»

Обнинский институт атомной энергетики –

филиал федерального государственного автономного образовательного учреждения
высшего образования «Национальный исследовательский ядерный университет «МИФИ»

(ИАТЭ НИЯУ МИФИ)

Отделение Ядерной физики и технологии

**Выпускная квалификационная работа -
дипломная работа (дипломный проект)**

по специальности: 14.05.02 «атомные станции: проектирование,
эксплуатация и инжиниринг»

Специализация: «Проектирование и эксплуатация атомных станций»

**«Расчет теплообменника системы аварийно-планового расхолаживания
при частичном глушении трубок»**

Выполнил:
студент гр. АЭС2-С14и

Байгул Мерт.

(подпись, дата)

Руководитель ВКР,
доцент, к.т.н.

Слободчук В.И.

(подпись, дата)

Нормоконтроль

Чистозвонова Е.А.

(подпись, дата)

Выпускная квалификационная
работа допущена к защите

(№ протокола, дата заседания комиссии)

Руководитель
образовательной программы
14.05.02 «Атомные станции:
проектирование, эксплуатация
и инжиниринг», д.т.н.,
профессор

Лескин С.Т.

(подпись, дата)

Обнинск, 2020 г.

РЕФЕРАТ

Работа 52 с., 20 рис., 10 табл., 8 ист.

ВВЭР-1000, СИСТЕМА АВАРИЙНО-ПЛАНОВОГО
РАСХОЛАЖИВАНИЯ, ТЕПЛООБМЕННЫЕ ТРУБЫ, ГЛУШЕНИЕ,
ОТЛОЖЕНИЯ, ГИДРАВЛИЧЕСКОЕ СОПРОТИВЛЕНИЕ.

Целью работы является оценка влияния количества заглушенных теплообменных труб на изменение параметров теплообменника, а также влияние наличия отложений на коэффициент теплопередачи и температуру охлаждаемой воды на выходе из теплообменника системы аварийно-планового расхолаживания.

В ходе расчетов была проведена оценка эффективности теплопередачи в теплообменнике системы аварийно-планового расхолаживания при учете отложений, при учете глушения и при совместном влиянии этих факторов.

Выполнена оценка максимального количества труб, которое можно заглушить без снижения эффективности теплообменника.

Рассчитано гидравлическое сопротивление трубного пространства и межтрубного пространства при разных условиях.

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	3
ГЛАВА 1. СИСТЕМА АВАРИЙНО-ПЛАНОВОГО РАСХОЛАЖИВАНИЯ.....	4
1.1 Назначение системы	4
1.2 Описание системы.....	5
1.3 Работа системы.....	8
1.3.1 Плановое расхолаживание реакторной установки	8
1.3.2 Ремонтное расхолаживание	10
1.3.3 Аварийное расхолаживание	11
1.4 Теплообменник системы аварийно-планового расхолаживания	13
ГЛАВА 2. ОЦЕНКА ПРОЦЕССОВ, СОПРОВОЖДАЮЩИХ РАБОТУ СИСТЕМЫ АВАРИЙНО-ПЛАНОВОНО РАСХОЛАЖИВАНИЯ	16
2.1 Влияние количества заглушенных теплообменных труб на коэффициент теплопередачи и температуру охлаждаемой среды.....	18
2.2 Влияние количества заглушенных теплообменных труб при наличии отложений на коэффициент теплопередачи и температуру охлаждаемой среды.....	31
2.3 Гидравлическое сопротивление.....	46
2.3.1 Расчет гидравлического сопротивления.....	47
ЗАКЛЮЧЕНИЕ	55
СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ	57

ОБОЗНАЧЕНИЯ И СОКРАЩЕНИЯ

Перечень принятых сокращений

АУПТ – автоматическая установка пожаротушения;

АЭС – атомная электростанция;

БЩУ – блочный щит управления;

ВВЭР – водо-водяной энергетический реактор;

ГЕ – гидроемкость;

ГЦК – главный циркуляционный контур;

ГЦТ – главный циркуляционный трубопровод;

МПА – максимальная проектная авария;

МРЗ – максимальное расчетное землетрясение;

РО – реакторное отделение;

РУ – реакторная установка;

САОЗ – система аварийного охлаждения активной зоны реактора;

СБ – система безопасности.

ВВЕДЕНИЕ

Безопасность атомной станции, как известно, определяется ее радиационным воздействием на персонал, население и окружающую среду. Для защиты от неприемлемого уровня радиационного воздействия проектом АЭС предусматриваются технические средства и организационные меры. К таким техническим средствам относятся специальные технические системы, которые называются системами безопасности. Их целью является предотвращение серьезных аварий и ограничение масштабов их последствий в случае их возникновения.

Система аварийного и планового расхолаживания блока с реактором ВВЭР относится к таким системам безопасности. Работоспособность системы аварийно-планового расхолаживания является одной из важнейших составляющих безопасной эксплуатации энергоблока в течение всего срока службы. В состав системы входит теплообменник аварийного и планового расхолаживания. В процессе эксплуатации теплообменника меняется количество заглушенных трубок, при этом уменьшается поверхность теплообмена, увеличивается гидравлическое сопротивление, что приводит к изменению температуры охлаждаемой среды.

Целью работы является оценка работоспособности теплообменника системы аварийного и планового расхолаживания блока с реактором ВВЭР-1000 при частичном глушении теплообменных труб и с учетом отложений примесей на поверхности теплообмена.

Задачи: ознакомиться с оборудованием и режимами работы системы аварийного и планового расхолаживания, более детально изучить конструкцию и характеристики теплообменника системы аварийного и планового расхолаживания, рассчитать температуры охлаждаемой и охлаждающей среды при частичном глушении трубок теплообменной поверхности и с учетом возможных загрязнений труб, сравнить полученные результаты с критериями работоспособности теплообменник, сделать выводы.

ГЛАВА 1. СИСТЕМА АВАРИЙНО-ПЛАНОВОГО РАСХОЛАЖИВАНИЯ

1.1 Назначение системы

Система аварийного и планового расхолаживания (САОЗ) является системой безопасности и одновременно выполняет функции системы нормальной эксплуатации.

Она выполняет следующие задачи:

- аварийное расхолаживание активной зоны и отвод остаточных тепловыделений при авариях, связанных с разуплотнением первого контура,
- плановое расхолаживание реакторной установки во время останова и отвода остаточных тепловыделений активной зоны при проведении перегрузки.

Система должна удовлетворять следующим требованиям и критериям (со стороны реакторной установки):

- по расходу — обеспечивать подачу во всех ситуациях в первый контур раствора борной кислоты с концентрацией не менее 16 г/кг и с расходом 250 – 300 м³/ч при давлении в контуре 2,06 МПа и 700 – 750 м³/ч при давлении 0,1 МПа и температуру раствора не ниже 20 °С;
- по времени — в аварийных ситуациях обеспечивать подачу воды не позднее чем через 35 - 40 с с момента достижения давления в первом контуре 2,06 МПа;
- по опробованию на мощности — допускать возможность опробования (поканально) при работе блока на мощности для подтверждения своих функциональных свойств;
- по длительности работы — работать как во время аварийных ситуаций, так и в послеаварийный период (в течение всего периода нахождения топлива в активной зоне);

– по ремонтпригодности — обеспечивать возможность кратковременного вывода в ремонт ее элементов в составе одного канала при работе реактора на мощности.

Система аварийного и планового расхолаживания выполнена трехканальной с учетом принципа единичного отказа и возможности кратковременного ремонта. Каждый канал системы способен выполнить функции всей системы.

Система предназначена также для отвода остаточных тепловыделений при проведении ремонтных работ на оборудовании реакторной установки со снижением уровня теплоносителя в реакторе ниже оси патрубков «горячих» ниток петель без выгрузки активной зоны. Пространственное разделение каналов с установкой стен и перекрытий огнестойкостью не менее 1.5 ч и наличие автоматической установки пожаротушения (АУПТ) кабельных помещений позволяют сохранять работоспособность системы при пожаре в одном из каналов.

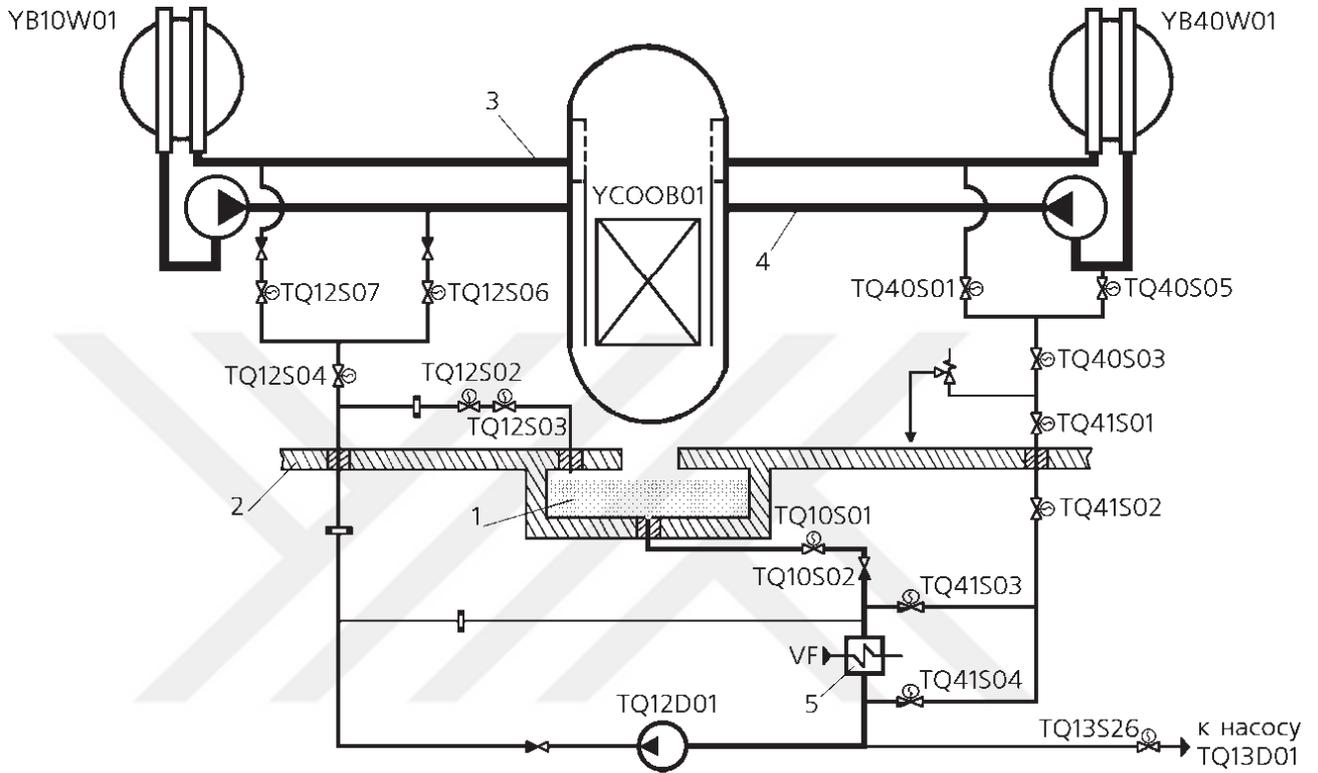
1.2 Описание системы

Каждый из каналов системы содержит:

- насос аварийного расхолаживания;
- бак аварийного запаса бора;
- теплообменник аварийно-планового расхолаживания;
- трубопровод Ду600, связывающий бак аварийного запаса бора, теплообменник и насос системы;
- трубопровод Ду300, связывающий насос системы с первым контуром;
- трубопровод Ду300 отбора воды из первого контура; вспомогательные трубопроводы и арматуру.

Все три канала системы обеспечивают подачу борированной воды в верхнюю и нижнюю камеры смешения реактора; в режиме ремонтного

расхолаживания вода подается только в верхнюю камеру. Два канала системы подключаются к трубопроводам, соединяющим гидроемкости САОЗ с реактором, а третий канал - к “горячей” и “холодной” ниткам одной из циркуляционных петель. Упрощенная схема системы аварийного и планового расхолаживания представлена на рисунке 1.



Источник: [3]

1 – бак аварийного запаса бора, 2 – гермооболочка, 3 – “горячая” нитка петли, 4 – “холодная” нитка петли, 5 – теплообменник расхолаживания.

Рисунок 1 – Упрощенная схема системы аварийного и планового расхолаживания

Основные технические характеристики оборудования системы аварийного и планового расхолаживания приведены в таблице 1.

Таблица 1 – Основные технические характеристики оборудования системы аварийного и планового расхолаживания

Характеристика	Значение
Теплообменник аварийного и планового расхолаживания	
Расход раствора борной кислоты (межтрубное пространство), т/час	1750
Расход охлаждающей воды (трубное пространство), т/час	3000
Давление расчетное (в межтрубном пространстве/в трубках), МПа	2/0,49
Давление гидроиспытаний (в межтрубном пространстве/в трубках), МПа	2,8/0,75
Расчетная температура (в межтрубном пространстве/в трубках), °С	130/75
Поверхность теплообмена, м ²	935
Количество трубок теплообменной поверхности, шт	1878
Диаметр трубок, мм	25x1,4
Насос аварийного и планового расхолаживания	
Расход, м ³ /час	до 800
Напор, МПа	2,25
Температура перекачиваемой среды, °С	10-150
Мощность насоса, кВт	681
Частота вращения, об/мин	2970
Время полного разворота, с	7,5
Бак аварийного запаса раствора бора (бак-прямок)	
Объем бака, м ³	680
Объем раствора борной кислоты, м ³	не менее 500
Концентрация борной кислоты, г/кг	16

Источник: [1, с.85]

Для защиты оборудования и всасывающих трубопроводов системы вне герметичной части от избыточного давления на линии планового расхолаживания в герметичной части установлены предохранительные клапаны. По всасу система подключается к баку-приямку ГА-201 герметичной оболочки, а также к “холодной” или “горячей” нитке четвертой петли ГЦК (линия планового и ремонтного расхолаживания). При работе блока на мощности, в аварийной ситуации с разгерметизацией первого контура система подключена к баку-приямку, во всех остальных режимах забор воды производится из №4 петли ГЦК. Для обеспечения заданной скорости расхолаживания первого контура при плановом расхолаживании и аварийном расхолаживании на трубопроводе перед теплообменником САОЗ и на байпасе теплообменника установлено два регулирующих клапана. Насос аварийного расхолаживания имеет линию рециркуляции Ду150 с дроссельной шайбой и арматурой, обеспечивающая опробование насоса на ГА-201 с расходом до 248 м³/час. Предусматривается совместная одновременная работа спринклерного насоса и насоса аварийно - планового расхолаживания, которые имеют общие теплообменники САОЗ, бак аварийного запаса бора и всасывающие трубопроводы Ду600.

1.3 Работа системы

1.3.1 Плановое расхолаживание реакторной установки

При нормальной работе энергоблока система аварийно-планового расхолаживания находится в состоянии готовности. При этом насосы аварийно-планового расхолаживания подключены к баку аварийного запаса бора и готовы к автоматическому включению САОЗ по сигналам обесточивания собственных нужд или защит в случае разрывах.

