

ЗАКРЫТОЕ АКЦИОНЕРНОЕ ОБЩЕСТВО
«НАУЧНО– ПРОИЗВОДСТВЕННОЕ ВНЕДРЕНЧЕСКОЕ ПРЕДПРИЯТИЕ
«ТУРБОКОН»

На правах рукописи



КАРТУЕСОВА Анна Юрьевна

**РАСЧЕТНО – ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ
ПАРАЛЛЕЛЬНОЙ РАБОТЫ СЕКЦИЙ ВАКУУМНОГО КОНДЕНСАТОРА
ПАРОТУРБИННОЙ УСТАНОВКИ В УСЛОВИЯХ НЕРАВНОМЕРНОГО
ТЕПЛОСЪЕМА**

2.4.7 – Турбомашины и поршневые двигатели

ДИССЕРТАЦИЯ

на соискание ученой степени кандидата технических наук

Научный руководитель:
Заслуженный деятель науки
и техники РСФСР,
доктор технических наук,
профессор
Мильман Олег Ошерович

Калуга – 2024

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	5
ОСНОВНАЯ ЧАСТЬ	11
ГЛАВА 1. ОБЗОР ЛИТЕРАТУРНЫХ ИСТОЧНИКОВ И ПОСТАНОВКА ЦЕЛИ И ЗАДАЧ ИССЛЕДОВАНИЯ.....	11
1.1. Роль конденсационных установок в цикле ПТУ тепловых станций	11
1.2. Анализ работ по совершенствованию конструкций конденсаторов, повышению эффективности теплообмена	20
1.3. Расчетные методики для конденсационных установок на номинальных и переменных режимах работы	22
1.4. Газоудаляющие устройства конденсаторов пара	30
1.5. Работа системы газоудаления	37
1.6. Выводы по главе 1	39
ГЛАВА 2. РАБОТА СЕКЦИЙ КОНДЕНСАТОРА ПРИ НЕРАВНОМЕРНОМ ТЕПЛОСЪЕМЕ	40
2.1. Источники и причины формирования неравномерного теплосъема	40
2.2. Характеристики конденсационных установок при неравномерном теплосъеме	42
2.2.1. Расчет распределения потоков пара в режимах полного и ухудшенного охлаждения для секции воздушного конденсатора	42
2.2.1.1. Исходные данные и методика расчета	43
2.2.1.2. Алгоритм расчета	45
2.2.1.3. Описание и результаты расчета распределения потоков пара в режимах полного и ухудшенного охлаждения для секции воздушного конденсатора	46
2.2.1.4. Результаты расчета	61
2.2.2. Методика расчета оптимального диаметра дросселя для многосекционных конденсаторов	63
2.2.2.1. Потери давления в трубе при конденсации	64
2.2.2.2. Потери давления в секциях с равномерным и неравномерным охлаждением	67
2.2.2.3. Скорости и расходы при неравномерном теплосъеме	70
2.2.2.4. Оценка изменения паросодержания на выходе при равномерном и неравномерном охлаждении	72
2.2.2.5. Объемный расход в эжектор	74

2.2.2.6. Нулевая точка эжектора	76
2.2.2.7. Изменение характеристики эжектора	78
2.2.2.8. Дополнительные потери давления от дросселя и изменения расхода пара	79
2.3. Выводы по главе 2	80
ГЛАВА 3. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ УСТАНОВКА ДЛЯ ИССЛЕДОВАНИЯ ВАКУУМНОГО КОНДЕНСАТОРА ПАРА	82
3.1. Цель и задачи экспериментального исследования	82
3.2. Описание экспериментальной установки	82
3.3. Методика проведения экспериментального исследования	87
3.3.1. Система измерений на стенде макета секционного конденсатора	87
3.3.2. Порядок проведения испытаний	94
3.4. Методика обработки экспериментальных данных	95
3.4.1. Определение расходов сред	95
3.4.2. Методика определения состава парогазовой смеси	96
3.4.3. Тепловой и материальный баланс	98
3.4.4. Оценка эффективности работы макета конденсатора	99
3.5. Оценка погрешности экспериментов	100
3.6. Выводы по главе 3	103
ГЛАВА 4. РЕЗУЛЬТАТЫ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ИССЛЕДОВАНИЯ	105
4.1. Режимы испытаний	105
4.2. Влияние неравномерности охлаждения теплообменной поверхности на работу модели конденсационной установки	113
4.3. Влияние дополнительного расхода воздуха на работу модели конденсационной установки при неравномерном охлаждении теплообменной поверхности	114
4.4. Влияние размера дросселей, установленных в линии эжектирования ПВС, на работу модели конденсированной установки...	116
4.5. Выводы по главе 4	117
ГЛАВА 5. РАСЧЕТ ОПТИМАЛЬНОГО ДИАМЕТРА ОТВЕРСТИЯ ДРОССЕЛЬНОЙ ВСТАВКИ ДЛЯ СЕКЦИОННОГО КОНДЕНСАТОРА ПАРА	119
5.1. Описание расчета оптимального диаметра дросселей для многосекционного конденсатора	119
5.2. Выводы по главе 5	125
ЗАКЛЮЧЕНИЕ	126

СПИСОК СОКРАЩЕНИЙ	129
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ	130
ПРИЛОЖЕНИЕ А – Исходные данные и таблицы с расчетами к п. 2.2.1.3.....	139

ВВЕДЕНИЕ

Актуальность темы исследования определяется основными направлениями развития отечественной теплоэнергетики в контексте целей и задач Энергетической стратегии Российской Федерации на период до 2035 года, утвержденной распоряжением Правительства российской Федерации от 9 июня 2020 г. № 1523–р. В этом аспекте особую актуальность приобретает решение комплекса проблем, связанных с повышением эффективности действующих тепловых электрических станций.

Совершенствование работы конденсационных устройств паротурбинных установок (ПТУ) является одним из важных резервов повышения эффективности на ТЭС.

Проектирование вакуумных конденсаторов паротурбинных установок осуществляется на расчетных условиях, когда все части конденсатора охлаждаются одинаково, расходы охлаждающей воды (воздуха – для воздушных конденсаторов) и присосы воздуха также одинаковы. Отклонение от расчетного режима работы может возникать по ряду причин, например, неравномерного охлаждения теплообменной поверхности конденсатора вследствие ее загрязнения, либо изменения характеристики вентилятора (в случае воздушных конденсаторов), наличия локальных присосов воздуха и пр. Поиск путей решения этих проблем основывается на различных способах: углублении вакуума при очистке теплообменных поверхностей конденсаторов от отложений, совершенствовании системы отсоса паровоздушной смеси; повышении эффективности работы эжекторов.

Материалы по исследованиям работы конденсаторов на режимах неравномерного теплосъема практически отсутствуют, проведение мероприятий по повышению эффективности работы в данных условиях достаточно трудоемко и требует значительных затрат. Особенно это существенно для воздушно – конденсационных установок с большим числом вентиляторов.

Все вышеизложенное подтверждает актуальность выбранной темы исследования.

Степень научной разработанности темы диссертации.

Поиску вариантов и способов совершенствования работы конденсационных установок посвящено много работ российских и зарубежных ученых: Л.Д. Бермана, О. О. Мильмана, В.А. Федорова, Г.Г. Шкловера, Ю.М. Бродова, К.Э. Аронсона, И.И. Гогонина, В.И. Гомелаури, Г.И. Канюка, В. А. Меркулова, И.Б. Мурманского, М. Jovic, M. Lakovic, J. Bogdanovic–Jovanovic, M. Walker и других.

В данной работе исследованы особенности работы вакуумного конденсатора пара в условиях неравномерного теплосъема и предложен новый способ повышения его эффективности, основанный на внедрении системы дросселей в линию удаления ПВС перед газоудаляющим устройством.

Объект исследования – вакуумный конденсатор пара с газоудаляющим устройством.

Предмет исследования – особенности работы вакуумных конденсаторов паротурбинных установок в условиях неравномерного теплосъема.

Цель диссертационного исследования – проведение расчетно – экспериментального исследования совместной работы конденсатора и газоудаляющего устройства в условиях неравномерного теплосъема и обоснование технических решений по повышению эффективности работы конденсационной установки.

Для достижения указанной цели в настоящей работе поставлены и решены следующие **задачи**:

- 1) проанализировано влияние различных видов неравномерности на эффективность конденсаторов паротурбинных установок;
- 2) проведено расчетно–экспериментальное исследование эффективности применения дроссельных вставок в системе газоудаления паровоздушной смеси вакуумных конденсаторов с объемными газоудаляющими устройствами при неравномерном охлаждении теплообменной поверхности и наличия присосов воздуха в различных зонах;

3) экспериментально определена величина оптимального диаметра дросселей для исследуемой системы;

4) проанализированы полученные экспериментальные данные;

5) разработано и обосновано техническое решение по повышению эффективности работы системы удаления паровоздушной смеси из конденсатора на основе внедрения дроссельных вставок при совместной работе вакуумных конденсаторов и пароструйных эжекторов;

6) разработаны рекомендации по расчету оптимального диаметра дросселей для многосекционных систем вакуумных конденсаторов, в том числе и воздушно – конденсационных установок с большим числом вентиляторов.

Методология и методы исследования. В организации и проведении диссертационного исследования реализована методология системного подхода к исследованию сложных технических систем, позволяющая, в частности, в соответствии с объектом, предметом, целью и задачами исследования получить объективное знание о внутренних взаимосвязях параметров, процессов и характеристик совместной работы конденсатора и газоудаляющего устройства в условиях неравномерного теплосъема, о внешних связях данной технической системы, а также обосновать технические решения, необходимые и достаточные для повышения эффективности работы конденсационной установки. В процессе исследования использовались методы системного анализа, используемые при изучении и моделировании теплоэнергетических установок и систем.

Научная новизна. В результате выполнения диссертационного исследования получены следующие новые научные результаты:

– выполнен анализ работы секционных конденсаторов паротурбинных установок при условиях неравномерного теплосъема;

– проведено экспериментальное исследование режимов работы макета вакуумного конденсатора пара при неравномерном охлаждении части теплообменной поверхности и наличия присосов воздуха в пар;

– разработана технология повышения экономичности и надежности совместной работы вакуумных конденсаторов и пароструйных эжекторов,

основанная на установке в линию эжектирования паровоздушной смеси дроссельных вставок;

- экспериментально установлено наличие оптимального размера дроссельной вставки для заданных условий работы конденсатора;
- разработана методика расчета оптимального диаметра дросселя для секционных конденсаторов.

Теоретическая значимость результатов выполненного диссертационного исследования заключается в том, что результаты, полученные при её выполнении, вносят значительный вклад в понимание и теоретическое обоснование процессов работы конденсаторов паротурбинных установок в условиях неравномерного теплосъема и способа борьбы со снижением тепловой эффективности, возникающей вследствие неравномерного охлаждения и локальных присосов воздуха. Они могут быть использованы для:

- оценки влияния факторов неравномерности на показатели работы конденсационной установки;
- повышения эффективности работы конденсаторов при отклонении от расчетных условий.

Практическая значимость результатов исследования состоит в том, что в диссертации разработаны новые технические решения, обеспечивающие повышение эффективности работы вакуумного конденсатора пара за счет внедрения дроссельных вставок в линию эжектирования ПВС. Предложенная методика позволяет рассчитать оптимальный диаметр дросселей для любых систем секционных вакуумных конденсаторов, в том числе и воздушно – конденсационных установок с большим числом секций.

Личный вклад соискателя. Автор лично участвовал в постановке задач и планировании, организации и осуществлении эксперимента, был задействован на всех этапах создания экспериментального стенда, самостоятельно проводил эксперименты, осуществлял измерения и обработку результатов измерений, а также выполнял анализ полученных данных. Принимал участие в разработке

методики расчета оптимального диаметра дросселя для многосекционных конденсаторов.

Положения, выносимые на защиту:

- расчетно – экспериментальное обоснование повышения эффективности работы конденсатора паротурбинной установки при введении дроссельных вставок в линии газоудаления;
- результаты экспериментального исследования конденсации пара внутри параллельно работающих каналов макета конденсатора при неравномерном охлаждении;
- методика расчёта оптимального размера дросселей для многосекционных систем вакуумных конденсаторов.

Достоверность результатов исследований обеспечена корректной постановкой цели и задач работы, планированием эксперимента и обработкой экспериментальных данных, использованием измерительных приборов, имеющих необходимый уровень точности в диапазоне измеряемых величин.

Апробация работы. Основные результаты диссертационной работы были представлены на 12 международных и всероссийских конференциях:

- Седьмой Российской национальной конференции по теплообмену (РНКТ–7) (Москва, 2018 г.),
- III Всероссийской научной конференции «Теплофизика и физическая гидродинамика» (Ялта, 2018 г),
- конференции Национального Комитета РАН по тепло – и массообмену «Фундаментальные и прикладные проблемы тепломассообмена», XXII Школе–семинаре молодых учёных и специалистов под руководством академика РАН А.И. Леонтьева «Проблемы газодинамики и тепломассообмена в энергетических установках» (Москва, 2019 г.),
- III международной конференции «Современные проблемы теплофизики и энергетики» (МЭИ, г. Москва, 2020 г.),
- V Всероссийской научной конференции «Теплофизика и физическая гидродинамика» (Ялта, 2020 г.),

- XXIII Школе – семинаре молодых ученых и специалистов под руководством академика РАН А.И. Леонтьева «Проблемы газодинамики и тепломассообмена в энергетических установках» (Екатеринбург, 2021 г.),
- Международном симпозиуме «Устойчивая энергетика и энергомашиностроение – 2021: SUSE – 2021» (Казань, 2021 г.),
- Международной научно – практической конференции "Экология – Энергетика– Энергосбережение", посвященной 30 – летию со дня образования НПВП "Турбокон" (Калуга, 2021 г.);
- Восьмой Российской национальной конференции по тепломассообмену РНКТ–8 (МЭИ, 2022 г.);
- XXIV Школе – семинаре молодых учёных и специалистов «Проблемы газодинамики и тепломассообмена в энергетических установках» (Казань, 2023 г.).

По материалам диссертации опубликовано около 20 работ, в том числе 4 статьи в ведущих рецензируемых научных журналах из Перечня ВАК по направлению 2.4.7 – Турбомашины и поршневые двигатели. 6 статей опубликованы в журналах, входящих в базы данных «Scopus» и «Web of Science». Получен 1 патент РФ на полезную модель.

Диссертация является научно – квалификационной работой, **соответствует паспорту специальности 2.4.7 – Турбомашины и поршневые двигатели:** в части направления исследования – пункту 2 «Разработка физико – математических программ, цифровых двойников, методов экспериментальных исследований, теоретические и экспериментальные исследования с целью повышения эффективности, надежности и экологичности рабочих процессов турбомашин, поршневых двигателей, их систем и вспомогательного оборудования в составе объектов применения».

Структура и объем диссертации. Диссертация состоит из введения, пяти глав, заключения и библиографического списка из 82 наименований. Её общий объём составляет 151 страницу, включая 47 рисунков, 15 таблиц и 13 страниц приложения.

ГЛАВА 1 ОБЗОР ЛИТЕРАТУРНЫХ ИСТОЧНИКОВ И ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ ИССЛЕДОВАНИЯ

1.1 Роль конденсационных установок в цикле ПТУ тепловых станций

Повышения термического КПД паротурбинной установки (ПТУ) достигается с помощью понижения параметров пара за турбиной [4, 19, 16]. Понижение температуры и давления отработавшего пара турбины, осуществляемое с помощью конденсационной установки, повышает ее мощность, в том числе и экономичность цикла [15]. Берман Л.Д. в своей работе [81] приводит пример, который показывает прямую взаимосвязь между понижением мощности турбины и ухудшением вакуума.

Комплексный подход при проектировании конденсаторов ПТУ позволяет учесть массогабаритные и технико – экономические особенности, что способствует созданию эффективной энергоустановки [65].

Основные устройства, входящие в состав конденсационной установки (КУ), показанной на рис.1.1, можно разделить на несколько блоков [73]:

- конденсатор пара;
- газо – и воздухоудаление,
- циркуляционная система;
- конденсатная система;
- система автоматики;
- контрольно – измерительные приборы (КИП);
- арматура, трубопроводы и пр.

В зависимости от ряда особенностей работы КУ в нее входят деаэрирующее устройство, редуционно – охлаждающая установка (РОУ) или дроссельно – увлажняющее устройство (ДУУ).

Обозначения: ПТ – паровая турбина; К – конденсатор; ДУУ – дроссельно–увлажняющее устройство; ПГ – парогенератор; Г – генератор;
1 – конденсатор; 2 – конденсатный насос; 3 – пароструйный эжектор; 4 – конденсатосборник с деаэрирующим устройством; 5 – редукционно–увлажняющее устройство; 6 – эжектор пусковой; 7 – теплообменник

Комбинация ПТУ и КУ является предметом отдельного исследования для проработки с точки зрения их массогабаритных показателей с целью их минимизации [12, 66].

При выполнении расчетов конденсаторов пара целью обычно является определение необходимой площади теплообменной поверхности, которая

вычисляется по среднему коэффициенту теплопередачи [4, 74]. Основой для выполнения расчетов служат зависимости, полученные экспериментально [4, 81, 78, 81, 17, 18, 80].

В [23] расчет коэффициента теплопередачи конденсатора предлагается выполнить по отдельным составляющим.

Необходимо подчеркнуть зависимость коэффициента теплопередачи от наличия в паре неконденсирующихся газов (НКГ) – ближе к выходу парогазовой смеси из конденсатора величина коэффициента теплопередачи заметно уменьшается из-за роста концентрации НКГ [81]. В своей работе [81] Берман Л.Д. указывает на зависимость величины НКГ от материалов и конструктивных особенностей установки, качества монтажных работ, особенностей эксплуатации, а также влияния паровой нагрузки, при уменьшении которой присосы воздуха могут вырасти до 40%.

Авторы в [73] указывают, что: «...интенсивность изменения температуры теплоносителей по поверхности теплообмена зависит от схемы их движения относительно друг друга» [73, с. 50]. Например, «...в поверхностных конденсаторах главным образом используются схемы с перекрестным движением теплоносителей. В смешивающих и вспомогательных поверхностных конденсаторах применяются прямоточные, противоточные, перекрестные, а также более сложные схемы» [73, с. 50]. Это иллюстрируется на рис. 1.2.

Теплопередачу в конденсаторе можно определить через зависимость от параметров k , F и Δt , как описано в [73, 76]:

$$Q = kF \Delta t, \quad (1.1)$$

здесь Q — тепловая нагрузка конденсатора, Вт;

k — коэффициент теплопередачи в конденсаторе, Вт/(м²·К);

F — площадь поверхности охлаждения трубного пучка конденсатора, м²;

Δt — средний температурный напор между паром и водой в конденсаторе, °С.

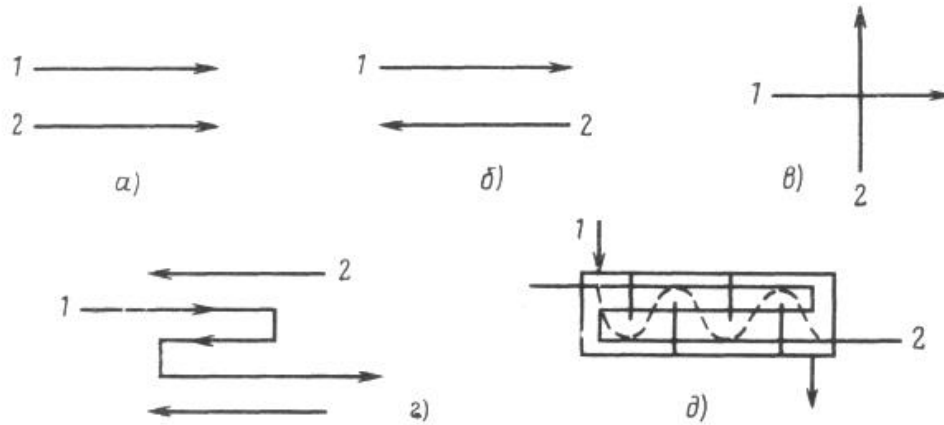


Рис. 1.2. Варианты движения рабочих сред в конденсаторах (1 – первая среда; 2 – вторая среда); а) прямоток; б) противоток; в) перекрестный ток; г), д) смешанный ток [73]

С другой стороны, применяя уравнение теплового баланса получим:

$$Q = G_n(h_n - h_k) = Wc_в(t_2 - t_1), \quad (1.2)$$

здесь t_1 – температура охлаждающей воды на входе в конденсатор, °С;

t_2 – температура охлаждающей воды на выходе из конденсатора, °С;

G_n – расход сконденсированного пара, кг/с;

W – расход охлаждающей воды, кг/с;

$c_в$ – удельная теплоемкость воды, Дж/(кг·К);

h_n – энтальпия пара, Дж/кг;

h_k – энтальпия конденсата, Дж/кг.

Таким образом, объединив в систему уравнения (1.1) и (1.2), можно определить площадь поверхности конденсатора, что является целью в большинстве расчетов конденсаторов [73, 76]:

$$\left. \begin{aligned} G_n(h_n - h_k) &= Wc_в(t_2 - t_1); \\ G_n(h_n - h_k) &= k\Delta tF. \end{aligned} \right\} \quad (1.3)$$

Температура воды на выходе из конденсатора t_2 зависит от нагрева воды

$$\Delta t = \frac{G_n(h_n - h_k)}{Wc_в} \text{ и ее начальной температуры } t_1:$$

$$t_2 = \frac{G_n(h_n - h_k)}{Wc_g} + t_1. \quad (1.4)$$

В [73] отмечается, что: «...в реальном поверхностном конденсаторе всегда имеет место температурный напор между конденсирующимся паром и охлаждающей водой на выходе... температура конденсации t_n будет больше на величину $\Delta t''$ » [73, с.44]:

$$t_n = \frac{G_n(h_n - h_k)}{(Wc_g)} + t_1 + \Delta t''. \quad (1.5)$$

Величина $\Delta t''$ в формуле (1.5) является критерием для оценки конструктивного совершенства конденсатора, используемого оборудования и режимов эксплуатации: чем меньше значения $\Delta t''$, тем совершеннее конденсационные устройства [65, 41, 29]. В современных конденсаторах величина $\Delta t''$ составляет $4 \div 5$ °С.

Характеристикой процесса конденсации пара является температурный напор [73], который соотносится с экспоненциально возрастающей температурой воды, как показано на рис. 1.3 и в формуле (1.6)

$$\Delta t'' = \Delta t' e^{-\frac{kF}{c_w W}}, \quad (1.6)$$

где $\Delta t'$ – температурный напор на входе в конденсатор пара, °С;

$\Delta t''$ – температурный напор на выходе из конденсатора пара, °С.

С помощью выражения (1.6) можно получить формулу для расчета среднелогарифмического температурного напора, которая применима при постоянном значении коэффициента теплопередачи k в конденсаторе [73]:

$$\Delta t = \frac{(t_n - t_1) - (t_n - t_2)}{\ln \frac{t_n - t_1}{t_n - t_2}} = \frac{t_2 - t_1}{\ln \frac{t_n - t_1}{t_n - t_2}}. \quad (1.7)$$

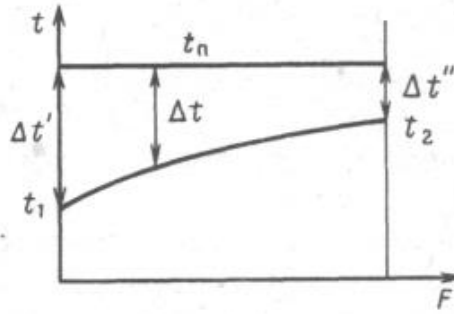


Рис. 1.3. Изменение разности температур пара и воды в конденсаторе вдоль поверхности теплообмена [73]

Необходимо также сказать об эффективности конденсатора ε , которая является функцией параметра $\frac{kF}{c_b W} = NTU$ – натуральная термическая единица.

$$\varepsilon = 1 - e^{-\frac{kF}{c_b W}}. \quad (1.8)$$

Таким образом, выражение для расчета количества переданного тепла в условиях конденсации пара при температуре t_s имеет вид [73]:

$$Q = (t_n - t_1) W c_{\theta} \left(1 - e^{-\frac{kF}{c_b W}} \right) = W c_{\theta} \varepsilon, \quad (1.9)$$

здесь $\Delta = t_n - t_1$ – располагаемый температурный напор в конденсаторе, °С.

Для расчета коэффициента теплопередачи для плоской стенки, как пишет Михеев М.А. в своей работе [50], должны быть известны следующие параметры: толщина стенки δ , коэффициент теплопроводности λ и коэффициенты теплоотдачи пара α_n и воды α_{θ} . Можно привести следующую формулу для расчета коэффициента теплопередачи k для плоской стенки [73]:

$$k = \frac{1}{R} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_n} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_{\theta}}}, \quad (1.10)$$

где R – полное термическое сопротивление переносу теплоты от пара к воде.

Для цилиндрической стенки:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_n} + \frac{d_1}{2\lambda} \ln \frac{d_1}{d_2} + \frac{1}{\alpha_b} \frac{d_1}{d_2}}, \quad (1.11)$$

здесь α_n – коэффициент теплоотдачи от конденсирующегося пара к стенке, Вт/(м² К);

α_b – коэффициент теплоотдачи от стенки к воде, Вт/(м² К);

d_1 – наружный диаметр трубки, м;

d_2 – внутренний диаметр трубки, м.

Расчетные уравнения для определения коэффициентов теплоотдачи α_n и α_b одиночной трубки решаются методом последовательного приближения.

Для турбулентного течения в трубе при Re от 10^4 до $5 \cdot 10^6$ теплоотдачу от жидкости к гладкой стенке можно определить через число Нуссельта (коэффициент теплоотдачи прямо пропорционален числу Нуссельта $\alpha = \frac{\lambda \cdot Nu}{d}$) с помощью следующей формулы, предложенной Михеевым М.А. [50, 68]:

$$Nu = 0,021 Re_{ж}^{0,8} Pr_{ж}^{0,43} \left(\frac{Pr_{ж}}{Pr_c} \right)^{\mu}, \quad (1.12)$$

где μ – величина, учитывающая направление теплового потока: 0,25 – при охлаждении, 0,11 – при нагреве.

Определяющими параметрами в данном выражении являются средняя температура жидкости и диаметр трубы; $\frac{Pr_{ж}}{Pr_c}$ позволяет учесть в формуле изменение свойств жидкости по сечению трубы. Число Прандтля должно находиться в диапазоне 0,6–2500.

Для расчета теплоотдачи от стенки трубы к жидкости можно использовать формулу, полученную Б.С. Петуховым [47, 58]. Данная формула имеет вид :

$$Nu = \frac{\frac{\zeta}{8} Re_{ж} Pr_{ж}}{1,07 + 12,7 \sqrt{\frac{\zeta}{8}} (Pr_r^{2/3} - 1)} \varepsilon_r. \quad (1.13)$$

здесь ζ – коэффициент сопротивления трения;

ϵ_T – влияние нагрева и направление теплового потока.

Наличие воздуха в конденсирующемся паре оказывает непосредственное влияние на процесс конденсации и зависит от ряда факторов [73]. С помощью экспериментальных исследований было установлено, что зависимость (1.14) позволяет рассчитать теплообмен при конденсации пара из парогазовой смеси на горизонтальных пучках труб конструкции КТЗ:

$$\frac{\alpha_{cm}}{\alpha_n} = 19\Pi^{0,1} Nu_n^{-0,5} \left(1 + \frac{z}{2}\right)^{1/3} \left(\frac{f}{F}\right)^{0,15} \varphi(\epsilon_0 g_n). \quad (1.14)$$

Здесь α_{cm} – коэффициент теплоотдачи при конденсации пара из паровоздушной смеси;

α_n – средний коэффициент теплоотдачи чистого неподвижного пара, Вт/(м² К);

$$\Pi = \frac{\rho_n w_n a_n}{\rho_k \lambda_k g} \quad (\rho_n, \rho_k \text{ – плотность пара и конденсата, кг/м}^3);$$

w_n – скорость пара, м/с;

λ_k – коэффициент теплопроводности конденсата, Вт/(м·К);

g – ускорение свободного падения, м/с²;

Nu_n – число Нуссельта для неподвижного пара;

z – число рядов труб;

$\frac{f}{F}$ – относительный периметр набегания пара на трубный пучок;

$\varphi(\epsilon_0 g_n)$ – начальное относительное содержание воздуха в паре и удельная воздушная плотность поверхности.

Если рассматривать расчет теплообмена при конденсации внутри труб, то нужно учитывать ряд особенностей. Он будет зависеть от режимов течения парогазового потока, пленки конденсата и парового ядра, направления течения, расположения трубного пучка в пространстве и концентрации НКГ. Формулы для расчета подробно описаны в [73].

Например, при конденсации пара в дисперсно–кольцевом режиме при высоких значениях числа Рейнольдса авторы в [47, 36] рекомендуют применять формулу Л.Д. Бойко – Г.Н. Кружилина, которая действует, в том числе, и для воздушно–конденсационных установок (ВКУ):

$$Nu = C Re^{0,8} Pr_{ж}^{0,43} \frac{1}{2} \left[\sqrt{1 + x_1 \left(\frac{\rho_{ж}}{\rho_n} - 1 \right)} + \sqrt{1 + x_2 \left(\frac{\rho_{ж}}{\rho_n} - 1 \right)} \right]. \quad (1.15)$$

Здесь x_1 — массовое расходное паросодержание на входе в трубу;

x_2 — массовое расходное паросодержание на выходе из трубы;

$\rho_{ж}$ — плотность жидкости при температуре насыщения, кг/м³;

ρ_n — плотность пара при температуре насыщения, кг/м³;

C — константа, зависящая от материала труб.

На входе в ВКУ массовое расходное паросодержание $x_1 = 1$ [73]. Значение x_2 зависит от схемы движения теплоносителей и может составлять от 0,1 до 0,25. При полной конденсации, когда $x_2 = 0$, уравнение (1.15) примет вид

$$Nu = \frac{1}{2} C Re^{0,8} Pr_{ж}^{0,43} \sqrt{1 + \left(\frac{\rho_w}{\rho_n} - 1 \right)}. \quad (1.16)$$

Данные зависимости (1.15–1.16) применимы при $Re > 5 \cdot 10^3$, $Pr_{ж} > 1$, $0 < x < 1$.

Потери давления в трубном пучке конденсатора определяются через его гидравлический диаметр $d_c = 4 \frac{f_c L}{F}$ [47, 73]:

$$\Delta p = 4 f \frac{L}{d_c} \frac{\rho_w^2}{2}, \quad (1.17)$$

здесь f — площадь проходного сечения для пара в узком сечении между трубками по периметру трубного пучка, м²;

f_c — площадь минимального свободного сечения, м²;

F — площадь полной поверхности теплообмена, м²;

L — расчетная глубина пучка с числом рядов z и шагом по глубине S_z , м.

1.2 Анализ работ по совершенствованию конструкций конденсаторов, повышению эффективности теплообмена

Одним из важных моментов взаимодействия паротурбинной и конденсационной установок является особенность расположения конденсатора относительно выхлопного патрубка турбины. Согласно [16, 65] для ПТУ большой мощности с несколькими выхлопными патрубками это однокорпусное или двухкорпусное исполнение конденсаторов с аксиальным расположением (вдоль оси турбины) при параллельной раздаче пара.

Применение аксиальной компоновки позволяет получить разные области конденсации, что иллюстрируется на рис. 1.4 [16, 65]. Секционирование конденсатора позволяет повысить эффективность цикла за счет снижения среднего значения давления насыщения на выхлопе ПТУ.

Повышение эффективности конденсаторов достигается также увеличением числа ходов по воде, как показано в [4, 73].

Признаком отклонения работы конденсационной установки от нормального режима является повышение давления отработавшего в турбине пара. [43]. Причины, вызывающие ухудшение в работе КУ могут быть различными, их исследование и устранение способствует минимизации негативного влияния на работу конденсатора и позволяет повышать эффективность работы установки.

Способы интенсификации теплообмена могут быть связаны как с внутренней, так и с внешней поверхностью труб.

Авторы в [34] указывают на необходимость интенсификации теплообмена и повышении чистоты теплообменной поверхности трубок конденсационных установок. В качестве одного из способов интенсификации теплообмена в конденсаторах ПТУ предлагается использовать профильные витые трубки вместо гладких труб, что может увеличить коэффициент теплопередачи до 15%. Однако стоит учесть, что из-за конструктивных особенностей гидравлическое сопротивление при этом возрастет на 40–70 % [59].