Плановое расхолаживание энергоблока выполняется в два этапа:

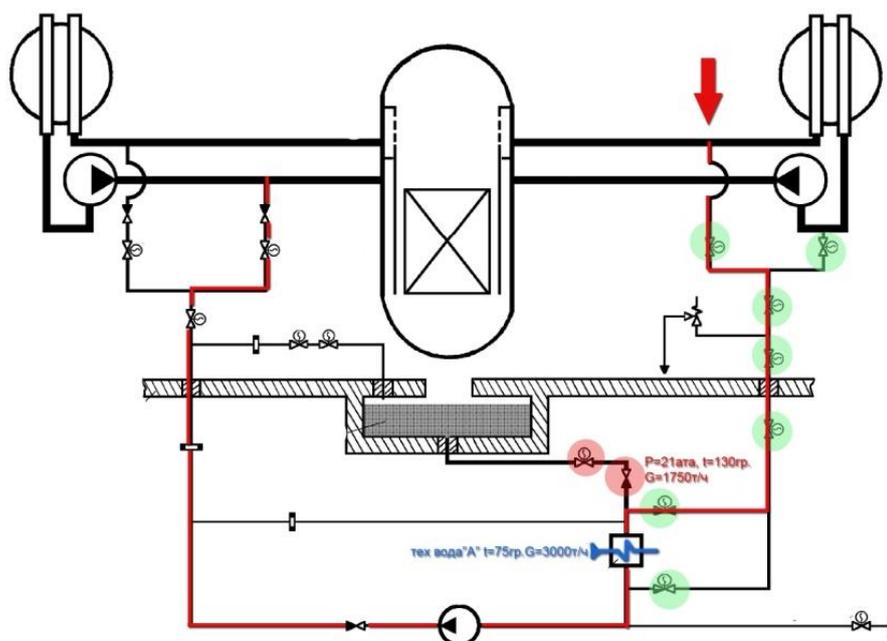
1) расхолаживание при высоком давлении в первом контуре проводится со скоростью 30 °С/ч посредством сброса пара из парогенераторов в конденсатор турбины;

2) расхолаживание при низком давлении начинается при достижении параметров первого контура $T_{1к} = 150$ °С и $P_{1к} < 1,76$ МПа.

Необходимо разогреть оборудование системы аварийно-планового расхолаживания перед ее подключением на первый контур так, чтобы разность температур системы и первого контура была не более 60 °С, и только после этого канал переводят на расхолаживание первого контура по следующей схеме:

горячая петля первого контура - арматура - теплообменник расхолаживания - насос системы - холодная петля первого контура.

Циркуляция теплоносителя в этом режиме осуществляется, как в нормальном режиме эксплуатации: отбор воды первого контура производится из горячей нитки петли, а охлажденный теплоноситель поступает в холодную нитку петлю. Поскольку вода первого контура находится под избыточным давлением, создаются условия для безкавитационной работы насосов системы. Схема планового расхолаживания представлена на рисунке 2 [1].



Источник: [1]

Рисунок 2 – Режим планового расхолаживания

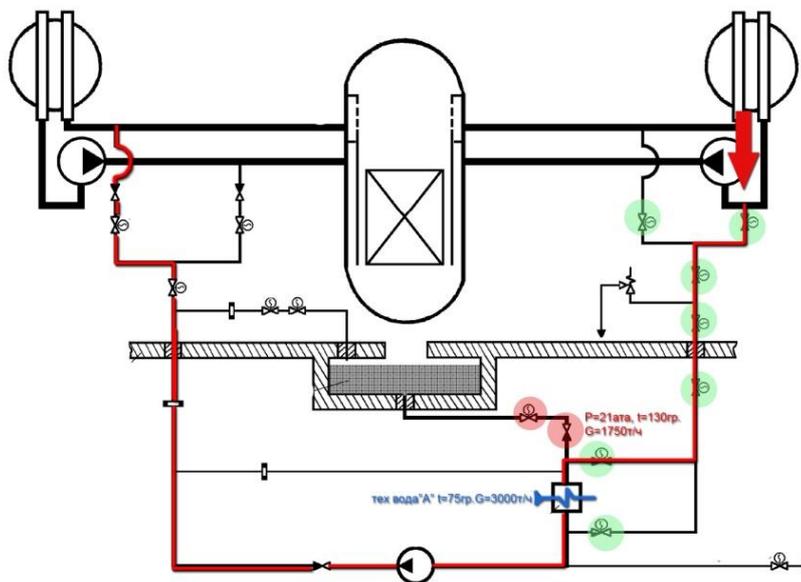
1.3.2 Ремонтное расхолаживание

Еще одна схема работы системы ремонтного расхолаживания реакторной установки существует (или схема обратного тока), когда теплоноситель забирается из холодной нитки петли и затем, охлажденный в теплообменнике, поступает в горячую нитку петли. Теплоноситель в этой схеме движется следующим образом:

холодная петля первого контура - арматура - теплообменник - насос - горячая петля первого контура.

Такая схема подключения контура САОЗ (по схеме обратного тока) в режиме планового расхолаживания энергоблока, начиная с температуры воды первого контура $150\text{ }^{\circ}\text{C}$, не применяется, так как создает опасность неустойчивой циркуляции и перегрева тепловыделяющей сборки в зоне. В то же время такая схема удобна при проведении технического обслуживания и работ, требующих дренирования «горячей» нитки ГЦТ (в режиме холодного останова, когда температура первого контура ниже $70\text{ }^{\circ}\text{C}$). Тогда схема

ремонтного расхолаживания применяется для отвода остаточного энерговыделения. Схема ремонтного расхолаживания представлена на рисунке 3 [1].



Источник: [1]

Рисунок 3 – Режим ремонтного расхолаживания

1.3.3 Аварийное расхолаживание

В этом режиме система работает при всех проектных авариях вплоть до максимальной проектной аварии (МПА).

В случае аварии основным видом управления является автоматическое по командам защит САОЗ. Включение системы аварийно-планового расхолаживания автоматически происходит по сигналу:

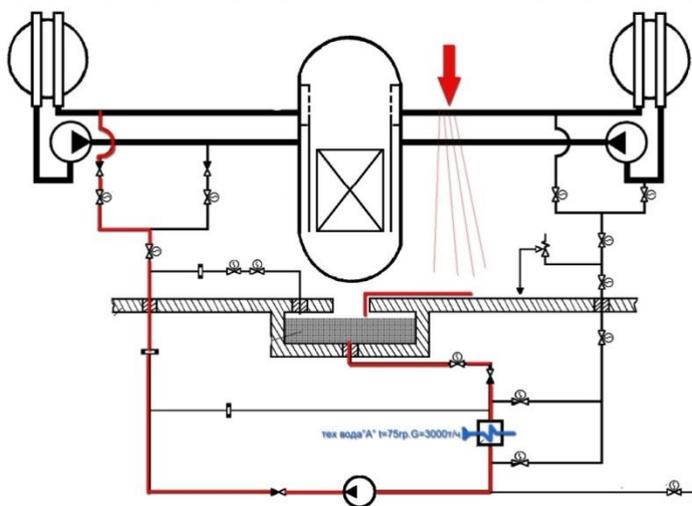
- обесточивания, когда напряжение на секциях надежного питания снижается до 0.25 номинального напряжения (включение происходит на второй ступени программы пуска после разворота дизель-генераторов);
- защиты при разрыве первого контура $T_s < 10$ °С, когда разность температур насыщения теплоносителя первого контура и теплоносителя «горячих» петель первого контура становится менее 10 °С;

- защиты при разрыве первого контура, когда давление под гермооболочкой $P_{го} > 0,127$ МПа;
- защиты при разрыве второго контура $T_s > 75$ °С, когда при уменьшении давления в паропроводе до $P = 4,9$ МПа и ниже разность температур насыщения первого и второго контуров доходит до 75 °С и более, а температура первого контура превышает 200 °С.

При этих сигналах автоматически включается насос аварийного расхолаживания, открывается напорная арматура, и если из-за течи давление в первом контуре упадет ниже значения 2,84 МПа, то начнется циркуляция раствора борной кислоты по схеме:

течь первого контура пароводяная смесь под гермооболочкой - бак-прямок гермооболочки - теплообменник - насос - первый контур.

Кроме автоматического управления, предусмотрено индивидуальное управление насосами и арматурой непосредственно с блочного и резервного щитов управления. Схема аварийного расхолаживания представлена на рисунке 4 [1].



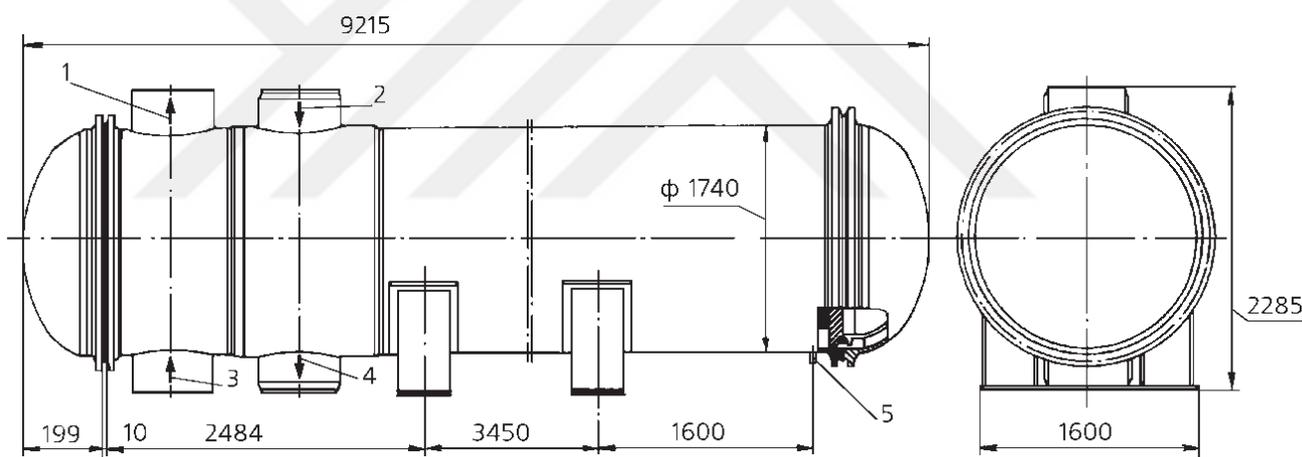
Источник: [1]

Рисунок 4 – Режим аварийного расхолаживания

1.4 Теплообменник системы аварийно-планового расхолаживания

Предназначен для охлаждения воды первого контура при аварийных ситуациях, связанных с разуплотнением трубопроводов и оборудования первого контура в аварийных ситуациях, а также используется при нормальной эксплуатации в режиме планового расхолаживания.

Конструктивно он представляет собой поверхностный, горизонтальный теплообменник кожухотрубчатого типа, двухходовой по охлаждающей воде, с компенсацией температурных перемещений при помощи плавающей головки. Охлаждающей средой является техническая вода группы “А”, циркулирующая по трубкам. Используется противоточное движение охлаждающей и охлаждаемой сред. Общий вид теплообменника САОЗ представлен на рисунке 5.



Источник: [3]

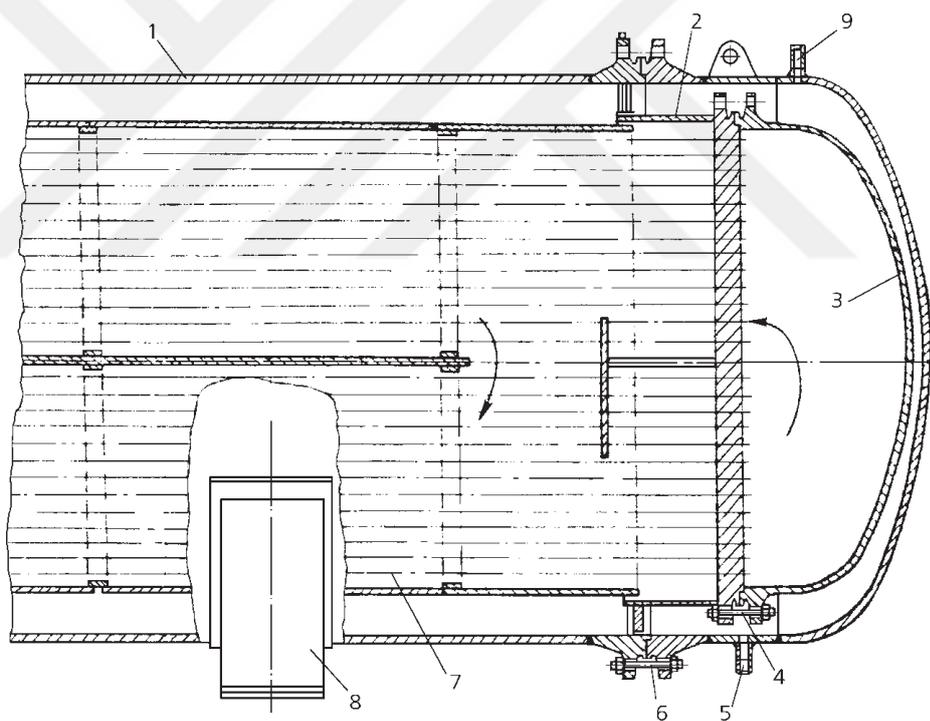
1 - выход технической воды, 2 - вход воды первого контура, 3 - вход технической воды, 4 - выход воды I контура, 5 - дренаж по среде первого контура.

Рисунок 5 – Общий вид теплообменника САОЗ

Количество теплообменных труб 1878 штук диаметром $\varnothing 25 \times 1,4$. Все элементы теплообменника, омываемые водой первого контура, изготовлены из нержавеющей стали, остальные элементы - из углеродистой. Конструкция теплообменного аппарата за весь срок службы (30 лет) допускает:

- число плановых включений - не более 90;
- число режимов нарушений нормальных условий эксплуатации, сопровождающихся внезапным прекращением и восстановлением подачи любой из сред - не более 30;
- нерегламентированную скорость изменения температур охлаждающей воды.

При плановых ремонтах теплообменников на блоках был выявлен ряд дефектов. Из-за высокого содержания солей в технической воде группы “А” наблюдаются коррозионные повреждения трубных досок, патрубков и крышек, изготовленных из стали 12Х18Н10Т. Конструкция теплообменника САОЗ представлена на рисунке 6.



Источник: [3]

1 – обечайка, 2 - плавающая головка, 3 – донышко, 4 - 28 шпилек М36, 5 - дренаж по среде первого контура, 6 - 40 шпилек М40, 7 - 1878 теплообменных трубок $\varnothing 25 \times 1,4$, 8 - опора скользящая, 9 - воздушник по среде первого контура.

Рисунок 6 – Конструкция теплообменника САОЗ

Данная проблема распространяется на все теплообменники реакторного отделения (РО), охлаждаемые технической водой.

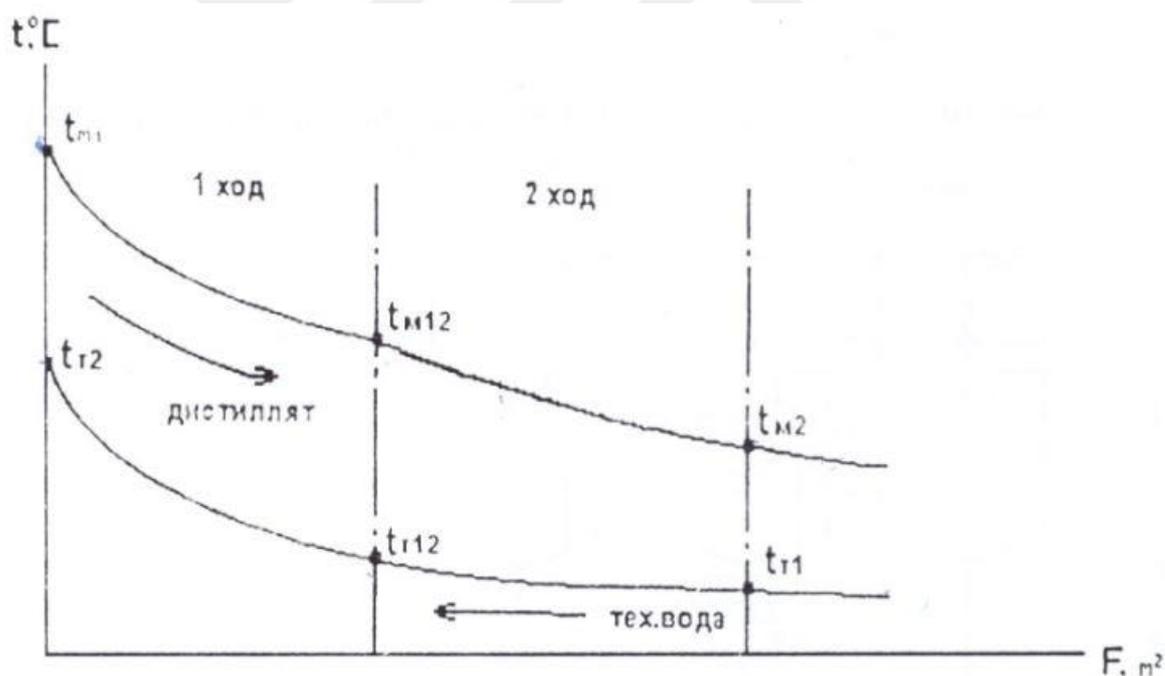
При плановом вскрытии теплообменников САОЗ несколько раз обнаруживались повреждения сварных швов приварки разделительной перегородки в камере технической воды или ее частичный отрыв от корпуса теплообменника. В связи с большой площадью перегородки в камере технической воды и значительном сопротивлении теплообменника по технической воде в режимах заполнения систем большим расходом могут возникать гидравлические удары. При подключении опорожненной системы необходимо проводить запуск насосов только на закрытую напорную задвижку с последующим плавным ее открытием.

При подключении теплообменников аварийного и планового расхолаживания в работу на плановое расхолаживание РУ нужно помнить, что расчетное давление работы теплообменника составляет не более 2,06 МПа, а разность температуры на входе в теплообменнике и в первом контуре должно быть не более 60 °С. Также необходимо плавно повышать давление в теплообменниках и подводящих трубопроводах.

ГЛАВА 2. ОЦЕНКА ПРОЦЕССОВ, СОПРОВОЖДАЮЩИХ РАБОТУ СИСТЕМЫ АВАРИЙНО-ПЛАНОВОНО РАСХОЛАЖИВАНИЯ

Теплообменник аварийного расхолаживания представляет собой однокорпусный, горизонтальный, двухходовой по обеим средам аппарат кожухотрубчатого типа с противоточным движением сред. Для компенсации разности температурных расширений корпуса и труб теплообменник выполнен с плавающей головкой.

В межтрубное пространство теплообменника через патрубок Ду600 поступает охлаждаемая вода (дистиллят). Охлаждающей средой является техническая вода, которая движется в теплообменных трубах. Поверхность теплообмена выполнена из 1878 труб $\varnothing 25 \times 1,4$ мм. Схема с указанием направлений движения сред теплообменника представлена на рисунке 7.



Источник: [4]

Рисунок 7 – Схема движения сред в теплообменнике аварийного и планового расхолаживания

Критериями работоспособности теплообменника являются следующие показатели;

- 1- температура охлаждаемой воды на выходе меньше 90°C,
- 2- гидравлическое сопротивление теплообменника меньше 0,09 МПа.

В данной работе дальнейший расчет будем проводить для того, чтобы определить температуру охлаждаемой воды на выходе и гидравлическое сопротивление и сравнить их с предельными значениями. Таким образом, можно оценить границы работоспособности теплообменника системы аварийно-планового расхолаживания. Исходные данные для расчета представлены в таблице 2.

Таблица 2 – Исходные данные

Среда			
Охлаждаемая среда		Охлаждающая среда	
Расход, кг/с	Температура, °С	Расход, кг/с	Температура, °С
416,7	150	833,3	40
			26
			5
111,1	130	833,3	40
			26
			5
194,4	130	833,3	40
			26
			5

Источник: Собственная разработка

В качестве примера рассмотрим вариант с температурой охлаждающей среды 40 °С при глушении 70 теплообменных труб в первом ходе и без глушения теплообменных труб во втором ходе и температуру охлаждаемой среды 150 °С.

2.1 Влияние количества заглушенных теплообменных труб на коэффициент теплопередачи и температуру охлаждаемой среды

Рассчитаем по формуле (1) коэффициент теплопередачи для чистой поверхности в первом ходе, при фактическом количестве заглушенных трубок [5]:

$$K_1 = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1^*} + R_{ст} + \frac{1}{\alpha_2^*}}, \quad (1)$$

где α_1^* - коэффициент теплоотдачи от охлаждающей среды к стенке трубки, с учетом изменения скорости охлаждающей среды, Вт/(м²·К),

$R_{ст}$ - термическое сопротивление стенки, (м²·К) /Вт,

α_2^* - коэффициент теплоотдачи от стенки трубки к охлаждаемой воде, Вт/(м²·К).

Рассчитаем скорость охлаждающей среды для первого хода по формуле:

$$w = \frac{G_T}{n_{тр} \cdot \rho \cdot \pi \cdot (d_{вн}^2 / 4)} = \frac{833,3}{869 \cdot 992,3 \cdot 3,14 \cdot (0,0222^2 / 4)} = 2,497 \text{ м/с},$$

где G_T – расход охлаждающей среды, кг/с,

$d_{вн}$ – внутренний диаметр теплообменной трубки, м,

$n_{тр}$ – фактическое количество теплообменных труб, шт,

ρ – плотность охлаждающей среды, кг/м³,

w – скорость охлаждающей среды, м/с.

Число Рейнольдса:

$$Re = \frac{w \cdot d_{вн} \cdot \rho}{\mu} = \frac{2,497 \cdot 0,0222 \cdot 992,3}{65,27 \cdot 10^{-5}} = 84260,$$

где μ – динамическая вязкость, Па/с.

Число Прандтля:

$$Pr = \frac{\mu \cdot C_p}{\lambda} = \frac{65,27 \cdot 10^{-5} \cdot 4178}{0,6287} = 4,337,$$

где λ – коэффициент теплопроводности охлаждающей среды, Вт/м·К,

C_p – изобарная теплоемкость охлаждающей среды, кДж/кг·К.

Число Нуссельта:

$$Nu = 0,023 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,4} = 0,023 \cdot 84260^{0,8} \cdot 4,337^{0,4} = 360,681.$$

Рассчитаем коэффициент теплоотдачи от охлаждающей среды к стенке трубки, с учетом изменения скорости охлаждающей среды:

$$\alpha_1^* = \frac{Nu \cdot \lambda}{d_{вн}} = \frac{360,681 \cdot 0,6287}{0,0222} = 10210 \text{ Вт} / \text{м}^2 \cdot \text{К}.$$

Найдем смоченный периметр:

$$\Pi = \pi \cdot \frac{D}{2} + n_{тр}^* \cdot \pi \cdot d_n = 3,14 \cdot \frac{1,532}{2} + 945 \cdot 3,14 \cdot 0,025 = 76,627 \text{ м},$$

где d_n – наружный диаметр теплообменной трубки, м,

$n_{тр}^*$ – полное количество труб, шт.

D – диаметр кожуха теплообменника, м.

Площадь поперечного сечения потока жидкости:

$$S_{\Pi} = \pi \cdot \frac{D^2}{8} = 3,14 \cdot \frac{1,532^2}{8} = 0,922 \text{ м}^2 .$$

Площадь проходного сечения:

$$S_{сеч} = S_{\Pi} - (n_{тр} \cdot \pi \cdot \frac{d_n^2}{4}) = 0,992 - (945 \cdot 3,14 \cdot \frac{0,025^2}{4}) = 0,458 \text{ м}^2 .$$

Гидравлический диаметр:

$$D_{\Gamma} = \frac{4 \cdot S_{сеч}}{\Pi} = \frac{4 \cdot 0,458}{76,627} = 0,024 \text{ м} .$$

Рассчитаем скорость охлаждаемой среды для первого хода по формуле:

$$w = \frac{G_m}{S_{сеч} \cdot \rho} = \frac{416,7}{0,458 \cdot 918} = 0,992 \text{ м/с} .$$

Число Рейнольдса:

$$\text{Re} = \frac{w \cdot D_{\Gamma} \cdot \rho}{\mu} = \frac{0,992 \cdot 0,024 \cdot 918}{18,3 \cdot 10^{-5}} = 1,189 \cdot 10^5 .$$

Число Прандтля:

$$Pr = \frac{\mu \cdot C_p}{\lambda} = \frac{18,3 \cdot 10^{-5} \cdot 4305}{0,685} = 1,15,$$

где λ – коэффициент теплопроводности охлаждаемой среды, Вт/м·К,

C_p – изобарная теплоемкость охлаждаемой среды, кДж/кг·К.

Число Нуссельта:

$$Nu = 0,026 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,4} = 0,026 \cdot 11890^{0,8} \cdot 1,15^{0,4} = 321,41.$$

Рассчитаем коэффициент теплоотдачи от охлаждаемой среды к стенке трубки:

$$\alpha_2^* = \frac{Nu \cdot \lambda}{D_{\Gamma}} = \frac{321,41 \cdot 0,685}{0,024} = 8955 \text{ Вт} / \text{м}^2 \cdot \text{К}.$$

Термическое сопротивление стенки:

$$R_{cm} = \frac{\Delta_{cm}}{\lambda_{cm}} = \frac{0,0014}{16} = 8,75 \cdot 10^{-5} (\text{м}^2 \cdot \text{К}) / \text{Вт}$$

где Δ_{cm} – толщина стенки трубы, м,

λ_{cm} – коэффициент теплопроводности стенки трубы, Вт/м·К.

Рассчитаем коэффициент теплопередачи теплообменных труб по формуле (1):

$$K_1 = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1^*} + R_{cm} + \frac{1}{\alpha_2^*}} = \frac{1}{\frac{1}{10210} + 0,0000875 + \frac{1}{8955}} = 3366 \text{ Вт} / \text{м}^2 \cdot \text{К}.$$

Рассчитаем по формуле (2) коэффициент теплопередачи для чистой поверхности во втором ходе, при фактическом количестве заглушенных трубок [5]:

$$K_2 = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_3^*} + R_{ст} + \frac{1}{\alpha_4^*}}, \quad (2)$$

где α_3^* - коэффициент теплоотдачи от охлаждающей среды к стенке трубки, с учетом изменения скорости охлаждающей среды, Вт/(м²·К),

$R_{ст}$ - термическое сопротивление стенки, (м²·К) /Вт,

α_4^* - коэффициент теплоотдачи от стенки трубки к охлаждаемой воде, Вт/(м²·К).

Рассчитаем скорость охлаждающей среды для второго хода по формуле:

$$w = \frac{G_T}{n_{mp} \cdot \rho \cdot \pi \cdot (d_{вн}^2 / 4)} = \frac{833,3}{939 \cdot 992,3 \cdot 3,14 \cdot (0,0222^2 / 4)} = 2,31 \text{ м/с},$$

где G_T – расход охлаждающей среды, кг/с,

$d_{вн}$ – внутренний диаметр теплообменной трубки, м,

n_{mp} – фактическое количество теплообменных труб, шт,

ρ – плотность охлаждающей среды, кг/м³,

w - скорость охлаждающей среды, м/с.

Число Рейнольдса:

$$Re = \frac{w \cdot d_{вн} \cdot \rho}{\mu} = \frac{2,31 \cdot 0,0222 \cdot 992,3}{65,27 \cdot 10^{-5}} = 77980.$$

Число Прандтля:

$$\text{Pr} = \frac{\mu \cdot C_p}{\lambda} = \frac{65,27 \cdot 10^{-5} \cdot 4178}{0,6287} = 4,337.$$

Число Нуссельта:

$$\text{Nu} = 0,023 \cdot \text{Re}^{0,8} \cdot \text{Pr}^{0,4} = 0,023 \cdot 77980^{0,8} \cdot 4,337^{0,4} = 339,005.$$

Рассчитаем коэффициент теплоотдачи от охлаждающей среды к стенке трубки, с учетом изменения скорости охлаждающей среды:

$$\alpha_3^* = \frac{\text{Nu} \cdot \lambda}{d_{\text{вн}}} = \frac{339,005 \cdot 0,6287}{0,0222} = 9601 \text{ Вт} / \text{м}^2 \cdot \text{К}.$$

Найдем смоченный периметр:

$$\Pi = \pi \cdot \frac{D}{2} + n_{\text{тр}}^* \cdot \pi \cdot d_{\text{н}} = 3,14 \cdot \frac{1,532}{2} + 945 \cdot 3,14 \cdot 0,025 = 76,627 \text{ м}.$$

Площадь поперечного сечения потока жидкости:

$$S_{\Pi} = \pi \cdot \frac{D^2}{8} = 3,14 \cdot \frac{1,532^2}{8} = 0,922 \text{ м}^2.$$

Площадь проходного сечения:

$$S_{\text{сеч}} = S_{\Pi} - (n_{\text{тр}}^* \cdot \pi \cdot \frac{d_{\text{н}}^2}{4}) = 0,992 - (945 \cdot 3,14 \cdot \frac{0,025^2}{4}) = 0,458 \text{ м}^2.$$

Гидравлический диаметр:

$$D_{\Gamma} = \frac{4 \cdot S_{\text{сеч}}}{\Pi} = \frac{4 \cdot 0,458}{76,627} = 0,024 \text{ м}$$

Рассчитаем скорость охлаждаемой среды для второго хода по формуле:

$$w = \frac{G_m}{S_{\text{сеч}} \cdot \rho} = \frac{416,7}{0,458 \cdot 918} = 0,992 \text{ м/с}$$