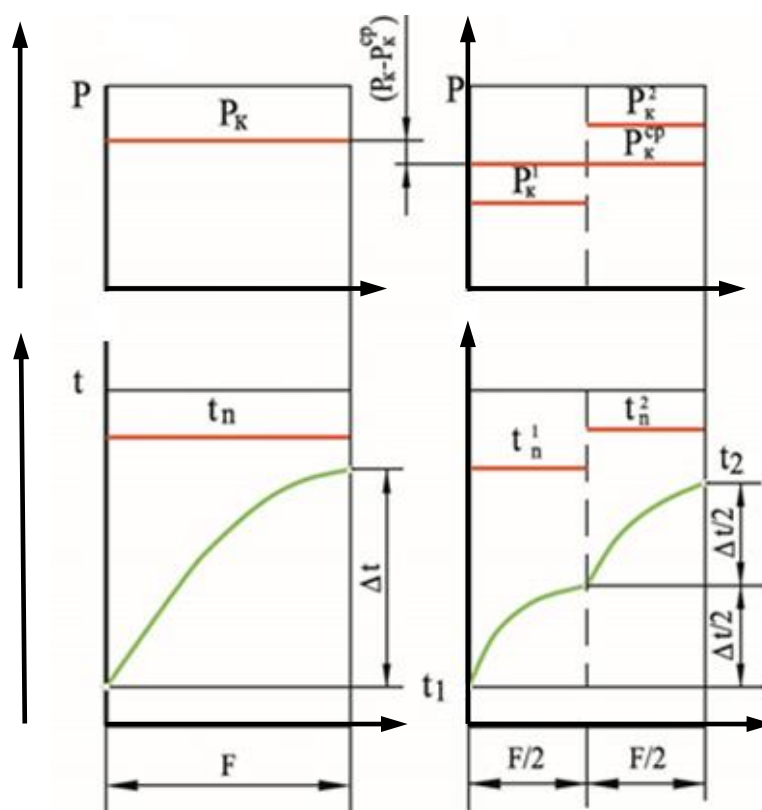


Рис. 1.4. Термодинамические параметры воды и пара для несекционированного (а) и секционированного (б) конденсаторов [16]

Для интенсификации теплообмена может применяться установка на трубках отдельных перфорированных ребер [70, 26]. Между трубками могут быть размещены гофрированные пластины с отогнутыми жалюзи [35]. Помимо оребрения каждой трубки в отдельности, применяется оребрение трубного пучка плоскими пластинами [71]. Широкое применение в разработках получили трубные пучки, состоящие из трубок со спиральной навивкой ребер [54]. Однако все описанные способы будут сопровождаться значительными потерями давления.

Изменение режима конденсации пара оказывает непосредственное влияние на интенсивность теплообмена. Например, при переходе от пленочного к

капельному режиму конденсации пара коэффициент теплоотдачи со стороны пара возрастает в 8–11 раз, а коэффициент теплопередачи в 1,75–3 раза [31].

В [57] авторы предлагают установить кольцевые элементы внутри теплообменной трубки, что способствует росту теплообмена со стороны конденсирующегося пара.

Для повышения теплообмена также возможно применение различных компоновок трубных пучков – «ленточных» или «модульных».

Разделение конденсатора на секции или «ступенчатая» конденсация пара может способствовать снижению давления конденсации [13, 43].

Использование смесительного теплообменника перед поверхностным позволяет сделать работу КУ более эффективной. Однако данный способ имеет свои недостатки [37].

На теплообмен оказывают непосредственное влияние и отложения на теплообменных трубках. Использование грамотной организации водно–химического режима и своевременное и качественное удаление образовавшихся отложений будет способствовать экономичной и эффективной работе установки. Для воздушных каналов ВКУ может быть использована система очистки водой под высоким давлением или сжатым воздухом [48].

1.3 Расчетные методики для конденсационных установок на номинальных и переменных режимах работы

При эксплуатации основные расчетные параметры, определяющие работу конденсатора, могут изменяться, что приводит к изменению температуры насыщения конденсирующегося пара t_s и, как следствие, давления конденсации p_k , т.е. будут наблюдаться режимы, отличные от расчетного, – переменные [16, 61]. По данным [81] основными параметрами являются паровая нагрузка D_k , температура воды на входе в конденсатор t' и расход воды W .

Повышение или понижение давления конденсации будет влиять на работу турбины: повышать или понижать мощность, вызывать вибрации и перегрузки

лопаток последней ступени. Работа турбины имеет тесную связь с работой конденсационной установки.

В России (и в СССР) в нормативной документации рекомендовалось использовать для расчета коэффициента теплопередачи формулу, предложенную Л.Д. Берманом (методика ВТИ):

$$k = 4070a \left(\frac{1,1 \cdot w_{\text{в}}}{\sqrt[4]{d_1}} \right)^x \left[1 - \frac{b\sqrt{a}}{10^3} (35 - t_1)^2 \right] \left[1 + \frac{z-2}{15} \left(1 - \frac{t_1}{45} \right) \right] \Phi_{\delta}. \quad (1.17)$$

или в упрощенном виде

$$k = 4070a \Phi_w \Phi_t \Phi_z \Phi_{\delta}. \quad (1.18)$$

Здесь a – коэффициент чистоты для поверхности теплообмена;

Φ_w – множитель, учитывающий влияние скорости охлаждающей воды $w_{\text{в}}$;

Φ_t – множитель, учитывающий влияние температуры охлаждающей воды t_1 ;

Φ_z – множитель, учитывающий влияние числа ходов охлаждающей воды z ;

Φ_{δ} – множитель, учитывающий влияние удельной паровой нагрузки конденсатора $g_{\text{п}}$.

Данная формула применима для расчета при следующих условиях: $t_1 < 45^\circ\text{C}$, $w_{\text{в}} = (1\text{—}2,5)$ м/с и минимальных присосах воздуха.

Коэффициент a связан с массовым расходным паросодержанием x через следующее соотношение: если $x/a \leq 0,6$, то $x = 0,12a(1 + 0,15t_1)$, если $x/a > 0,6$, то $x = 0,6a$

Поскольку множитель Φ_t зависит от t_1 , то для $t_1 \leq 35^\circ\text{C}$ он определяется по формуле $\Phi_t = 1 - b\sqrt{a} (35 - t_1)^2 / 1000$ ($b = 0,52 - 0,0072g_{\text{п}}$; $g_{\text{п}}$ – удельная паровая нагрузка, г/(м²·с); если $35^\circ\text{C} < t_1 < 45^\circ\text{C}$, то $\Phi_t = 1 + 0,002(t_1 - 35)$).

Φ_{δ} принимается равным 1 при номинальной паровой нагрузке конденсатора

$D_{\kappa}^{\text{ном}}$ и $D_{\kappa} / D_{\kappa}^{\text{эп}} \geq 1$. Если $D_{\kappa} / D_{\kappa}^{\text{эп}} < 1$, то $\Phi_{\delta} = \frac{D_{\kappa}}{D_{\kappa}^{\text{эп}}} \left(2 - \frac{D_{\kappa}}{D_{\kappa}^{\text{эп}}} \right)$, причем $D_{\kappa}^{\text{эп}} = S D_{\kappa}^{\text{ном}}$
 $= (0,8 - 0,01t_1) D_{\kappa}^{\text{ном}}$ (D_{κ} – расход пара).

Для расчета коэффициента чистоты a применяется формула $a = a_c \cdot a_m$.

Здесь a_c – зависит от состояния поверхности охлаждения; a_m – зависит от материала и толщины стенок трубок.

По мнению авторов [73], формула Л.Д. Бермана (1.17) может быть использована при переменных режимах работы конденсаторов, т.к. позволяет учесть изменение скорости воды и температуры, загрязнение, удельную паровую нагрузку.

Для расчета коэффициента теплопередачи предлагаются также следующие формулы, подробно описанные в [73, 61], однако, «Ни одна из приведенных формул не отражает связь коэффициента теплопередачи с конфигурацией трубного пучка конденсатора, геометрией трубок ..., возможностями интенсификации теплообмена непосредственно со стороны пара и воды» [73, с. 145]. Это похоже между собой формулы Института теплообмена США и ВЕАМА; формула фирмы "Метро – Виккерс" и т.д., причем общей особенностью формул является то, что ни одна из них не учитывает как паровая нагрузка g_{II} влияет на величину коэффициента теплопередачи k

В таблице 1.1 приведены данные формулы и их характеристики на основании материалов авторов из [73].

Таблица 1.1 – Варианты формул для расчета коэффициента теплопередачи конденсаторов [73]

Название формулы	Вид формулы	Особенности
Институт теплообмена США	$k = b_m \beta_t k_0$, где b_m и β_t – коэффициенты, учитывающие характеристики теплообменных труб, температуру воды, а k_0 – коэффициент теплопередачи для чистого	применение дополнительного коэффициента, учитывающего загрязнение теплообменных труб

	конденсатора	конденсатора β_3 [64]
ВЕАМА Великобритания	$k = ab_M \beta_t k_0$, где a – коэффициент, связанный с чистотой теплообменной поверхности	размер теплообменных труб 13÷32 мм;
"Метро – Вилкерс", Великобритания	$k = 1095 \sqrt{w_B} \sqrt{17,8 + \frac{t_1 + t_2}{2}}$, где w_e – скорость воды, м/с; $\frac{t_1 + t_2}{2}$ – средняя температура воды, °С	не учтены особенности материала и конструкции теплообменной поверхности
Эмпирическая формула, Франция	$k = 58000 x w_B^x$, где x зависит от t_1 , возрастает до 20°С, далее принимается равным значению 0,47	конденсатора
Для судовых конденсаторов, Россия	$k = a_0 b \cdot 604(3 - \varphi) \sqrt{\varphi w_B} \sqrt{20 + t_1 + \Delta t / 2}$, где a_0 , b и φ – коэффициенты, связанные с особенностями теплообменной поверхности и паровой нагрузкой $k = 1,16 a C_d C_t \sqrt[4]{g_{II}} \sqrt{w_e}$, где C_d и C_t – коэффициенты, зависящие от диаметра теплообменных труб и температуры воды на входе	мельхиоровые трубки с размерами 16x1 мм

Анализируя формулы для расчета k , представленные в таблице 1.1, можно выделить следующие особенности [73]:

– каждая из формул получена для определенной конструкции конденсаторов;

- формулы предназначены для расчета k на номинальных режимах работы конденсатора;
- в некоторых формулах присутствует скорость воды в трубках конденсатора в степени $0,5 < x < 1$;
- учитывается влияние температуры (k пропорционален $[1 - b\sqrt{a} (35 - t)^2/1000]$ или $\sqrt{17,8 + (t_1 + t_2)/2}$ или $\sqrt{20 + t_1 + \Delta t / 2}$, либо зависит от эмпирического множителя, который отражает влияние температуры в степени, меньшей 0,5);
- в некоторых формулах учтено влияние $d_{\text{л}}$, диаметра и толщины стенки трубок, чистоты поверхности a ;
- влияние содержания воздуха в паре на интенсивность теплообмена не учитывается ни в одной из формул;
- нет зависимости k от конструктивных особенностей трубного пучка конденсатора.

Формула (1.14), приведенная выше, учитывает содержание воздуха в паре ε (от $2 \cdot 10^{-4}$ до $5 \cdot 10^{-5}$) на расчет коэффициента теплоотдачи [73, 16]. Данная зависимость, в отличие от предыдущих формул 1.17–1.18 и приведенных в таблице 1.1: «учитывает влияние различных факторов на теплообмен при конденсации пара в натурных конденсаторах» [73, с. 146]. Эта формула относится к методике, разработанной на КТЗ. После определения $a_{\text{см}}$ рассчитывается коэффициент теплопередачи для трубчатых поверхностей с тонкой стенкой [16]:

Методика УПИ, как и методика КТЗ, опирается на определение коэффициента теплоотдачи, как показано авторами в [16, 17]:

$$a_{\text{п}} = a_{\text{Nu}} \Phi_{\text{w}} \Phi_{\text{l}} \Phi_{\varepsilon} \Phi_{\text{f}} \Phi_{\text{кп}}, \quad (1.19)$$

здесь — a_{Nu} коэффициент теплоотдачи при конденсации пара по Нуссельту, Вт/(м²·К);

Φ_{w} — фактор, учитывающий скорость течения пара;

Φ_l — фактор, учитывающий явление заливания конденсатом нижерасположенных трубок;

Φ_ε — фактор, учитывающий содержание воздуха в паре;

Φ_f — фактор, учитывающий параметры вибрации трубок конденсатора;

$\Phi_{\text{кп}}$ — фактор, учитывающий компоновку трубного пучка конденсатора.

Фактор Φ_w , определяется с помощью зависимости:

$$\frac{a_{\text{п}}}{a_{\text{Nu}}} = 28,3 \Pi^{0,08} \text{Nu}^{-0,58} \quad (1.20)$$

Влияние Φ_l на коэффициент теплоотдачи обнаруживается только при неподвижном паре, поэтому для турбин большой мощности его можно не учитывать.

Φ_ε определяется по формуле на основе обобщенных экспериментальных данных конденсации неподвижного пара, предложенной С.С. Кутателадзе :

$$\frac{a_{\text{см}}}{a_{\text{Nu}}} = 1 - 4,716 \varepsilon^{0,477} \quad (1.21)$$

В [16] авторами приводятся результаты экспериментов, которые показали, что: «...в зависимости от удельной паровой нагрузки и параметров вибрации коэффициент теплоотдачи при конденсации пара на вибрирующей трубке может увеличиваться или уменьшаться по сравнению с коэффициентом теплоотдачи при конденсации пара на неподвижной трубке» [16, с. 67]. Для вычисления Φ_f предлагается использовать следующую зависимость при условии, что $30 \leq \text{Pr} \cdot K \leq 600$ и $0 \leq \text{Re}_{\text{вибр}} \leq 1200$:

$$\frac{a_{\text{вибр}}}{a_{\text{Nu}}} = (\text{Pr} K)^m (1 + 0,32 \cdot 10^{-3} \text{Re}_{\text{вибр}} - 0,73 \cdot 10^{-5} \text{Re}_{\text{вибр}}^2), \quad (1.22)$$

здесь $m = 6,82 \cdot 10^{-6} \text{Re}_{\text{вибр}}^2 - 1,85 \cdot 10^{-4} \text{Re}_{\text{вибр}}$;

Pr — число Прандтля;

K — число фазового перехода конденсата;

$Re_{vibp} = (Afd_{нар}) / \nu_{\kappa}$ – вибрационное число Рейнольдса (A, f – амплитуда и частота колебаний трубок, ν_{κ} – коэффициент кинематической вязкости конденсата, m^2/c).

Для оценки влияния компоновки $\Phi_{\text{кп}}$ на коэффициент теплоотдачи УПИ было предложено использовать следующую формулу [16]:

$$\frac{a_n}{a_{Nu}} = \frac{\Pi_*^{0,64}}{T^{0,64} K_*^{0,15} (1,068 - 0,622P + 0,161P^2 - 0,012P^3)(8,184\Pi_* + 0,331)} \quad (1.23)$$

здесь $P = \frac{P_{\text{тр п}}}{P_{\text{тр д}}}$ – относительный периметр трубного пучка, как отношение

периметра трубного пучка $P_{\text{тр п}}$ к периметру трубной доски $P_{\text{тр д}}$;

$K_* = \frac{A}{(t_1 t_2)^{0,5}}$ – коэффициент компактности трубного пучка (A – средняя

ширина ленты компоновки трубного пучка, $t_1 t_2$ – шаги разбивки труб).

В формуле присутствуют комплексы, описанные авторами в [16]:

$\Pi_* = \frac{\rho_n w_n^2}{4\rho_{\kappa} d_{нар}}$ и $T = \frac{t_s - t_{1g}}{t_s}$ (t_s – температура насыщения пара, °C; t_{1g} – температура

воды на входе в конденсатор, °C).

Формулы Л.Д. Бермана и УПИ показывают, что процесс теплопередачи в трубных пучках конденсатора зависит от множества факторов и параметров, детальный учет которых достаточно затруднителен.

Расчет переменных режимов работы конденсатора можно вести по формулам Л.Д. Бермана, УПИ и др. Это первый подход и он, по моему мнению, не очень обоснован.

Второй подход – на основе технических характеристик газоудаляющего устройства и давления конденсации в расчетных точках строятся графики, аппроксимирующие параметры промежуточного состояния (давление, температура), т.е. переменные режимы. Данная методика связана не с конструкцией конденсатора, а с определенными экспериментальными

исследованиями и расчетной точкой $Q=Q_{\text{ном.}}$ и $Q=0$ – т.е. характеристикой эжектора.

Этот подход описан в [73, 76], здесь предложено уравнение для расчета переменных режимов в виде зависимости располагаемой разности температур от тепловой нагрузки и характеристик воздухоудаляющего устройства

$$\bar{\Delta} = \Delta(\bar{Q}, \Delta_0) \quad (1.24)$$

где $\Delta = t_s - t_{\text{охл1}}$.

Здесь t_s – температура насыщения, °С;

$t_{\text{охл1}}$ – температура охлаждающей среды (вода, воздух) на входе, °С;

$\Delta_0 = t_{s0} - t_{\text{охл1}}$ – разность температур, соответствующих давлению насыщения эжектора при $\bar{Q} = 0$, °С.

$\bar{Q}$ – относительная тепловая нагрузка.

Итоговая функция имеет вид:

$$\bar{\Delta} = \frac{(a_o \bar{Q} + a_3) \bar{Q} + 1}{a_1 \bar{Q} + a_4} \quad (1.25)$$

Зависимость (1.25) – обобщенное уравнение для расчета переменных режимов конденсатора. Стоит отметить, что в обобщенном уравнении (1.25) содержатся характеристики воздухоудаляющего устройства. Имеется базовая точка, полученная экспериментально, от которой принято вести расчет переменных режимов.

При экспериментальном исследовании переменных режимов воздушных конденсаторов в формулу 1.25 введена поправка [61]:

$$\bar{\Delta} = 0,3 \bar{\Delta}_0 \bar{Q} (1 - \bar{Q}) (2 - \bar{\Delta}_0) \quad (1.26)$$

Как уточняет автор: «Предложенная поправка справедлива в диапазоне относительных тепловых нагрузок $\bar{Q}=0,0 \div 1$ и относительных значений $\bar{\Delta}_0=0 \div 1,5$ » [61, с.119].

Таким образом, итоговая формула имеет вид

$$\bar{\Delta} = \frac{(a_o \bar{Q} + a_3) \bar{Q} + 1}{a_1 \bar{Q} + a_4} + 0,3 \bar{\Delta}_0 \bar{Q} (1 - \bar{Q}) (2 - \bar{\Delta}_0). \quad (1.27)$$

1.4 Газоудаляющие устройства конденсаторов пара

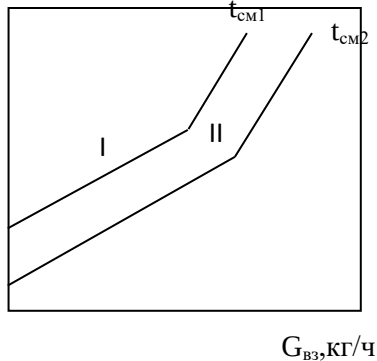
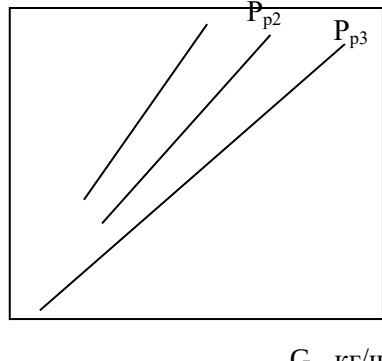
Для удаления паровоздушной смеси и поддержания вакуума в конденсаторе применяются струйные насосы двух типов: многоступенчатые пароструйные или водоструйные эжектора с рабочими средами пар и вода соответственно [72]. В [76] авторы описывают применение водокольцевых насосов для газоудаления из конденсаторов пара.

Эжектор состоит из следующих элементов: «рабочее сопло; приемная камера; камера смешения... где происходит выравнивание скоростей рабочей и эжектируемой... диффузор, где происходит дальнейший рост давления» [67, с. 5].

На основании материалов [15] в таблице 1.2 представлено сравнение рабочих особенностей паро– и водоструйного эжекторов.

Таблица 1.2 – Общие и различные особенности паро– и водоструйного эжектора

Название параметра	Пароструйный эжектор	Водоструйный эжектор
Мощность турбин	До 500 МВт (с промежуточными охладителями)	От 300 до 1200 МВт
Вакуум	—	Более глубокий, но требует дополнительных затрат
Расход пара	0,1 до 0,3 % расхода пара на турбину	
Расход воды	—	5–7 % расхода циркуляционной воды
Рабочее тело	пар	вода

Название параметра	Пароструйный эжектор	Водоструйный эжектор
Характеристика	$p_n = f(G_{вз})$, где p_n – давление всасывания и $G_{вз}$ – расход сухого воздуха («при конкретных значениях давления рабочей воды p_p и ее температуры t_p » [15, с.45])	$p_n = f(G_{вз})$
График характеристик	 $P_n, \text{кПа}$ $G_{вз}, \text{кг/ч}$ $t_{см1}$ $t_{см2}$ I – рабочий участок или предельный режим работы первой ступени эжектора; II – перегрузочный или допредельный режим [15]	 $P_n, \text{кПа}$ $G_{вз}, \text{кг/ч}$ P_{p1} P_{p2} P_{p3} при одинаковой t_p
Число ступеней	несколько	одна

Работа на предельном режиме соответствует максимальной производительности эжектора и возникает при условии достижения критического значения скорости эжектируемого или смешанного потока [15].

Пароструйные эжектора в одноступенчатом исполнении используются как пусковые, и применимы при степени повышения давления не превосходящей 4 – 6. При нормальной работе турбины используются двух– или трехступенчатые эжектора (рис. 1.5) с промежуточными охладителями и имеют степень повышения давления до 25–30.

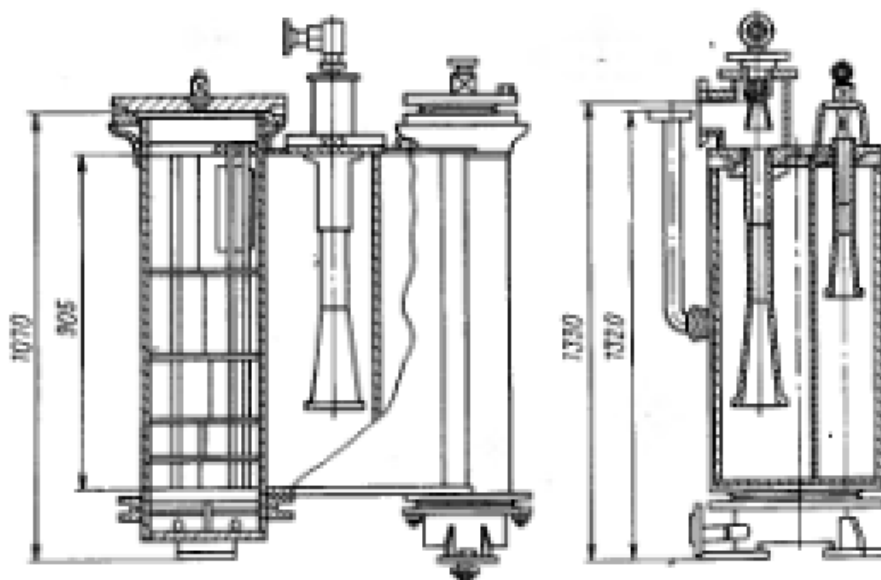


Рис. 1.5. Двухступенчатый эжектор ЭО–40 КТЗ [76]

Если присосы воздуха превышают допустимые в 2–3 раза, то возникает необходимость включения дополнительных эжекторов для исправной работы турбины. Таким образом, для нормальной работы эжектора необходимо иметь определенный резерв производительности, чтобы предупреждать ситуации перегрузки ($G_{пер}$) и срыва его работы. Оптимальным будет являться следующее

соотношение: $\frac{G_{пер}}{G_{вс}} = \frac{2}{3}$ [76].

Одной из причин неустойчивой работы эжектора могут являться скачки давления для рабочего пара.

Для расчета объемной производительности эжектора через массовый расход воздуха применяют следующую формулу [45, 67]:

$$V_{\epsilon} = \frac{G_{\epsilon} R_{\epsilon} (t_{\epsilon} + 273,15)}{p_n - p_n} = \frac{G_{\epsilon} R_{\epsilon} (t_{\epsilon} + 273,15)}{p_{\epsilon}}, \quad (1.28)$$

здесь p_n – парциальное давление насыщенного пара, Па;

p_n – давление всасывания эжектора, Па;

R_g – газовая постоянная воздуха, Дж/(моль·К);

G_g – массовый расход воздуха, кг/ч;

t_g – температура воздуха, °С.

Объемная производительность пароструйного аппарата – переменная величина, на которую влияют конструктивные особенности и теплофизические параметры пара и ПГС (если изменяется количество воздуха) [14, 45].

Объемная производительность имеет прямую зависимость от давления всасывания p_n : при $p_n = p_{pl}$ V_g максимальна; при $p_n > p_{pl}$ V_g может снижаться (режим перерасширения).

Если рассматривать параллельную работу двух эжекторов, то общая их объемная производительность $\sum V_g = V_{g1} + V_{g2}$, где V_{g1} и V_{g2} – производительности каждого эжектора.

Несоответствия нормальной работы пароструйного эжектора проявляются через рост p_n , пульсации давления, стук внутри корпуса, из концевого охладителя возможны выбросы пара и воды.

У водоструйного эжектора давление всасывания имеет обратно пропорциональную зависимость от параметров рабочей воды – давления и температуры. При отсасывании сухого воздуха его характеристика почти линейна [44, 56].

Основным преимуществом водоструйного эжектора перед пароструйным, которое приводят авторы в [76], является: «...возможность набора вакуума независимо от параметров и расхода пара на установку» [76, с.163], однако, он «...потребляет значительно больше воды, чем пароструйный, для его работы необходима установка подъемного насоса» [76, с.163].

На рис. 1.6 приведен пусковой водоструйный эжектор конденсационной турбины.

Конструкция водоструйных эжекторов может быть двух видов, различных по форме и длине проточной части. [73, 67, 3].

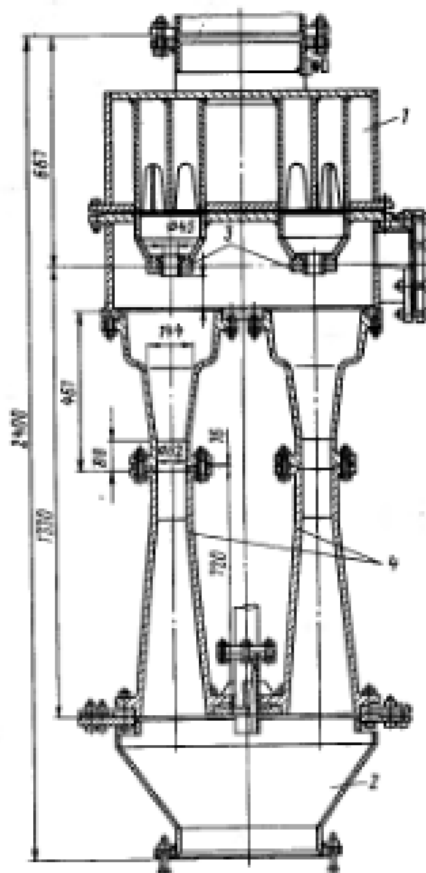


Рис. 1.6. Эжектор водоструйный пусковой ХТГЗ [76]

Удлинение камеры смешения способствует повышению экономичности эжектора, как описано в [43]. Данные эжекторы имеют линейную характеристику до $p_6 \sim p_{атм}$.

Объемный расход рабочей воды в водоструйном эжекторе V_n рассчитывается по формуле

$$V_p = 0,035\varphi d_1^2 \sqrt{p_p - p_n}, \quad (1.29)$$

здесь φ – коэффициент скорости;

d_1 – диаметр сопла, м.

При снижении противодавления p_c обычно происходит рост объемной производительности водоструйного эжектора.

Если при отсасывании практически чистого пара затрат на его сжатие не требуется, то при отсасывании ПВС с большим содержанием в ней пара, расход воды и паровое сопротивление возрастают.

«По мере увеличения расхода воздуха массовый расход пара, содержащегося в отсасываемой смеси, и объемная производительность эжектора уменьшаются, а давление всасывания эжектора (при прочих равных условиях) приближается к его значению при работе на сухом воздухе...при некотором значении $G_{63} = G_{63}^*$ обе характеристики практически совпадут» [16, с. 202]. Эта закономерность показана на рис. 1.7 для водоструйного эжектора ЭВ–4–1400.

Особенностью работы водоструйного эжектора является то, что он при $G_{63} > G_{63}^*$ способен сохранять значение давления в конденсаторе в соответствии со своей характеристикой на сухом воздухе. Как изложено в РД 34.30.302–87 [45], для пароструйного эжектора это будет перегрузкой и невозможностью дальнейшей работы ПТУ.

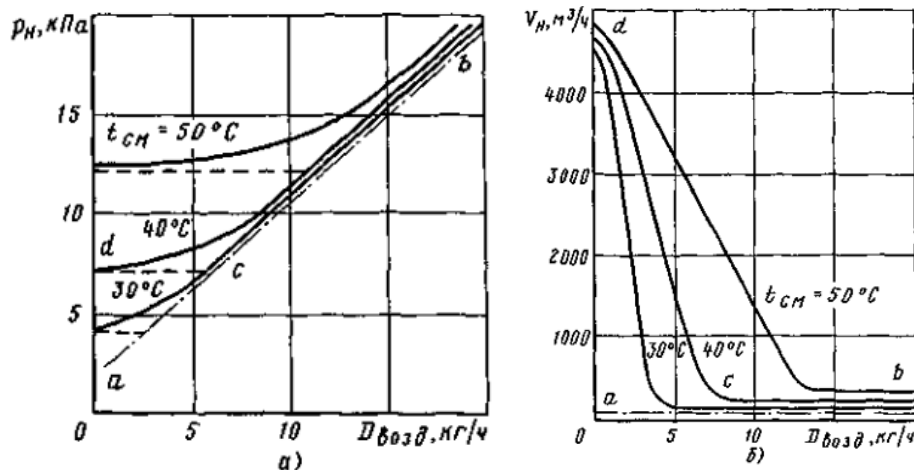


Рис. 1.7. Графики зависимости для давления (а) и расхода ПВС (б) от расхода воздуха при отсасывании ПВС[16]

Кроме паро – и водоструйных эжекторов для удаления паровоздушной смеси из конденсатора могут быть использованы водокольцевые вакуумные насосы. На рис. 1.8 показан вид с расположением основных элементов насоса.

Преимуществами водокольцевого насоса, по мнению авторов [76], является его экономичность и автономность в отличие от эжекторов, однако он имеет сложную конструкцию и процесс изготовления.

При вращении цилиндрического корпуса насоса 4 с неподвижными лопатками 3 рабочая среда (вода), прижимаясь к стенкам корпуса, создает водяное кольцо 5, отделяя ПВС, которая удаляется через отверстия 7 (рис. 1.9). Минимальное давление на входе в насос определяет температура рабочей воды [43]. Чем выше значение температуры воды и меньше нагрузка, тем эффективнее работа водокольцевого насоса [15].

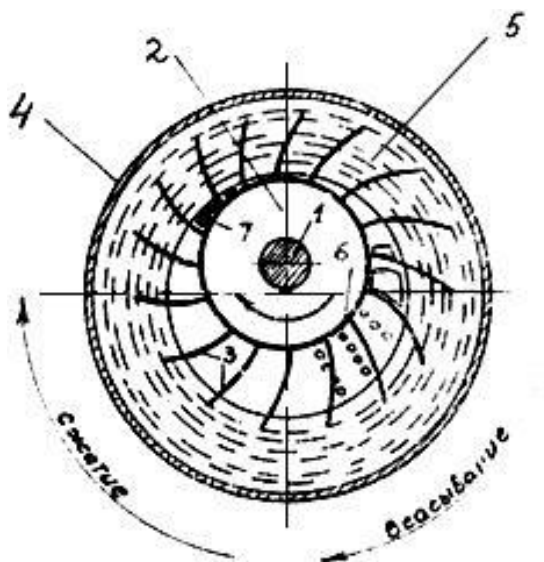


Рис. 1.9. Водокольцевой вакуумный насос [43]: 1 – вал; 2 – ступица рабочего колеса; 3 – лопатки; 4 – корпус; 5 – водяное кольцо; 6 – впускные отверстия; 7 – выпускные отверстия

Относительно водокольцевых насосов у пароструйных эжекторов есть свои плюсы: «...отсутствие вращающихся элементов и потерь тепла с охлаждающим теплоносителем, как это происходит при использовании водокольцевых насосов... пароструйные эжекторы на 40% дешевле» [66, с.28].

А водоструйные эжектора им уступают, поскольку: «...расход воды на водокольцевые насосы в несколько раз меньше» [15, с.49].

Для предотвращения появления кавитации в водокольцевом насосе авторы в [15] предлагают применение «... гибридных вакуумных насосов, состоящих из эжектора первой ступени, промежуточного охладителя и водокольцевого вакуумного насоса» [15, с.49].

1.5 Работа системы газоудаления

Неисправности при работе оборудования КУ могут повлечь за собой останов паротурбинной установки. Если анализировать причины их возникновения, то можно сделать вывод о том, что около 56% остановов – это неисправности в конденсаторах; 23% взаимосвязаны с эжекторами; 10–11% – с насосами (рис. 1.9). Стоит отметить, что при неисправностях эжекторов почти всегда происходит останов турбины. Поэтому работа эжекторов оказывает значительное влияние на эффективную работу для конденсационной установки ПТУ. [67, 14]

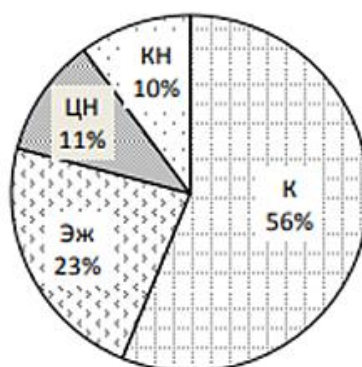


Рис. 1.9. Распределение отказов элементов конденсационной установки, вызывающих останов ПТУ [30, 51]: К – конденсаторы, КН – конденсатные насосы, ЦН – циркуляционные насосы, Эж – эжекторы

На работу эжектора может повлиять неравномерность охлаждения теплообменной поверхности конденсатора. Например, если в воздушных конденсаторах появляется неравномерность охлаждения из-за загрязнения теплообменной поверхности, то на выходе из теплообменных трубок будет образовываться избыточный расход паровоздушной смеси ΔV , вследствие чего

возрастет давление на всасе эжектора $P_э$, и может возникнуть запырение эжектора. Характеристики конденсатора в этом случае сместятся в зону более высоких давлений на величину ΔP_k [77]. И чем выше неравномерность в конденсаторе, тем больше несконденсированного пара получается на выходе в эжектор. Данные процессы показаны на рис. 1.10.

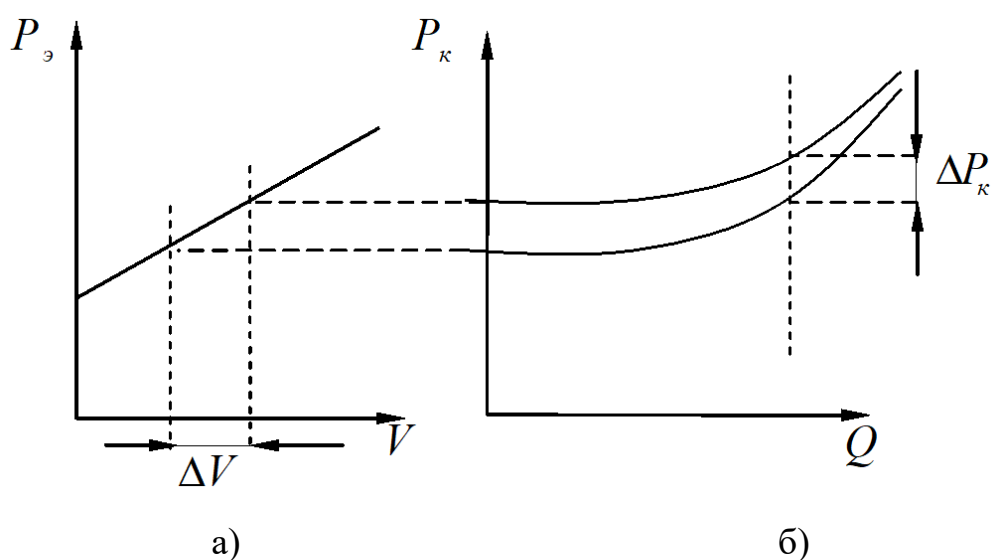


Рис. 1.10. Графики характеристик конденсатора и эжектора при неравномерном теплосъеме [77, 30]: а) характеристика эжектора $P_э = f(V)$; б) характеристика конденсатора $P_к = f(Q)$

Таким образом, неравномерность охлаждения влияет как на режим работы конденсатора, изменяя его параметры, так и на режим работы эжектора [72].

Кроме присосов воздуха на работу конденсатора влияют и особенности характеристики эжектора.

Если эжектор может создать достаточное разрежение и удалить весь воздух, и при этом он работает в нормальном режиме, то давление в нем можно определять по рабочим характеристикам.

Если эжектор переходит за предельный режим одной из ступеней и не справляется со значительными присосами воздуха, то ухудшается работа конденсатора, часть поверхности оказывается заполненной воздухом, теплоотдача снижается, давление растет. В какой-то момент, когда производительность

эжектора будет соответствовать количеству удаляемого воздуха, произойдет переход к установившемуся режиму с более высоким значением давления конденсации.

1.6 Выводы по главе 1

На основании обзора литературных источников в данной главе были сделаны следующие выводы:

1. Наличие сложной взаимосвязи конденсаторов с газоудаляющими устройствами.
2. Расчет характеристик конденсационной установки в условиях отличных от расчетных, – переменных режимов, – выполняется по методикам, которые не учитывают возможность неравномерного распределения теплосъема по секциям и отдельным частям конденсатора и влияние этой неравномерности на общие характеристики.
3. Тип и характеристики газоудаляющих устройств и их принцип работы оказывают заметное влияние на параметры режимов, связанных с неравномерностью охлаждения конденсатора.
4. Исследование работы многосекционного конденсатора (в частности, воздушно – конденсационных установок) с учетом неравномерности распределения интенсивности теплообмена по секциям актуально, этот вопрос требует специального анализа.

ГЛАВА 2 РАБОТА СЕКЦИЙ КОНДЕНСАТОРА ПРИ НЕРАВНОМЕРНОМ ТЕПЛОСЪЕМЕ

2.1 Источники и причины формирования неравномерного теплосъема

Для многосекционных воздушных конденсаторов с большим числом секций отклонение от равномерного теплосъема имеет свои причины:

1) Неисправность вентиляторов может быть одной из причин появления неравномерного теплосъема по данным авторов из [62].

2) Причинами ухудшения работы ВКУ может являться загрязнение части оребренной теплообменной поверхности.

2) Важный источник неравномерности – ветер, который заметно влияет на работу секций ВКУ.

3) Присосы воздуха в секционных конденсаторах могут воздействовать на часть секций.

4) Возможна неравномерность со стороны охлаждающего воздуха на ВКУ или воды на секции конденсатора из-за воздушных и гидравлических перекосов.

Для водоохлаждаемых конденсаторов на отклонение от расчетного режима работы может влиять загрязнение части поверхности теплообмена, например, отложения внутри труб, забивание грязью входа в трубы. Вследствие этого происходит снижение коэффициента теплопередачи и ухудшение параметров работы конденсатора. Возможны следующие основные типы загрязнений трубок конденсаторов[74, 53, 32, 82]:

- отложения, возникающие из-за наличия в воде нерастворимых веществ;
- органические образования на стенках труб в местах роста растительных микроорганизмов;
- минеральные отложения (при использовании морской охлаждающей воды);

– «...забивание трубных досок и трубок не удержанными решетками и сетками крупными примесями – водорослями, листьями, щепой и другим мусором, а также ракушками моллюсков» [43].

При выборе способов устранения и предотвращения загрязнений важно учитывать особенности работы КУ и электростанции, как указывают авторы в [42].

ЗАО НПВП «Турбокон» было выполнено обследование ВКУ Верхне–Мутновской ГеоЭС (рис. 2.1), которое показало, что на части теплообменных модулей со стороны входа воздуха обнаружены следы загрязнений (рис. 2.2). Для ВКУ это сформирует несоответствие режимам, приведенным к расчетным условиям.



Рис. 2.1. Верхне–Мутновская ГеоЭС

Между тем в [33] для секционных конденсаторов предложена установка дросселей небольшого гидравлического сопротивления на линии отвода неконденсирующихся газов (НКГ) из секций. Это мероприятие уменьшает воздействие неравномерного охлаждения на общую характеристику конденсатора

в номинальном и переменных режимах благодаря уменьшению паразитного расхода пара в линию отвода НКГ из плохо охлаждаемой части секционного конденсатора.



Рис. 2.2. Загрязнение теплообменных труб со стороны входа воздуха

В следующих подразделах описаны механизмы взаимодействия дросселя на общую характеристику секционного конденсатора с пароструйным эжектором.

2.2 Характеристики конденсационных установок при неравномерном теплосъеме

2.2.1 Расчет распределения потоков пара в режимах полного и ухудшенного охлаждения для секции воздушного конденсатора

В данном подразделе приводятся основные положения и результаты расчета, в которых показано, что если на выходе из каждого модуля устанавливается дроссель небольшого сопротивления, то благодаря

гидравлическим потерям в нем, расход несконденсированного пара в паровоздушный эжектор уменьшится [33].

2.2.1.1. Исходные данные и методика расчета

Были выполнены следующие расчеты для секции ВКУ, состоящей из 8 теплообменных модулей, показанные в таблице 2.1.

Равномерный теплосъем (обозначено в расчете как полный теплообмен): 8 модулей работают без дросселей; 8 модулей работают с установленными дросселями на линии эжектирования ПВС каждого модуля.

Неравномерный теплосъем (обозначено в расчете как ухудшенный теплообмен или УТО): 7 модулей работают с номинальным охлаждением, 1 не работает, все без дросселей; 7 модулей работают – 1 не работает, установлены дроссели на выходе ПВС из каждого модуля.

Таблица 2.1 – Варианты выполненных расчетов для секции ВКУ

1	2	3	4
8 модулей работают	7 работают, 1 нет	8 модулей работают	7 работают, 1 нет
равномерный теплосъем (полный теплообмен)	неравномерный теплосъем (УТО)	равномерный теплосъем (полный теплообмен)	неравномерный теплосъем (УТО)
Без дросселей		С дросселями	

Рассматривалась секция воздушно–конденсационной установки (ВКУ), состоящая из 8 модулей по 78 труб каждый, см. рис. 2.3. Схема секции ВКУ приведена на рис. 2.4: модули трехходовые: 1 ход – 59 труб, 2 ход– 14 труб и 3 ход – 5 труб; длина 6 м, диаметр одной трубы 0,034 м; трубная доска состоит из 4

рядов по 20 и 19 труб [33]. На выходе из модуля производится слив конденсата и отвод паровоздушной смеси в эжектор. В виде допущения в расчете было принято считать, что в каждом ряду по 19,5 труб.

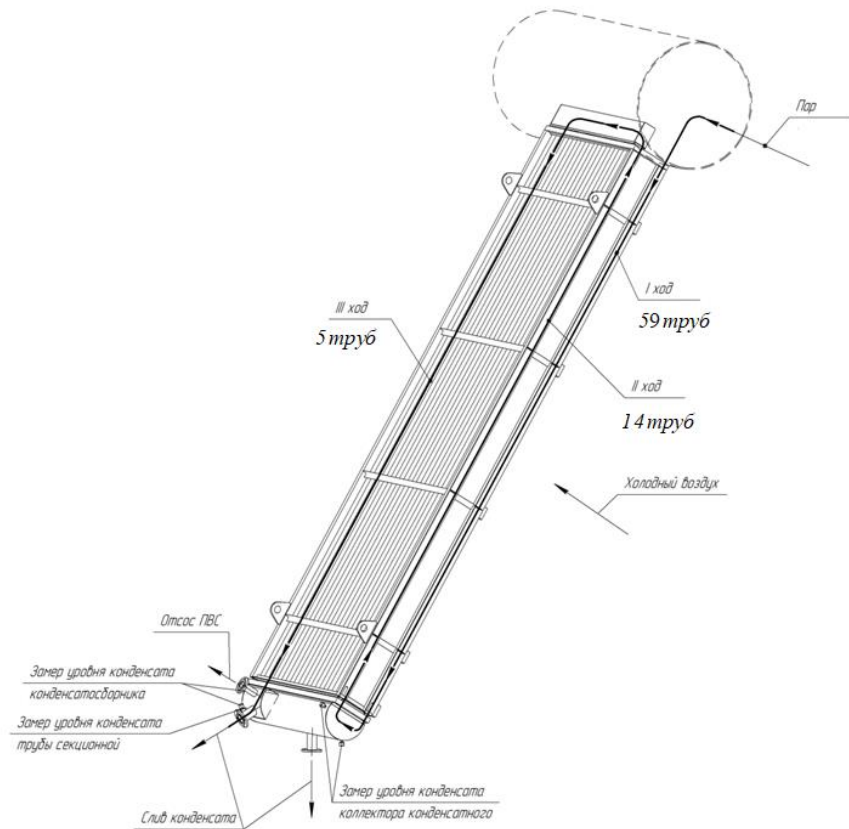


Рис. 2.3 Схема модуля с коллекторами

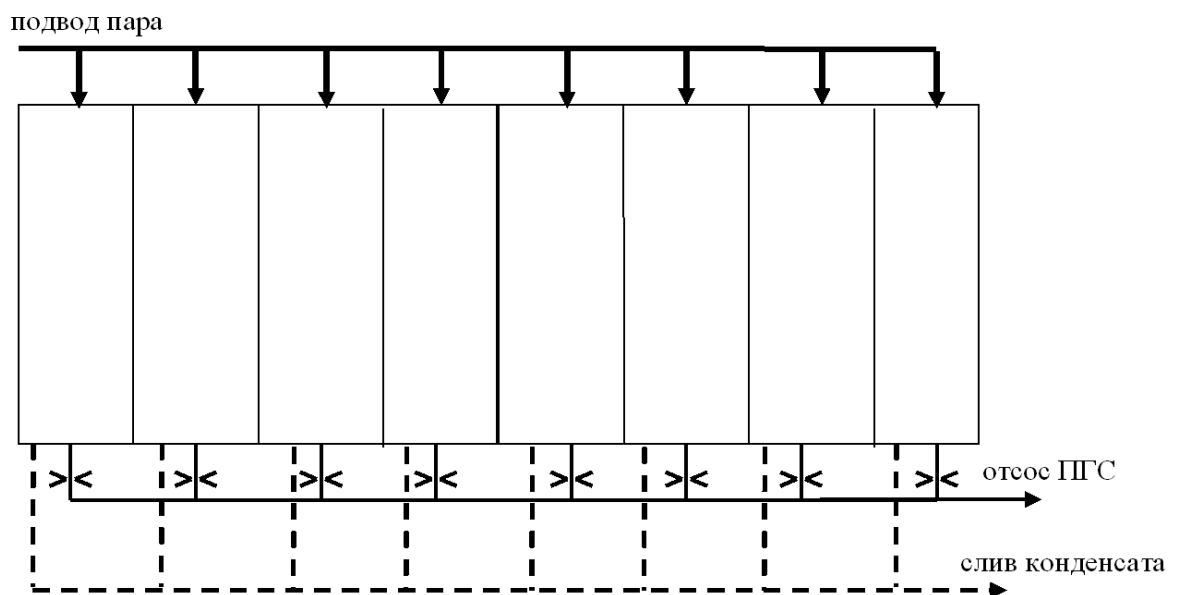


Рис. 2.4 Схема работы секции ВКУ

2.2.1.2 Алгоритм расчета

Расчеты выполнялись в среде Microsoft Excel с использованием [64] в следующем порядке, как описано в [33]:

1. Расчет гидравлических сопротивлений и расхода пара на входе в модуль в условиях полного теплообмена секции.

2. Определение температуры насыщения и расчет гидравлических сопротивлений и расхода пара на входе в модуль в условиях ухудшенного теплообмена секции.

3. Построение графика зависимости потерь давления от расхода пара в условиях отсутствия теплосъема и определение по графику расхода пара в неработающий модуль в режиме ухудшенного теплообмена.

4. Расчет распределения пара в секции с установленными дросселями при полном теплообмене. Рассчитываются 3 варианта для ухудшенного теплообмена с 1 неработающим и 7 работающими модулями и дросселями, установленными на выходе из каждого модуля при заданных расходах ПВС через дроссель, равных 0.1; 0.5 и 1% от массового расхода пара на каждый модуль в расчетном режиме (1 вариант расчета таблица 2.1). На графике зависимости потерь давления от расхода пара в условиях отсутствия теплообмена определяется расход пара в неработающий модуль в режиме УТО.

5. Определение расходов паровоздушной смеси на выходе из модулей в обоих теплообменных режимах и уточнение расходов пара на входе (расходы ПВС равны 0,1;0,5;1% от массового расхода пара на входе в модуль).

6. Расчет уточненных расходов пара в нерабочий модуль, расходов пара на входе в рабочие.

Далее приводятся некоторые фрагменты выполненного расчета в соответствии с алгоритмом.

2.2.1.3 Описание и результаты расчета распределения потоков пара в режимах полного и ухудшенного охлаждения для секции воздушного конденсатора

Основные допущения, принятые при расчете:

- 1) Коэффициент теплопередачи не зависит от номера ряда труб;
- 2) Коэффициент теплопередачи не изменяется при неравномерном теплосъеме;
- 3) Гидравлическое сопротивление паровоздушной смеси внутри труб рассчитывается по квадратичной модели;
- 4) Расход пара в неохлаждаемый модуль в первом приближении не влияет на коэффициент теплопередачи охлаждаемых модулей.

Для расчета потерь давления и расхода пара по п.1 алгоритма задавалось значение расходного массового паросодержания x , определяющее количество сконденсированного пара: 50% в первом ряду, 55% во втором, 60% в третьем и 70% в четвертом.

Исходные данные и расчетная таблица с результатами (см. таблица 1) приведены в Приложении А. В таблице 2.2 приведены расходы пара и потери давления по рядам.

Таблица 2.2 – Значения расхода пара и потерь давления в одной трубке из каждого ряда модуля при полном теплообмене

Параметры расчета	1 ряд	2 ряд	3 ряд	4 ряд
$G_{п1,2,3,4} = \frac{Q}{r}$, расход пара на входе в каждый ряд, кг/с	0,00555	0,00401	0,00290	0,00209
$\Delta p = \frac{w_{п1,2,3,4}^2 \cdot Eu}{2 \cdot v}$, потери давления в каждом ряду, Па	553,68	346,98	219,17	148,26

Из расчета получены значения расходов пара в каждый из 4 рядов, и соответственно можно найти суммарный расход:

$$\Sigma G_{\pi} = G_{\pi 1} + G_{\pi 2} + G_{\pi 3} + G_{\pi 4} = 0,014545 \text{ кг/с.}$$

Поскольку в каждом ряду принято 19,5 труб, то расход на один модуль $G_{\pi \text{ мод}} = \Sigma G_{\pi} \cdot 19,5 = 0,2837 \text{ кг/с.}$

Расход пара на секцию из 8 модулей будет равен $G_{\pi \text{ сек}} = G_{\pi \text{ мод}} \cdot 8 = 2,2694 \text{ кг/с.}$

Потери давления в модуле берутся равными потерям в первом ряду $\Delta p = 553,68 \text{ Па.}$

Далее определялась температура насыщения и выполнялся расчет гидравлических сопротивлений и расхода пара на входе в модуль в условиях ухудшенного теплообмена секции в соответствии с п. 2 описанного алгоритма. Температура насыщения режима ухудшенного теплообмена (УТО) определяется из соотношений:

$$G_{\pi \text{ сек}} = G_{\pi \text{ сек}}^{\text{УТО}},$$

$$G_{\pi \text{ сек}} = G_{\pi \text{ мод}} \cdot 7 = 2,2694 \text{ кг/с,}$$

$$G_{\pi \text{ мод}} = G_{\pi \text{ сек}} / 7 = 0,3242 \text{ кг/с.}$$

т. е. из соблюдения условия того, чтобы расход пара на входе в секцию в обоих режимах был одинаков [33].

$$\frac{G_{\pi \text{ сек}}}{8} : (t_s - t_{\text{во}}) = \frac{G_{\pi \text{ сек}}}{7} : (t_s^{\text{УТО}} - t_{\text{во}}),$$

где $G_{\pi \text{ сек}}$ – расход пара на входе в секцию, кг/с; t_s – температура насыщения при полном теплообмене, °С; $t_{\text{во}}$ – температура воздуха на входе в секцию, °С; $t_s^{\text{УТО}}$ – температура насыщения при ухудшенном теплообмене, °С; $(t_s - t_{\text{во}})$ – перепад температур режима полного ТО, °С; $(t_s^{\text{УТО}} - t_{\text{во}})$ – перепад температур режима УТО, °С.

Получаем параметры, для расчета режима УТО при температуре насыщения $t_s = 53,19$ °С и определяем связанные с ней параметры (располагаемая разность

температур $\Delta t_{\text{распол}} = t_s - t_{\text{во}}$, удельная теплота парообразования $r = f(t_s)$, удельный объем пара v).

Далее по п.1 алгоритма п.2.2.1.2 вычисляются расходы пара и потери давления при УТО (см. таблицу 2, Приложение А). В таблице 2.3 приведены расходы пара и потери давления по рядам при ухудшенном теплообмене.

Таблица 2.3. – Значения расхода пара и потерь давления в одной трубке из каждого ряда модуля при ухудшенном теплообмене

Параметры	1 ряд	2 ряд	3 ряд	4 ряд
$G_{\text{п1,2,3,4}} = \frac{Q}{r}$, расход пара на входе в каждый ряд, кг/с	0,00635	0,00458	0,00331	0,00239
$\Delta p = \frac{w_{\text{п1,2,3,4}}^2 \cdot Eu}{2 \cdot v}$, потери давления в каждом ряду, Па	543,01	340,42	215,04	145,66

Определяется суммарный расход пара в модуле:

$$\Sigma G_{\text{п}}^{\text{УТО}} = G_{\text{п1}}^{\text{УТО}} + G_{\text{п2}}^{\text{УТО}} + G_{\text{п3}}^{\text{УТО}} + G_{\text{п4}}^{\text{УТО}} = 0,0166 \text{ кг/с.}$$

Расход на один модуль при УТО: $G_{\text{п мод}}^{\text{УТО}} = \Sigma G_{\text{п}}^{\text{УТО}} \cdot 19,5 = 0,3242 \text{ кг/с.}$

В секции 7 рабочих модулей, расход на секцию $G_{\text{п сек}}^{\text{УТО}} = G_{\text{п мод}}^{\text{УТО}} \cdot 7 = 2,2694 \text{ кг/с.}$

Потери давления в модуле составят $\Delta p_{\text{УТО}} = 543,01 \text{ Па}$. Отметим, что потери давления в модулях при УТО уменьшаются из-за роста давления.

В соответствии с п. 3 п.2.2.1.2 алгоритма выполняется построение графика зависимости потерь давления от расхода пара в условиях отсутствия теплосъема. Затем по графику определяется расход пара в неработающий модуль в режиме УТО [33].

Для построения графика зависимости потерь давления от расхода пара используются значения давления и температуры насыщения – $p_s = 10 \text{ кПа}$ и $t_s = 45,8 \text{ °C}$ и расходы пара $G_{\text{п}} = 0,5; 1; 1,12; 2,5 \text{ кг/с}$ на секцию.

Определяются потери давления в каждом из трех ходов, и затем суммарные потери по всему модулю – получаем точки для построения графика, показанного на рис. 2.5: три хода модуля и суммарные потери давления в модуле (график «сумма») [33].

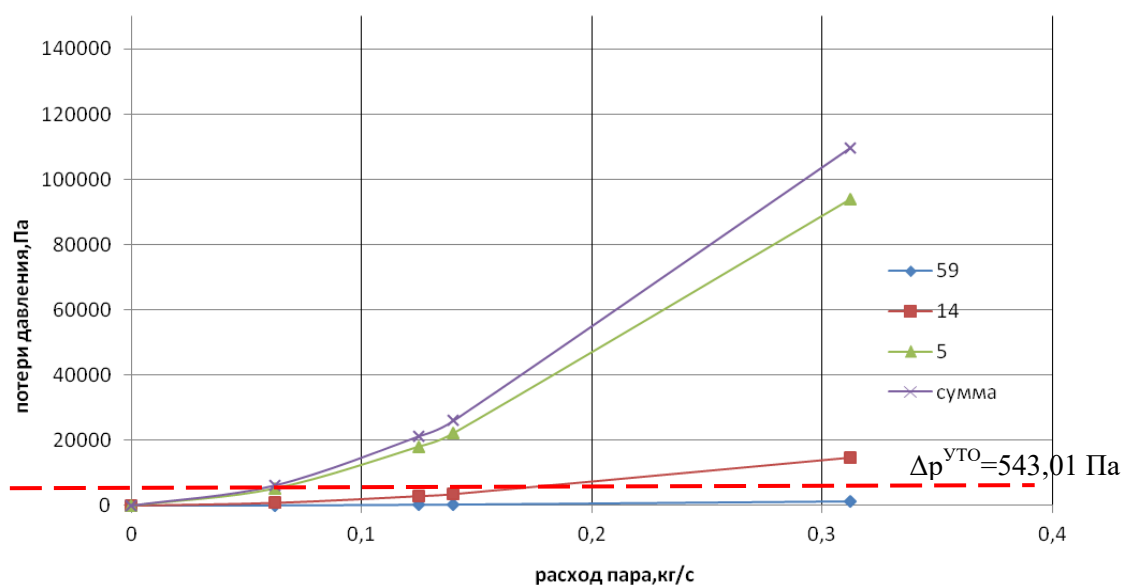


Рис. 2.5 График зависимости $\Delta p = f(G_p)$

Далее с помощью полученного графика определяем расход пара в неработающий модуль в режиме УТО без дросселей по известным данным: $p_k = 14,44$ кПа, $t_s = 53,18$ °С, $G_{п\text{ сек}}^{\text{УТО}} = 2,2694$ кг/с, $G_{п\text{ мод}}^{\text{УТО}} = 0,3242$ кг/с, $\Delta p_{\text{УТО}} = 543,01$ Па.

В диаграмме на рис. 2.5 откладывается $\Delta p_{\text{УТО}} = 543,01$ Па и находится точка пересечения графика «сумма» и $\Delta p_{\text{УТО}}$ – определяется значение расхода пара в неработающий модуль, т. к. в данном модуле ТО отсутствует: $G_{п\text{ нераб}}^{\text{УТО}} = 0,00949$ кг/с

Затем скорректируем значение расхода пара в 7 работающих модулях: $G_{п\text{ сек}}^{\text{УТО}} - G_{п\text{ нераб}}^{\text{УТО}} = 2,2694 - 0,00949 = 2,2599$ кг/с. На 1 из 7 рабочих модулей: $G_{п\text{ мод}7}^{\text{УТО}} = 0,3228$ кг/с.

На рис. 2.6 показана схема режима полного ТО, а на рис. 2.8 приведена схема режима ухудшенного ТО. Как видно из рис. 2.7, давление конденсации в случае УТО возрастает.

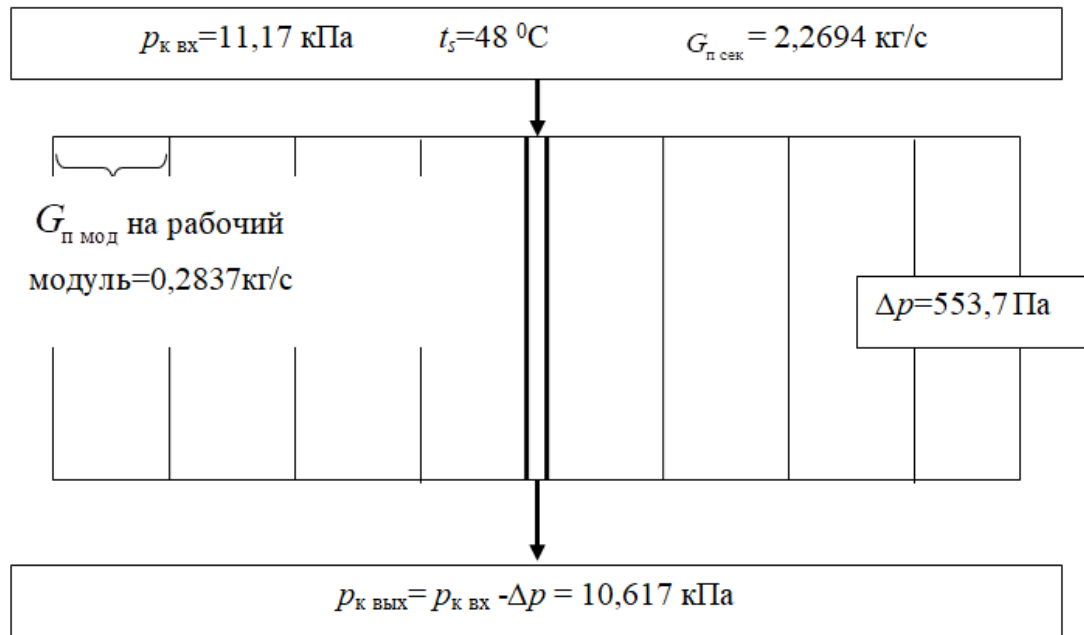


Рис. 2.6. Схема распределения потоков пара при полном ТО

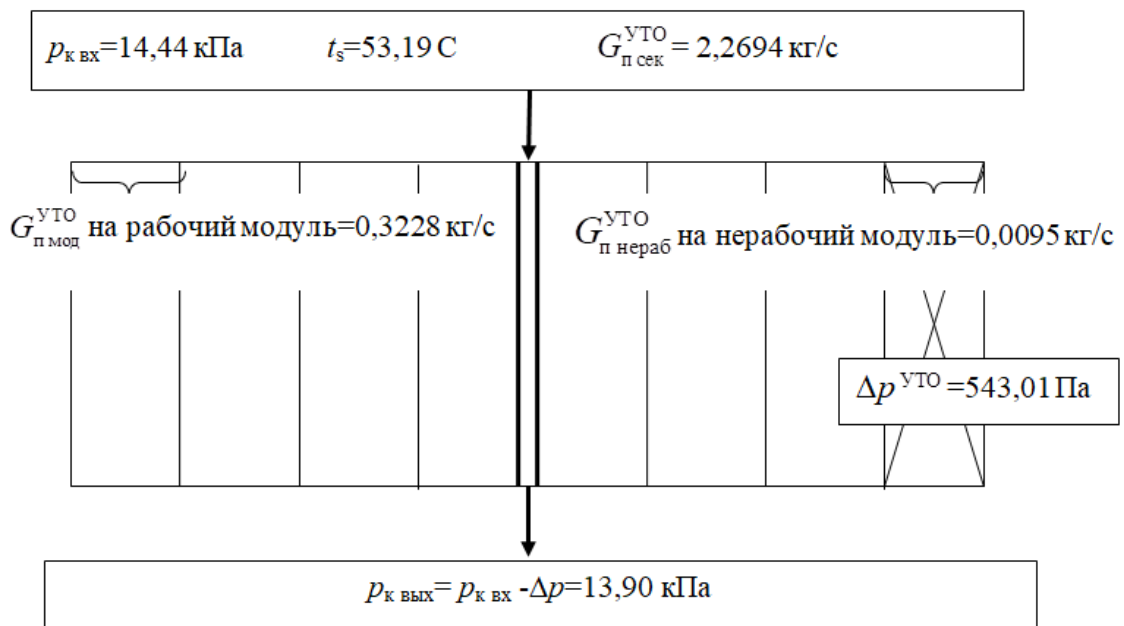


Рис. 2.7. Схема распределения потоков пара при ухудшенном ТО

Для расчета расхода пара в неработающий модуль в режиме УТО с дросселями принят ряд новых параметров [33]: потери давления в дросселе $\Delta p_{\text{дрос}} = 500 \text{ Па}$ при режиме полного ТО, с условием, что расходы ПВС на выходе из модуля в дроссель составляют 0.1; 0.5 и 1% относительно массового расхода пара на входе в модуль, т. е.:

$$G_{\text{п дрос}}^{0,1\%} = G_{\text{п мод}} \cdot 0.001 = 0,00028 \text{ кг/с},$$

$$G_{\text{п дрос}}^{0,5\%} = G_{\text{п мод}} \cdot 0.005 = 0,00142 \text{ кг/с},$$

$$G_{\text{п дрос}}^{1\%} = G_{\text{п мод}} \cdot 0.01 = 0,002836 \text{ кг/с}.$$

На рис. 2.8 приведена гидравлическая схема с дросселями при полном ТО.