Число Рейнольдса:

$$\text{Re} = \frac{w \cdot D_{\Gamma} \cdot \rho}{\mu} = \frac{0,992 \cdot 0,024 \cdot 918}{18,3 \cdot 10^{-5}} = 1,189 \cdot 10^5$$

Число Прандтля:

$$\text{Pr} = \frac{\mu \cdot C_p}{\lambda} = \frac{18,3 \cdot 10^{-5} \cdot 4305}{0,685} = 1,15$$

Число Нуссельта:

$$\text{Nu} = 0,026 \cdot \text{Re}^{0,8} \cdot \text{Pr}^{0,4} = 0,026 \cdot 11890^{0,8} \cdot 1,15^{0,4} = 321,41$$

Рассчитаем коэффициент теплоотдачи от охлаждаемой среды к стенке трубки:

$$\alpha_4^* = \frac{Nu \cdot \lambda}{D_\Gamma} = \frac{321,41 \cdot 0,685}{0,024} = 8955 \text{ Bm} / \text{m}^2 \cdot \text{K}.$$

Термическое сопротивление стенки:

$$R_{cm} = \frac{\Delta_{cm}}{\lambda_{cm}} = \frac{0,0014}{16} = 8,75 \cdot 10^{-5} (\text{m}^2 \cdot \text{K}) / \text{Bm}$$

Рассчитаем коэффициент теплопередачи теплообменных труб по формуле (2):

$$K_2 = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_3^*} + R_{cm} + \frac{1}{\alpha_4^*}} = \frac{1}{\frac{1}{9601} + 0,0000875 + \frac{1}{8955}} = 3297 \text{ Bm} / \text{m}^2 \cdot \text{K}.$$

Для определения требуемой температуры запишем уравнения теплового баланса (3-6) [5]:

$$G_{M1} \cdot Cp_{M1} \cdot (T_{M1} - T_{M12}) = G_{T1} \cdot Cp_{T1} \cdot (T_{T2} - T_{T12}), \quad (3)$$

$$G_{M2} \cdot Cp_{M2} \cdot (T_{M12} - T_{M2}) = G_{T2} \cdot Cp_{T2} \cdot (T_{T12} - T_{T1}), \quad (4)$$

$$G_{T1} \cdot Cp_{T1} \cdot (T_{T2} - T_{T12}) = K_1 \cdot F_{TO1} \cdot \Delta T_1, \quad (5)$$

$$G_{T2} \cdot Cp_{T2} \cdot (T_{T12} - T_{T1}) = K_2 \cdot F_{TO2} \cdot \Delta T_2, \quad (6)$$

где G_{M1} и G_{M2} – расход охлаждаемой среды в первом и во втором ходе, кг/с,

G_{T1} и G_{T2} – расход охлаждающей среды в первом и во втором ходе, кг/с,
 Cp_{M1} и Cp_{M2} – теплоемкость охлаждаемой среды в первом и во втором ходе, кДж/кг·К,

Cp_{T1} и Cp_{T2} – теплоемкость охлаждающей среды в первом и во втором ходе, кДж/кг·К,

K_1 и K_2 – коэффициент теплопередачи теплообменных труб в первом и во втором ходе, Вт/(м²·К),

ΔT_1 и ΔT_2 – средний логарифмический напор первого и второго хода (7-8) [5], °С,

$$\Delta T_1 = \frac{(T_{M1} - T_{T2}) - (T_{M12} - T_{T12})}{\ln \left[\frac{(T_{M1} - T_{T2})}{(T_{M12} - T_{T12})} \right]}, \quad (7)$$

$$\Delta T_2 = \frac{(T_{M12} - T_{T12}) - (T_{M2} - T_{T1})}{\ln \left[\frac{(T_{M12} - T_{T12})}{(T_{M2} - T_{T1})} \right]}, \quad (8)$$

F_{TO1} и F_{TO2} – площадь теплообменной поверхности первого и второго хода, м²,

$$F_{TO1} = L \cdot \pi \cdot d_n \cdot (n_{nmp} - n_{за1}) = 5,36 \cdot 3,14 \cdot 0,025 \cdot (939 - 70) = 368,352 \text{ м}^2,$$

$$F_{TO2} = L \cdot \pi \cdot d_n \cdot (n_{nmp} - n_{за2}) = 5,36 \cdot 3,14 \cdot 0,025 \cdot (939 - 0) = 397,82 \text{ м}^2,$$

где L – длина теплообменной трубки, м,

n_{nmp} – полное количество теплообменных труб, шт,

$n_{за1}$ и $n_{за2}$ – число заглушенных труб в первом и во втором ходе, шт.

Полученная система уравнений решается итерационно. Аналогичная методика расчета используется для определения температуры охлаждаемой среды при другом количестве заглушенных трубок.

Полученные результаты для различного количества заглушенных труб в первом ходе теплообменника и различных температурах охлаждающей среды на входе представлены в таблицах 3 – 5.



Таблица 3 – Рассчитанные параметры при различном количестве заглушенных труб и при температуре 150 °С охлаждаемой среды на входе и при температуре 40 °С охлаждающей среды на входе и проектные значения величин

Величина, размерность	Проектное значение	С учетом глушения 70 труб	С учетом глушения 140 труб	С учетом глушения 280 труб
Количество труб, шт	939	869	799	729
Площадь теплообменной поверхности, м ²	397,82	368,352	338,88	279,95
Скорость охлаждающей среды, м/с	2,31	2,497	2,715	3,292
Коэффициент теплопередачи, Вт/м ² ·К	3297	3366	3403	3525
Средний логарифмический напор, °С	60,15	61,2	62,31	64,72
Температура охлаждаемой среды на выходе, °С	75,17	76,18	77,26	79,62

Источник: Собственная разработка

Таблица 4 – Рассчитанные параметры при различном количестве заглушенных труб и при температуре 150 °С охлаждаемой среды на входе и при температуре 26 °С охлаждающей среды на входе и проектные значения величин

Величина, размерность	Проектное значение	С учетом глушения 70 труб	С учетом глушения 140 труб	С учетом глушения 280 труб
Количество труб, шт	939	869	799	729
Площадь теплообменной поверхности, м ²	397,82	368,352	338,88	279,95
Скорость охлаждающей среды, м/с	2,3	2,485	2,703	3,277
Коэффициент теплопередачи, Вт/м ² ·К	3142	3198	3258	3391
Средний логарифмический напор, °С	69,15	70,28	71,48	74,1
Температура охлаждаемой среды на выходе, °С	67,45	68,56	69,74	72,35

Источник: Собственная разработка

Таблица 5 – Рассчитанные параметры при различном количестве заглушенных труб и при температуре 150 °С охлаждаемой среды на входе и при температуре 5 °С охлаждающей среды на входе и проектные значения величин

Величина, размерность	Проектное значение	С учетом глушения 70 труб	С учетом глушения 140 труб	С учетом глушения 280 труб
Количество труб, шт	939	869	799	729
Площадь теплообменной поверхности, м ²	397,82	368,352	338,88	279,95
Скорость охлаждающей среды, м/с	2,293	2,477	2,694	3,267
Коэффициент теплопередачи, Вт/м ² ·К	2831	2894	2961	3113
Средний логарифмический напор, °С	84,35	85,56	86,83	89,66
Температура охлаждаемой среды на выходе, °С	58,06	59,29	60,59	63,48

Источник: Собственная разработка

При уменьшении количества труб в теплообменнике коэффициент теплопередачи от охлаждающей среды к стенке трубы увеличивается за счет роста скорости в трубках теплообменника.

2.2 Влияние количества заглушенных теплообменных труб при наличии отложений на коэффициент теплопередачи и температуру охлаждаемой среды

Для выяснения совместного влияния термического сопротивления отложений и количества заглушенных труб, найдем термическое сопротивление слоя отложений. В качестве примера рассмотрим вариант при 70 заглушенных теплообменных труб в первом ходе и без глушения теплообменных труб во втором ходе. Толщина отложений принята равной 0,2 мм с коэффициентом теплопроводности 1,163 Вт/(м*К).

$$R_{отл} = \frac{\Delta_{отл}}{\lambda_{отл}} = \frac{0,0002}{1,163} = 1,72 \cdot 10^{-4} (м^2 \cdot К) / Вт ,$$

где $\Delta_{отл}$ – абсолютная шероховатость отложения, м,

$\lambda_{отл}$ – коэффициент теплопроводности отложения, Вт/м·К.

Рассчитаем по формуле коэффициент теплопередачи в первом ходе, при фактическом количестве заглушенных труб по формуле:

$$K_1 = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1^*} + R_{cm} + R_{отл} + \frac{1}{\alpha_2^*}} = \frac{1}{\frac{1}{10210} + 0,0000875 + 0,000172 + \frac{1}{8955}} = 2132 Вт / м^2 \cdot К .$$

Рассчитаем по формуле коэффициент теплопередачи во втором ходе, при фактическом количестве заглушенных труб по формуле:

$$K_2 = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_3^*} + R_{cm} + R_{отл} + \frac{1}{\alpha_4^*}} = \frac{1}{\frac{1}{9601} + 0,0000875 + 0,000172 + \frac{1}{8955}} = 2104 Вт / м^2 \cdot К .$$

Для сравнения все полученные результаты для различного количества заглушенных труб первого хода, покрытых слоем отложений, и различных температур охлаждающей среды на входе сведены в таблицах 6 – 8.

Таблица 6 – Параметры теплообменника при различном количестве заглушенных труб под слоем отложений и при температуре охлаждаемой среды на входе 150°C и при температуре охлаждающей среды на входе 40°C и проектные значения величин

Величина, размерность	Проектное значение	С учетом глушения 70 труб	С учетом глушения 140 труб	С учетом глушения 280 труб
Количество труб, шт	939	869	799	729
Площадь теплообменной поверхности, м ²	397,82	368,352	338,88	279,95
Скорость охлаждающей среды, м/с	2,31	2,497	2,715	3,292
Коэффициент теплопередачи, Вт/м ² ·К	2104	2132	2147	2195
Средний логарифмический напор, °С	70,99	72,01	73,08	75,36
Температура охлаждаемой среды на выходе, °С	90,46	91,58	92,75	95,26

Источник: Собственная разработка

Таблица 7 – Параметры теплообменника при различном количестве заглушенных труб под слоем отложений и при температуре охлаждаемой среды на входе 150 °С и при температуре охлаждающей среды на входе 26 °С и проектные значения величин

Величина, размерность	Проектное значение	С учетом глушения 70 труб	С учетом глушения 140 труб	С учетом глушения 280 труб
Количество труб, шт	939	869	799	729
Площадь теплообменной поверхности, м ²	397,82	368,352	338,88	279,95
Скорость охлаждающей среды, м/с	2,3	2,485	2,703	3,277
Коэффициент теплопередачи, Вт/м ² ·К	2040	2063	2088	2142
Средний логарифмический напор, °С	80,85	81,97	83,13	85,63
Температура охлаждаемой среды на выходе, °С	84,06	85,28	86,57	89,33

Источник: Собственная разработка

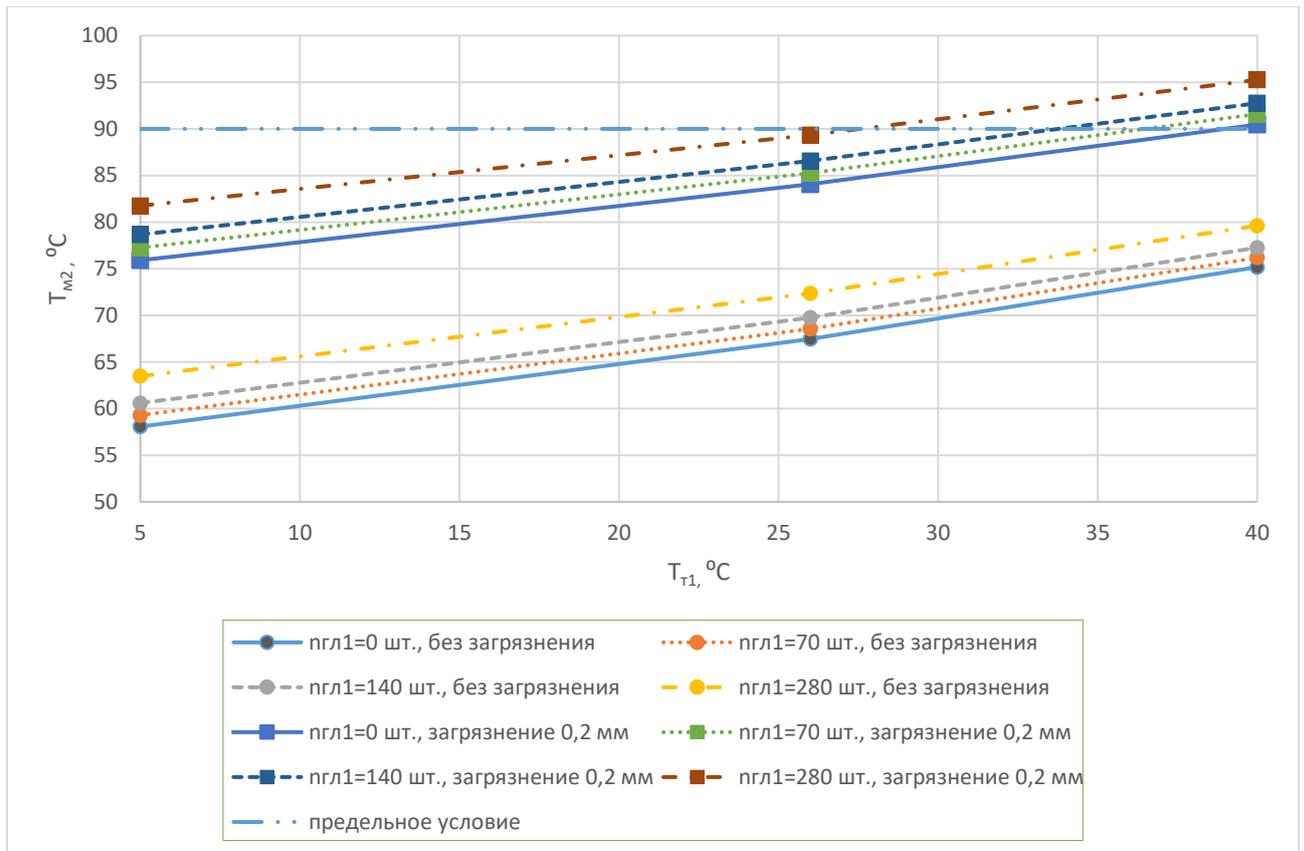
Таблица 8 – Параметры теплообменника при различном количестве заглушенных труб под слоем отложений и при температуре охлаждаемой среды на входе 150°С и при температуре охлаждающей среды на входе 5°С и проектные значения величин