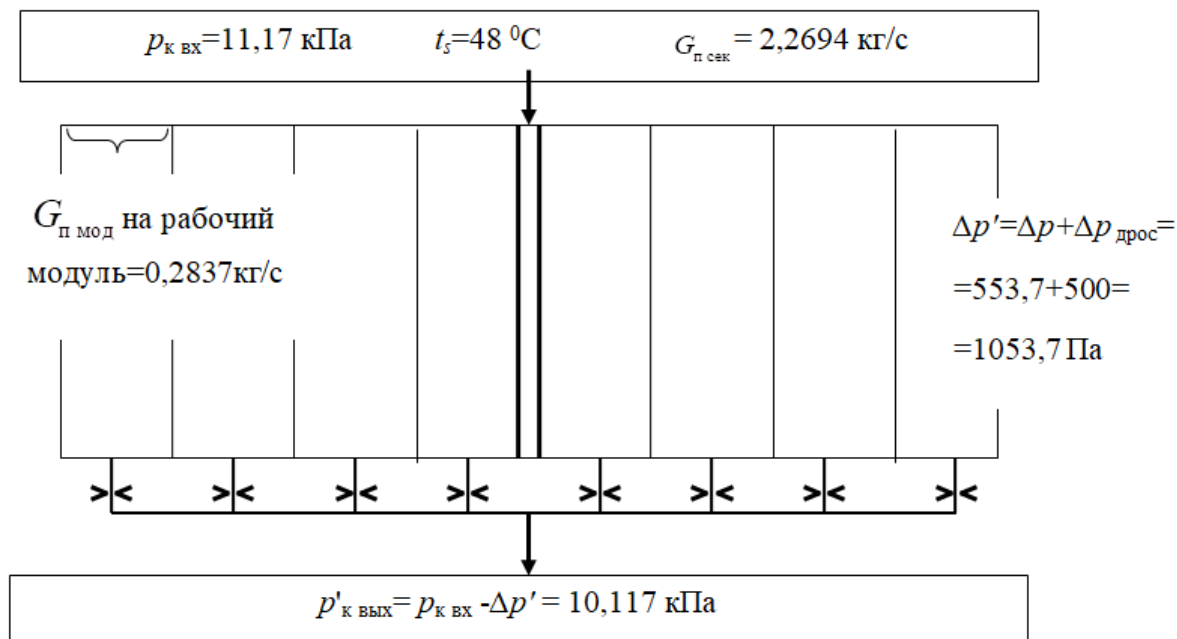


Рис. 2.8 Схема распределения потоков пара в модулях с установленными дросселями при полном теплообмене

Далее определяется расход пара в рабочие и нерабочий модули при УТО с дросселями по п.4 алгоритма п.2.2.1.2:

1) Рассчитывается коэффициент сопротивления ξ при исходном режиме полного теплообмена, который затем принимается константой.

2) Рассчитываются потери давления в дросселе (см. таблицы 3 и 4, Приложение А), при $p_{\text{нас}} = 10 \text{ кПа}$ и $t_{\text{нас}} = 45,8$ для построения графика зависимости потерь давления от расхода пара в дросселе (дополнение к графику на рис. 2.5).

3) К диаграмме на рис. 2.5 к графику «сумма» потерь давления всех ходов (59+14+5) добавляется сопротивление дросселя и вычисляются новые точки для построения графика. Строится аппроксимирующая кривая к графику «сумма+дросс.», получается ее уравнение (рис. 2.9).

4) Рассчитываются потери давления в дросселе при режиме ухудшенного охлаждения модулей.

5) Откладывается на графике полученная сумма потерь давления $\Delta p_{\text{УТО}} + \Delta p_{\text{дросс}}^{\text{УТО}} = 543,01 + 514,58 = 1057,59$ Па и вычисляется точка пересечения с графиком «сумма + дросс.», для определения расхода пара в нерабочий модуль:

$$G_{\text{нераб}}^{0,1\% \text{ УТО}} = G_{\text{п мод}}^{\text{УТО}} \cdot 0,001 = 0,0018 \text{ кг/с}.$$

6) Уточняется расход пара в работающие модули:

$$\Sigma G_{\text{п мод}}^{0,1\% \text{ УТО}} = G_{\text{п сек}}^{\text{УТО}} - G_{\text{нераб}}^{0,1\% \text{ УТО}} = 2,2694 - 0,0018 = 2,2676 \text{ кг/с}.$$

$$\text{На 1 из 7 рабочих модулей: } G_{\text{п мод}}^{0,1\% \text{ УТО}} = \frac{\Sigma G_{\text{п мод}}^{0,1\% \text{ УТО}}}{7} = 0,3239 \text{ кг/с}.$$

В таблице 2.4 приводятся результаты расчетов для массовой доли ПВС на выходе из модулей 0.5% и 1% и сравниваются с 0.1%.

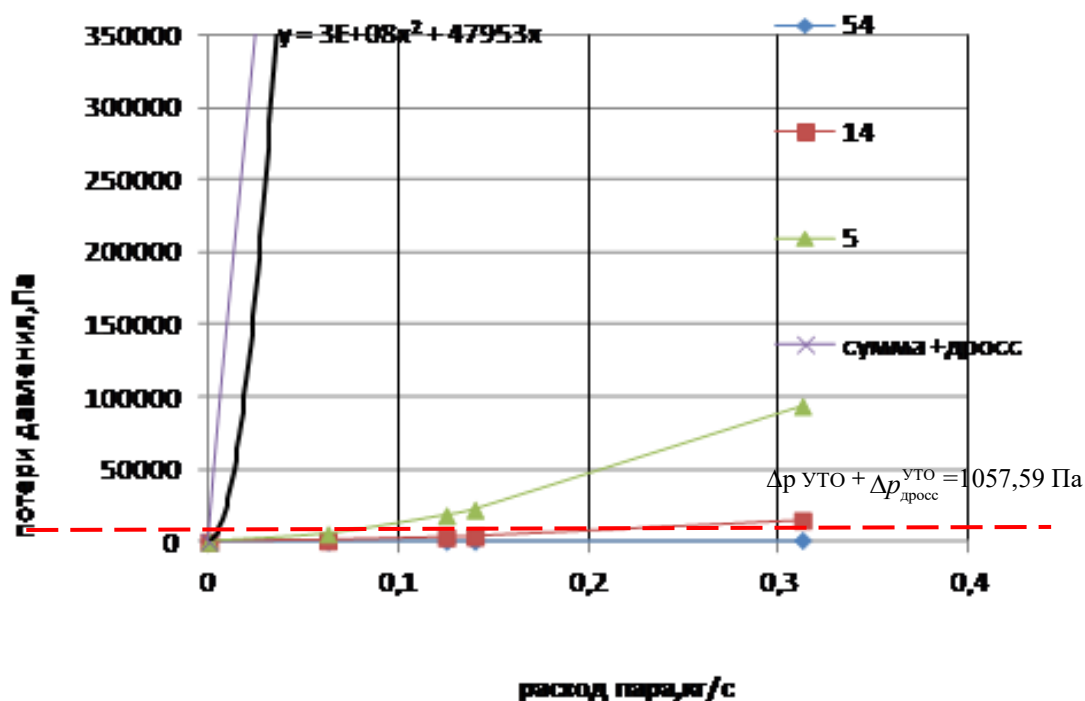


Рис. 2.9 Построение графика потерь давления для расчета с массовой долей ПВС 0,1%

Таблица 2.4 – Результаты расчетов распределения потоков пара при ухудшенном теплообмене при массовой доле ПВС на выходе 0.1; 0.5 и 1% относительно расхода пара в рабочий модуль

Параметры	Массовая доля ПВС на выходе из модулей, %		
	0.1	0.5	1
$G_{\text{п сек}}$, массовый расход пара на секцию, кг/с	2,2694	2,2694	2,2694
$G_{\text{п дрос}}^{\%}$, массовый расход пара в дроссель, кг/с	0,0002837	0,001418	0,002837
$\xi = \frac{\Delta p_{\text{дрос}} \cdot 2}{(w_{\text{п дрос}}^{\%})^2 \cdot \rho}$, коэффициент сопротивления	773,29	30,93	7,7329
$G_{\text{пвс дросс}}^{\% \text{ УТО}} = G_{\text{п мод}}^{\text{УТО}} \cdot \frac{\%}{100}$, массовый расход ПВС в дроссель при УТО, кг/с	0,0003242	0,001418	0,003242
$\Delta p_{\text{дросс}}^{\text{УТО}} = \xi \frac{\rho \cdot (w_{\text{пвс дросс}}^{\% \text{ УТО}})^2}{2}$, потери давления в дросселе при УТО, Па	514,58		
$G_{\text{нераб}}^{\% \text{ УТО}}$, массовый расход пара в неработающий модуль, кг/с	0,0018	0,00816	0,0113
$\Sigma G_{\text{п мод}}^{\% \text{ уо}} = G_{\text{п сек}} - G_{\text{нераб}}^{\% \text{ УТО}}$, расход пара в работающие модули, кг/с	2,2676	2,2612	2,2581
$G_{\text{п мод}}^{\% \text{ УТО}} = \frac{\Sigma G_{\text{п мод}}^{\% \text{ УТО}}}{7}$ расход пара на 1 из 7 работающих модулей, кг/с	0,3239	0,3230	0,3226

Ниже приведена гидравлическая схема на рис. 2. 10 для данного режима.

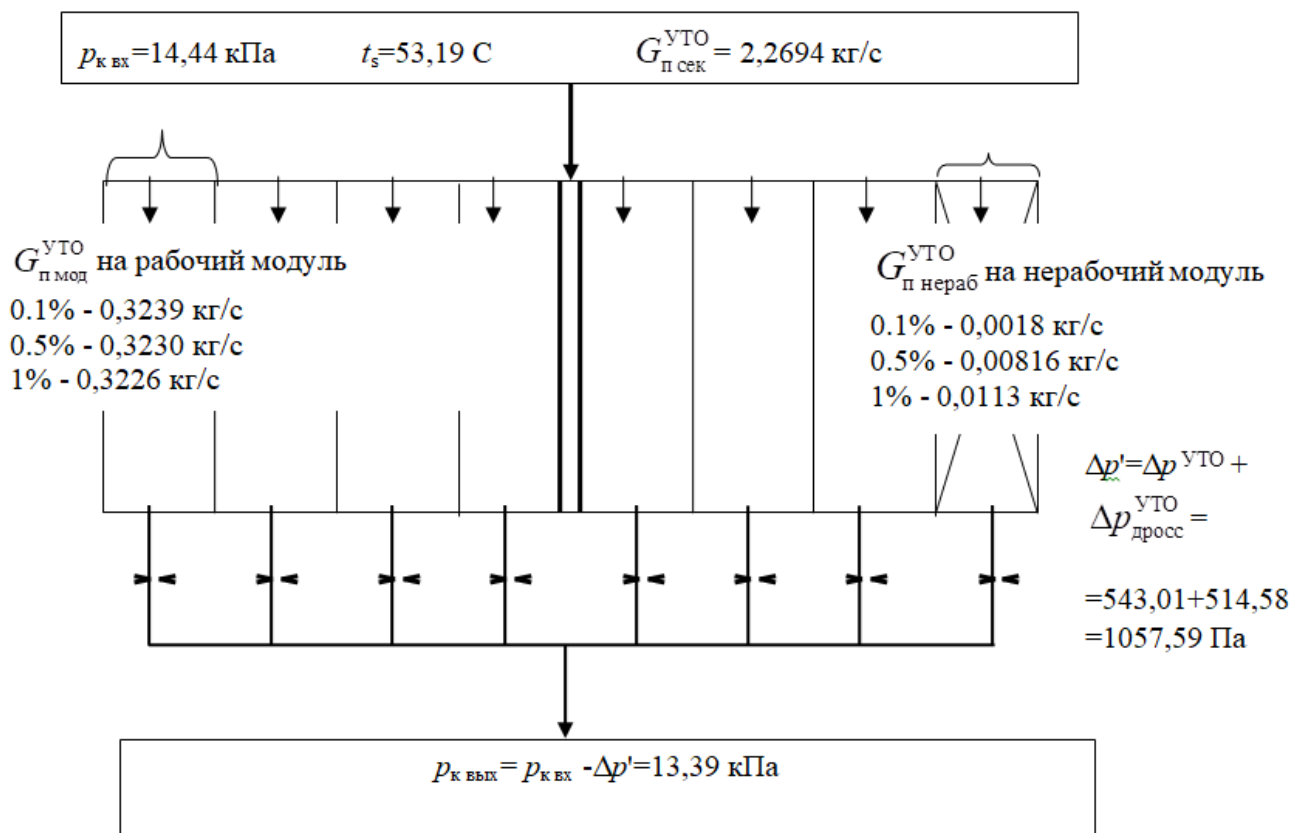


Рис. 2.10. Схема распределения потоков пара при УТО
(с дросселями, 0.1%, 0.5% и 1% $G_{\text{ПВС}}$)

Данный этап расчета соответствует п.5 алгоритма п.2.2.1.2 – определение расхода ПВС на выходе из модулей с дросселями при полном и ухудшенном теплообмене с расходами ПВС 0,1; 0,5; 1% от расхода пара на входе в модуль [33].

На рис. 2.11 и 2.12 представлены схемы с результатами расчета.

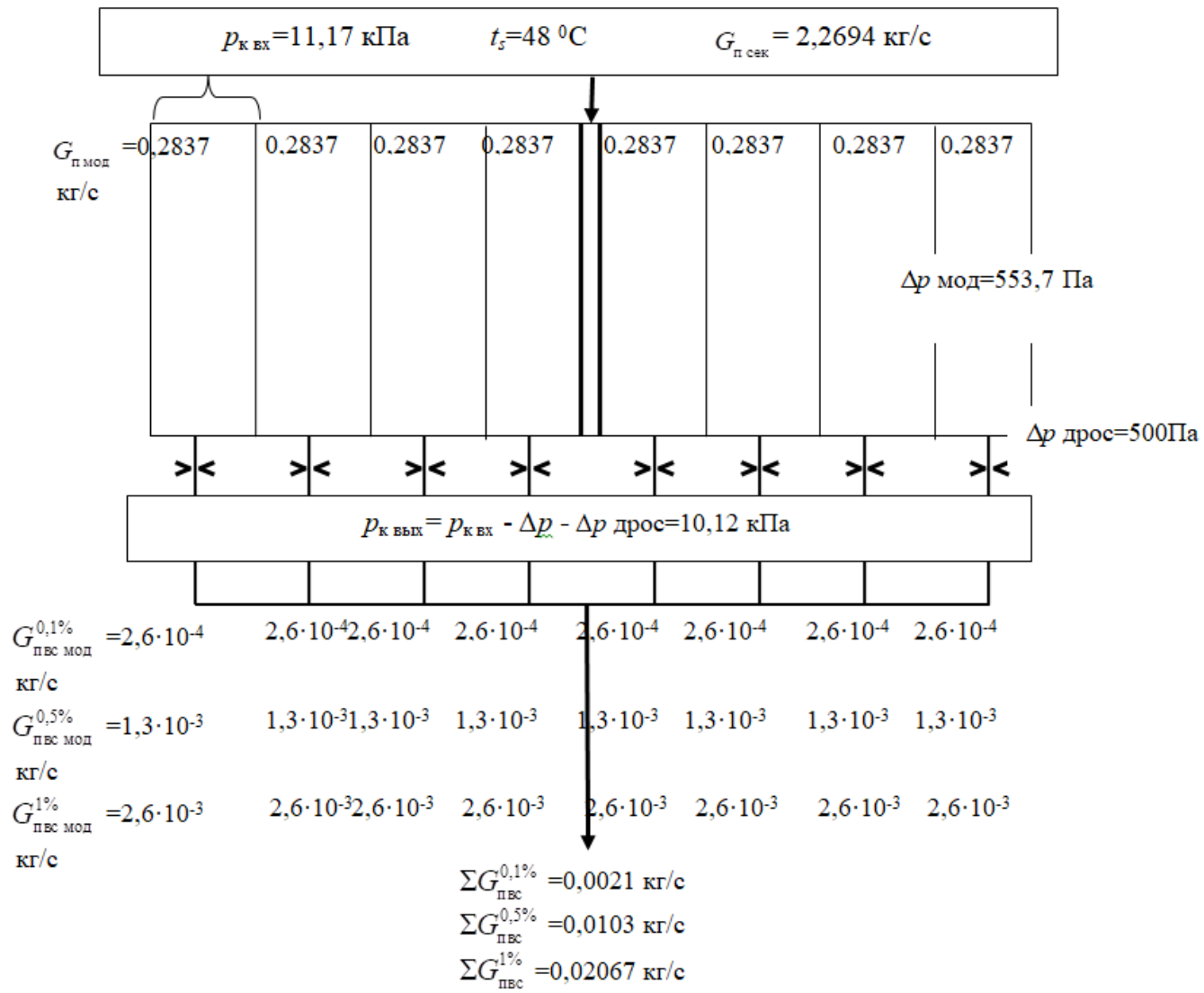


Рис. 2.11. Схема распределения расходов пара и ПВС для режима полного ТО с дросселями

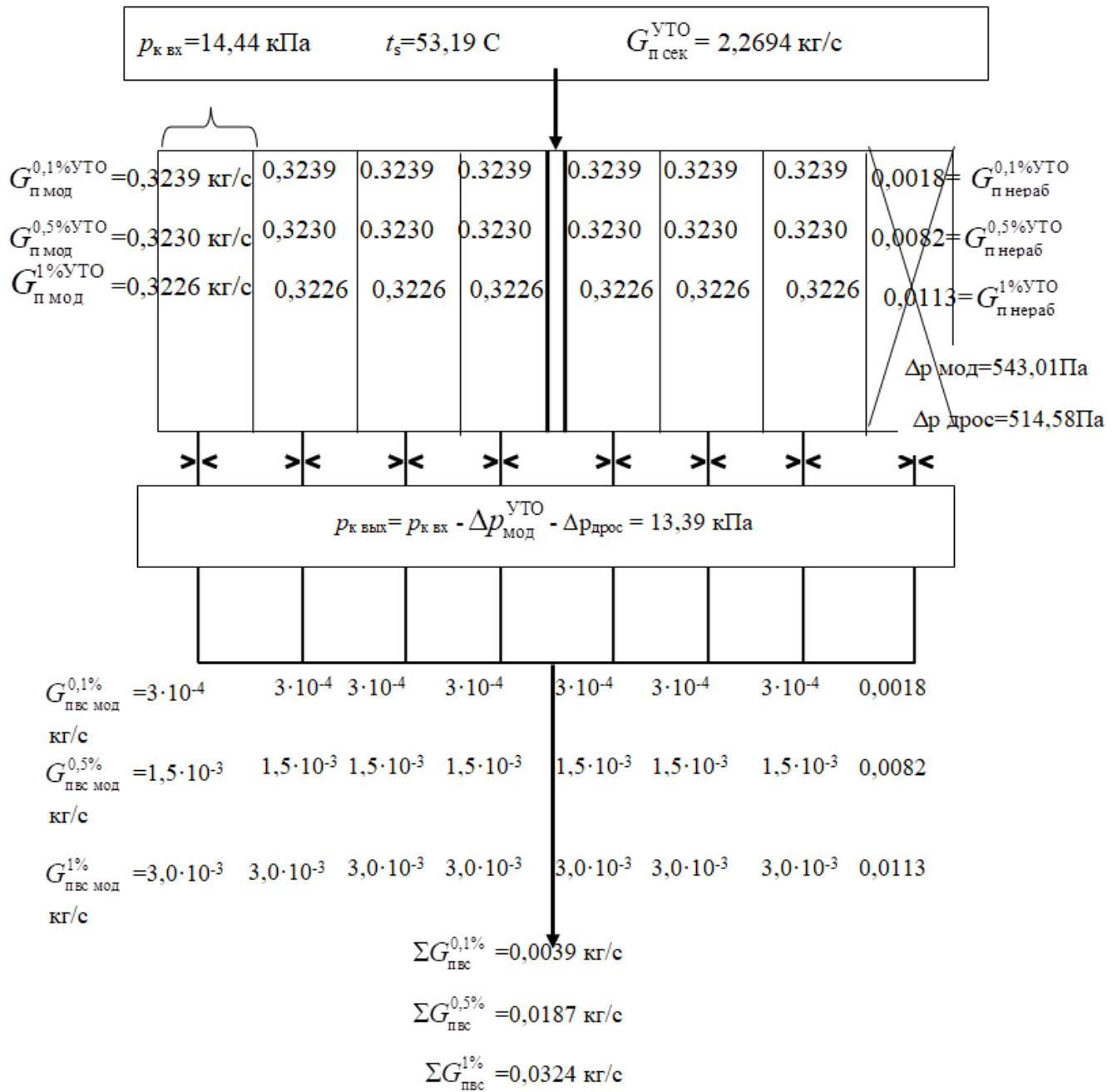


Рис. 2.12 Схема распределения расходов пара и ПВС для режима ухудшенного охлаждения с дросселями

Затем производится расчет расхода ПВС на выходе из модулей при полном и ухудшенном теплообмене без установки дросселей. На рис. 2.13 и 2.14 представлены схемы с отображением результатов расчета.

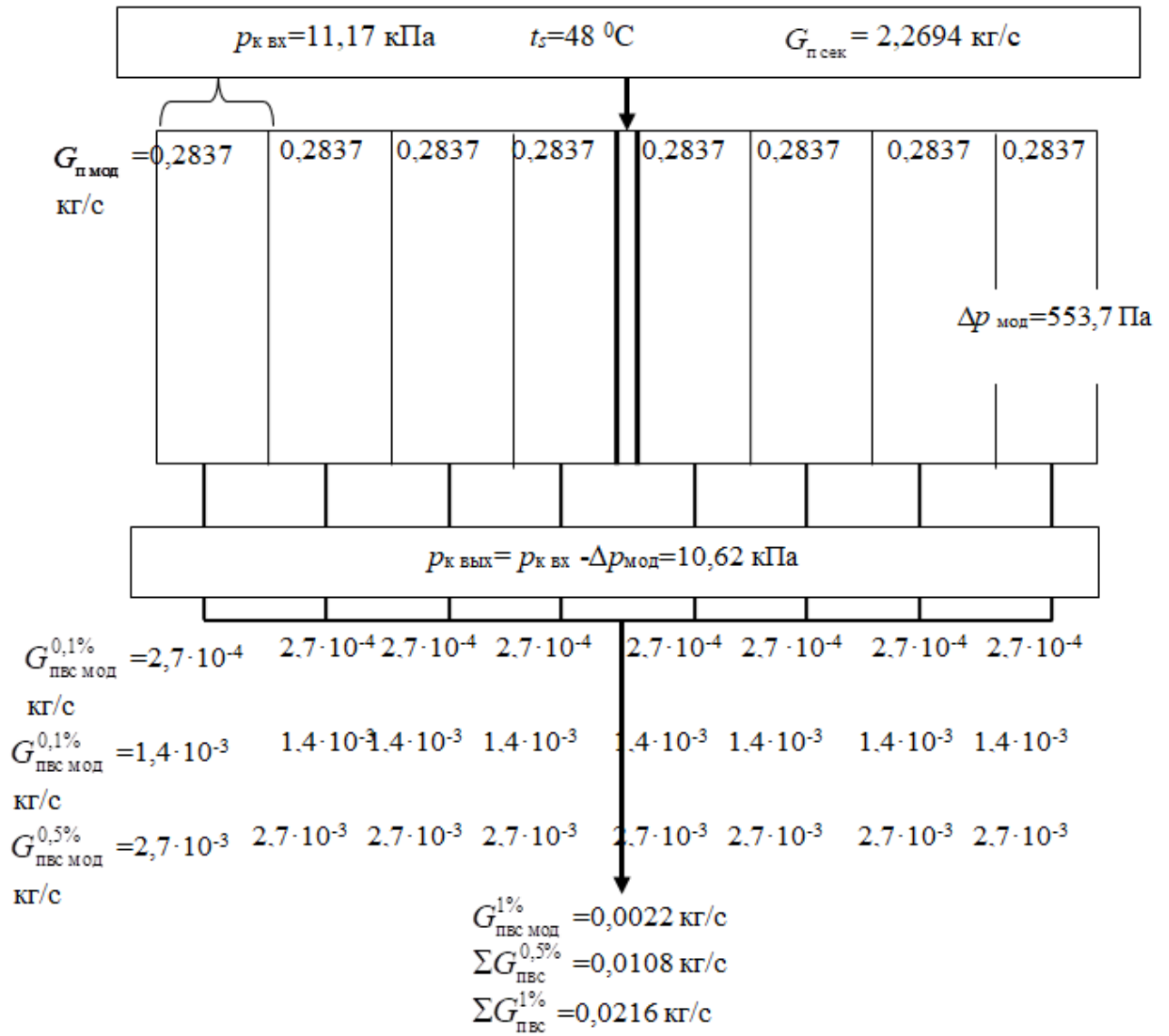


Рис. 2.13. Схема распределения потоков пара и ПВС для режима полного теплообмена

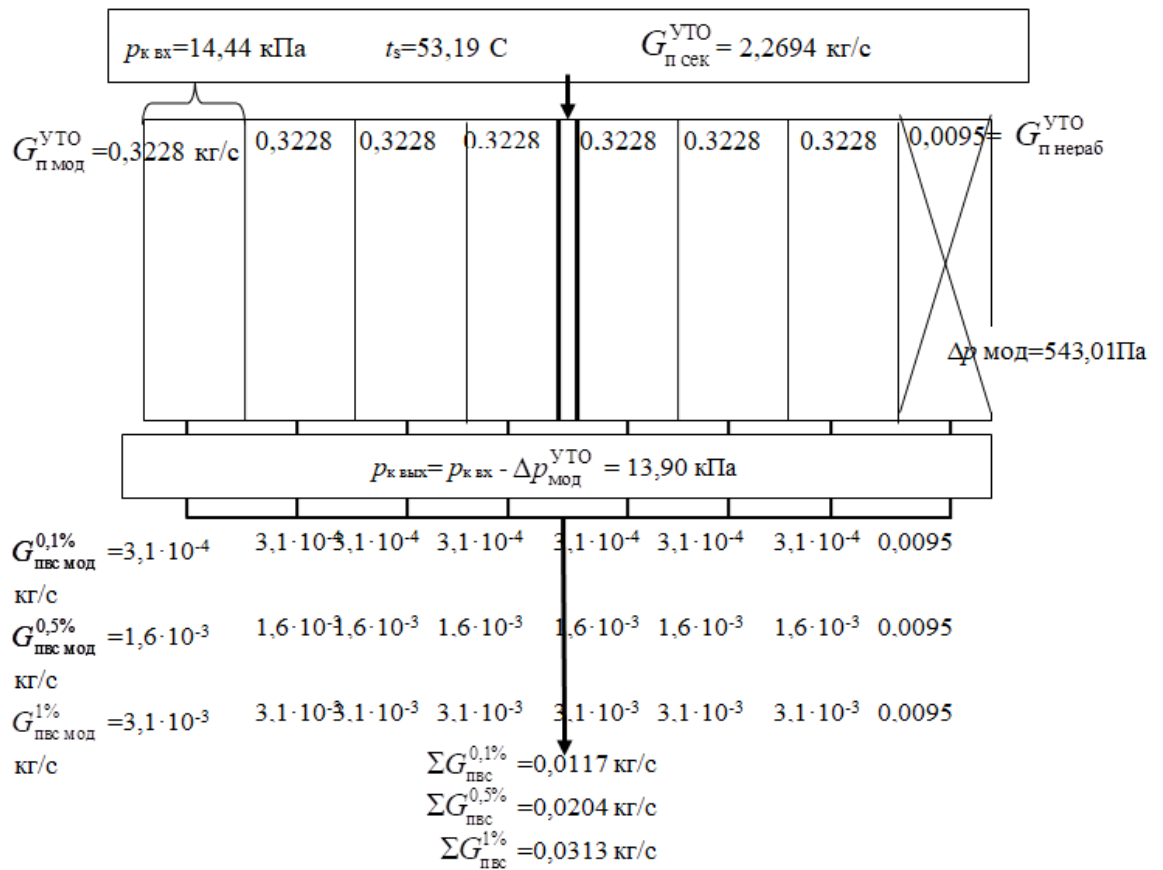


Рис. 2.14. Схема распределения потоков пара и ПВС для режима ухудшенного охлаждения

Ниже в таблице 2.5 приведены результаты полученных расчетов.

Таблица 2.5 – Расходы паровоздушной смеси на выходе из модулей без дросселей и с дросселями [33]

Массовая доля ПВС относительно расхода пара на входе в модуль, %	Массовый расход паровоздушной смеси на выходе, кг/с									
	Без дросселей					С Дросселями				
	8 модулей работают		7 работают, 1 нет			8 модулей работают		7 работают, 1 нет		
	Рабочий модуль	Секция	Рабочий модуль	Нерабочий модуль	Секция	Рабочий модуль	Секция	Рабочий модуль	Нерабочий модуль	Секция
0,1	0,0003	0,0022	0,0003	0,0095	0,0117	0,0026	0,0021	0,0003	0,0018	0,0039
0,5	0,0014	0,0108	0,0016		0,0204	0,0013	0,0103	0,0015	0,0082	0,0187
1	0,0027	0,0216	0,0031		0,0313	0,0026	0,0207	0,0030	0,0113	0,0324

Следующим этапом является выполнение приближения по полученным в расчете режима полного теплообмена расходам ПВС на выходе из модулей, что соответствует п.6 описанного выше алгоритма расчета п.2.2.1.2 [33]:

- определяется коэффициент (таблица 5 приложение А) сопротивления ξ дросселя в режиме полного ТО (см. п.2.2.1.7), который принимается константой;
- уточняется расход пара по модулям на входе и паровоздушной смеси на выходе (результаты в таблице 6 приложение А);
- определяется расход пара на входе в модули при полном ТО с заданными массовыми долями ПВС 0.1;0.5;1% относительно расхода пара на входе в модуль (первое приближение, результаты в таблице 7 приложение А));
- уточняется расход пара по модулям на входе и паровоздушной смеси на выходе (второе приближение, результаты в таблице 8 приложения А).

На рис. 2.15 представлена схема распределения пара и ПВС при УТО с дросселями, на рис.2.16 – схема расчета для УТО без дросселей.