Величина, размерность	Проектное значение	С учетом глушения 70 труб	С учетом глушения 140 труб	С учетом глушения 280 труб
Количество труб, шт	939	869	799	729
Площадь теплообменной поверхности, м ²	397,82	368,352	338,88	279,95
Скорость охлаждающей среды, м/с	2,293	2,477	2,694	3,267
Коэффициент теплопередачи, Вт/м ² ·К	1904	1932	1962	2028
Средний логарифмический напор, °С	96,75	97,97	99,24	101,98
Температура охлаждаемой среды на выходе, °С	75,9	77,25	78,67	81,75

Источник: Собственная разработка

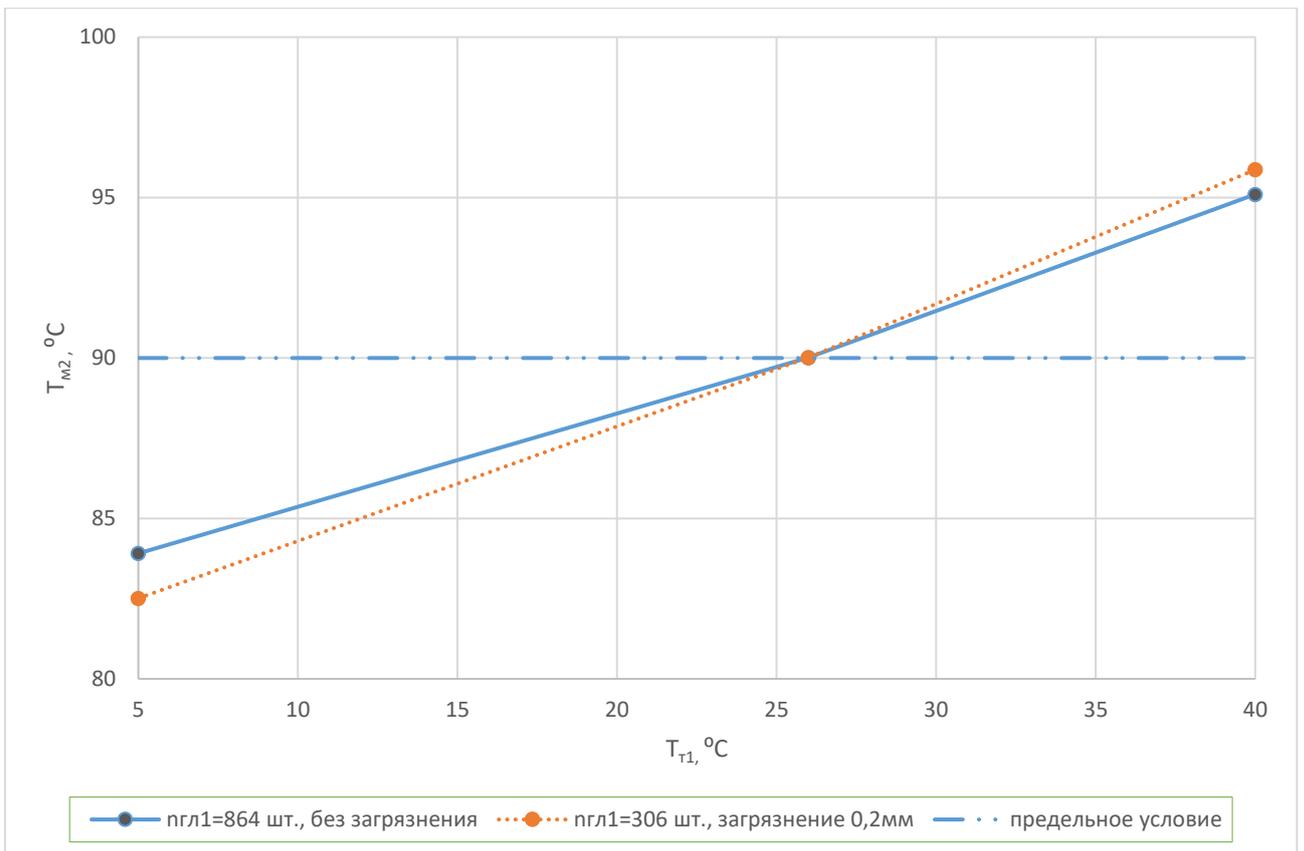
Аналогичные расчеты для определения температуры охлаждаемой среды на выходе теплообменника были проведены при глушении различного количества теплообменных труб в обоих ходах теплообменника, как для чистых трубок, так и при наличии отложений.

Основные результаты расчетов представлены ниже на рисунках 8 - 19.



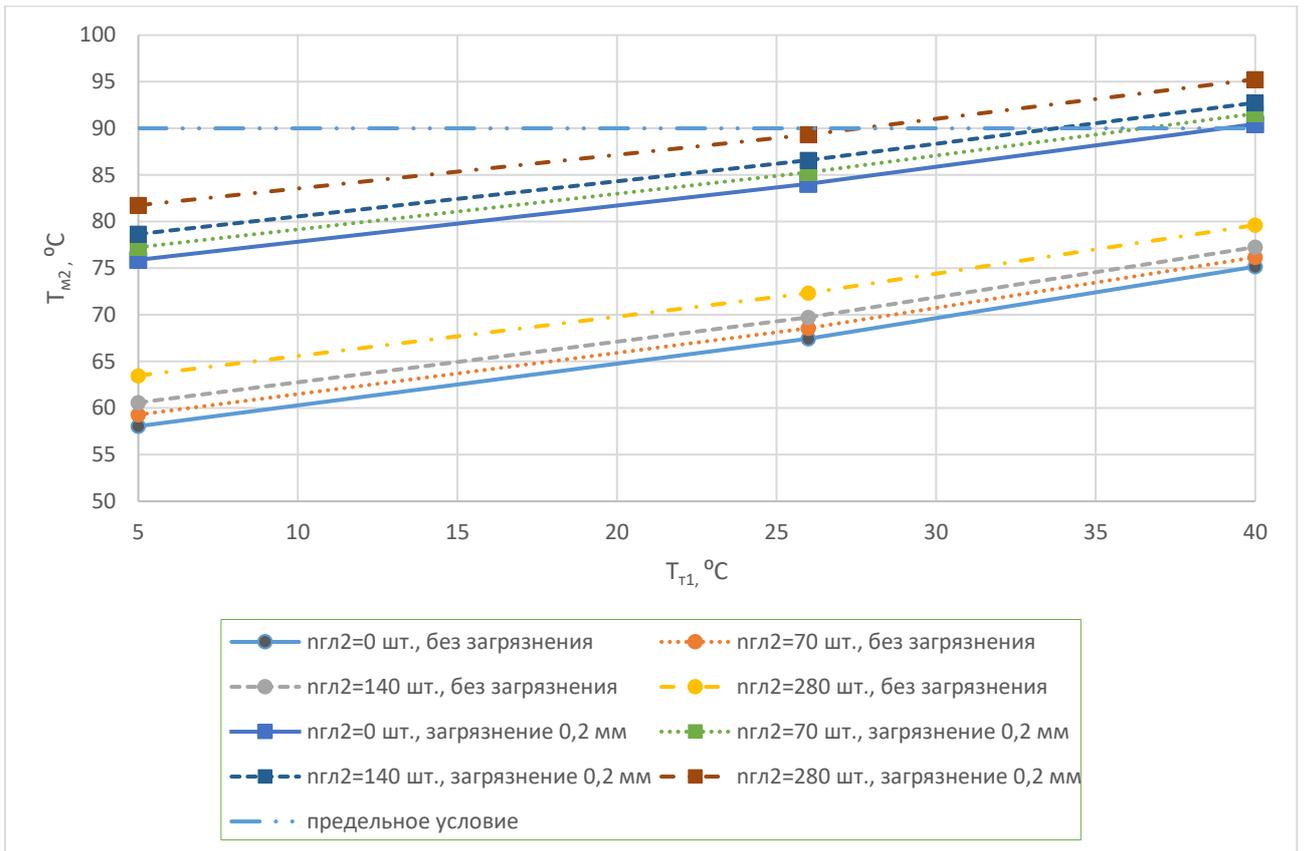
Источник: собственная разработка

Рисунок 8 – Зависимость температуры охлаждаемой среды на выходе теплообменника T_{M2} при расходе 416,7 кг/с и при температуре на входе 150 °С от температуры охлаждающей среды на входе T_{T1} для случая глушения теплообменных труб в первом ходе теплообменника



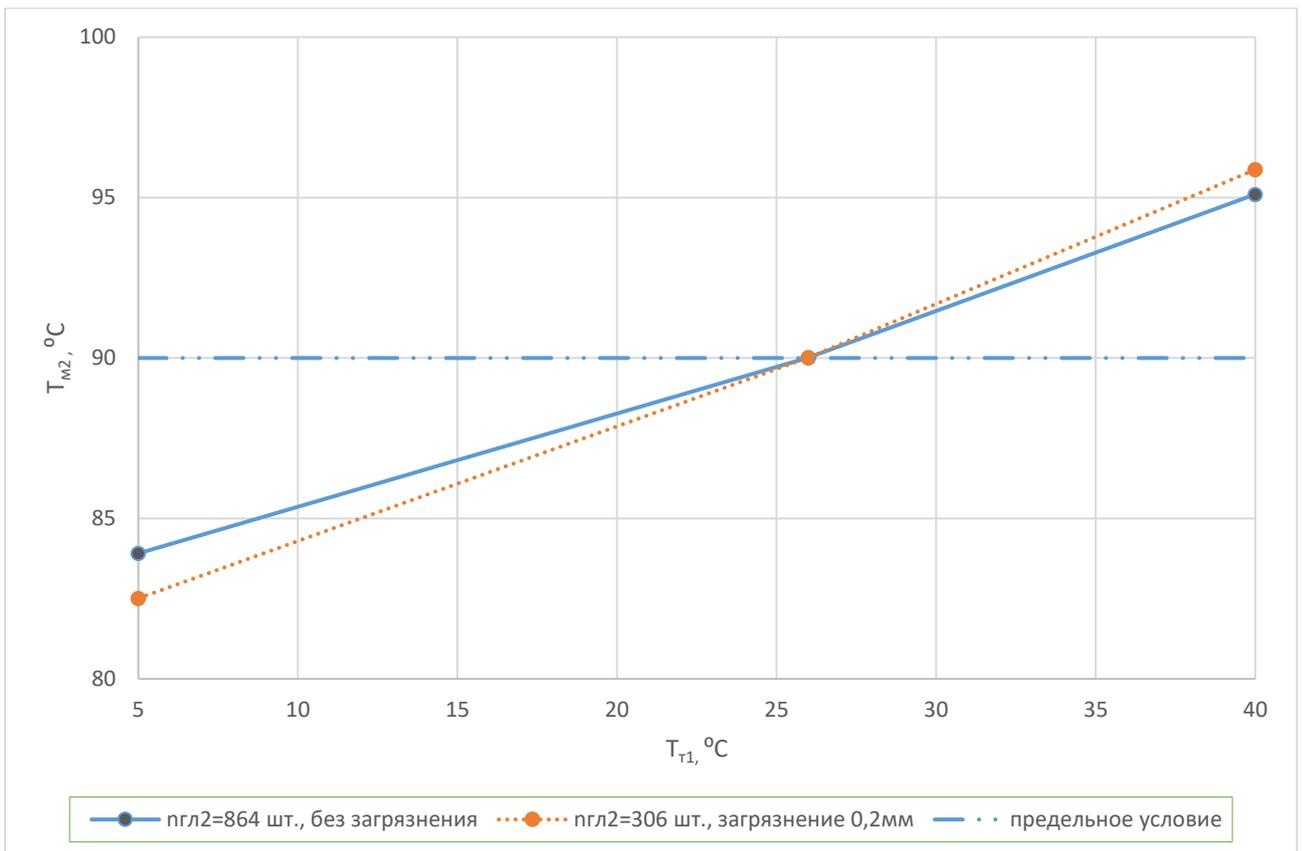
Источник: собственная разработка

Рисунок 9 – Зависимость температуры охлаждаемой среды на выходе теплообменника T_{M2} при расходе 416,7 кг/с и при температуре на входе 150 °С от температуры охлаждающей среды на входе T_{T1} для определения предельного состояния (трубки заглушены в первом ходе теплообменника)



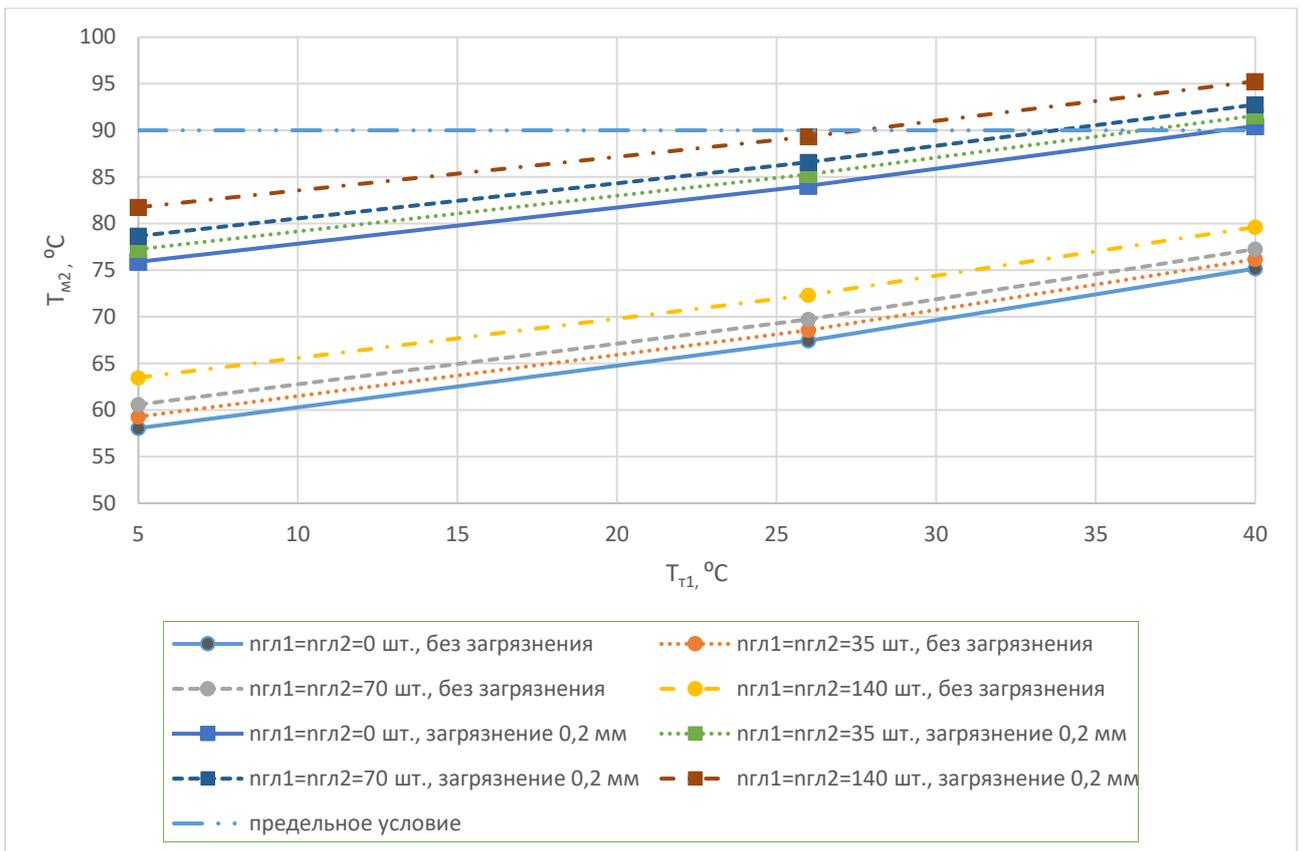
Источник: собственная разработка

Рисунок 10 – Зависимость температуры охлаждаемой среды на выходе теплообменника T_{M2} при расходе 416,7 кг/с и при температуре на входе 150 °C от температуры охлаждающей среды на входе T_{T1} для случая глушения теплообменных труб во втором ходе теплообменника