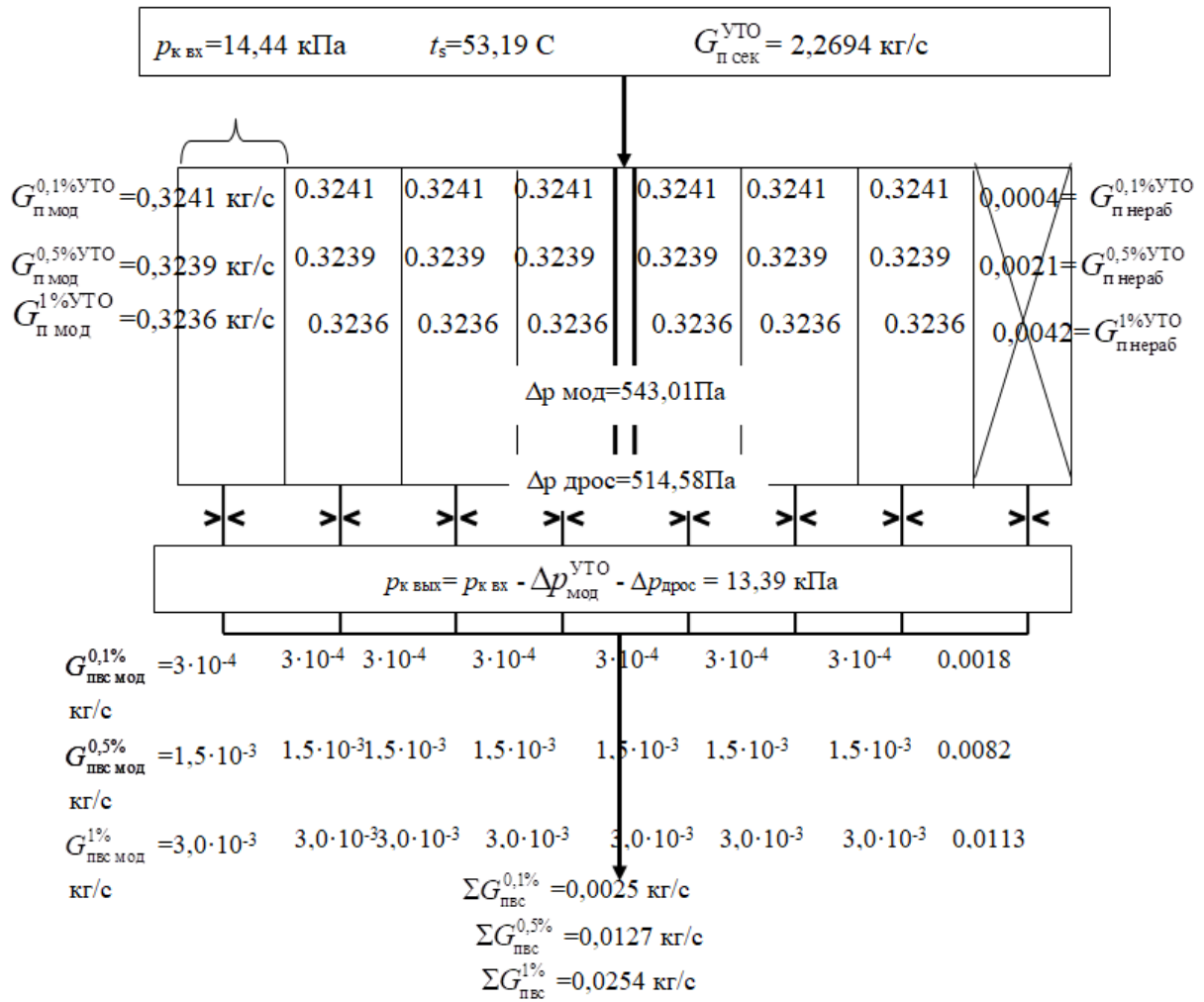


Рис. 2.15. Схема распределения пара и ПВС для режима ухудшенного теплообмена с дросселями

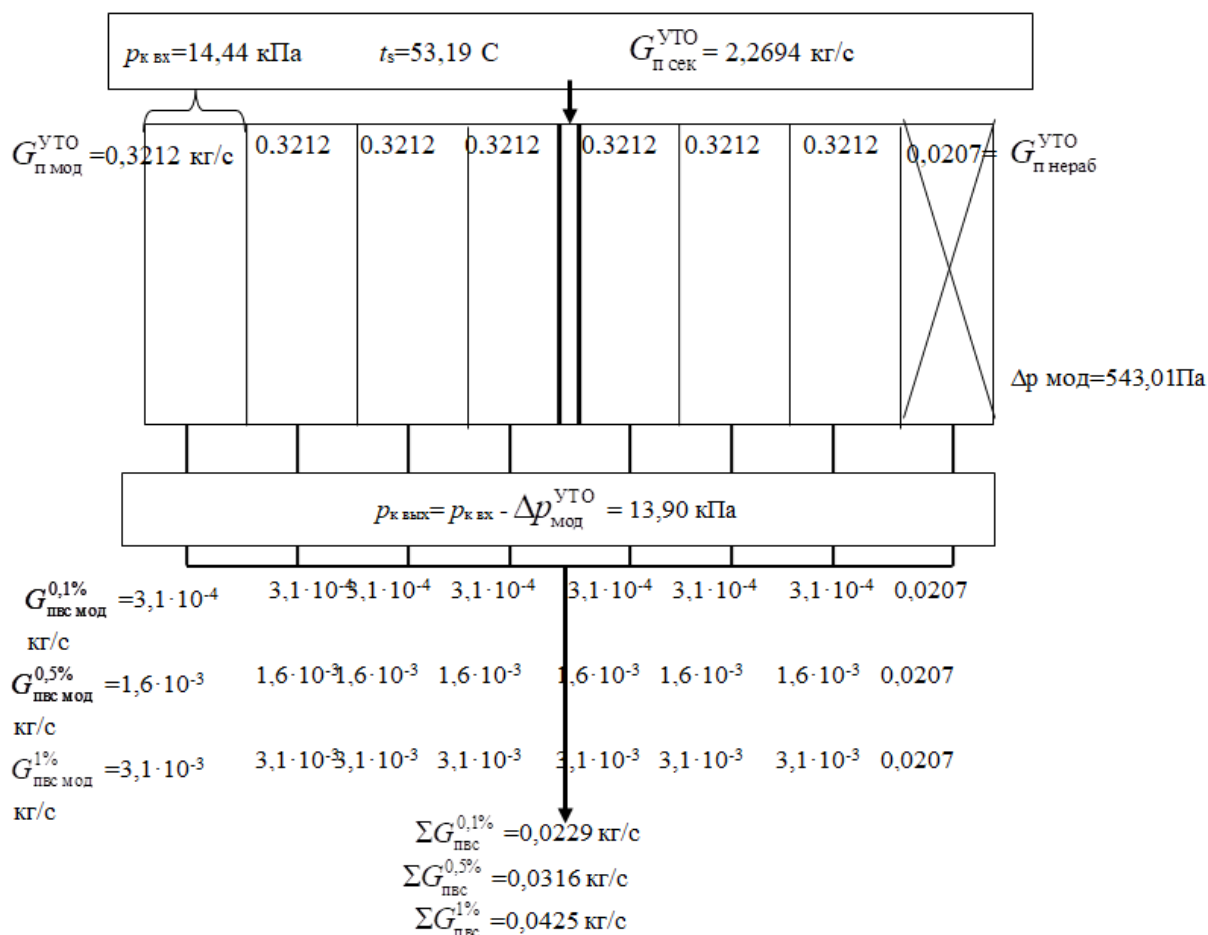


Рис.2.16. Схема распределения потоков пара и ПВС для режима ухудшенного теплообмена без дросселей

2.2.1.4 Результаты расчета

В результате расчетов получены данные по величине расходов ПВС на выходе из модулей при разных заданных массовых долях ПВС относительно расхода пара на входе в модуль, показанные в таблице 2.6 и рис.2.17.

В ранее опубликованной статье получено [33]: «...установка дросселей на выходе из каждого модуля способствует работе секции в пределах нормы в случае режима ухудшенного теплообмена модулей» [33, с.55].

В отличие от режима ухудшенного ТО без дросселей, при их установке расход паровоздушной смеси в эжектор уменьшается:

- на 89% при расходе ПВС 0.1%,
- на 60% при расходе ПВС 0.5%,

на 40 % при расходе ПВС 1%.

Таблица 2.6 – Значения расходов ПВС на выходе из модулей, определенные после выполнения второго приближения [33]

Массовая доля ПВС относительно расхода пара на входе в модуль, %	Массовый расход паровоздушной смеси на выходе, кг/с			
	Без дросселей		С дросселями	
	8 модулей работают	7 работают, 1 нет	8 модулей работают	7 работают, 1 нет
0,1	0,0022	0,0229	0,0021	0,0025
0,5	0,0108	0,0316	0,0103	0,0127
1	0,0216	0,0425	0,0207	0,0254

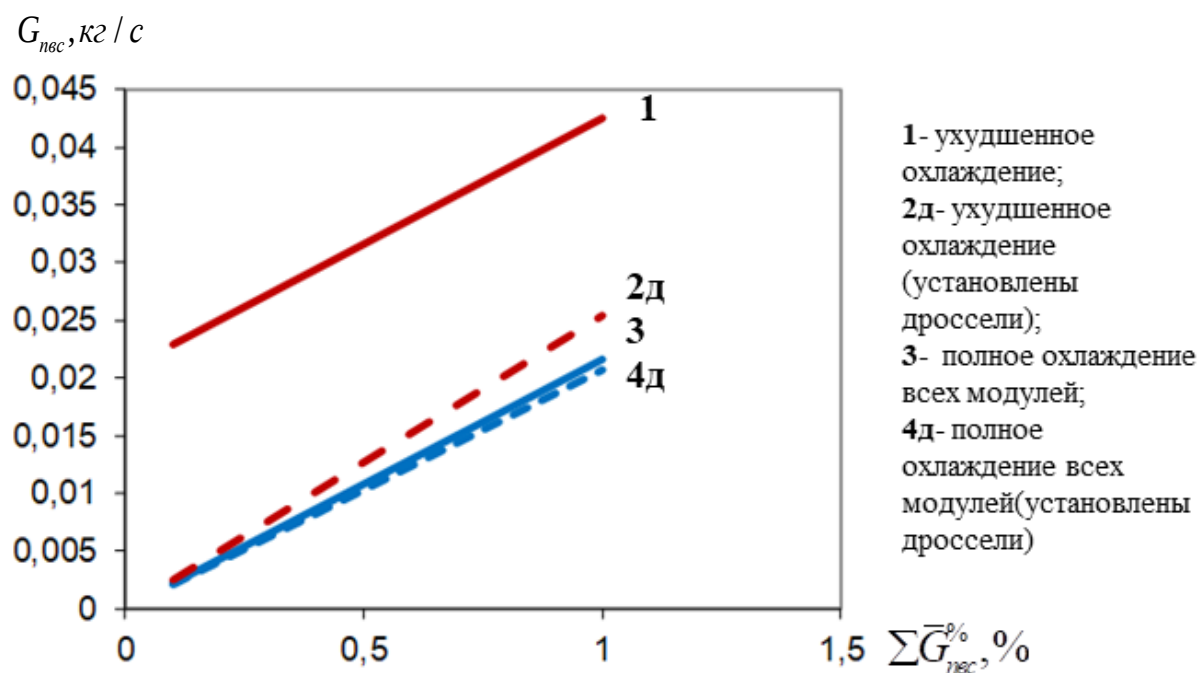


Рис. 2.17. Влияние значения массовой доли ПВС на изменение расхода несконденсированного пара в эжектор

В условиях нормальной работы, когда все 8 модулей работают, наличие дросселей в сравнении с исходной схемой без них позволяет уменьшить расход ПВС:

- на 4,5 % при 0.1% расходе ПВС,
- на 4,6 % при 0.5% расходе ПВС,
- на 4,2 % при 1% расходе ПВС.

Данный алгоритм позволяет просчитать особенности распределения расходов пара на входе в модули и расходов несконденсированного пара на выходе в условиях неравномерного теплосъема. В качестве снижения расхода несконденсированного пара в эжектор было предложено конструктивное решение по установке дроссельных шайб на выходе из каждого модуля. Данное решение значительно сокращает расход паровоздушной смеси в эжектор на выходе из модулей, что является большим преимуществом.

2.2.2 Методика расчета оптимального диаметра дросселя для многосекционных конденсаторов

Как следует из рассмотренного выше материала, неравномерный теплосъем оказывает влияние на характеристики конденсационной установки. Они изменяются относительно работы конденсатора при расчетных условиях.

Поэтому была разработана методика расчета оптимального диаметра дросселя для многосекционных конденсаторов, описанная в данном разделе.

В данной методике приняты следующие допущения:

- коэффициент теплопередачи k для нормально охлаждаемых секций конденсатора не зависит от неравномерности охлаждения;
- изменением удельной теплоты парообразования r пренебрегаем, т.е. теплосъем зависит только от расхода пара $Q \sim G_n$;
- потери давления определяются по квадратичной модели $\Delta p \sim w^2$;
- конденсация вдоль трубы происходит равномерно.

Заданы следующие условия для определения характеристик многосекционного конденсатора пара: при равномерном охлаждении всех секций используются параметры с индексом 0; если охлаждение ВКУ неравномерно, то секции, имеющие равномерное охлаждение, – параметры с индексом 1, а секции с неравномерным охлаждением – параметры с индексом 2. На рис. 2.18 показана схема ВКУ из n числа секций.

ВКУ имеет общий коллектор подвода пара к секциям, линии удаления несконденсированного пара объединяются за секциями в общую линию, идущую к эжектору. В линию отвода ПВС каждой секции предлагается установить дроссели. Охлаждение секций осуществляется воздухом с помощью вентиляторов. Сконденсированный пар попадает из каждой секции в общий коллектор.

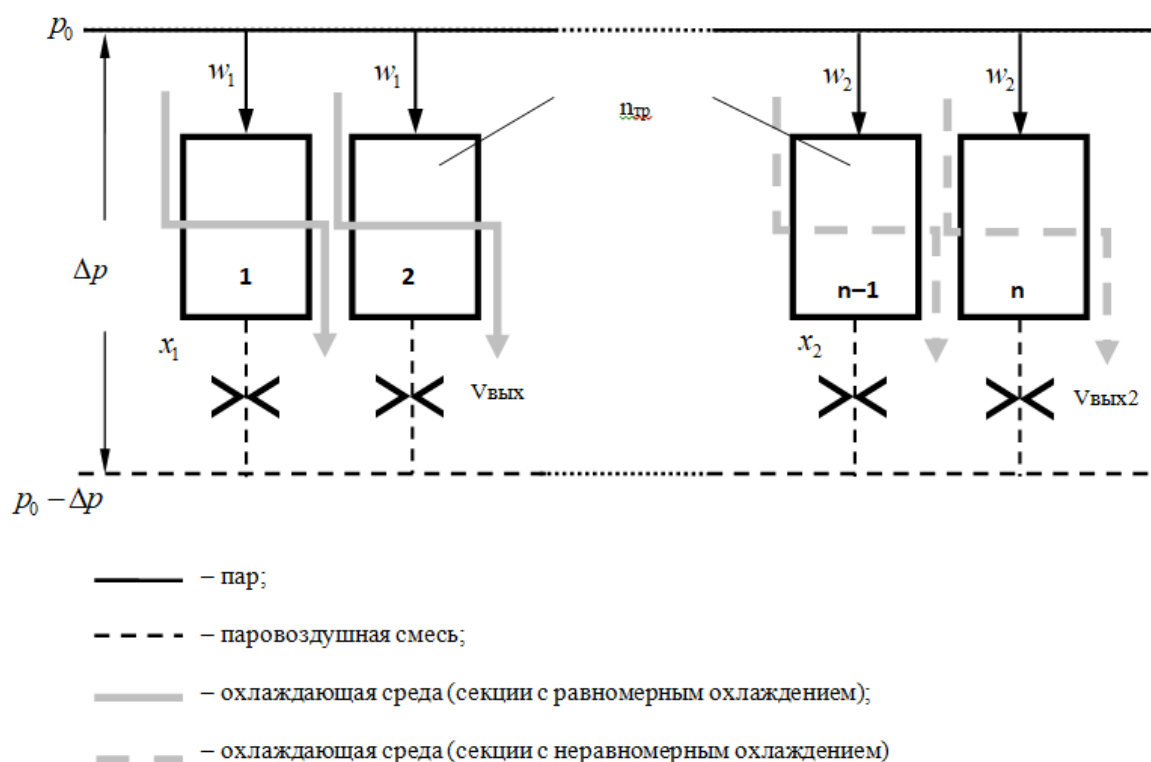


Рис. 2.18. Схема ВКУ из n числа секций

2.2.2.1 Потери давления $\Delta p_{\text{тр}}$ в трубе при конденсации

Для определения потерь давления рассмотрим трубу длиной l_0 , в которую поступает чистый пар со скоростью w_0 , а стенка снаружи имеет охлаждение. Пар

будет конденсироваться, его скорость и расход будут уменьшаться, а скорость и расход конденсата расти, как показано на рис.2.19 [21, 55, 60, 69,]. «Для организации стационарного процесса конденсации пара теплоту необходимо непрерывно отводить от поверхности охлаждения ... интенсивность теплоотдачи при конденсации пара оказывается достаточно высокой» [50, с.139].

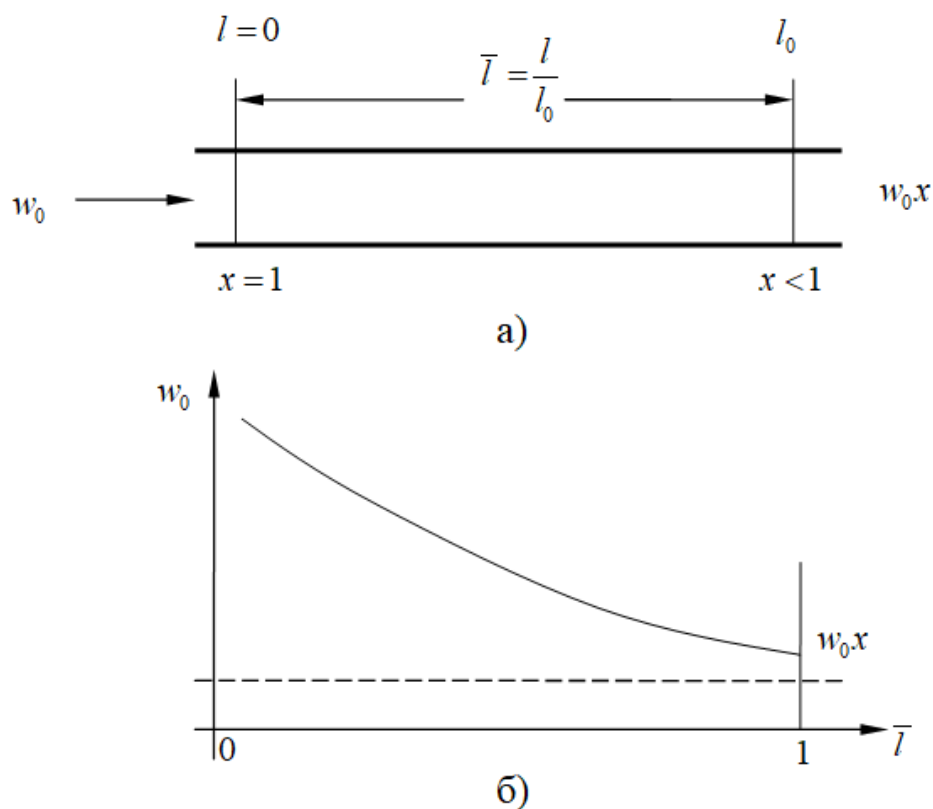


Рис. 2.19. Изменение массового расходного паросодержания (а) и скорости пара (б) по сечению трубы при конденсации [38]

Предполагаем, что тепло конденсации равномерно отводится по длине трубы $q = \text{const}$.

Изменение скорости пара по длине трубы можно описать формулой из [38]:

$$w = w_0 \left[(1 - x)(1 - \bar{l}) + x \right]. \quad (2.1)$$

Паросодержание x и скорость пара w будут распределяться по длине трубы следующим образом:

$$x = 0 \quad w = 0;$$

$$x = 0,5 \quad w = 1;$$

$$x = 1 \quad w = w_0.$$

Потери давления Δp по модели вязкого трения с учетом изменения скорости по длине трубы при конденсации пара [38]:

$$d(\Delta p) = \lambda \frac{dl}{d} \frac{\rho w^2}{2} = \lambda \frac{l\rho}{d^2} d\bar{l} \left\{ w_0 \left[(1-x)(1-\bar{l}) + x \right] \right\}^2 = \lambda \frac{l}{d} w_0^2 \frac{\rho}{2} \left[(1-x)(1-\bar{l}) + x \right]^2 d\bar{l},$$

$$\text{здесь } d\bar{l} = \frac{dl}{l}.$$

Упростим и проинтегрируем полученное выражение:

$$\begin{aligned} \Delta p &= \Delta p_0 \int_0^1 \left[(1-x)(1-\bar{l}) + x \right]^2 d\bar{l} = \Delta p_0 \int_0^1 \left[(1-x)^2 (1-\bar{l})^2 + 2(1-x)(1-\bar{l})x + x^2 \right] d\bar{l} = \\ &= \Delta p_0 \left(\int_0^1 (1-x)^2 (1-\bar{l})^2 d\bar{l} + \int_0^1 2x(1-x)(1-\bar{l}) d\bar{l} + \int_0^1 x^2 d\bar{l} \right) = \Delta p_0 \left(\frac{(1-x)^2}{3} + x(1-x) + x^2 \right) = \Delta p_0 C_x. \end{aligned}$$

Параметр C_x зависит от значения массового расходного паросодержания и определяется по следующей формуле:

$$C_x = \frac{(1-x)^2}{3} + x(1-x) + x^2. \quad (2.2)$$

Расчет C_x при разных значениях массового расходного паросодержания x от 0 до 1 приведены ниже в таблице 2.7.

Таблица 2.7. – Расчет C_x при разных значениях x

x	0	0,01	0,1	0,25	0,5	1
C_x	0,333	0,337	0,37	0,437	0,583	1

Формулу для расчета потерь давления при конденсации пара по длине трубы можно записать в следующем виде [59,27]

$$\Delta p = \lambda \frac{dl}{d} \frac{\rho w^2}{2} = \lambda \frac{l}{d} \frac{\rho w_0^2}{2} C_x,$$

где λ – коэффициент гидравлического трения; l – длина трубы, м; d – диаметр трубы, м; ρ – плотность пара, кг/м³.

Упростим формулу, введя замену для характеристик трубы

$$K = \lambda \frac{l}{d}. \quad (2.3)$$

Тогда получим выражение

$$\Delta p = K \frac{\rho}{2} w_0^2 C_x. \quad (2.4)$$

2.2.2.2 Потери давления в секциях с равномерным и неравномерным охлаждением

Определим потери давления при конденсации пара для воздушно–конденсационной установки с числом секций n_0 , где заданы параметры с индексами 1 для секций с равномерным охлаждением, с индексами 2 для секций с неравномерным охлаждением.

Потери давления при конденсации пара по длине трубного пучка будут определяться формулой (2.4)

$$\Delta p = \lambda \frac{l}{d} \frac{\rho w_0^2}{2} = K \frac{\rho}{2} w_0^2 C_x.$$

Потери давления в дросселях $\Delta p_{др}$, которые устанавливаются в линию отвода несконденсированного пара каждой секции, определяются по формуле

$$\Delta p_{др} = \xi_{др} \frac{\rho w_{др}^2}{2}, \quad (2.5)$$

где $\xi_{др}$ – коэффициент сопротивления дросселя; $w_{др}$ – скорость пара в сечении дросселя, м/с.

Проведем преобразования и выразим $w_{др}$:

$$w_{др} = \frac{V_{вых}}{S_{др}}, \quad (2.6)$$

где $V_{\text{вых}}$ – объемный расход пара на выходе из секции, м³/с; $S_{\text{др}}$ – площадь проходного сечения дросселя, м².

Объемный расход пара на выходе из секции

$$V_{\text{вых}} = w \chi n_{\text{тр}} S_{\text{тр}}, \quad (2.7)$$

где w – скорость пара в трубе, м/с, χ – массовое расходное паросодержание, $n_{\text{тр}}$ – число теплообменных труб; $S_{\text{тр}}$ – площадь поперечного сечения трубы, м².

Произведем подстановку (2.7) в (2.6) и преобразуем отношение $\frac{S_{\text{тр}}}{S_{\text{др}}}$

$$w_{\text{др}} = \frac{w \chi n_{\text{тр}} S_{\text{тр}}}{S_{\text{др}}}, \quad (2.8)$$

Заменим площадь поперечного сечения трубы $S_{\text{тр}} = \frac{P d_{\text{г}}}{4}$ и площадь отверстия дросселя $S_{\text{др}} = \frac{\pi d_{\text{др}}^2}{4}$:

$$\frac{S_{\text{тр}}}{S_{\text{др}}} = \left(\frac{d_{\text{тр}}}{d_{\text{др}}} \right)^2 = \left(\frac{P d_{\text{г}}}{\pi d_{\text{др}}^2} \right), \quad (2.9)$$

где P – периметр, м; $d_{\text{г}} = \frac{4 S_{\text{тр}}}{P}$ – гидравлический диаметр для трубы, м, $d_{\text{др}}$ – диаметр отверстия дросселя, м.

Подставим (2.9) в (2.8)

$$w_{\text{др}} = w \chi n_{\text{тр}} \left(\frac{d_{\text{тр}}}{d_{\text{др}}} \right)^2 = w \chi n_{\text{тр}} \frac{P d_{\text{г}}}{\pi d_{\text{др}}^2}. \quad (2.10)$$

Далее поставим выражение (2.10) в (2.5)

$$\Delta p_{\text{др}} = \xi_{\text{др}} \frac{\rho}{2} \left[w \chi n_{\text{тр}} \left(\frac{d_{\text{тр}}}{d_{\text{др}}} \right)^2 \right]^2. \quad (2.11)$$

Введем замену для характеристик труб и дросселя:

$$L = \xi_{\text{др}} n_{\text{тр}}^2 \left(\frac{d_{\text{тр}}}{d_{\text{др}}} \right)^4. \quad (2.12)$$

Формула (2.3) примет вид

$$K = \lambda \frac{l}{d_{\text{г}}}. \quad (2.13)$$

С учетом (2.12) и (2.13), формулы для определения потерь давления при конденсации, потерь давления в дросселях и суммарных потерь для секций с равномерным и неравномерным охлаждением, получим следующие формулы:

1) Для секций с равномерным охлаждением, где w_1, x_1 – скорость пара и массовое расходное паросодержание в секциях с равномерным охлаждением:

$$\Delta p_{\text{тр}} = K \frac{\rho}{2} w_1^2 C_{x1}; \quad (2.14)$$

$$\Delta p_{\text{др}} = L \frac{\rho}{2} w_1^2 x_1^2; \quad (2.15)$$

$$\Delta p_{\Sigma 1} = K \frac{\rho}{2} w_1^2 C_{x1} + L \frac{\rho}{2} w_1^2 x_1^2 = K \frac{\rho}{2} w_1^2 \left(C_{x1} + \frac{L}{K} x_1^2 \right). \quad (2.16)$$

2) Для секций с неравномерным охлаждением, где w_2, x_2 – скорость пара и массовое расходное паросодержание в секциях с неравномерным охлаждением:

$$\Delta p_{\text{тр}} = K \frac{\rho}{2} w_2^2 C_{x2}; \quad (2.17)$$

$$\Delta p_{\text{др}} = L \frac{\rho}{2} w_2^2 x_2^2; \quad (2.18)$$

$$\Delta p_{\Sigma 2} = K \frac{\rho}{2} w_2^2 C_{x2} + L \frac{\rho}{2} w_2^2 x_2^2 = K \frac{\rho}{2} w_2^2 \left(C_{x2} + \frac{L}{K} x_2^2 \right). \quad (2.19)$$

Рассмотрим многоходовые теплообменные модули секций, где z – количество ходов в секции при $w_1 = \text{const}$.

Тогда потери давления при конденсации пара по длине трубы будут иметь вид:

$$\Delta p_{\text{тр}} = zx \xi \frac{l}{d_{\text{г}}} \frac{\rho w_1^2}{2} C_x. \quad (2.20)$$

Скорректируем замену K для характеристик трубы и количества ходов пара, как в формулах (2.3) и (2.13)

$$K = z\chi\xi \frac{l}{d_r} = z\lambda \frac{l}{d_r}. \quad (2.21)$$

Отношение $\frac{L}{K}$ из формул (2.16) и (2.19) примет вид

$$\frac{L'}{K'} = \frac{\xi n_{\text{тр1}}^2 \left(\frac{d_{\text{тр}}}{d_{\text{др}}} \right)^4}{z\lambda \frac{l}{d_r}}, \quad (2.24)$$

где $n_{\text{тр1}}$, которое равно количеству труб для I хода по пару.

Из формулы (2.24) получаем

$$L' = \xi n_{\text{тр1}}^2 \left(\frac{d_{\text{тр}}}{d_{\text{др}}} \right)^4, \quad (2.25)$$

$$K' = z\lambda \frac{l}{d_r}. \quad (2.26)$$

Тогда выражение (2.14) для расчета потерь давления при конденсации пара по длине трубы примет вид:

$$\Delta p_{\text{тр}} = K' \frac{\rho w_1^2}{2} C_x. \quad (2.27)$$

2.2.2.3 Скорости и расходы при неравномерном теплосъеме

Определим скорости и расходы для секций количеством n_1 с равномерным и количеством n_2 с неравномерным охлаждением.

Массовый расход пара через секции с равномерным и неравномерным охлаждением определяются по формулам (2.28) и (2.29) соответственно:

$$G_1 = \rho n_1 S_{\text{тр}} w_1; \quad (2.28)$$

$$G_2 = \rho n_2 S_{\text{тр}} w_2. \quad (2.29)$$

Суммарный массовый расход пара на установку постоянен и равен их сумме:

$$G_0 = G_1 + G_2 = \text{const.}$$

Таким образом, получим

$$\rho n_1 S_{\text{тр}} w_1 + \rho n_2 S_{\text{тр}} w_2 = \rho_0 n_0 S_{\text{тр}} w_0, \quad (2.30)$$

где w_0 – скорость пара при равномерном охлаждении всех секций, м/с.

Поделим обе части выражения (2.30) на $\rho S_{\text{тр}}$ и, учитывая, что $n_0 = n_1 + n_2$:

$$n_1 w_1 + n_2 w_2 = \frac{\rho_0}{\rho} w_0 (n_1 + n_2). \quad (2.31)$$

При соотношении плотностей пара $\frac{\rho_0}{\rho} = 1$ получим выражение

$$n_1 w_1 + n_2 w_2 = w_0 (n_1 + n_2). \quad (2.32)$$

Используя формулы (2.16) и (2.19) найдем отношение скоростей пара секций с неравномерным охлаждением к секциям с равномерным охлаждением и введем новое обозначение для полученного выражения – M :

$$\frac{w_2}{w_1} = \sqrt{\frac{C_{x1} + \frac{L}{K} x_1^2}{C_{x2} + \frac{L}{K} x_2^2}} = M. \quad (2.33)$$

Тогда скорость пара в секциях с неравномерным охлаждением

$$w_2 = w_1 \sqrt{\frac{C_{x1} + \frac{L}{K} x_1^2}{C_{x2} + \frac{L}{K} x_2^2}} = M w_1. \quad (2.34)$$

Подставим формулу (2.34) в (2.32)

$$n_1 w_1 + n_2 w_1 \sqrt{\frac{C_{x1} + \frac{L}{K} x_1^2}{C_{x2} + \frac{L}{K} x_2^2}} = w_0 (n_1 + n_2). \quad (2.35)$$

Выразим w_1 из формулы (2.35)

$$\frac{w_1}{w_0} = \frac{n_1 + n_2}{n_1 + n_2 \sqrt{\frac{C_{x1} + \frac{L}{K} x_1^2}{C_{x2} + \frac{L}{K} x_2^2}}};$$

$$w_1 = w_0 \frac{n_1 + n_2}{n_1 + n_2 \sqrt{\frac{C_{x1} + \frac{L}{K} x_1^2}{C_{x2} + \frac{L}{K} x_2^2}}}. \quad (2.36)$$

Поскольку ранее было введена замена $M = \sqrt{\frac{C_{x1} + \frac{L}{K} x_1^2}{C_{x2} + \frac{L}{K} x_2^2}}$, то выражения

(2.34) и (2.36) примут следующий вид:

$$w_1 = w_0 \frac{1}{\bar{n}_1 + \bar{n}_2 M}; \quad (2.37)$$

$$w_2 = w_0 \frac{M}{\bar{n}_1 + \bar{n}_2 M}, \quad (2.38)$$

$$\text{где } \bar{n}_1 = \frac{n_1}{n_0}; \bar{n}_2 = \frac{n_2}{n_0}.$$

2.2.2.4 Оценка изменения паросодержания на выходе при равномерном и неравномерном охлаждении

Для секций с условиями равномерного охлаждения массовый расход пара $G_{п0}$ рассчитывается как

$$G_{п0} = \frac{Q_0}{r},$$

где Q_0 – теплосъем секций при равномерном охлаждении, Вт; $r = f(x_{\text{вх}}; P)$ – удельная теплота парообразования, определяющаяся через массовое расходное паросодержание и давление пара, Дж/кг.

Расчет теплосъема по формуле

$$Q_0 = c_p G_{\text{охл}} \varepsilon_0 \Delta_0, \quad (2.39)$$

где c_p – удельная теплоемкость, Дж/(кг·К), $G_{\text{охл}}$ – массовый расход охлаждающей среды, кг/с, ε_0 – эффективность, Δ_0 – располагаемая разность температур, °С.

Содержание воздуха в паровоздушной смеси ε , которая поступает в эжектор:

$$\varepsilon = \frac{1}{1 + 0,622 \frac{P_k}{P_0 - P_k}}. \quad (2.40)$$

Давление конденсации определяется как $P_k = f(t_{\text{охл}})$, если выход в зоне холодной воды или воздуха $t_{\text{охл}}$.

Общий расход паровоздушной смеси на выходе из секций $G_{\text{см}}$:

$$G_{\text{см}} = \frac{G_{\text{вз}}}{\varepsilon} = G_{\text{вз}} + G_{\text{п отс}}.$$

где $G_{\text{вз}}$ – массовый расход воздуха, кг/с, $G_{\text{п отс}}$ – массовый расход несконденсированного пара, кг/с.

Массовое расходное паросодержание определяется по формуле

$$x_{\text{вых}} = \frac{G_{\text{п отс}}}{G_{\text{п0}}}. \quad (2.41)$$

Объемный расход паровоздушной смеси:

$$V_{\text{см}} = V_{\text{п}} + V_{\text{вз}}; \quad (2.42)$$

$V_{\text{п}} = G_{\text{п}} \nu_{\text{п}}$ – объемный расход пара, м³/кг;

$V_{\text{вз}} = G_{\text{вз}} \nu_{\text{вз}}$ – объемный расход воздуха, м³/кг.

Для секций с неравномерным охлаждением эффективность изменяется на величину $\delta\varepsilon$

$$Q_2 = c_p G_{\text{охл}} \varepsilon (1 + \delta\varepsilon) \Delta_0. \quad (2.43)$$

Массовое расходное паросодержание на выходе из секций с неравномерным охлаждением

$$x_2 = 1 - \frac{Q_1}{rG_{\Pi}}. \quad (2.44)$$

Расход пара на секции с неравномерным охлаждением определим как

$$G_{\Pi} \sim w_2; w_2 = G_0 \left(\frac{M}{\bar{n}_1 + \bar{n}_2 M} \right). \quad (2.45)$$

Далее производятся преобразования методом малых отклонений:

$$\delta\varepsilon = \frac{\partial\varepsilon}{\partial w} \frac{\partial w}{\partial e} \delta e \text{ или по формуле}$$

$$\varepsilon = 1 - e^{-\frac{kF}{c_p G_{\text{охл}}}}, \quad (2.46)$$

где k – коэффициент теплопередачи, Вт/(м²·К), F – площадь теплообмена, м².

Тогда (2.43) примет вид

$$Q_2 = c_p G_{\text{охл}} \varepsilon \Delta_0. \quad (2.44)$$

Поскольку $M = M(x)$, то распределение скоростей $\frac{w_2}{w_1}$ и x_2 будут являться результатом итераций.

2.2.2.5 Объемный расход в эжектор

Примем плотность пара на выходе из секций постоянной $\rho = \text{const}$, а число труб в секции – $n_{\text{тр}}$.