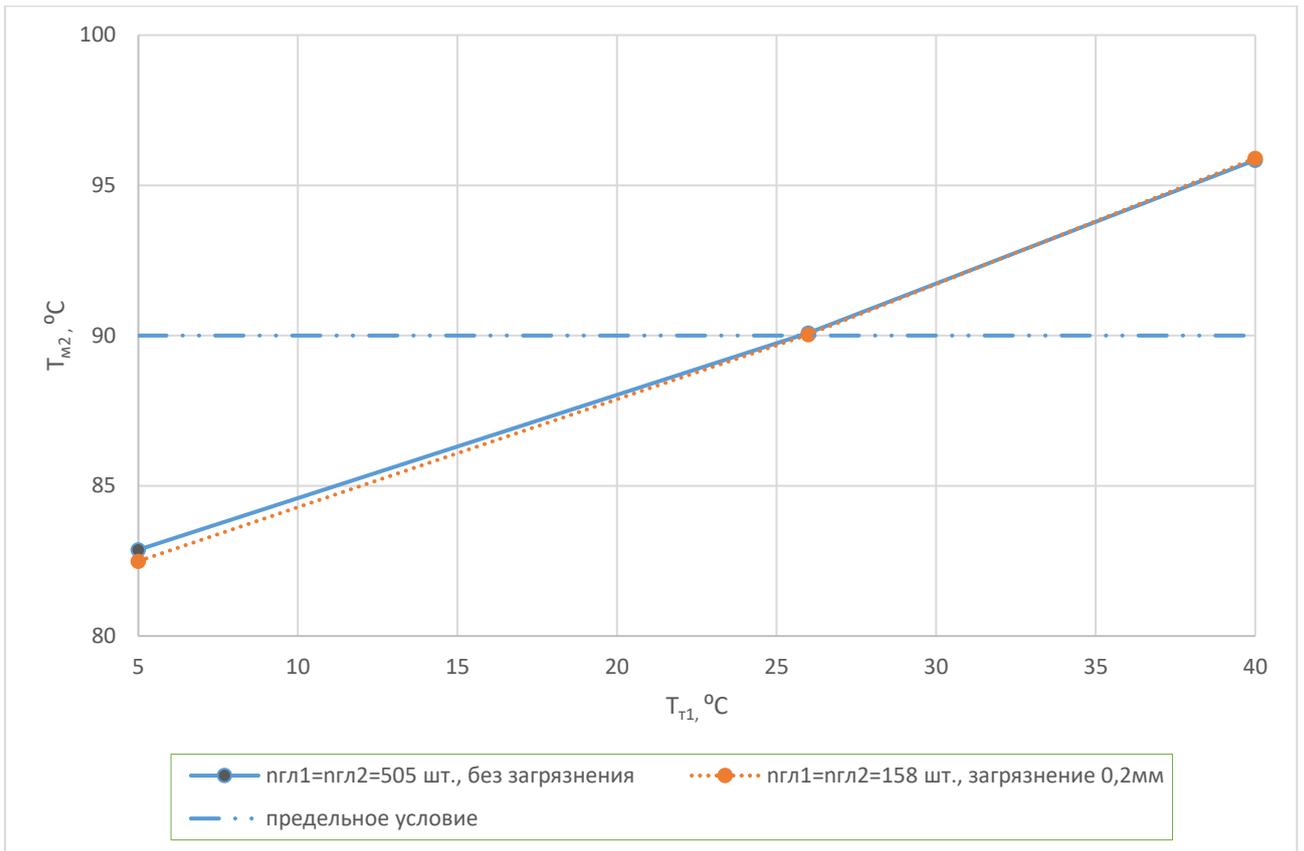
Источник: собственная разработка

Рисунок 11 – Зависимость температуры охлаждаемой среды на выходе теплообменника T_{M2} при расходе 416,7 кг/с и при температуре на входе 150 °С от температуры охлаждающей среды на входе T_{T1} для определения предельного состояния (трубки заглушены только во втором ходе)



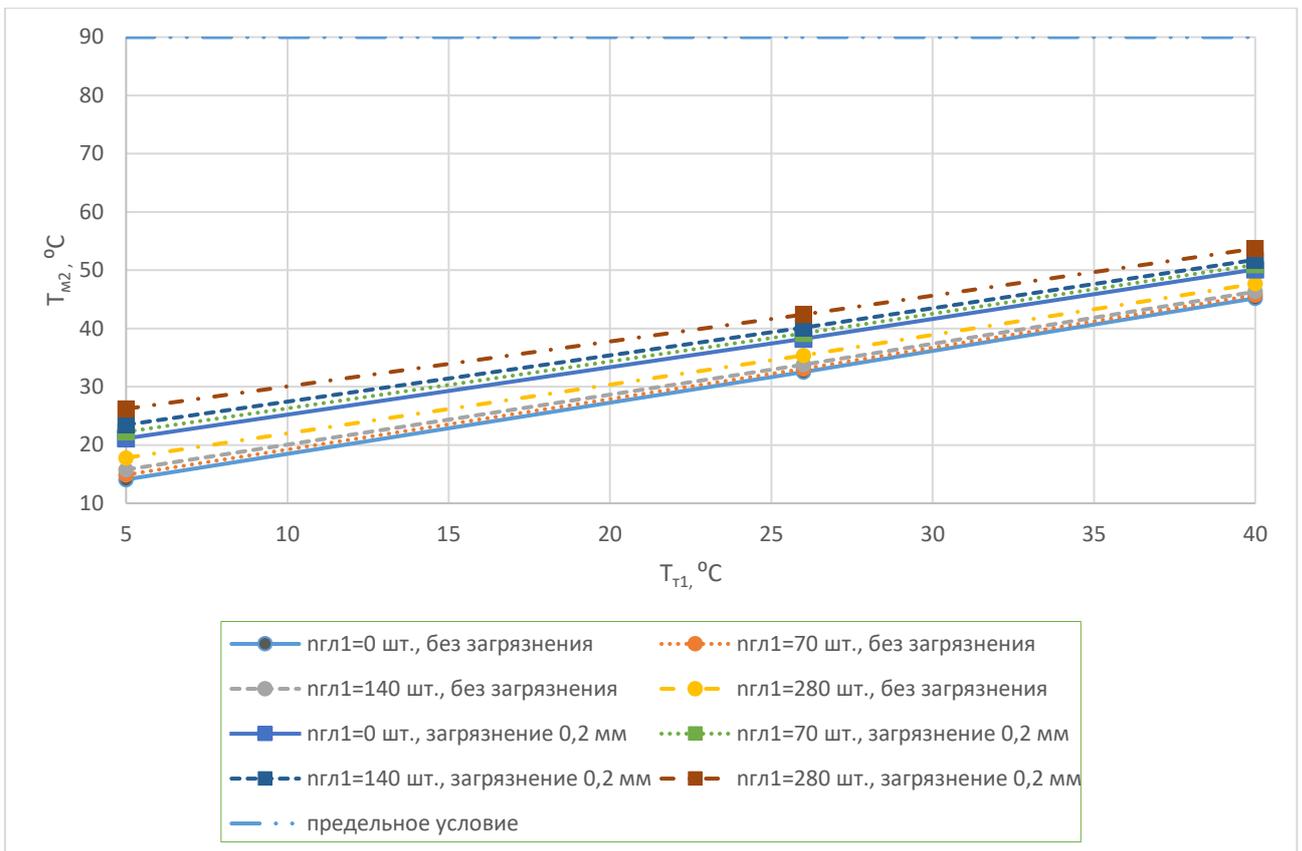
Источник: собственная разработка

Рисунок 12 – Зависимость температуры охлаждаемой среды на выходе теплообменника T_{M2} при расходе 416,7 кг/с и при температуре на входе 150 °С от температуры охлаждающей среды на входе T_{T1} для случая глушения теплообменных труб в двух ходах теплообменника



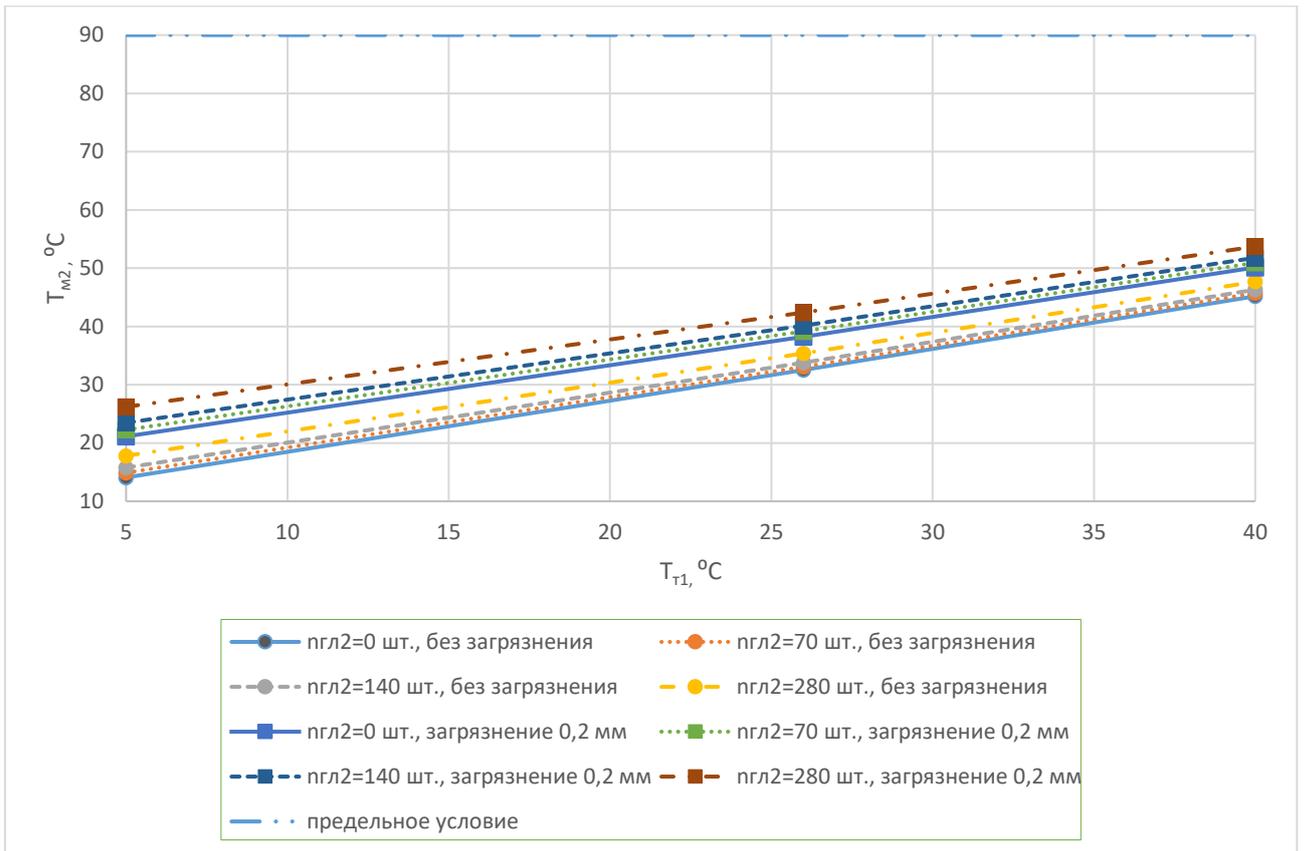
Источник: собственная разработка

Рисунок 13 – Зависимость температуры охлаждаемой среды на выходе теплообменника T_{M2} при расходе 416,7 кг/с и при температуре на входе 150 °C на выходе T_{M2} от температуры охлаждающей среды на входе T_{T1} для определения предельного состояния (трубки заглушены в обоих ходах)



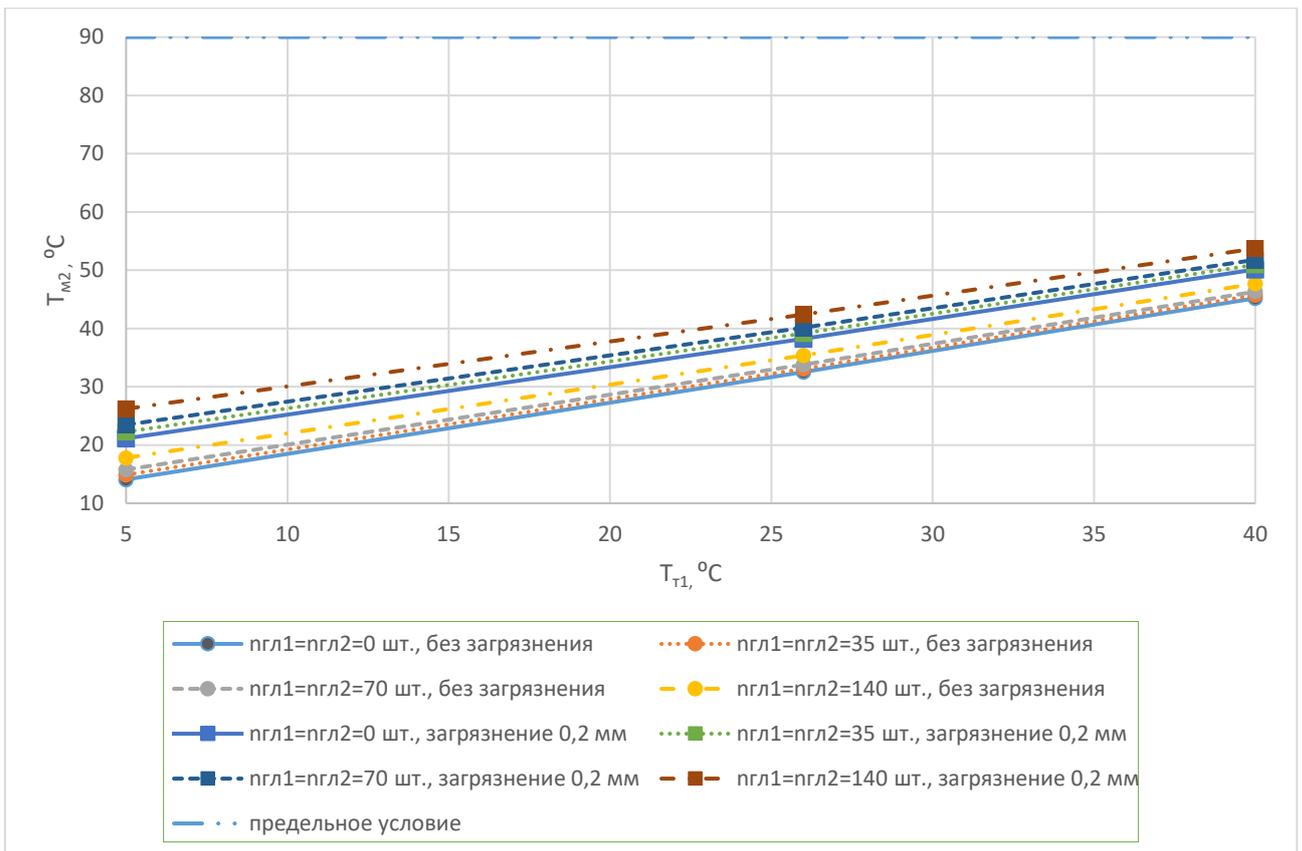
Источник: собственная разработка

Рисунок 14 – Зависимость температуры охлаждаемой среды на выходе теплообменника T_{M2} при расходе 111,1 кг/с и при температуре на входе 130 °С от температуры охлаждающей среды на входе T_{T1} для случая глушения теплообменных труб в первом ходе теплообменника