Определим объемный расход несконденсированного пара на выходе из секций с равномерным (2.45) и неравномерным (2.46) охлаждением, который затем поступает в эжектор:

$$V_1 = w_1 n_{\text{тр}} x_1 S_{\text{тр}} n_1; \quad (2.45)$$

$$V_2 = w_2 n_{\text{тр}} x_2 S_{\text{тр}} n_2. \quad (2.46)$$

Объемный расход пара в эжектор равен сумме (2.45) и (2.46), выполним преобразования:

$$\begin{aligned}
 V_э &= V_1 + V_2 = n_{\text{тр}} S_{\text{тр}} (w_1 x_1 n_1 + w_2 x_2 n_2) \frac{n_0}{n_0} \frac{w_0}{w_0} \frac{x_0}{x_0}; \\
 V_э &= n_{\text{тр}} S_{\text{тр}} n_0 w_0 x_0 \left(\frac{n_1}{n_0} \frac{w_1}{w_0} \bar{x}_1 + \frac{n_2}{n_0} \frac{w_2}{w_0} \bar{x}_2 \right) = V_0 \left(\frac{w_1}{w_0} \bar{n}_1 \bar{x}_1 + \frac{w_2}{w_0} \bar{n}_2 \bar{x}_2 \right); \\
 V_э &= V_0 (\bar{w}_1 \bar{n}_1 \bar{x}_1 + \bar{w}_2 \bar{n}_2 \bar{x}_2),
 \end{aligned} \tag{2.47}$$

где $\bar{x} = \frac{x}{x_0}$.

При отсутствии дросселя и равномерном теплосъеме

$$V_э = V_0 = n_{\text{тр}} S_{\text{тр}} n_0 w_0 x_0. \tag{2.48}$$

Изменение объемного расхода при неравномерном теплосъеме:

$$\begin{aligned}
 \Delta V &= V_0 (\bar{w}_1 \bar{n}_1 \bar{x}_1 + \bar{w}_2 \bar{n}_2 \bar{x}_2) - V_0; \\
 \frac{\Delta V}{V_0} &= \bar{w}_1 \bar{n}_1 \bar{x}_1 + \bar{w}_2 \bar{n}_2 \bar{x}_2 - 1,
 \end{aligned} \tag{2.49}$$

где общий объемный расход – V_0 .

Например, если модуль трехходовой $z=3$ (рис.2.20), то объемный расход на выходе при условии что $x_1 = x_2 = x_3$ будет определяться по формуле (2.50).

Если $x_1 = x_2 = x_3$, то. $x_0 = x_1^z$. Массовое расходное паросодержание в каждом ходе определяется как $x_i = \frac{n_i}{n_{\text{тр}}}$, где i – количество труб в ходе.

Объемный расход пара на входе в модуль

$$\begin{aligned}
 V_{\text{вх}} &= w_0 n_{1\text{тр}} S_{\text{тр}}. \\
 V_3 &= V_{\text{вх}} x_1 x_2 x_3 \text{ или } V_3 = V_{\text{вх}} x^z
 \end{aligned} \tag{2.50}$$

Объемный расход пара на количество секций $n_{\text{сек}}$: $V_0 = w_0 n_{1\text{тр}} x^z n_{\text{сек}}$.

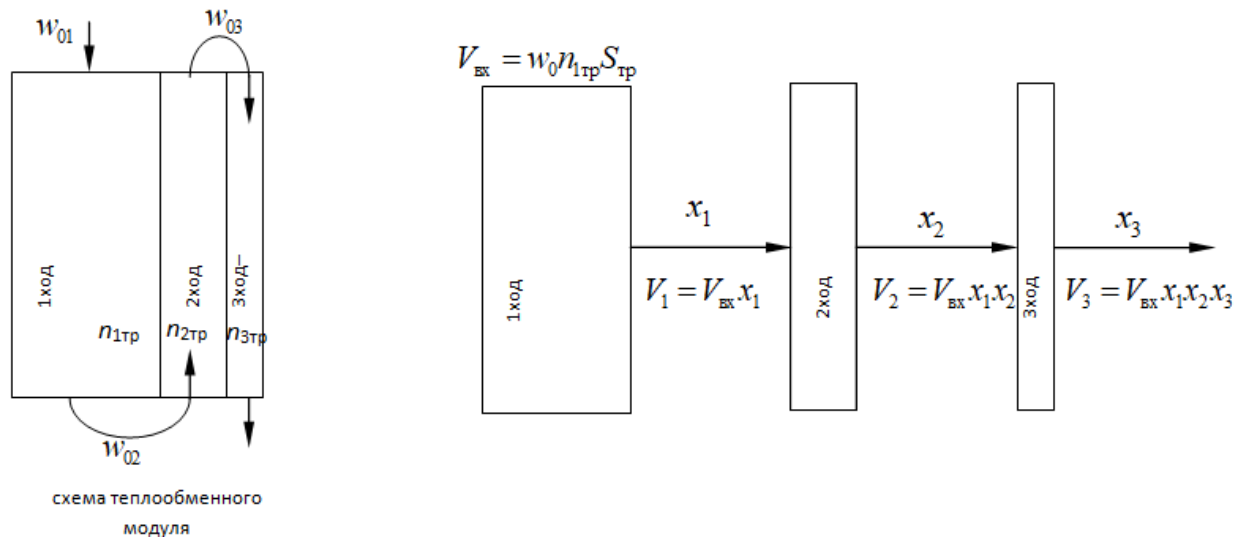


Рис. 2.20. Схема трехходового модуля к определению объемного расхода несконденсированного пара за каждым ходом

2.2.2.6 Нулевая точка эжектора

Давление на всасе в газоудаляющее устройстве при нулевом расходе воздуха будет минимальным P_0 [16].

Ниже приведена типовая линейная характеристика эжектора на сухом воздухе с нулевой точкой P_0 (рис.2.21).

Дальнейший расчет ведем с учетом нескольких условий:

Условие 1: при $P \geq P_{св}$, где $P_{св}$ – давление при величине присосов $V_{св}$.

Условие 2: при работе в составе конденсационной установки давление всасывания не может быть ниже давления насыщения P_{s1} , соответствующего температуре t_{w1} на входе в конденсатор $P_{св} > P_{s1}$.

Условие 3: при глубоком вакууме массовые присосы воздуха не зависят от давления в конденсаторе – $G_{гз} = const$.

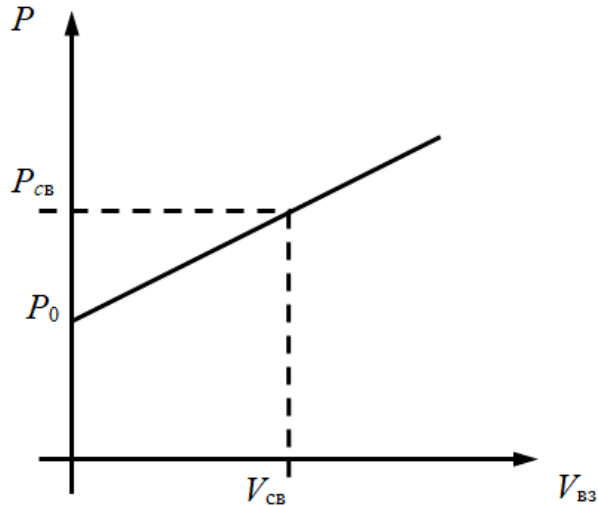


Рис.2.21. Характеристика эжектора на сухом воздухе: P – давление на всасе в эжектор; $P_{св}$ – давление на всасе эжектора при работе на сухом воздухе; P_0 – нулевая точка эжектора; $V_{св}$ – объемный расход сухого воздуха

Тогда объемный расход эжектируемой паровоздушной смеси равен:

$$V = \frac{G_{\text{вз}}}{\rho_{\text{вз}}} + \frac{G_n}{\rho_n}. \quad (2.51)$$

Условие 4: расчет выполняется по модели идеального газа. Из (2.51) получим

$$V = \frac{G_{\text{вз}}}{\rho_{\text{вз}}} \left[1 + \frac{G_{\text{вз}}}{\rho_{\text{вз}}} \frac{G_n}{\rho_n} \right] = \frac{G_{\text{вз}}}{\rho_{\text{вз}}} \left[1 + \frac{V_n}{V_{\text{вз}}} \right], \quad (2.52)$$

Т.к. объемный расход компонентов смеси пропорционален парциальному давлению $P = P_n + P_{\text{вз}}$, то получим

$$\frac{V_n}{V_{\text{вз}}} = \frac{P_n}{P_{\text{вз}}} = \frac{P_n}{P - P_n}; \quad (2.53)$$

$$V = \frac{G_{\text{вз}}}{\rho_{\text{вз}}} \left[1 + \frac{P_n}{P - P_n} \right] = \frac{G_{\text{вз}}}{\rho_{\text{вз}}} \frac{P}{P - P_n}, \quad (2.54)$$

где плотность воздуха $\rho_{\text{вз}} = \frac{P}{RT}$.

Упростим выражение для объемного расхода смеси (2.54)

$$V = \frac{G_{\text{вз}} RT}{P} \frac{P_n}{P - P_n} = \frac{G_{\text{вз}} RT}{P - P_n}. \quad (2.55)$$

Выразим P из (2.55)

$$P - P_n = \frac{G_{\text{вз}} RT}{V};$$

$$P = P_n + \frac{G_{\text{вз}} RT}{V}. \quad (2.56)$$

Учитывая, что $V = \frac{G_{\text{вз}} RT_0}{P_{\text{св}}}$ упростим (2.56)

$$P = P_n + \frac{G_{\text{вз}} RT}{G_{\text{вз}} RT_0} P_{\text{св}},$$

здесь T_0 – температура при давлении P_0 в нулевой точке эжектора.

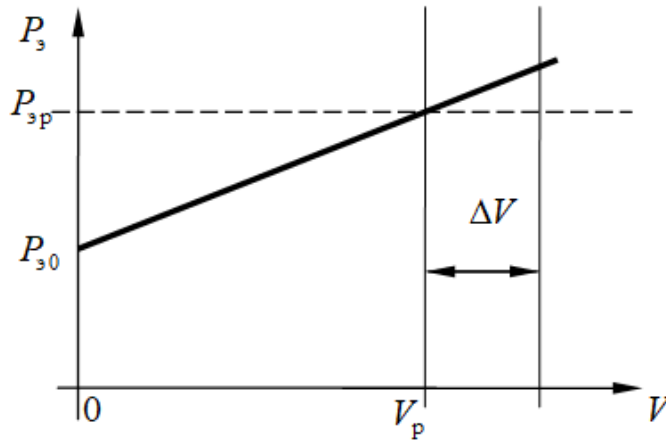
$$P = P_n + P_{\text{св}} \frac{T}{T_0}. \quad (2.57)$$

Таким образом, для эжектора давление в нулевой точке ($Q=0$) равно

$$P_n \leq P_n + P_{\text{св}} \frac{T}{T_0}.$$

2.2.2.7 Изменение характеристики эжектора

Определим изменение давления эжектора в условиях, когда часть секций имеют неравномерный теплосъем. На рис. 2.22 показана зависимость объемного расхода V от давления перед эжектором P_3 , где ΔV – изменение объемного расхода эжектируемой среды.

Рис.2.22.Характеристика эжектора $V = f(P_э)$

Давление перед эжектором определяется как

$$P_э = P_{э0} + \frac{V}{V_0} (P_{эp} - P_{э0}), \quad (2.58)$$

где $P_{эp}$ – давление в рабочей точке эжектора, Па, $P_{э0}$ – давление в нулевой точке эжектора, Па.

Преобразуем (2.57) с учетом изменения давления эжектора на ΔP_V :

$$P_{э0} + \Delta P_V = P_{э0} + \frac{V_0 + \Delta V}{V_0} (P_{эp} - P_{э0});$$

$$\Delta P_V = \frac{\Delta V}{V_0} (P_{эp} - P_{э0}). \quad (2.59)$$

2.2.2.8 Дополнительные потери давления от дросселя и изменения расхода пара

Подставим формулу (2.37) в (2.15)

$$\Delta P_{др} = L \frac{\rho}{2} \frac{w_0^2 \chi_1^2}{(\bar{n}_1 + \bar{n}_2 M)^2} = L' \frac{\rho}{2} \frac{w_0^2 \chi_1^2}{(\bar{n}_1 + \bar{n}_2 M)^2}, \quad (2.60)$$

$$\text{где } L' = \xi n_{тр}^2 \left(\frac{d_{тр}}{d_{др}} \right)^4.$$

Используя формулы (2.14), (2.26) и (2.38) получим

$$\Delta P_{\text{тр}} = K' \frac{\rho(w_1^2 - w_0^2)}{2} C_x = K' \frac{\rho w_0^2}{2} C_x \left[\left(\frac{w_1}{w_0} \right)^2 - 1 \right];$$

$$\Delta P_{\text{тр}} = K' \frac{\rho w_0^2}{2} C_x \left[\left(\frac{1}{\bar{n}_1 + \bar{n}_2 M} \right)^2 - 1 \right], \quad (2.61)$$

$$\text{где } K' = z\chi\xi \frac{l}{d_{\Gamma}}.$$

2.3 Выводы по главе 2

По данной главе можно сделать следующие выводы:

1) Рассмотрены основные причины и источники возникновения неравномерного теплосъема при работе конденсационных устройств с воздушным или водяным охлаждением.

2) В данном подразделе приводится алгоритм и результаты расчета для секции воздушного конденсатора из восьми модулей в условиях неравномерного теплосъема, когда 1 из 8 модулей не охлаждается. Показано, что установка дросселей на линии эжектирования снижает расход несконденсированного пара в газоудаляющее устройство.

3) Описаны основные характеристики многосекционного конденсатора пара для условий работы при неравномерном теплосъеме, а также их изменение при установке дросселей в линии удаления ПВС.

4) Введены обобщенные характеристики параметров для теплообменного модуля и дросселя: комплекс $C_x = \frac{(1-x)^2}{3} + x(1-x) + x^2$, учитывающий изменение скорости пара по мере конденсации; параметр $K = \lambda \frac{l}{d_{\text{тр}}}$, включающий в себя

характеристики теплообменных труб; комплекс $L = \xi_{\text{др}} n_{\text{тр1}}^2 \left(\frac{d_{\text{тр}}}{d_{\text{др}}} \right)^4$, учитывающий

соотношение потерь в трубах конденсатора и дросселях; комплекс

$$M = \frac{w_2}{w_1} = \sqrt{\frac{C_{x1} + \frac{L}{K} x_1^2}{C_{x2} + \frac{L}{K} x_2^2}}, \text{ учитывающий отношения скоростей пара на входе в}$$

секции с неравномерным охлаждением w_2 к секциям с равномерным охлаждением w_1 .

5) Для условий работы конденсатора при неравномерном теплосъеме разработана методика по определению дополнительного объема ПВС в эжектор и оптимального диаметра дросселя.

ГЛАВА 3 ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ УСТАНОВКА ДЛЯ ИССЛЕДОВАНИЯ МАКЕТА ВАКУУМНОГО КОНДЕНСАТОРА ПАРА

3.1 Цели и задачи экспериментального исследования

Для исследования влияния дросселей на процессы в конденсаторе и эжекторе в условиях неравномерного охлаждения на базе МНИЛ им. В.А. Федорова был создан экспериментальный стенд макета вакуумного конденсатора пара.

Целью проводимых работ являлось выполнение экспериментов по исследованию влияния дросселей, устанавливаемых в линию эжектирования ПВС, на работу макета вакуумного конденсатора совместно с эжектором при неравномерном охлаждении части теплообменной поверхности конденсатора.

Задачи эксперимента:

1. Исследование влияния дросселей на параметры макета конденсатора с объемным газоудаляющим устройством в зависимости от неравномерности охлаждения.
2. Исследование влияния величины присосов воздуха на работу конденсатора с установкой дросселей на линии отсоса ПВС.
3. Исследование влияния дросселей на параметры макета конденсатора в зависимости от неравномерности охлаждения при совместной работе конденсатора и водоструйного эжектора.
4. Влияние диаметра дросселя за каждым каналом на линии эжектирования паровоздушной смеси и определение оптимального диаметра отверстия.

3.2 Описание экспериментальной установки

Схема установки приведена на рис. 3.1. От электрического парогенератора «Гейзер – 200К» пар поступает одновременно через общий коллектор в 2 канала

ОК1 и ОК2 макета конденсатора. В ранее опубликованной работе приведено описание экспериментальной установки: «...каждый канал – «труба в трубе»: во внутренней трубе сверху вниз движется пар, в наружной – охлаждающая вода. Схема движения – противоток. Внутренняя теплообменная труба имеет типоразмер 25×2 мм, наружная – 32×2 мм. Длина труб составила 2000 мм, а угол наклона – 45° » [30, с.9]. Каналы имеют одинаковое пространственное расположение, что позволяет смоделировать работу двух секций конденсатора.

Измерение расхода пара G_n в конденсатор произведено с помощью критического сопла, расположенного в общем коллекторе. Расход дополнительного воздуха $G_{вз}$ измерялся ротаметром, установленным перед ОК1 и ОК2 в линии подачи пара.

На выходе из каналов установлены конденсатосборники с прозрачными трубками из оргстекла с отметками протарированных объемов h и h' . С помощью К51 или К51' измерялся расход конденсата в конденсатосборниках обоих каналов. Из бака сбора конденсата Б конденсат удаляется в бак Б1, и затем охлаждается в градирне. Водоструйный эжектор ЭГ использовался для удаления ПВС, создания и поддержания вакуума в макете конденсатора. Бак Б2 использовался для сброса воды из эжектора.

Для удаления ПВС из конденсатора созданы две линии: с дросселями $Др4$ и $Др4'$ для каждого канала соответственно и байпасная линия для возможности проведения испытаний без них. Измерение расходов охлаждающей воды через первый $G_{ОВ1}$ и второй канал $G_{ОВ2}$ выполнено с использованием диафрагм [24], на которых определялся перепад давлений $\Delta P_{ОВ1}$, $\Delta P_{ОВ2}$ с помощью дифманометров типа АИР (ДД). Для регулирования расходов воды на каждый канал за измерительными участками установлены вентили.

Фотографии стенда приведены на рис. 3.2. Конденсатосборники 2 каналов макета конденсатора 1 имеют теплоизоляцию для уменьшения влияния окружающей среды на температурные показатели конденсата. В линиях слива конденсата каждого канала был сделан гидрозатвор 5, который предотвращал

попадание ПВС в бак сбора конденсата 4. В процессе проведения испытаний было обнаружено, что в линии отсоса ПВС между дросселями 6 и критическим соплом 8 может образовываться конденсат, который негативно влияет на результаты измерений. Поэтому было принято установить дренажный бачок 9, который позволял осуществлять продувку линии перед каждым измерением. Линии удаления ПВС 7, дренажный бачок, и эжектор 10 также были теплоизолированы.

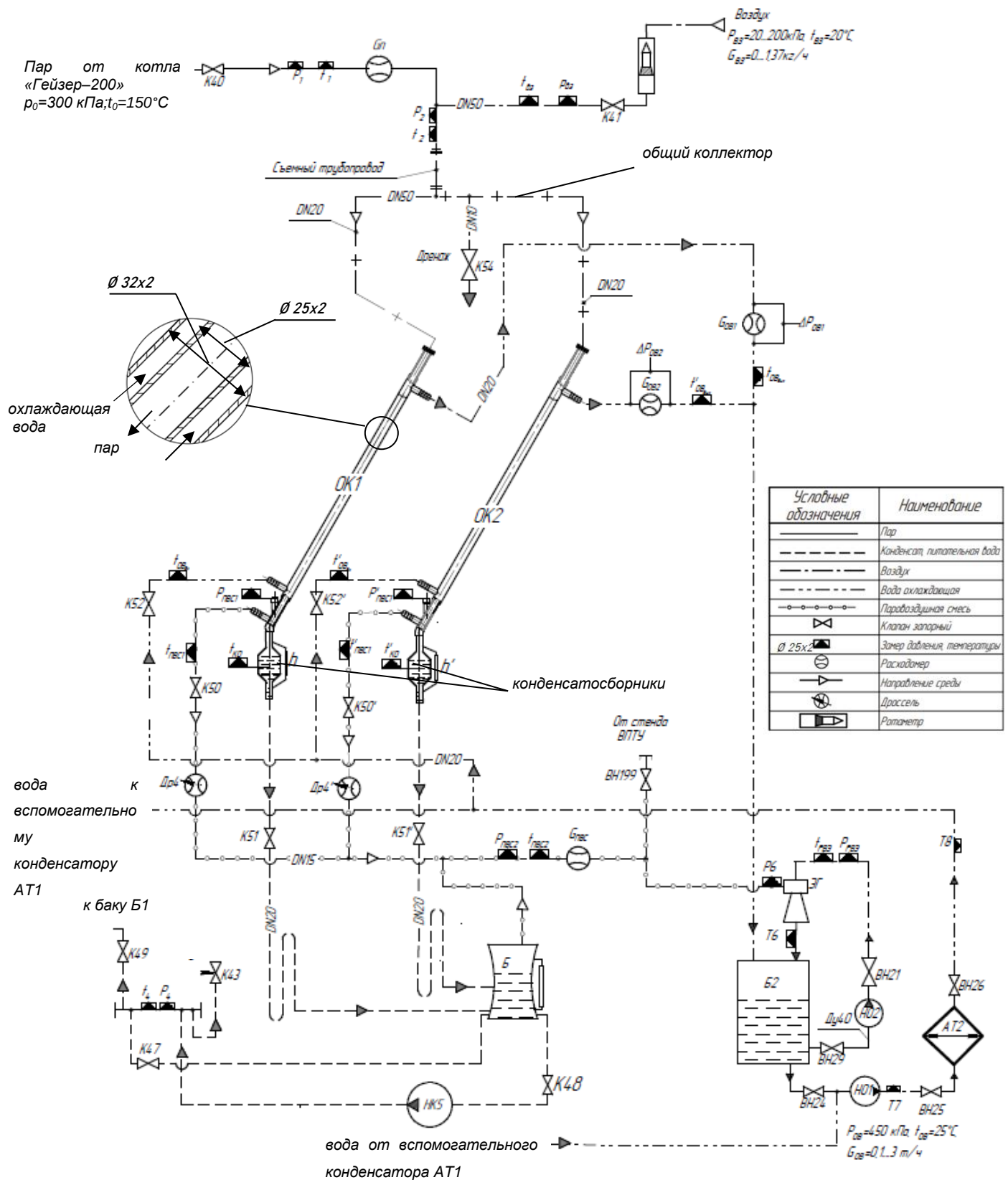


Рис. 3.1. Схема стенда макета вакуумного конденсатора

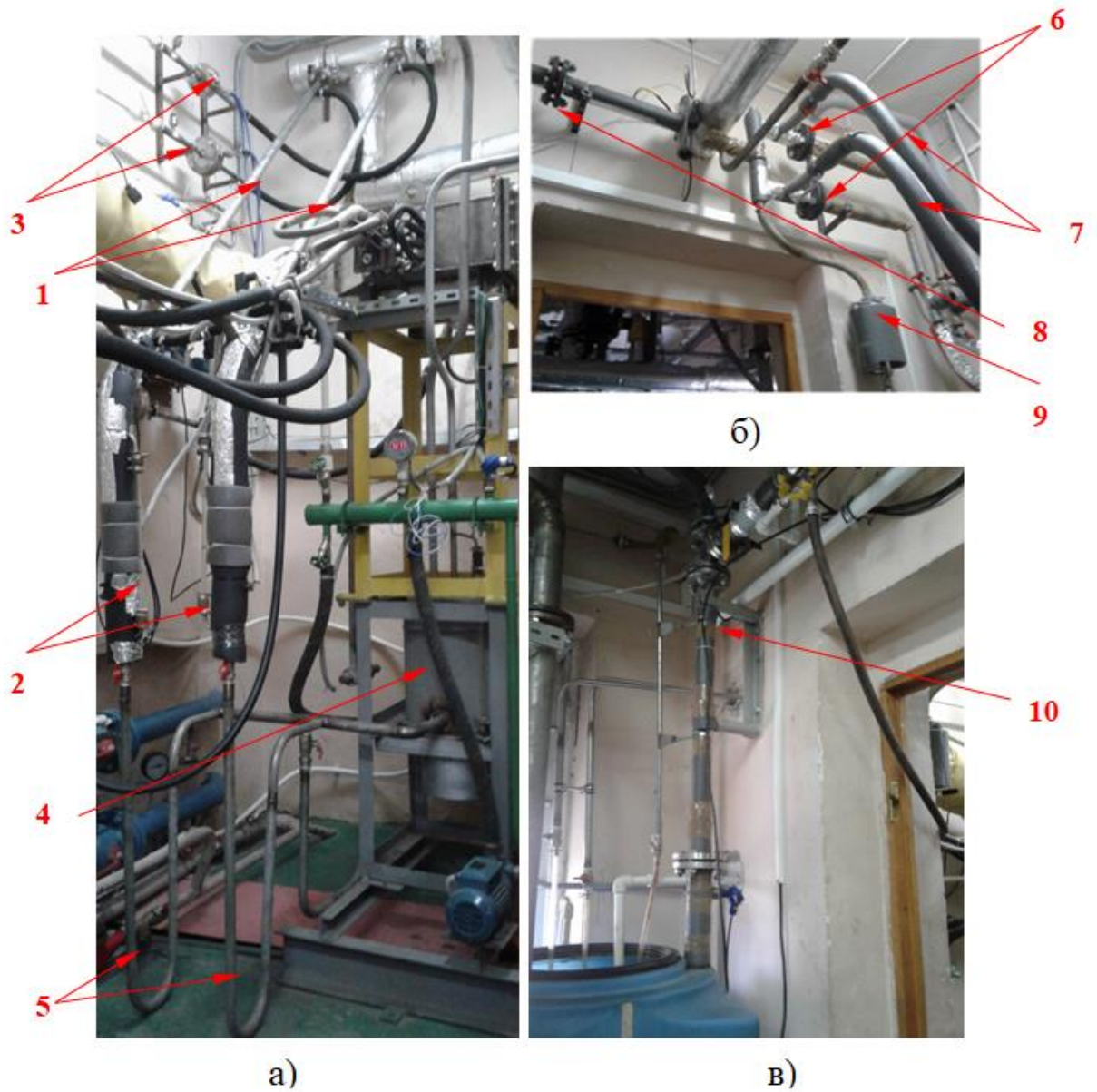


Рис. 3.2. Фото экспериментального стенда макета конденсатора [49]: а) общий вид с расположением каналов; б) дроссели и сопло ПВС; в) эжектор

1 – каналы макета конденсатора; 2 – конденсатосборники; 3 – расходомеры охлаждающей воды; 4 – конденсатный бак; 5 – гидрозатвор; 6 – дроссели; 7 – байпас; 8 – сопло паровоздушной смеси; 9 – дренажный бачок; 10 – эжектор

3.3 Методика проведения экспериментальных исследований

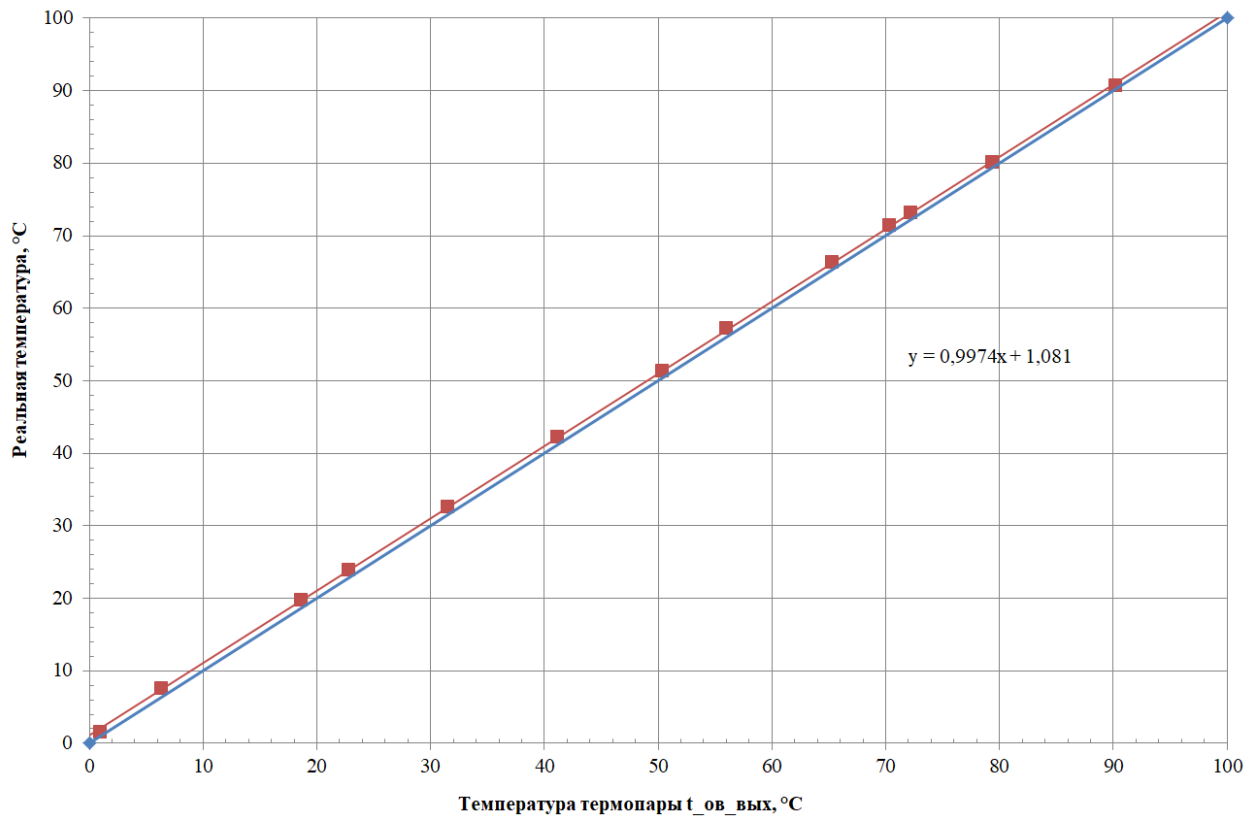
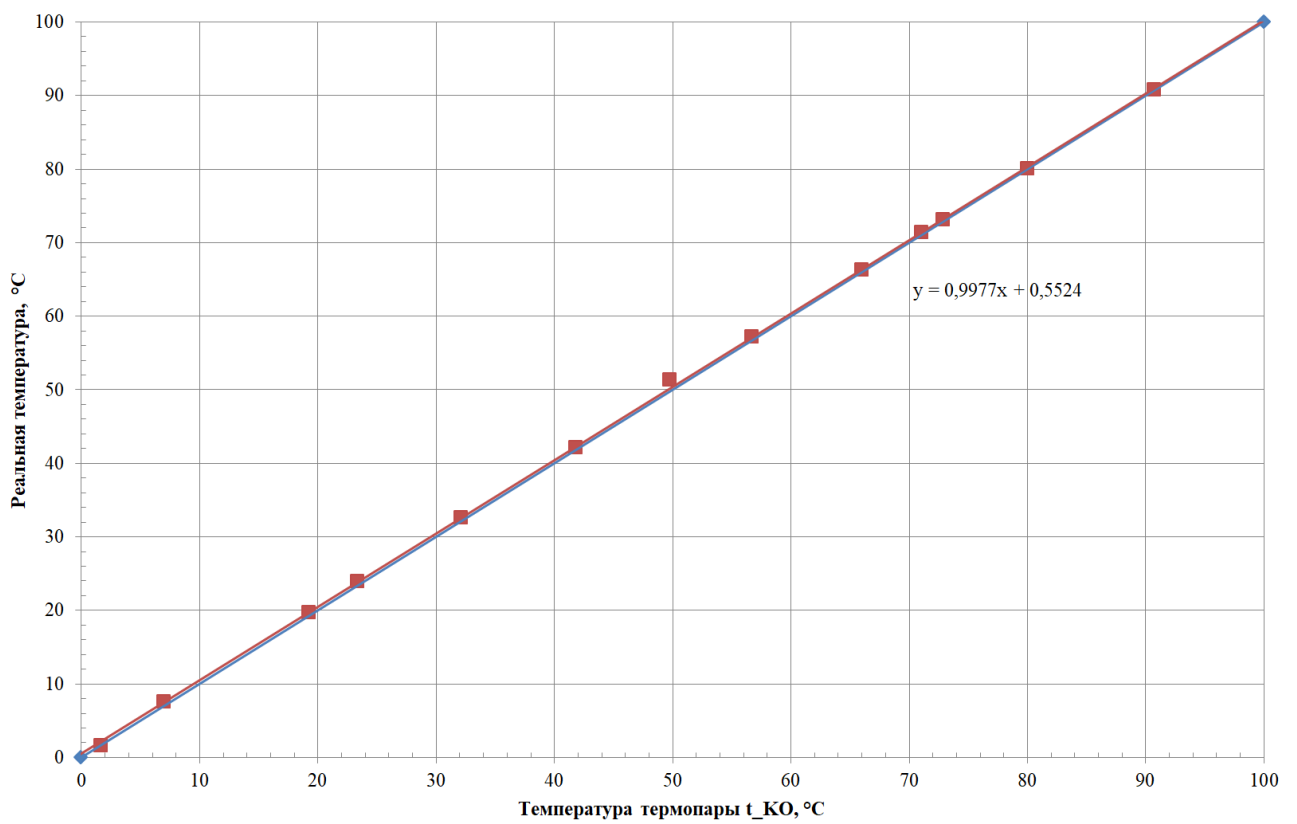
3.3.1 Система измерений на стенде макета секционного конденсатора