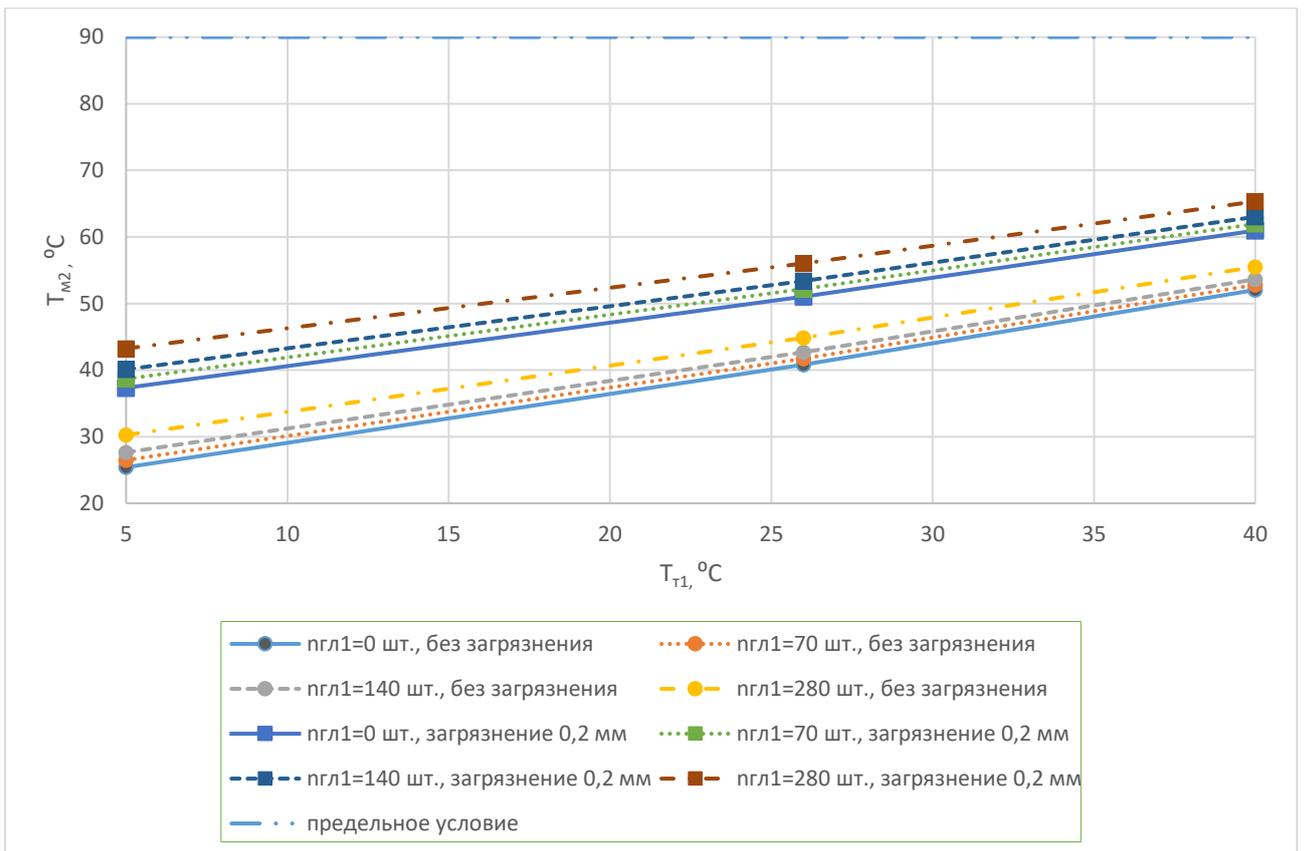
Источник: собственная разработка

Рисунок 15 – Зависимость температуры охлаждаемой среды на выходе теплообменника T_{M2} при расходе 111,1 кг/с и при температуре на входе 130 °С от температуры охлаждающей среды на входе T_{T1} для случая глушения теплообменных труб во втором ходе теплообменника



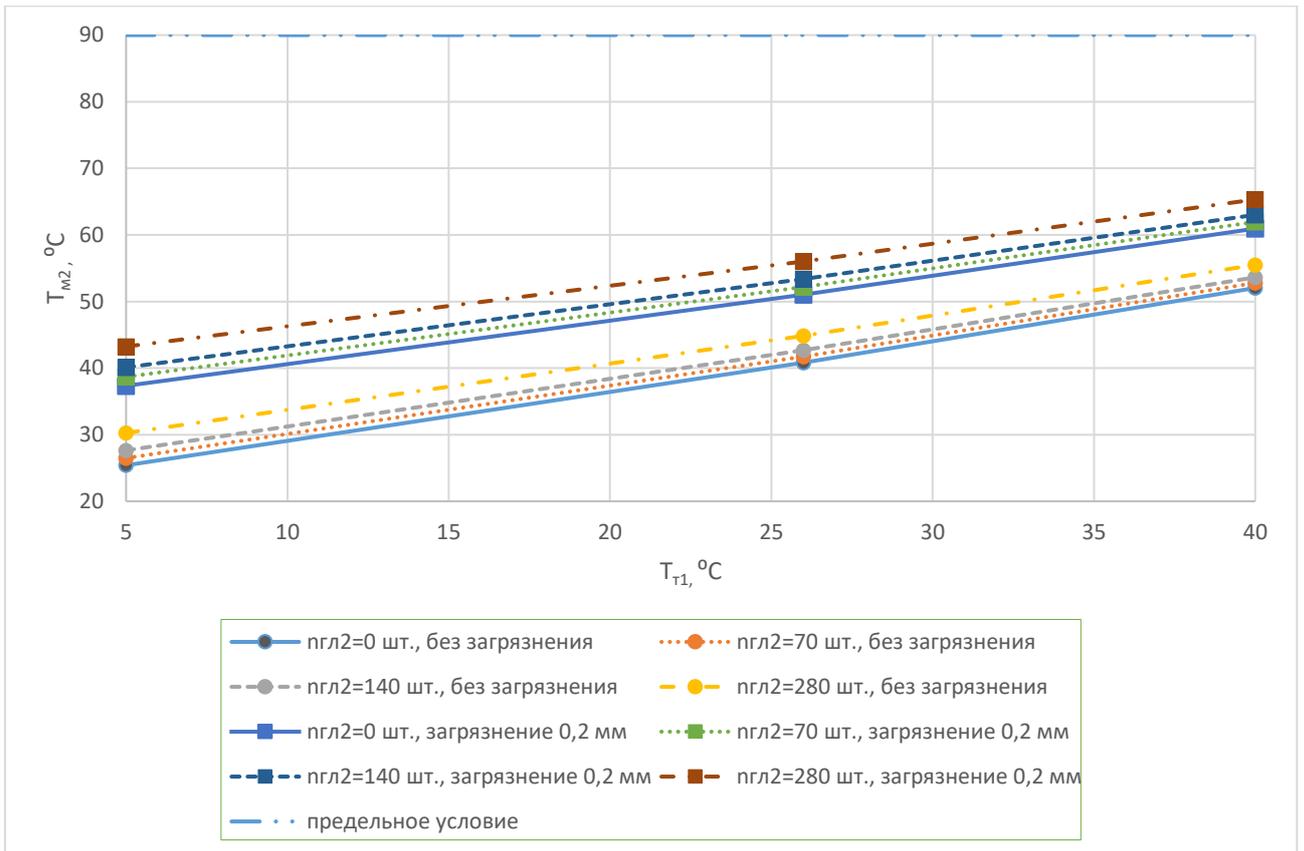
Источник: собственная разработка

Рисунок 16 – Зависимость температуры охлаждаемой среды на выходе теплообменника T_{M2} при расходе 111,1 кг/с и при температуре на входе 130 °C от температуры охлаждающей среды на входе T_{T1} для случая глушения теплообменных труб в двух ходах теплообменника



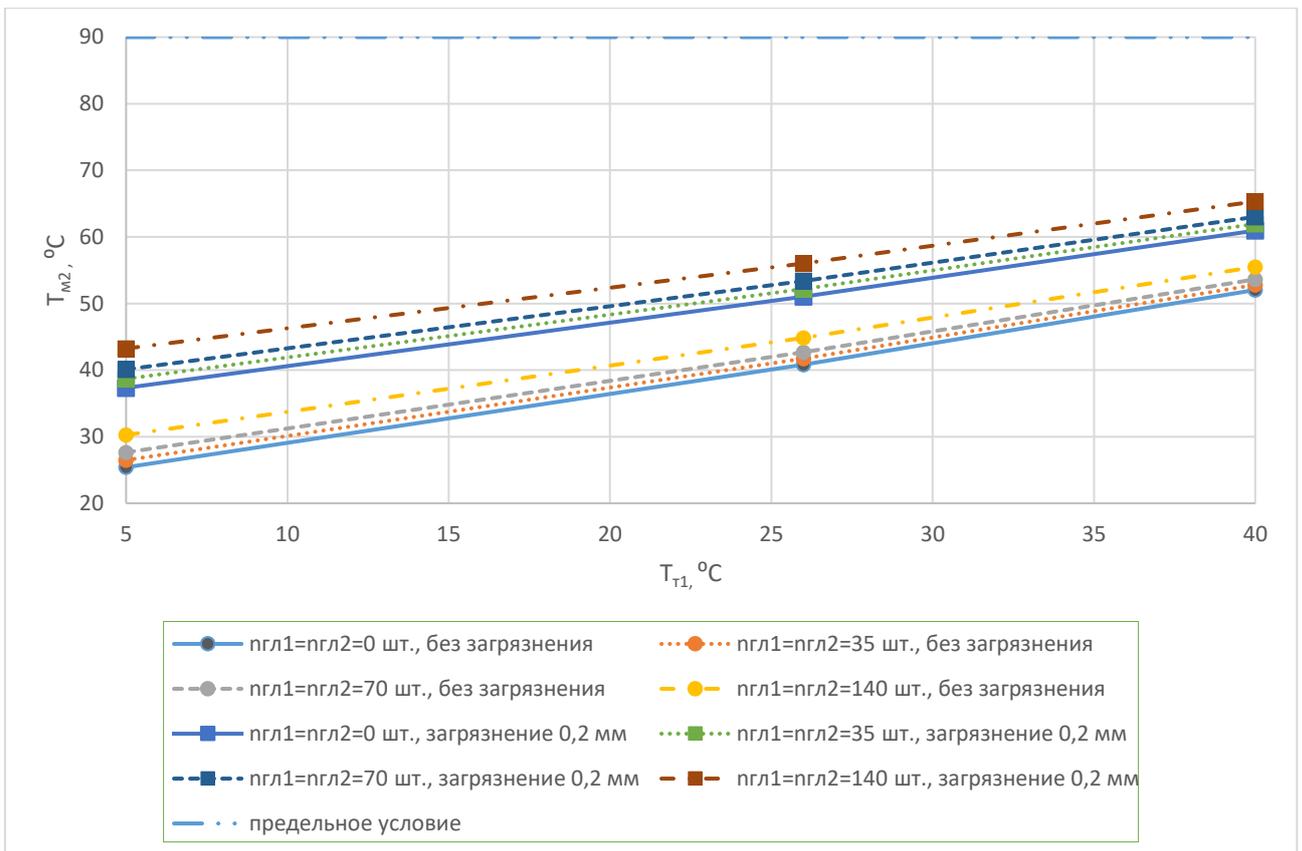
Источник: собственная разработка

Рисунок 17 – Зависимость температуры охлаждаемой среды на выходе теплообменника T_{M2} при расходе 194,4 кг/с и при температуре на входе 130 °С от температуры охлаждающей среды на входе T_{T1} для случая глушения теплообменных труб в первом ходе теплообменника



Источник: собственная разработка

Рисунок 18 – Зависимость температуры охлаждаемой среды на выходе теплообменника T_{M2} при расходе 194,4 кг/с и при температуре на входе 130 °С от температуры охлаждающей среды на входе T_{T1} для случая глушения теплообменных труб во втором ходе теплообменника



Источник: собственная разработка

Рисунок 19 – Зависимость температуры охлаждаемой среды на выходе теплообменника T_{M2} при расходе 194,4 кг/с и при температуре на входе 130 °C от температуры охлаждающей среды на входе T_{T1} для случая глушения теплообменных труб в двух ходах теплообменника

2.3 Гидравлическое сопротивление

Гидравлическое сопротивление – это сопротивление движению потока рабочей среды, оказываемой со стороны трубопроводной системы и оценивается количеством потерянной удельной энергии, безвозвратно расходуемой на работу сил трения.

Для уменьшения гидравлических потерь рекомендуется в конструкциях оборудования избегать применения деталей, которые способствуют резкому изменению направления потока – например, заменять внезапное расширение трубы постепенным расширением, придавать телам, движущимся в жидкостях,

обтекаемую форму и др. Даже в абсолютно гладких трубах имеют гидравлические потери; при ламинарном режиме шероховатость мало на них влияет, однако при обычных в технике турбулентных режимах её увеличение, как правило, приведет к росту гидродинамического сопротивления.

2.3.1 Расчет гидравлического сопротивления

Гидравлическое сопротивление трубного пространства найдем по формуле (9) [4]:

$$\Delta P = \Delta P_1 + z \cdot (\Delta P_2 + \Delta P_{тр} + \Delta P_3) + \Delta P_4, \quad (9)$$

где ΔP_1 – потеря давления при входе потока в распределительную камеру;

ΔP_2 – потеря давления при движении из камеры в трубы;

ΔP_3 – потеря давления на выходе потока из труб;

ΔP_4 – потеря давления при входе потока в штуцер;

$\Delta P_{тр}$ – потеря давления на трение в трубах;

z – число ходов в трубном пространстве.