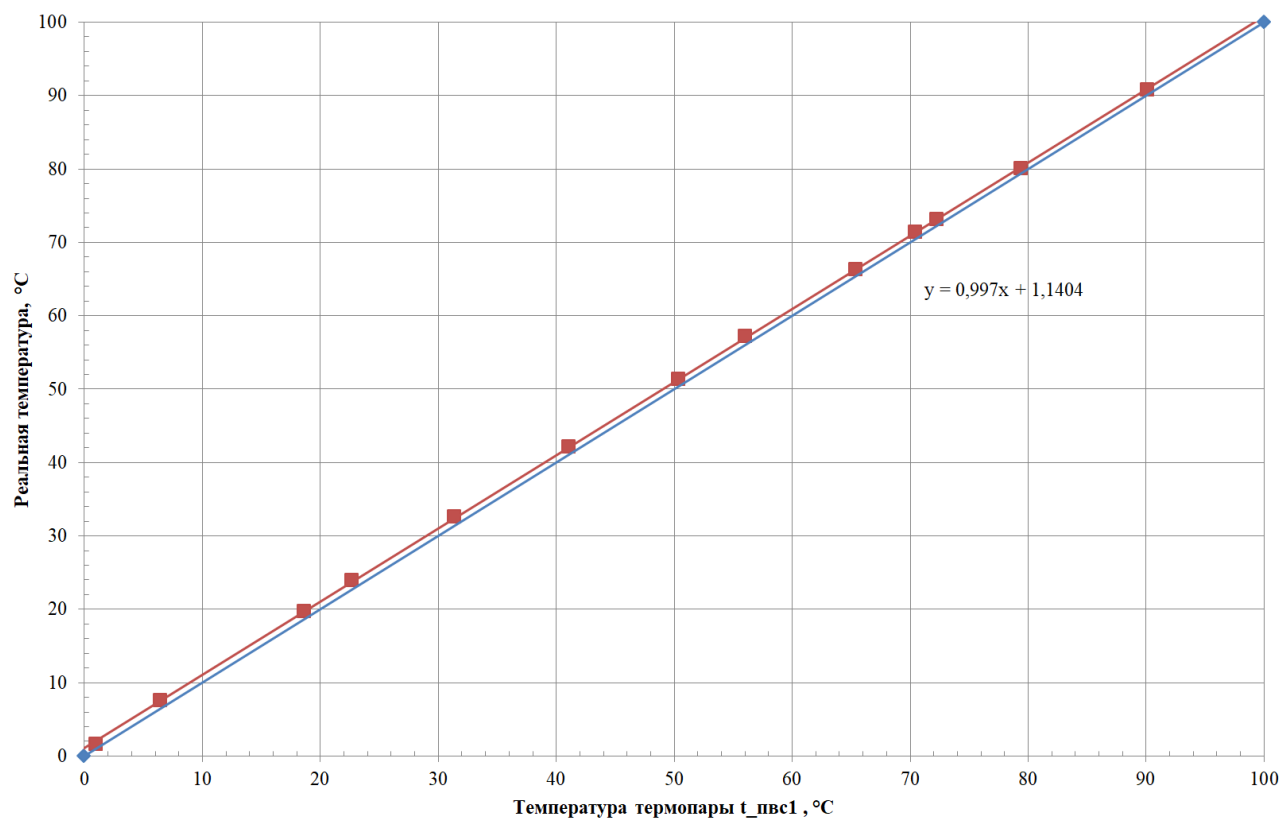
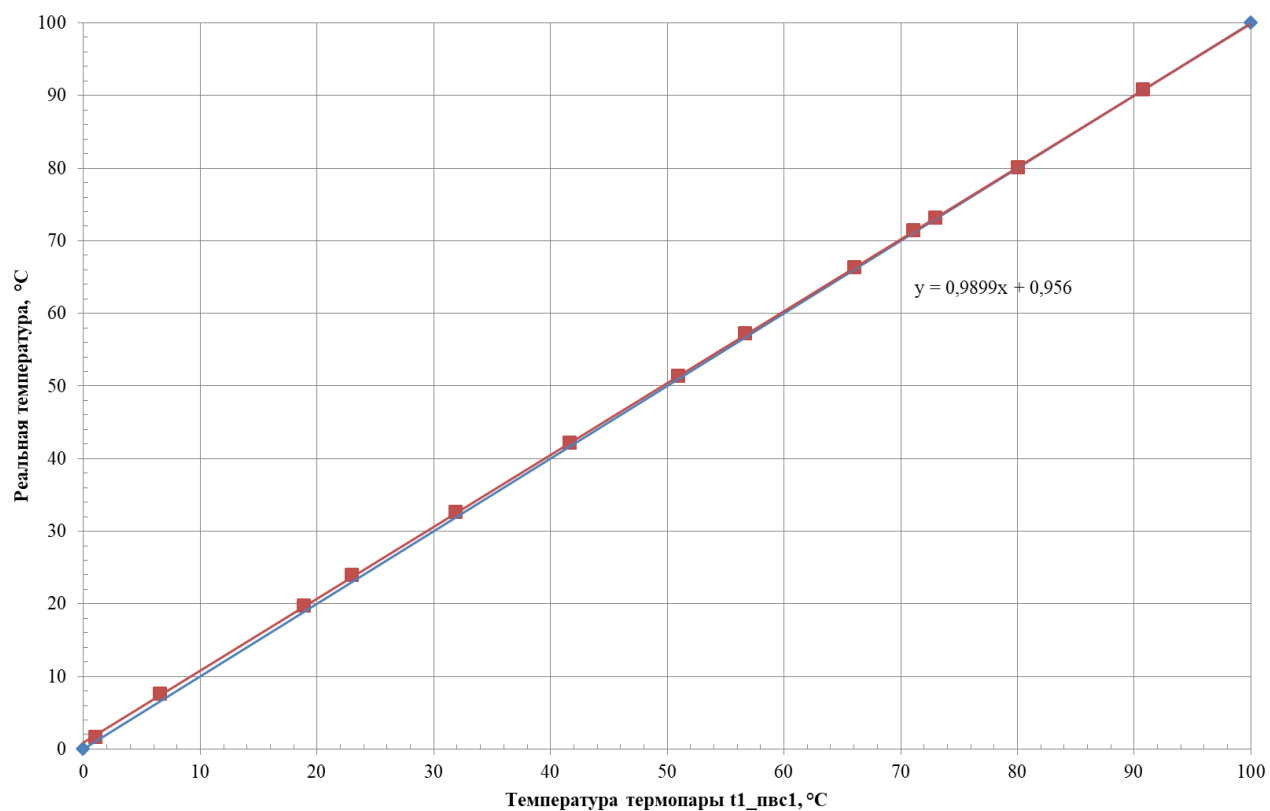
Перед началом испытаний была выполнена калибровка датчиков (хромель – алюмелевых термопар) для измерений температуры сред, которая «...проводилась вместе с вторичным прибором с использованием лабораторного ртутного термометра с ценой деления 0,1 °С» [38, с. 66]. Были получены калибровочные уравнения вида $y=f(x)$, показанные в таблице 3.1, которые использовались при обработке экспериментальных данных, где x – измеренное значение температуры, y – вычисленное значение температуры с учетом калибровки.

Таблица 3.1 – Калибровочные уравнения для датчиков температур

№	Название датчика	Калибровочное уравнение
1	t_ов_вых	$y = 0,9974x + 1,081$
2	t1_ов_вых	$y = 0,9959x + 1,8572$
3	t_ов_вх	$y = 0,994x + 2,0807$
4	t1_ов_вх	$y = 0,9934x + 1,8996$
5	t_КО	$y = 0,9977x + 0,5524$
6	t1_КО	$y = 0,9953x + 1,2024$
7	t_пвс1	$y = 0,997x + 1,1404$
8	t1_пвс1	$y = 0,9899x + 0,956$
9	t_пвс2	$y = 0,9877x + 0,4419$
10	t1	$y = 0,9931x - 0,0552$
11	t2	$y = 0,9977x + 1,1096$

На рис.3.3 – 3.6 показаны калибровочные графики и уравнения для термопар t_ов_вых, t_КО, t_пвс1 и t1_пвс1. Для остальных термопар калибровочные графики имеют аналогичный вид.

Рис. 3.3. График калибровки термопары t_{ov_vyh} Рис. 3.4. График калибровки термопары t_{KO}

Рис. 3.5. График калибровки термопары $t_{\text{пвс1}}$ Рис. 3.6. График калибровки термопары $t1_{\text{пвс1}}$

При проведении измерений температуры конденсата термопары были установлены в гидрозатворе каждого канала макета конденсатора. «Температура пара на выходе из теплообменной трубы измерялась при помощи термопары, чувствительный участок которой был размещён вдоль оси трубы и направлен навстречу потоку ПВС» [38, с. 66].

Измерялась термопарой и температура ПВС в трубе перед критическим соплом (в месте слияния потоков ПВС обоих каналов перед эжектором).

Значения давлений (абсолютные) измерялись с использованием датчиков АИР – 10 [61]. Перепады давлений на мерных диафрагмах, установленных в линию подачи охлаждающей воды каждого канала макета конденсатора, измерялись с помощью датчиков давления Элемер 100– ДД.

«Расход перегретого пара определялся по температуре и давлению перед соплом со сверхкритическим перепадом давлений. Расходы конденсата определялись при помощи тарированных конденсатосборников (рис. 3.2) и секундомера на установившемся режиме работы стенда и при закрытии клапана на трубе, ведущей к конденсатному баку» [38, с. 55]. Расходы охлаждающей воды определялись по тарировочным данным диафрагм (рис. 3.7)[24].

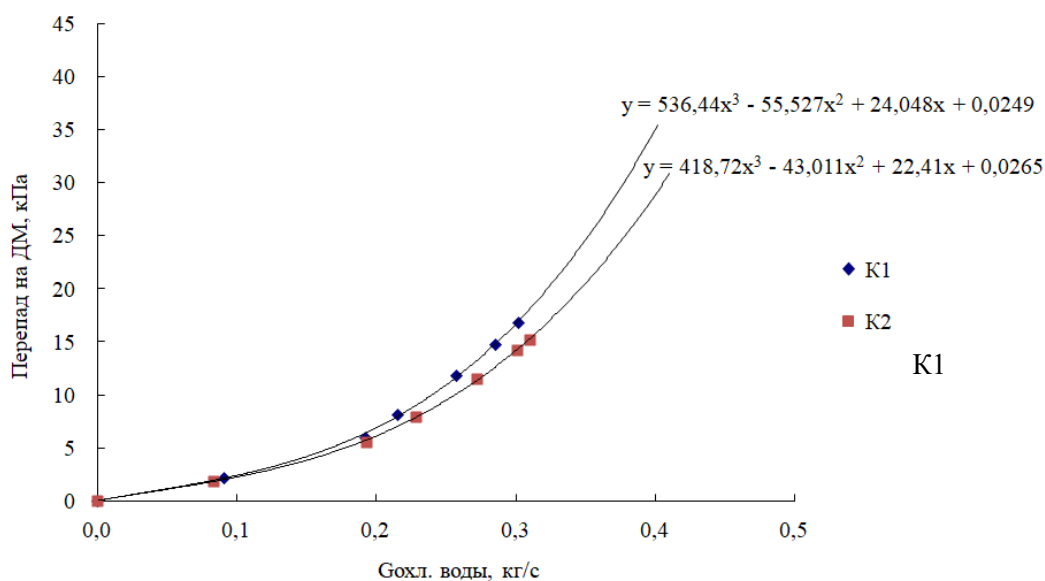


Рис. 3.7. Зависимость расхода охлаждающей воды через ОК1 и ОК2 от перепадов давления на дифманометрах обоих каналов ОК1 и ОК2

На стенде был установлен ротаметр для изменения расхода подаваемого воздуха, необходимый для ряда проведенных испытаний по моделированию присосов воздуха.

Перед каждым пуском стенда и выполнением экспериментальных исследований на стенде определялась величина присосов воздуха. В стенде с помощью эжектора создавалось разрежение, далее основная рабочая часть стенда от P1 до P6 отсекалась от вспомогательной вентилями и за время 10 минут фиксировалось изменение давления датчика P_{пвс2} (см. рис.3.1). По известному объему внутренней полости рабочей части стенда макета конденсатора V_{ст} между P1 и P_{пвс2} вычисляется массовый расход присосов воздуха на стенд:

$$G_{п.вз} = \frac{v_0 - v_{10}}{V_{ст} \cdot \tau},$$

здесь v_0 – удельный объем воздуха при давлении P_{пвс2} и t_{вз} (температура воздуха, °C) при начале измерений присосов, м³/кг;

v_{10} – удельный объем воздуха при давлении P_{пвс2} и t_{вз} (температура воздуха, °C) в конце измерений присосов по истечении 10 минут, м³/кг;

τ – время измерения, с.

В среднем величина присосов воздуха на стенд составляла около 6 г/ч.

Перед водоструйным эжектором на линии отсоса было установлено критическое сопло, с помощью которого измерялся расход ПВС $G_{пвс}$, удаляемой из каналов макета конденсатора. В том числе, установка сопла позволяла создать примерно постоянный объемный расход в эжектор, что является свойством объемных газоудаляющих аппаратов: пароструйных эжекторов и водокольцевых насосов.

При проведении испытаний массовый расход пара G_n на экспериментальный макет конденсатора был около 14,4 кг/ч. Давление пара изменялось от 8 до 20 кПа. Были изготовлены комплекты дросселей для каждого канала с диаметрами отверстий 2,7; 3,5 и 4,9 мм.

Порядок проведения испытаний на стенде макета вакуумного конденсатора пара описан далее. Запись значений КИП производилась после выхода стенда на режим, перечень оборудования показан в таблице 3.2 [38].

Таблица 3.2 – Перечень измеряемых параметров и средств измерений

Параметр	Обозначение параметра	Диапазон измерения	Наименование, тип, модификация, заводское обозначение СИ
Давление пара перед критическим соплом Ø10, кПа	P1	20÷300 кПа	АИР– 10Ех\Н– ДА...
Давление пара за критическим соплом, кПа	P2	0÷150 кПа	АИР– 10Ех\Н– ДА...
Давление воздуха за ротаметром, °С	Pвз	20÷200 кПа	АИР– 10Ех\Н– ДА...
Давление ПВС на выходе из ОК1, кПа	Pпвс1	10÷200 кПа	АИР– 10Ех\Н– ДА...
Давление ПВС на выходе из ОК2, кПа	P'пвс1	10÷200 кПа	АИР– 10Ех\Н– ДА...
Давление ПВС перед критическим соплом, кПа	Pпвс2	10÷200 кПа	АИР– 10Ех\Н– ДА...
Давление ПВС перед эжектором, кПа	P6	10÷200 кПа	АИР– 10Ех\Н– ДА...
Давление рабочей воды перед эжектором, кПа	Pрвэ	0...400 кПа	АИР– 10Ех\М2– ДИ модель 150
Перепад давлений на диафрагме (выход из ОК1) для охлаждающей воды, кПа	ΔРов1	0÷50 кПа	Диафрагма в комплекте с датчиком давления Элемер 100– ДД //мод. 1422Е– 05/МР3/Т1/025/0...63 кПа/16 МПа/42/РGК/
Перепад давлений на диафрагме (выход из ОК2) для охлаждающей воды, кПа	ΔРов2	0÷50 кПа	Диафрагма в комплекте с датчиком давления Элемер 100– ДД //мод. 1422Е– 05/МР3/Т1/025/0...63 кПа/16 МПа/42/РGК/
Температура пара перед	t1	40÷150°С	КТХА 02.01– 060– к1–

мерным соплом Ду10, °C			И– Т310– 1,5– 630
Температура конденсата за ОК1, °C	t _{ко}	40÷150°C	КТХА 02.01– 060– к1– И– Т310– 1,5– 630
Температура конденсата за ОК2, °C	t' _{ко}	40÷150°C	КТХА 02.01– 060– к1– И– Т310– 1,5– 630
Температура пара за мерным соплом Ду10, °C	t ₂	20÷150°C	КТХА 02.01– 060– к1– И– Т310– 1,5– 630
Температура воздуха за ротаметром, °C	t _{вз}	15÷30°C	КТХА 02.01– 060– к1– И– Т310– 1,5– 630
Температура рабочей воды перед эжектором, °C	t _{рвэ}	15÷25°C	ТСПТ 201– 010– Pt100– АЗ– 6– 80
Температура ПВС на выходе из ОК1, кПа	t _{пвс1}	20÷150°C	КТХА 02.01– 060– к1– И– Т310– 1,5– 630
Температура ПВС на выходе из ОК2, кПа	t' _{пвс1}	20÷150°C	КТХА 02.01– 060– к1– И– Т310– 1,5– 630
Температура ПВС перед критическим соплом, °C	t _{пвс2}	20÷150°C	КТХА 02.01– 060– к1– И– Т310– 1,5– 630
Температура ПВС за эжектором, °C	T ₆		ТСПТ 201– 010– Pt100– АЗ– 6– 80
Температура охлаждающей воды за АТ2, °C	T ₈	15÷25°C	КТХА 02.01– 060– к1– И– Т310– 1,5– 630/16000
Температура охлаждающей воды перед ОК1, °C	t _{ов вх}	15÷50°C	КТХА 02.01– 062– К1– И– Т310– 1,5– 600/6000
Температура охлаждающей воды перед ОК2, °C	t' _{ов вх}	15÷50°C	КТХА 02.01– 062– К1– И– Т310– 1,5– 600/6000
Температура охлаждающей воды за ОК1, °C	t _{ов вых}	15÷50°C	КТХА 02.01– 062– К1– И– Т310– 1,5– 600/6000
Температура охлаждающей воды за ОК2, °C	t' _{ов вых}	15÷50°C	КТХА 02.01– 062– К1– И– Т310– 1,5– 600/6000
Время заполнения объема конденсатосборников ОК1 и ОК2	τ ₁ , τ ₂	5÷30 с	Секундомер

3.3.2 Порядок проведения испытаний

Порядок проведения испытаний был следующим:

1. Пуск стенда – включить системы измерений, подать охлаждающую воду, включить эжектор – для продувки стенда. Записать нулевые показания.
2. Подать охлаждающую воду на стенд.
3. Подать пар от котла «Гейзер– 200» и установить расход.
4. Производить запись на компьютер непрерывно с частотой не менее 0,1 Гц всех показаний приборов согласно таблице 3.2. Каждые 5 минут производить фиксацию параметров визуального контроля таблицы 3.2 с отметкой по времени компьютера.
5. Установить равные расходы охлаждающей воды на обоих каналах, открыть линию ПВС с дросселями, идущую к эжектору.
6. Произвести продувку линий ПВС из конденсатного бака и макета конденсатора, чтобы удалить из них конденсат.
7. Удостоверившись, что стенд вышел на стационарный режим по температурам конденсата и охлаждающей воды, провести измерение расхода конденсата в каждом канале. Выполнить фиксацию давлений, температур пара и воды.
8. Выполнить переключение линий ПВС обоих каналов на байпасные линии без дросселей на том же режиме, выполнить продувку (п.5) и измерить расход конденсата после достижения стационарных параметров стенда.

По особенностям выполнения измерений проводимые испытания на стенде макета конденсатора можно условно разделить на три группы:

- при исследовании влияния неравномерности охлаждения расход охлаждающей воды на один из каналов макета конденсатора ОК1 выставляется уменьшенным от 90% до 10% относительно расхода воды на второй канал ОК2 (расход охлаждающей воды на ОК2 одинаков на всех режимах);

- при исследовании влияния присосов воздуха происходит подача воздуха в пар при неравномерном расходе охлаждающей воды (открывается кран на ротаметре, устанавливается расход воздуха, подаваемый в пар);
- работа конденсатора с водоструйным эжектором при неравномерном расходе охлаждающей воды (перед пуском стенда нужно снять сопло ПВС перед эжектором);
- работа конденсатора с переменным диаметром дросселя.

3.4 Методика обработки экспериментальных данных

3.4.1 Определение расходов сред

Обработка результатов испытаний осуществляется в соответствии с разработанной методикой, приведенной ниже.

1. Определяется расход пара G_n через критическое сопло [1, 46, 66]:

$$G_n = 0,648 \cdot F \cdot \sqrt{\frac{p_{ex}}{\nu_n}}, \quad (3.1)$$

здесь G_n – расход пара, кг/с;

F – площадь поперечного сечения отверстия критического сопла, м²;

p_{ex} – давление перед соплом, МПа;

ν_n – удельный объем пара, м³/кг.

2. Определяется расход конденсата в первом канале (ОК1) и втором канале (ОК2) – G_{k1} и G_{k2} .

$$G_{k1} = \frac{V_{k1}}{1000000 \cdot \nu_{k1} \cdot \tau_1}, \quad G_{k2} = \frac{V_{k2}}{1000000 \cdot \nu_{k2} \cdot \tau_2}, \quad (3.2)$$

где G_{k1} и G_{k2} – расход конденсата в ОК1 или ОК2, кг/с;

V_{k1}, V_{k2} – объем заполненный в конденсатосборнике в ОК1 и ОК2, мл;

ν_{k1}, ν_{k2} – удельный объем конденсата в ОК1 и ОК2, м³/кг;

τ_1, τ_2 – время заполнения мерного объема ОК1 и ОК2, с.

3. В первом приближении распределение расходов пара по ОК1 и ОК2 считается пропорциональным расходам конденсата:

$$\frac{G_{n1}}{G_{n2}} = \frac{G_{\kappa 1}}{G_{\kappa 2}}, \quad (3.3)$$

здесь G_{n1} и G_{n2} – расход пара в ОК1 или ОК2, кг/с.

4. Определяем расход охлаждающей воды $G_{o\kappa 1}, G_{o\kappa 2}$ на каждом канале макета конденсатора по тарифовочным данным (рис. 3.3).

5. Определяем расход паровоздушной смеси в эжектор через сопло на критическом режиме [47], как сумму расходов водяного пара и воздуха по их парциальным давлениям в смеси на входе в сопло.

$$G_{n\kappa c} = G'_n + G'_{\kappa c} = 0,648 \cdot f \cdot \sqrt{\frac{p'_{n \kappa x}}{\nu'_n}} + 0,0404 \cdot f \cdot \frac{p'_{\kappa c \kappa x}}{\sqrt{T_{\kappa c}}}, \quad (3.4)$$

здесь $G_{n\kappa c}$ – расход паровоздушной смеси в эжектор, кг/с;

f – площадь поперечного сечения отверстия критического сопла, м²;

$p'_{n \kappa x}$ – парциальное давление пара перед соплом, МПа;

ν'_n – удельный объем пара, м³/кг;

$p'_{\kappa c \kappa x}$ – парциальное давление воздуха, Па;

$T_{\kappa c}$ – температура воздуха, °С.

При этом парциальные давления определяются по массовым долям пара и воздуха в смеси, а их сумма равна полному давлению смеси. $p'_{\kappa c \kappa x} = p_{n\kappa c} - p'_{n \kappa x}$

$$\text{Если } G_{\kappa c} \ll G'_n, \text{ то } G_{n\kappa c} = G'_n = 0,648 \cdot f \cdot \sqrt{\frac{p_{n \kappa x}}{\nu'_n}}.$$

3.4.2 Методика определения состава парогазовой смеси

1) По измеренным $p_{ПВС2}; t_{ПВС2}$ паровоздушной смеси перед критическим соплом определяется парциальное давление пара

$$p_{i\Pi} = f(t_s), \quad (3.5)$$

где t_s – температура насыщения пара, равная $t_{ПВС2}$.

2) Определяется парциальное давление воздуха

$$p_{i\text{воз}} = p_{\Pi\text{вых}} - p_{i\Pi}^*, \quad (3.6)$$

где $p_{\Pi\text{вых}}$ – давление паровоздушной смеси, равное $p_{ПВС2}$.

3) Определяются удельные объемы пара и воздуха:

$$\begin{aligned} v_{\Pi} &= f(p_{i\Pi}, t_s), \\ v_{\text{воз}} &= f(p_{i\text{воз}}, t_s). \end{aligned} \quad (3.7)$$

4) Из известного соотношения $v_{\Pi} = \frac{V}{M}$ (где V – объем произвольного количества вещества, м³; M – масса этого вещества, кг) и $V = \text{const}$ удельные объемы представляются как:

$$v_{\Pi} = \frac{V}{M_{\Pi}}, v_{\text{воз}} = \frac{V}{M_{\text{воз}}}. \quad (3.8)$$

5) Проведя деление одного выражения на другое из (3.8), получим выражение для определения состава парогазовой смеси на выходе из каждого канала

$$\frac{v_{\Pi}}{v_{\text{воз}}} = \frac{M_{\text{воз}}}{M_{\Pi}}. \quad (3.9)$$

*Если в (3.5) получается $p_{i\Pi} = f(t_{ПВС2}) > p_{ПВС2}$, то это значит, что парогазовая смесь на выходе из макета перегрета, и невозможно определить ее состав. Тогда по данной методике можно произвести аналогичный расчет для определения состава смеси перед эжектором с использованием измеренных T_6 и P_6 (см. схему на рис.3.1).

3.4.3 Тепловой и материальный баланс

Тепловой баланс экспериментального стенда макета конденсатора с точностью до $\pm 6\%$ вычислялся по нагреву со стороны охлаждающей воды и по теплоте со стороны конденсирующегося пара. Вычисления выполнялись по формулам (3.10 – 3.13).

$$Q_{\text{ex}} = Q_{\text{блх}}; \quad (3.10)$$

здесь Q_{ex} и $Q_{\text{блх}}$ – подведенное и отведенное тепло, кВт.

Подведенное тепло включает в себя теплоту пара Q_n , охлаждающей воды на обоих каналах на входе $Q_{\text{ов1}}^{\text{ex}}; Q_{\text{ов2}}^{\text{ex}}$ и теплоту со стороны воздуха $Q_{\text{вз}}^*$ (на режимах с воздухом):

$$\begin{aligned} Q_{\text{ex}} &= Q_n + Q_{\text{ов1}}^{\text{ex}} + Q_{\text{ов2}}^{\text{ex}} + Q_{\text{вз}}^*; \\ Q_n &= G_n \cdot h_n; \\ Q_{\text{ов1}}^{\text{ex}} &= G_{\text{ов1}} \cdot h_{\text{ов1 ex}}; \\ Q_{\text{ов2}}^{\text{ex}} &= G_{\text{ов2}} \cdot h_{\text{ов2 ex}}; \\ Q_{\text{вз}}^* &= G_{\text{вз}} \cdot c_p \cdot t_{\text{вз}}. \end{aligned} \quad (3.11)$$

Расчет теплоты пара, воды, ПВС и конденсата выполняется по соответствующим расходам и энтальпии [49, 30].

Отведенное тепло включает в себя теплоту ПВС $Q_{\text{пвс}}$, охлаждающей воды на обоих каналах на выходе $Q_{\text{ов1}}^{\text{блх}}; Q_{\text{ов2}}^{\text{блх}}$ и теплоту со стороны конденсата $Q_{\text{к1}}, Q_{\text{к2}}$.

$$\begin{aligned} Q_{\text{блх}} &= Q_{\text{пвс}} + Q_{\text{ов1}}^{\text{блх}} + Q_{\text{ов2}}^{\text{блх}} + Q_{\text{к1}} + Q_{\text{к2}}; \\ Q_{\text{пвс}} &= G_{\text{пвс}} \cdot h_{\text{пвс}}; \\ Q_{\text{ов1}}^{\text{блх}} &= G_{\text{ов1}} \cdot h_{\text{ов1 блх}}; \\ Q_{\text{ов2}}^{\text{блх}} &= G_{\text{ов2}} \cdot h_{\text{ов2 блх}}; \\ Q_{\text{к1}} &= G_{\text{к1}} \cdot h_{\text{к1}}; \\ Q_{\text{к2}} &= G_{\text{к2}} \cdot h_{\text{к2}}. \end{aligned} \quad (3.12)$$

Материальный баланс по расходам рабочих сред – пар, воздух, ПВС и конденсат вычислялся по формуле (3.13) с точностью до $\pm 3\%$:

$$G_n + G_{\text{вз}} = G_{\text{к1}} + G_{\text{к2}} + G_{\text{пвс}}.$$

3.4.4 Оценка эффективности работы макета конденсатора

Располагаемая разность температур в макете конденсатора была выбрана в качестве основного параметра при обработке экспериментальных данных, как показано в ранее опубликованной статье [30]:

$$\Delta = t_s - t_{\text{об вх}}, \quad (3.13)$$

здесь t_s — температура насыщения в конденсаторе $t_s = f(p_\kappa), ^\circ\text{C}$;

$t_{\text{об вх}}$ — температура охлаждающей воды на входе в конденсатор, $^\circ\text{C}$.

Такой подход справедлив, если мы сравниваем работу теплообменника при постоянных расходах сред.

Исходя из соотношения

$$Q = \varepsilon \cdot \Delta \cdot W,$$

здесь ε — термодинамическая эффективность теплообменника.

При тепловом потоке $W = G \cdot c_p$ и нагреве (охлаждении) этого потока на Δt :

$$\varepsilon = \frac{\Delta t}{\Delta}.$$

Следовательно, сравнивая работу макета конденсатора с дросселями или без них, при заданном тепловом потоке Q величина Δ определит значение температуры насыщения:

$$t_s = t_{\text{об вх}} + \Delta.$$

Рост Δ эквивалентен росту t_s и, следовательно, давлению в конденсаторе.

Поскольку расход воды на второй канал ОК2 макета конденсатора являлся неизменным, то был выбран для расчетов относительный расход охлаждающей воды на первый канал конденсатора ОК1, который изменялся [30]:

$$\bar{G}_{ог} = \frac{G_{об1}}{G_{об2}} \cdot 100\%, \quad (3.14)$$

здесь G_{ov1} – массовый расход охлаждающей воды на охлаждение первого канала ОК1, кг/с;

G_{ov2} – массовый расход охлаждающей воды на охлаждение второго канала ОК2, кг/с.

Для режимов испытаний с подачей воздуха в пар введен параметр $\bar{G}_{\epsilon 3}$ – массовое содержание воздуха в паре [30]:

$$\bar{G}_{\epsilon 3} = \frac{G_{\epsilon 3}}{G_n} \cdot 100\%, \quad (3.15)$$

здесь G_n – массовый расход пара на конденсатор [кг/с].

С помощью этих параметров после обработки результатов испытаний выполнялось построение следующих графиков зависимостей: $\Delta = f(\bar{G}_{ov})$, $\Delta = f(\bar{G}_{\epsilon 3})$ и $\Delta = f(d_{др})$, где $d_{др}$ – диаметр дросселя.

3.5 Оценка погрешности экспериментов

Для приборов погрешности цены деления составили $0,5 \cdot h$, где h – цена деления прибора.

У приборов с электронным табло погрешность цены деления мала и ей можно пренебречь – их цена деления составляет 0,001.

Класс точности измерительного прибора будет являться определяющей погрешностью конкретного измерения.

Так для термопар погрешность класса точности $\pm 0,0075t \pm 2^\circ\text{C}$ или $\pm 0,0075t$ (после калибровки вместе с каналом преобразователя), где t – измеряемая величина температуры. Калибровка всех термопар, установленных на экспериментальном стенде, выполнялась вместе с измерительными каналами ТРМ148 относительно показаний ртутного лабораторного термометра, у которого погрешность составляет $\pm 0,2^\circ\text{C}$ [38].

Измерительные объёмы конденсатных ёмкостей стенда 500 мл были протарированы с помощью мерного цилиндра объёмом 1000 мл 2–го класса точности и ценой деления 50 мл – погрешность составила около 2% [30].

Инструментальная погрешность секундомера, применённого при измерении расхода конденсата, составила 0,005 с. При достижении уровнем воды нижней отметки на шкале конденсатосборника (наблюдение строго под прямым углом) испытатель нажимал на кнопку секундомера – начало измерения, при достижении верхней – нажатие кнопки секундомера, окончание измерения. Замеры времени производились по три раза.

Установленные на стенде датчики давления типа АИР имеют погрешность $\pm 0,36\%$ от предела измерений.

Погрешность прямых измерений параметров:

- расход пара (критическое сопло) – 1,2%;
- расход паровоздушной смеси (критическое сопло) – 1,2 %;
- расход охлаждающей воды (стандартные диафрагмы) – 1,5 %;
- расход воздуха через ротаметр – 1,5 %;
- давление пара – 0,2 %;
- перепад давлений на диафрагмах охлаждающей воды – 0,25 %;
- температура пара, конденсата, воздуха – 0,5°C.