Составляющие $\Delta P_1 - \Delta P_4$ находят по общей формуле (10) вида [4]:

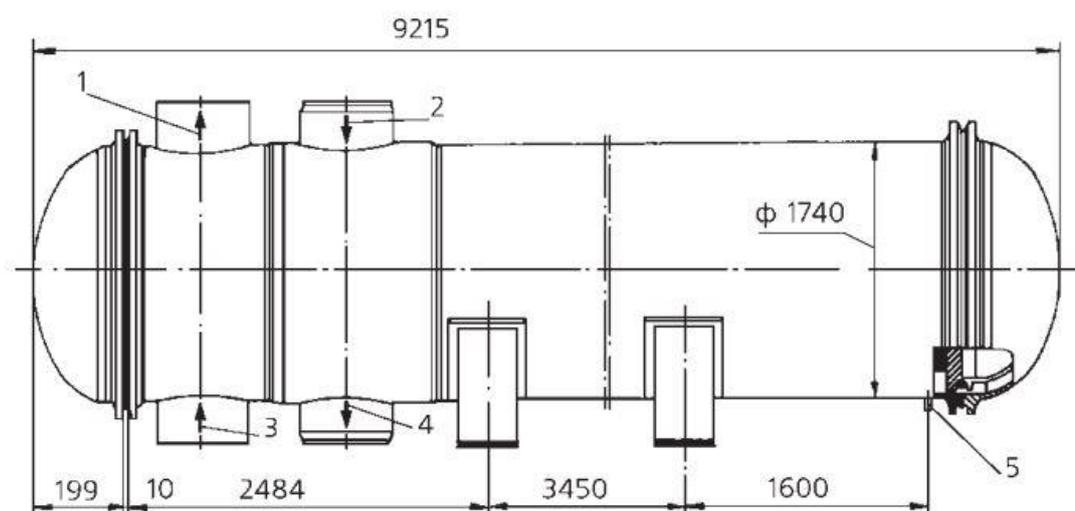
$$\Delta P_i = \frac{\xi_i \cdot \rho \cdot \omega_i^2}{2}, \quad (10)$$

где ξ_i – коэффициенты местных сопротивлений на соответствующем участке;

ω_i – скорость движения теплоносителя на соответствующем участке.

Коэффициенты местных сопротивлений на участках получим: $\xi_1 = \xi_2 = 1$;
 $\xi_3 = 1,5$; $\xi_4 = 0,5$. [4, с.190]

Патрубки теплообменника представлены на рисунке 20.



Источник: [3]

1 - патрубок выхода потока из трубного пространства, 2 - патрубок входа в межтрубное пространство, 3 - патрубок входа в трубное пространство, 4 - патрубок выхода потока из межтрубного пространства.

Рисунок 20 – Патрубки теплообменника

Найдем диаметр штуцера:

$$d_{ш} = 0,3 \cdot D^{0,86} = 0,3 \cdot 1,532^{0,86} = 0,433 м .$$

Объёмный расход:

$$V = \frac{G}{\rho} = \frac{833,3}{992,3} = 0,84 м^3 / с .$$

Скорость потока на входе и на выходе (участки 1, 4) определяется исходя из диаметра присоединительного штуцера:

$$\omega_1 = \omega_4 = \frac{V}{0,785 \cdot d_{uu}^2} = \frac{0,84}{0,785 \cdot 0,433^2} = 5,707 \text{ м/с}.$$

Площадь проходного сечения трубного пространства:

$$f_{mp} = (n_{nmp} - n_{заг}) \cdot \frac{\pi \cdot d_{вн}^2}{4} = (939 - 35) \cdot \frac{3,14 \cdot 0,0222^2}{4} = 0,349 \text{ м}^2.$$

Скорости потока на участках 2 и 3 определяют как:

$$\omega_2 = \omega_3 = \omega_{mp} = \frac{V}{f_{mp}} = \frac{0,84}{0,349} = 2,401 \text{ м/с}.$$

Для расчета потерь давления на трение используют формулу (11) [4]:

$$\Delta P_{тр} = \frac{\lambda_{тр} \cdot l \cdot \rho \cdot \omega_{тр}^2}{2 \cdot d_{вн}}, \quad (11)$$

где $\lambda_{тр}$ – коэффициент трения;

l – длина труб, м.

Коэффициент трения зависит от режима движения и шероховатости стенок трубы, его можно рассчитать:

– при турбулентном движении ($Re > 10^4$):

$$\lambda_{тр} = 0,11 \cdot \left(\frac{10}{Re} + \frac{1,16 \cdot \Delta}{d_{вн}} \right)^{0,25} = 0,11 \cdot \left(\frac{10}{8,1 \cdot 10^4} + \frac{1,16 \cdot 0,00001}{0,0222} \right)^{0,25} = 0,03,$$

где Δ – абсолютная шероховатость стенки трубы:

$\Delta = 0,1$ мм – для новых труб.

Найдем потерь давления на трение по формуле (11):

$$\Delta P_{тр} = \frac{0,03 \cdot 5,36 \cdot 992,3 \cdot 2,401^2}{2 \cdot 0,0222} = 2,055 \cdot 10^4 \text{ Па} .$$

Рассчитаем потери давления на участках 1 – 4 по формуле (10):

$$\Delta P_1 = \frac{1 \cdot 992,3 \cdot 5,707^2}{2} = 1,616 \cdot 10^4 \text{ Па} ,$$

$$\Delta P_2 = \frac{1 \cdot 992,3 \cdot 2,401^2}{2} = 2,861 \cdot 10^3 \text{ Па} ,$$

$$\Delta P_3 = \frac{1,5 \cdot 992,3 \cdot 2,401^2}{2} = 4,291 \cdot 10^3 \text{ Па} ,$$

$$\Delta P_4 = \frac{0,5 \cdot 992,3 \cdot 5,707^2}{2} = 8,08 \cdot 10^3 \text{ Па} .$$

С учетом проведенных расчетов определим гидравлическое сопротивление трубного пространства по формуле (9):

$$\begin{aligned} \Delta P &= 1,616 \cdot 10^4 + 2 \cdot (2,861 \cdot 10^3 + 2,055 \cdot 10^4 + 4,291 \cdot 10^3) + 8,08 \cdot 10^3 = \\ &= 7,963 \cdot 10^4 \text{ Па} = 0,07963 \text{ МПа} . \end{aligned}$$

Для сравнения все полученные результаты для различного количества заглушенных труб в двух ходах и различных температур охлаждающей среды на входе сведены в таблице 9.

Таблица 9 – Гидравлическое сопротивление трубного пространства при различном количестве заглушенных труб в двух ходах и различных температурах охлаждающей среды на входе

Температура охлаждающей среды, °С	Гидравлическое сопротивление, МПа			
	Проектное значение	С учетом глушения 35 труб	С учетом глушения 70 труб	С учетом глушения 140 труб
40 °С	0,07801	0,07963	0,08417	0,09641
26 °С	0,07774	0,07935	0,08387	0,09606
5 °С	0,07772	0,07933	0,08385	0,09602

Источник: собственная разработка

Гидравлическое сопротивление межтрубного пространства найдем по формуле (12) [4]:

$$\Delta P = \Delta P_6 + z \cdot \Delta P_{mt} + (z - 1)\Delta P_7 + \Delta P_8, \quad (12)$$

где ΔP_6 – потеря давления при входе потока в межтрубное пространство;
 ΔP_7 – потеря давления при огибании потоком перегородки;
 ΔP_8 – потеря давления при выходе потока из межтрубного пространства;
 ΔP_{mt} – потеря давления на трение в одном ходе межтрубного пространства
 z – число ходов в межтрубном пространстве.

Потери давления ΔP_6 – ΔP_8 находим также как ΔP_1 – ΔP_5 по общей формуле (10).

Коэффициенты местных сопротивлений при движении потока в межтрубном пространстве составят: $\xi_6 = \xi_7 = \xi_8 = 1,5$. [4, с.190]

Найдем объёмный расход:

$$V = \frac{G}{\rho} = \frac{416,7}{918} = 0,454 \text{ м}^3 / \text{с} .$$

Скорости потока на соответствующих участках рассчитывают, как:

$$\omega_6 = \omega_8 = \omega_{mm} = \frac{V}{0,785 \cdot d_{ui}^2} = \frac{0,454}{0,785 \cdot 0,433^2} = 3,085 \text{ м} / \text{с} .$$

Площадь проходного сечения межтрубного пространства:

$$f_{mm} = S_n - (n_{tr}^* \cdot \frac{\pi \cdot d_n^2}{4}) = 0,922 \cdot (945 \cdot \frac{3,14 \cdot 0,025^2}{4}) = 0,458 \text{ м}^2 .$$

Скорости потока на участках 7 определяют по формуле:

$$\omega_7 = \frac{V}{f_{mm}} = \frac{0,454}{0,458} = 0,991 \text{ м} / \text{с} .$$

Потери давления на трение в межтрубном пространстве находят по формуле (13) [4]:

$$\Delta P_{\text{тр}} = \frac{\lambda_{\text{тр}} \cdot l \cdot \rho \cdot \omega_{\text{тр}}^2}{2 \cdot D_2}, \quad (13)$$

где $\lambda_{\text{тр}}$ – коэффициент трения в межтрубном пространстве, его можно рассчитать:

– при турбулентном движении ($Re > 10^4$):

$$\lambda_{\text{тр}} = 0,11 \cdot \left(\frac{10}{Re} + \frac{1,16 \cdot \Delta}{D_2} \right)^{0,25} = 0,11 \cdot \left(\frac{10}{1,189 \cdot 10^5} + \frac{1,16 \cdot 0,00001}{0,024} \right)^{0,25} = 0,029.$$

Найдем потерь давления на трение в межтрубном пространстве по формуле (13):

$$\Delta P_{\text{тр}} = \frac{0,029 \cdot 5,36 \cdot 918 \cdot 3,085^2}{2 \cdot 0,024} = 2,841 \cdot 10^4 \text{ Па}.$$

Рассчитаем потери давления на участках 6 – 8 по формуле (10):

$$\Delta P_6 = \frac{1,5 \cdot 918 \cdot 3,085^2}{2} = 6,552 \cdot 10^3 \text{ Па},$$

$$\Delta P_7 = \frac{1,5 \cdot 918 \cdot 0,991^2}{2} = 676,293 \text{ Па},$$

$$\Delta P_8 = \frac{1,5 \cdot 918 \cdot 3,085^2}{2} = 6,552 \cdot 10^3 \text{ Па} .$$

Тогда общее гидравлическое сопротивление межтрубного пространства согласно (12) составит:

$$\begin{aligned} \Delta P &= 6,552 \cdot 10^3 + 2 \cdot 2,841 \cdot 10^4 + (2-1) \cdot 676,293 + 6,552 \cdot 10^3 = \\ &= 7,061 \cdot 10^4 \text{ Па} = 0,07061 \text{ МПа} . \end{aligned}$$

Для сравнения все полученные результаты для различных температур охлаждаемой среды на входе при различном расходе сведены в таблице 10.

Таблица 10 – Гидравлическое сопротивление межтрубного пространства при различных температурах охлаждаемой среды на входе при различном расходе

Температура охлаждаемой среды на входе, °С; Расход, кг/с	Гидравлическое сопротивление, МПа
150 °С; 416,7 кг/с	0,07061 МПа
130 °С; 111,1 кг/с	0,0049 МПа
130 °С; 194,4 кг/с	0,0151 МПа

Источник: собственная разработка

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В процессе эксплуатации теплообменника системы аварийно-планового расхолаживания эффективность теплопередачи может снижаться из-за наличия отложений на поверхности теплообменных труб.

В ходе расчетов была произведена оценка эффективности работы теплообменника системы аварийно-планового расхолаживания при учете только отложений, только глушения и совместном влиянии этих факторов.

В результате расчетов получено, что температура охлаждаемой среды на выходе теплообменника при температуре охлаждающей среды на входе 40 °С с учетом термического сопротивления отложений превышает предельное значение для рассмотренных случаев, а для остальных аварийных ситуаций и плановых расхолаживаний находится в допустимых пределах. Также гидравлическое сопротивление трубного пространства превышает предельное значение при глушении 140 теплообменных труб в двух ходах, а для остальных случаев остается в допустимых пределах.

Наличие отложений на трубах теплообменника приводит к снижению коэффициента теплопередачи, а глушение в численном выражении не эквивалентно снижению коэффициента теплопередачи, так как при глушении труб увеличивается скорость охлаждающей среды и растет теплоотдача со стороны охлаждающей среды. Поэтому влияние этих факторов на эффективность теплообменника рассмотрено совместно. Получено, что совместное влияние термического сопротивления отложений и увеличение количества заглушенных теплообменных труб приводят к уменьшению коэффициента теплопередачи, росту температурного напора и, как следствие, увеличению температуры охлаждаемой среды на выходе из теплообменника.

Рост отложений, а также выход из строя теплообменных трубок может случиться во время эксплуатации энергоблока, поэтому для увеличения ресурса

необходимо не допускать роста отложений посредством соблюдения водно-химического режима и осуществлять регулярные промывки.

Все предложения, указанные выше, приведут к уменьшению количества заглушенных теплообменных труб, что, в свою очередь, ведет к более эффективной и длительной работе теплообменника системы аварийно-планового расхолаживания.



СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

- 1 «Основные системы энергоблоков АЭС», Слободчук В.И., Шелегов А.С., Лескин С.Т., Обнинск 2010. – 215 с.
- 2 «АЭС с реактором типа ВВЭР-1000», С.А. Андрушенко, А.М. Афров, Б.Ю. Васильев, В.Н. Генералов, К.Б. Косоуров, Ю.М. Семченков, В.Ф. Украинцев, Москва 2010. – 679 с.
- 3 «Технологические системы реакторного отделения», Балаковская Атомная Станция ЦЕНТР ПОДГОТОВКИ ПЕРСОНАЛА 2000. – 348 с.
- 4 «ТЕПЛООБМЕННЫЕ АППАРАТЫ И МЕТОДЫ ИХ РАСЧЕТА», Л. В. Таранова, Тюмень : ТюмГНГУ, 2012. – 198 с.
- 5 «Справочник по теплогидравлическим расчетам (ядерные реакторы, теплообменники, парогенераторы)», П. Л. Кириллов, Ю. С. Юрьев, В. П. Бобков; Энергоатомиздат, 1990. – 358 с.

Электронные ресурсы

- 6 <https://agpipe.ru/articles/gidravlichesкое-soprotivlenie-trub>.
- 7 <https://ppt-online.org/201492>.
- 8 https://ru.wikipedia.org/wiki/%D0%93%D0%B8%D0%B4%D1%80%D0%B0%D0%B2%D0%BB%D0%B8%D1%87%D0%B5%D1%81%D0%BA%D0%B8%D0%B5_%D0%BF%D0%BE%D1%82%D0%B5%D1%80%D0%B8.