Осреднение параметров (давлений и температуры) выполнялось из 30 значений на установившемся режиме работы. Выполнена оценка среднеквадратичного отклонения [39, 25, 75, 52]:

$$s = \sqrt{\frac{\Delta x_1^2 + \Delta x_2^2 + \dots + \Delta x_n^2}{n}} = \sqrt{\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \Delta x_i^2} \quad \text{или} \quad s^2 = \langle (x - \langle x \rangle)^2 \rangle, \quad (3.16)$$

где $\Delta x_i = x_i - \langle x \rangle, i = 1 \dots n$ – отклонение каждого измерения от среднего,

$$\langle x \rangle = \frac{x_1 + x_2 + \dots + x_n}{n} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n x_i \quad \text{– среднее арифметическое измерений.}$$

Случайная погрешность среднего

$$\bar{s} = \frac{s}{\sqrt{n}} \quad (3.17)$$

Например, для рабочих значений давления и температуры пара: $P_1 = 32$ кПа, $s = 0,08$ кПа (0,2%), а $\bar{s} = 0,015$ кПа; для $t_1 = 83$ °C $s = 0,03$ °C (0,03%), а $\bar{s} = 0,005$ °C.

Если при обработке экспериментальных данных использовались формулы с несколькими измеренными параметрами, то вычислялась и косвенная погрешность.

При косвенных измерениях погрешности величин определяются из следующего выражения [38]:

$$\Delta F = \sqrt{\sum_{i=1}^n \left(\Delta x_i \cdot \frac{\partial F}{\partial x_i} \right)^2}, \quad (3.18)$$

здесь $F = F(x_1, x_2, x_3, \dots, x_n)$ – функция от нескольких переменных;

ΔF – косвенная погрешность для функции F ;

Δx_i – погрешность прямых измерений величины x_i .

Вычислим косвенную погрешность для расхода пара и конденсата по формуле (3.1):

$$G_n = 0,648 \cdot f \cdot \sqrt{\frac{p_{ex}}{\nu_n}} = 0,648 \cdot f \cdot \sqrt{p_{ex} \cdot \rho_n} = K \cdot \sqrt{p_{ex} \cdot \rho_n};$$

здесь K – зависимый от формы и размеров сопла коэффициент расхода.

Удельный объем пара определяется следующим образом:

$$\rho_{\pi} = \frac{1000 \cdot p_{\text{вх}}}{T_{\text{вх}} \cdot R},$$

здесь R – газовая постоянная для воздуха, $\frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$;

p_{ex} – давление перед соплом, кПа.

По экспериментальным данным установлено, что минимальная величина давления пара p_{ex} перед критическим соплом была около 30 кПа при температуре

$T_{ex} = 80^{\circ}\text{C}$. Погрешность прямых измерений для величины $T_{ex} = 0,03^{\circ}\text{C}$, а для $p_{ex} = 0,08$ кПа.

Для косвенной погрешности плотности пара тогда получим:

$$\begin{aligned}\Delta\rho &= \sqrt{\left(\Delta p_{ex} \cdot \frac{1000}{R \cdot T_{ex}}\right)^2 + \left(\Delta T_{ex} \cdot \frac{-1000}{R \cdot T_{ex}^2}\right)^2} = \\ &= \sqrt{\left(0,08 \cdot \frac{1000}{287 \cdot 353}\right)^2 + \left(0,03 \cdot \frac{-1000}{287 \cdot 353^2}\right)^2} = 0,008 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}.\end{aligned}$$

Затем можно вычислить косвенную погрешность расхода пара:

$$\begin{aligned}\Delta G_n &= \sqrt{\left(\Delta p_{ex} \cdot \frac{K \cdot \sqrt{\rho}}{1000 \sqrt{p_{ex}}}\right)^2 + \left(\Delta\rho \cdot \frac{K \cdot \sqrt{p_{ex}}}{1000 \sqrt{\rho}}\right)^2} = \\ &= \sqrt{\left(0,08 \cdot \frac{0,054 \cdot \sqrt{0,1851}}{1000 \sqrt{30}}\right)^2 + \left(0,008 \cdot \frac{0,054 \cdot \sqrt{30}}{1000 \sqrt{0,1851}}\right)^2} = 0,3 \cdot 10^{-6} \frac{\text{кг}}{\text{с}}.\end{aligned}$$

3.6 Выводы по главе 3

1) Создан экспериментальный стенд конденсатора для исследования режимов работы при неравномерном охлаждении его частей, приведено описание его элементов и принцип работы;

2) Разработаны методика проведения эксперимента и методика обработки полученных экспериментальных данных;

3) Выполнена оценка погрешности измерений: расход пара (критическое сопло) – 1.2%; расход паровоздушной смеси (критическое сопло) – 1,2 %; расход охлаждающей воды (стандартные диафрагмы) – 1,5 %; расход воздуха через ротаметр – 1,5 %; давление пара – 0,2 %; перепад давлений на диафрагмах охлаждающей воды – 0,25 %; температура пара, конденсата, воздуха – 0,5°C. Для рабочих значений давления и

температуры пара среднеквадратичное отклонение s составило около 0,2% и 0,03% соответственно.

4) Рассчитанные величины погрешностей позволяют корректно определить влияние исследуемых дросселей на характеристики макета конденсатора.

ГЛАВА 4 РЕЗУЛЬТАТЫ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ

4.1 Режимы испытаний

Были проведены испытания для условий, описанных нами в ранее опубликованных материалах [20], показанные в таблице 4.1.

В режимах № 1,2,7,8 таблицы 4.1 проводилось изучение влияния неравномерного охлаждения на параметры конденсации при различных диаметрах дросселей. Выполнялось постепенное уменьшение расхода охлаждающей воды на первый канал ОК1 относительно ОК2 от 10 до 90% при практически отсутствующем охлаждении. По результатам испытаний получена зависимость $\Delta = f(\bar{G}_{ог})$, как описано в ранее опубликованной работе [30].

В режимах № 3,4 исследовано влияние неравномерности охлаждения на процессы конденсации пара при наличии воздуха в паре с массовой долей около 1%. Расход воды на ОК1 также уменьшался от 10 до 90%. Экспериментальные данные анализировались с помощью зависимости $\Delta = f(\bar{G}_{вз})$.

В режимах № 9,10 рассмотрено влияние неравномерности охлаждения на параметры конденсации при одинаковой величине присосов воздуха при совместной работе конденсатора и водоструйного эжектора. Вид полученной зависимости $\Delta = f(\bar{G}_{ог})$.

В режимах № 5, 6 изучено влияние присосов воздуха на работу конденсатора, когда относительный расход воды на первый канал ОК1 был около 25% и не менялся, а расход воздуха был переменным от 0 до 1,6% по массовой доле в паре [30]. Вид зависимости, построенной по результатам данных испытаний $\Delta = f(d_{др})$.

В режимах № 2,7 и 8 исследовались дроссели разного диаметра при неравномерном охлаждении для определения оптимального диаметра отверстия.

Таблица 4.1 – Исследованные режимы работы макета конденсатора

№	Относительный расход охлаждающей воды, $\bar{G}_{ов}$, %	Доля воздуха в паре, $\bar{G}_{вз}$, %	Дроссели в линии эжектирования ПВС; $d_{др}$, мм
1	от 10 до 100	—	—
2		—	3,5
3		1	—
4		1	3,5
5	25	от 0 до 1,6	—
6		от 0 до 1,6	3,5
7	от 10 до 100	—	2,7
8		—	4,9
9*		1	—
10		1	3,5

* – испытания проводились при снятом критическом сопле ПВС.

В таблице 4.2 приведены результаты обработки экспериментальных данных режимов испытаний № 1 и 2.

Таблица 4.2 – Обработка экспериментальных данных режимов №1 и № 2

Параметр	Размерность	Режим № 1							Режим № 2						
		№ измерения													
		1	2	3	4	5	6	7	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7
		дрос	дрос	дрос	дрос	дрос	дрос	дрос	б/дрос	б/дрос	б/дрос	б/дрос	б/дрос	б/дрос	б/дрос
Гохл воды на охл ОК1 относительно ОК2(100%)	%	1,01	0,89	0,78	0,65	0,45	0,18	0,11	1,01	0,89	0,77	0,65	0,45	0,19	0,11
Гохл воды на охл ОК1 относительно ОК2(100%),%	%	100,96	89,17	77,50	64,74	44,72	18,49	11,18	100,88	89,09	77,48	64,78	44,67	18,68	10,95
Гвоздуха	%	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
Расход воздуха через ротаметр	кг/с	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
Барометрическое давление, р0	кПа	99,44	99,44	99,44	99,44	99,44	99,44	99,44	99,44	99,44	99,44	99,44	99,44	99,44	99,44
Температура наружного воздуха	°С	22,98	23,33	24,61	25,19	25,73	26,11	26,37	22,56	23,87	24,86	25,46	25,97	26,31	26,38
Температура пара перед критическим соплом, t1	°С	82,49	82,78	83,08	82,00	81,29	82,10	83,17	81,96	82,83	82,95	81,57	81,38	82,73	83,20
Температура насыщения, ts	°С	67,53	67,19	67,18	67,29	67,34	67,23	67,29	67,89	67,17	67,25	67,33	67,24	67,31	67,35
ts–t1	°С	14,96	15,59	15,90	14,71	13,94	14,87	15,88	14,06	15,65	15,69	14,24	14,14	15,42	15,85
Давление пара перед критическим соплом, P1	кПа	28,01	27,59	27,59	27,72	27,78	27,64	27,71	28,46	27,58	27,68	27,77	27,66	27,75	27,80
Температура пара за критическим соплом, t2	С	65,73	66,64	67,63	67,39	66,90	67,09	67,74	65,05	66,77	67,60	67,08	66,65	67,44	67,81
Давление пара за критическим соплом, P2	кПа	11,51	11,83	12,64	13,28	14,12	15,62	15,42	11,35	12,15	12,73	13,56	14,88	16,75	17,63
P2/P1		0,41	0,43	0,46	0,48	0,51	0,57	0,56	0,40	0,44	0,46	0,49	0,54	0,60	0,63
параметры ОК1															
Температура охл.воды на входе, тов вх	°С	31,74	32,06	33,65	33,81	33,92	34,49	32,59	31,21	32,50	33,55	33,98	34,79	33,77	31,87
Температура охл.воды на выходе, тов вых	°С	35,81	36,71	38,88	39,79	41,23	44,37	43,99	35,35	37,17	38,80	39,98	42,22	44,85	45,43
Нагрев воды	°С	4,07	4,64	5,23	5,98	7,31	9,89	11,39	4,14	4,67	5,24	6,00	7,42	11,08	13,56
Давление ПВС на выходе, Рпвс1	кПа	10,32	10,83	11,87	12,38	13,17	14,69	14,30	10,29	11,10	11,91	12,59	13,78	15,87	16,65
Температура ПВС на выходе, tпвс1	°С	46,85	47,60	50,46	50,25	51,51	53,37	52,95	46,14	48,90	50,66	51,59	53,20	54,97	55,99

Таблица 4.2 – Обработка экспериментальных данных режимов №1 и № 2

Параметр	Размерность	Режим № 1							Режим № 2						
		№ измерения													
		1	2	3	4	5	6	7	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7
		дрос	дрос	дрос	дрос	дрос	дрос	дрос	б/дрос	б/дрос	б/дрос	б/дрос	б/дрос	б/дрос	б/дрос
Ts	°C	46,43	47,38	49,20	50,05	51,29	53,54	52,98	46,36	47,86	49,27	50,39	52,23	55,14	56,15
Температура конденсата, tко	°C	43,37	45,08	47,54	47,71	48,94	51,37	50,55	43,11	45,10	47,06	48,00	50,87	52,24	53,22
Перепад давлений на диафрагме, ΔРов1	кПа	11,079	8,558	6,501	4,703	2,778	1,070	0,664	11,073	8,539	6,490	4,708	2,780	1,079	0,651
Время заполнения мерного объема конденсата, τ1	с	245,67	251,18	259,08	267,63	285,86	329,00	364,85	246,83	251,46	258,80	267,23	150,98	302,36	307,47
Объем мерной емкости конденсата	л	0,50	0,50	0,50	0,50	0,50	0,50	0,50	0,50	0,50	0,50	0,50	0,50	0,50	0,50
параметры ОК2															
Температура охл.воды на входе, t'ов вх	°C	31,77	32,11	33,69	33,87	33,98	34,55	32,66	31,25	32,54	33,59	34,05	34,84	33,84	31,94
Температура охл.воды на выходе, t'ов вых	°C	36,05	36,50	38,17	38,51	38,85	39,89	38,31	35,58	36,93	38,09	38,71	39,67	38,95	37,15
Нагрев воды	°C	4,29	4,39	4,48	4,65	4,88	5,33	5,66	4,33	4,39	4,50	4,66	4,83	5,10	5,21
Давление ПВС на выходе, Р'пвс1	кПа	10,77	11,18	12,33	12,74	13,45	14,90	14,34	10,59	11,48	12,39	12,85	14,23	16,25	17,08
Температура ПВС на выходе, t'пвс1	°C	46,84	47,57	49,45	50,09	50,95	52,54	52,34	46,61	48,08	49,38	49,95	42,14	39,49	37,64
Ts	°C	47,27	48,01	49,97	50,63	51,73	53,83	53,05	46,94	48,54	50,06	50,81	52,88	55,63	56,68
Температура конденсата, t'ко	°C	44,29	45,39	47,61	47,64	48,85	50,40	50,19	44,24	45,46	47,10	47,50	44,29	39,74	37,06
Перепад давлений на диафрагме, ΔРов2	кПа	9,401	9,470	9,482	9,397	9,535	9,468	9,441	9,412	9,468	9,471	9,399	9,557	9,441	9,416
Время заполнения мерного объема конденсата, τ2	с	251,37	243,30	240,76	233,07	223,68	202,78	190,78	250,49	247,80	243,86	231,88	125,33	218,38	213,42
Параметры перед эжектором															
Давление ПВС перед критическим соплом, Рпвс2	кПа	9,89	10,47	11,46	11,86	12,51	14,07	13,54	10,19	10,97	11,70	12,33	13,53	15,48	16,33
Температура ПВС перед критическим соплом, t'пвс2	°C	46,24	47,42	49,29	49,98	51,01	52,98	52,54	46,71	48,31	49,69	50,64	52,45	55,12	56,14

Таблица 4.2 – Обработка экспериментальных данных режимов №1 и № 2

Параметр	Размерность	Режим № 1							Режим № 2						
		№ измерения													
		1	2	3	4	5	6	7	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7
		дрос	дрос	дрос	дрос	дрос	дрос	дрос	б/дрос	б/дрос	б/дрос	б/дрос	б/дрос	б/дрос	б/дрос
Tс	°C	45,59	46,72	48,49	49,18	50,26	52,65	51,87	46,17	47,63	48,92	49,97	51,84	54,62	55,75
Рнг/Рпвс2		0,49	0,47	0,48	0,46	0,44	0,40	0,38	0,46	0,46	0,46	0,45	0,42	0,35	0,30
Давление ПВС перед эжектором, Рнг,	кПа	4,85	4,95	5,45	5,50	5,52	5,69	5,10	4,72	5,09	5,43	5,54	5,69	5,48	4,90
ΔРок1	кПа	1,19	1,00	0,77	0,90	0,96	0,94	1,12	1,07	1,05	0,83	0,97	1,10	0,88	0,98
ΔРок2	кПа	0,74	0,64	0,30	0,54	0,67	0,72	1,07	0,76	0,67	0,35	0,71	0,65	0,51	0,55
ΔРок1 на линии пвс до сопла	кПа	0,43	0,36	0,41	0,53	0,65	0,62	0,75	0,10	0,13	0,20	0,26	0,26	0,39	0,32
ΔРок2 на линии пвс до сопла	кПа	0,88	0,71	0,88	0,88	0,94	0,83	0,80	0,41	0,51	0,68	0,52	0,71	0,77	0,74
ΔРок1+пвс	кПа	1,62	1,35	1,2	1,4	1,6	1,6	1,9	1,17	1,18	1,0	1,2	1,4	1,3	1,3
ΔРок2+пвс	кПа	1,62	1,35	1,2	1,4	1,6	1,6	1,9	1,17	1,18	1,0	1,2	1,4	1,3	1,3
Давление рабочей воды на входе в эжектор,РРВЭ	кПа	491,71	491,71	491,71	491,71	491,71	491,71	491,71	491,71	491,71	491,71	491,71	491,71	491,71	491,71
Твэ	°C	31,63	32,03	33,78	33,96	34,01	34,60	32,63	31,14	32,53	33,70	34,08	34,90	33,85	31,88
Тб за эжектором	°C	31,84	32,21	33,98	34,15	34,21	34,82	32,83	31,34	32,72	33,90	34,29	35,12	34,07	32,08
твз	°C	22,98	23,33	24,61	25,19	25,73	26,11	26,37	22,56	23,87	24,86	25,46	25,97	26,31	26,38
Обработка															
d крит сопла пара	м	0,0103	0,0103	0,0103	0,0103	0,0103	0,0103	0,0103	0,0103	0,0103	0,0103	0,0103	0,0103	0,0103	0,0103
Расход пара	кг/с	0,00376	0,00370	0,00370	0,00372	0,00373	0,00371	0,00371	0,00382	0,00370	0,00371	0,00373	0,00371	0,00372	0,00372
Расход конденсата ОК1	кг/с	0,00202	0,00197	0,00191	0,0018	0,0015	0,0013	0,0011	0,0018	0,0017	0,0017	0,0016	−0,0002	0,0014	0,0014
Расход конденсата ОК2	кг/с	0,00197	0,00203	0,00205	0,0021	0,0022	0,0024	0,0026	0,0020	0,0020	0,0020	0,0021	0,0040	0,0023	0,0023
Расход конденсата ОК1+ОК2	кг/с	0,00399	0,00401	0,00396	0,0040	0,0037	0,0037	0,0037	0,0038	0,0037	0,0037	0,0037	0,0037	0,0037	0,0037
ОК1/ОК2		1,02	0,97	0,93	0,87	0,69	0,52	0,43	0,93	0,85	0,83	0,75	−0,06	0,64	0,60

Таблица 4.2 – Обработка экспериментальных данных режимов №1 и № 2

[illegible]

Таблица 4.2 – Обработка экспериментальных данных режимов №1 и № 2

Параметр	Размерность	Режим № 1							Режим № 2						
		№ измерения													
		1	2	3	4	5	6	7	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7
		дрос	дрос	дрос	дрос	дрос	дрос	дрос	б/дрос	б/дрос	б/дрос	б/дрос	б/дрос	б/дрос	б/дрос
Невязка по расходам Гп сум./ (Гпвс+Гк сум.)		0,93	0,91	0,91	0,92	0,98	0,97	0,98	0,98	0,98	0,98	0,98	0,98	0,97	0,97
ΔРок1 измер	кПа	11,079	8,558	6,501	4,703	2,778	1,070	0,664	11,073	8,539	6,490	4,708	2,780	1,079	0,651
ΔРок2 измер	кПа	9,401	9,470	9,482	9,397	9,535	9,468	9,441	9,412	9,468	9,471	9,399	9,557	9,441	9,416
ΔРок1 (подбор)	кПа	11,079	8,558	6,501	4,703	2,778	1,070	0,665	11,073	8,539	6,491	4,708	2,778	1,079	0,650
ΔРок2 (подбор)	кПа	9,401	9,470	9,482	9,397	9,534	9,468	9,455	9,412	9,468	9,472	9,399	9,556	9,441	9,416
Гохл воды на охл ОК1(подбор)	кг/с	0,2513	0,2228	0,1937	0,1611	0,1121	0,0462	0,0279	0,2513	0,2225	0,1936	0,1613	0,1121	0,0466	0,0273
Гохл воды на охл ОК2(подбор)	кг/с	0,2490	0,2498	0,2500	0,2489	0,2506	0,2498	0,2496	0,2491	0,2498	0,2499	0,2489	0,2509	0,2495	0,2491
Гохл воды на охл ОК1 относительно ОК2(100%)	кг/с	1,01	0,89	0,78	0,65	0,45	0,18	0,11	1,01	0,89	0,77	0,65	0,45	0,19	0,11
Расход охлаждающей воды на ОК1(по тарифовочной хар–ке)	кг/с	0,25	0,22	0,19	0,16	0,11	0,05	0,03	0,25	0,22	0,19	0,16	0,11	0,05	0,03
Расход охлаждающей воды на ОК1 (по тарифовочной хар–ке)	кг/с	0,25	0,25	0,25	0,25	0,25	0,25	0,25	0,25	0,25	0,25	0,25	0,25	0,25	0,25
Энтальпия охлаждающей воды на входе в ОК1	кДж/кг	133,45	134,82	141,45	142,11	142,55	144,94	137,03	131,25	136,62	141,04	142,80	146,22	141,93	133,99
Энтальпия охлаждающей воды на выходе из ОК1	кДж/кг	150,47	154,22	163,28	167,08	173,09	186,25	184,62	148,55	156,14	162,94	167,87	177,22	188,22	190,65
Энтальпия охлаждающей воды на входе в ОК2	кДж/кг	133,57	135,01	141,59	142,34	142,80	145,22	137,29	131,39	136,79	141,20	143,10	146,43	142,25	134,29
Энтальпия охлаждающей воды на выходе из ОК2	кДж/кг	151,48	153,35	160,31	161,75	163,18	167,50	160,92	149,49	155,15	160,00	162,57	166,59	163,57	156,07
hп см	кДж/кг	2584,65	2586,74	2590,06	2591,27	2593,09	2596,55	2595,78	2585,49	2588,33	2590,76	2592,43	2595,62	2600,31	2602,10
Тепловой баланс системы вх	кВт	76,64	73,47	72,50	68,09	61,56	52,70	47,84	75,72	74,27	72,32	68,43	62,87	51,86	46,89
Тепловой баланс системы вых	кВт	76,44	73,62	72,71	68,20	61,29	51,49	46,36	75,45	74,40	72,46	68,51	62,60	50,55	45,05

Таблица 4.2 – Обработка экспериментальных данных режимов №1 и № 2

Параметр	Размерность	Режим № 1							Режим № 2						
		№ измерения													
		1	2	3	4	5	6	7	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7
		дрос	дрос	дрос	дрос	дрос	дрос	дрос	б/дрос	б/дрос	б/дрос	б/дрос	б/дрос	б/дрос	б/дрос
Q _{ВХ} /Q _{ВЫХ}		1,003	0,998	0,997	0,999	1,004	1,024	1,032	1,004	0,998	0,998	0,999	1,004	1,026	1,041

4.2 Влияние неравномерности охлаждения теплообменной поверхности на работу модели конденсационной установки

В одном из проведенных экспериментов было выполнено исследование влияния неравномерного охлаждения теплообменной поверхности на параметры конденсации пара в макете конденсатора. Неравномерное охлаждение создавалось с помощью уменьшения расхода охлаждающей воды на первом канале ОК1 от 10% (что соответствует практически полностью отсутствующему охлаждению) до 100% относительно расхода на второй канал ОК2 – режимы № 1 и 2. В режимах № 3 и 4 в пар подавался воздух с массовой долей около 1 % относительно массового расхода пара [30]. На рис. 4.1 приведены графики, построенные на основании полученных экспериментальных данных.

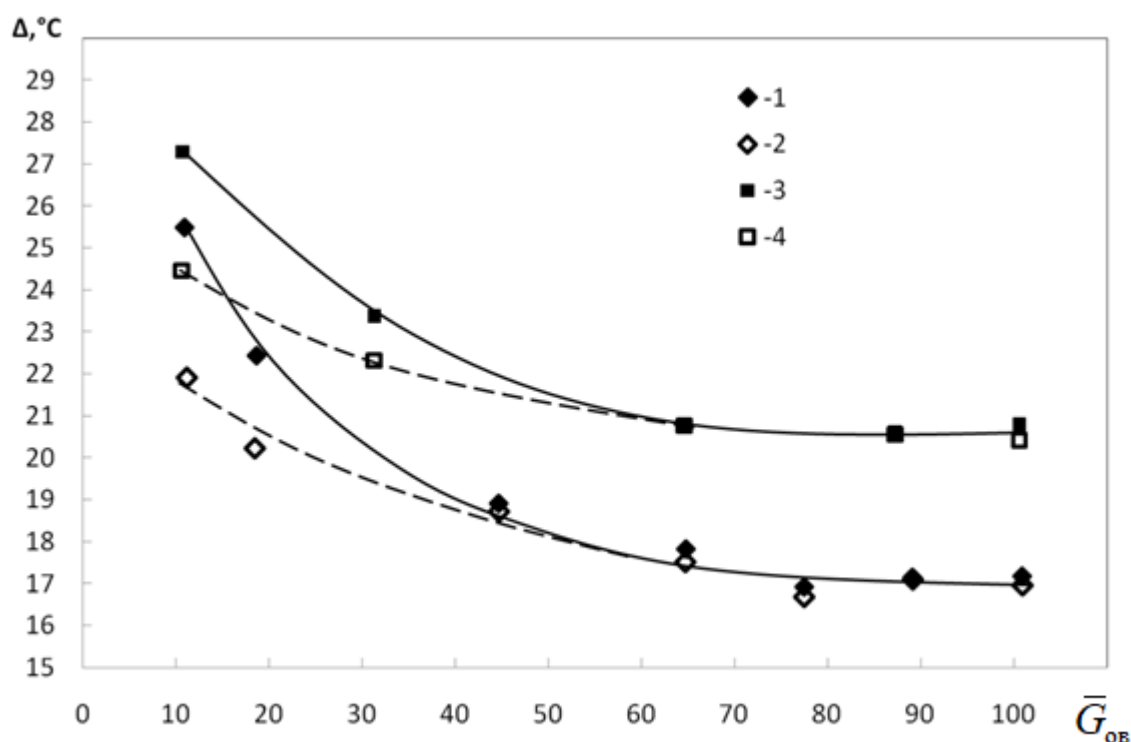


Рис. 4.1. Влияние относительного расхода охлаждающей воды на ОК1 $\bar{G}_{ов}$ на располагаемую разность температур Δ [30]: 1 – режим № 1 без дросселей; 2 – режим №2 с $d_{др}= 3,5$ мм; 3 – режим №3 без дросселей, с $\bar{G}_{вз}=1\%$; 4 – режим № 4 с $d_{др}= 3,5$ мм, с $\bar{G}_{вз}=1\%$

Результаты экспериментальных данных показывают, что значения располагаемой разности температур Δ макета конденсатора возрастают при увеличении неравномерности охлаждения. В ранее опубликованной статье поясняются следующие особенности, полученные при исследовании режимов № 1 – 4 таблицы 4.1: « При охлаждении первого канала ОК1 от 100% до 50% рост Δ слабо выражен, однако при дальнейшем уменьшении расхода воды Δ начинает возрастать...при значительном уменьшении расхода охлаждающей воды на первый канал ОК1 (до 10%) – располагаемая разность температур Δ в конденсаторе увеличивается не так сильно, как в вариантах без дросселей...при $\bar{G}_{\text{ов}} = 11\%$ снижение Δ составляет $3,5^\circ\text{C}$ для режимов № 1 и 2 и $2,8^\circ\text{C}$ для режимов № 3 и 4» [30, с.10].

4.3 Влияние дополнительного расхода воздуха на работу модели конденсационной установки при неравномерном охлаждении теплообменной поверхности

Часть проведенных испытаний (режимы №5 и 6 из таблицы 4.1) была направлена на исследование влияния присутствующего воздуха в паре (до 1,6% по массовой доле) на процесс конденсации при неравномерном охлаждении первого канала ОК1 (около 25% относительно второго канала ОК2 с полным охлаждением), результаты которых показаны на рис.4.2 [30].

Результаты экспериментального исследования показали, что: « ...при увеличении расхода воздуха разница температур Δ линейно возрастает. С установкой дросселей с диаметром отверстия 3,5 мм располагаемая разность температур уменьшается примерно на 1°C во всем исследованном диапазоне расходов воздуха, давление в конденсаторе снижается» [30, с.10].

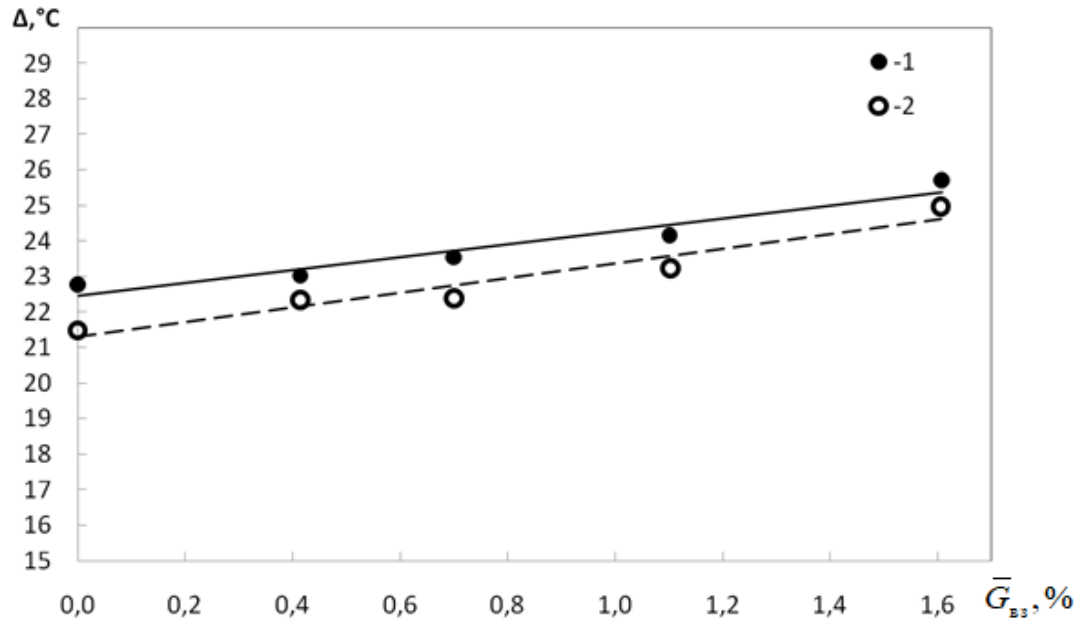


Рис. 4. 2. Влияние дополнительного расхода воздуха в пар $\bar{G}_{вз}$ на Δ при $\bar{G}_{ов} = 25\%$ [30]: 1 – режим № 5 – без дросселей; 2 – режим № 6 – с $d_{др} = 3,5$ мм

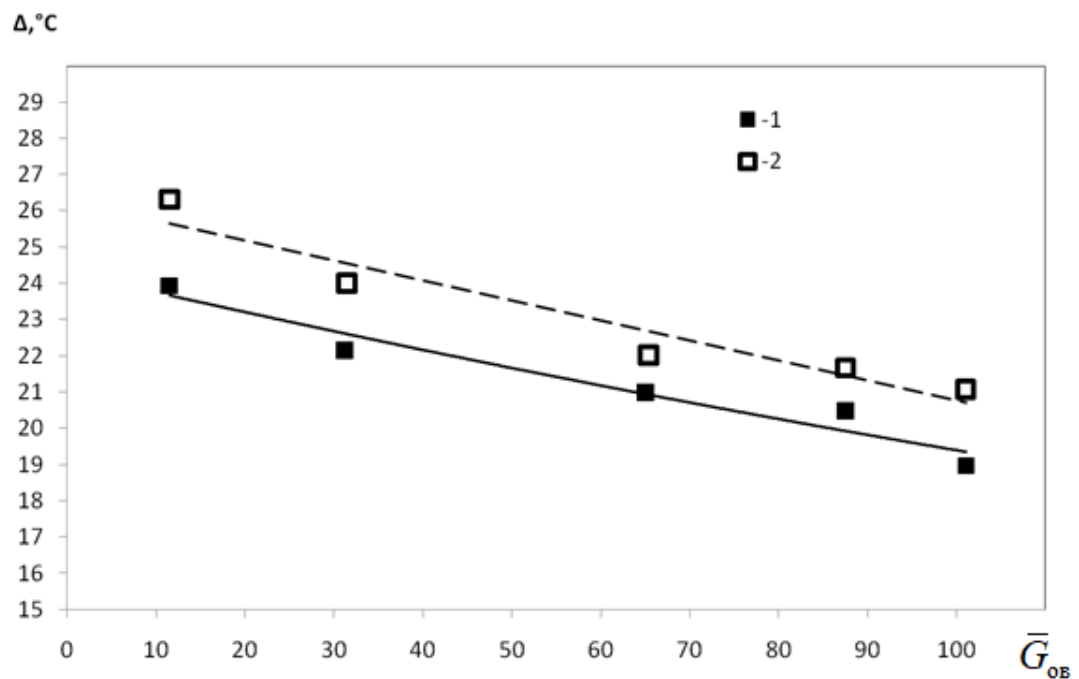


Рис. 4.3. Зависимость Δ от относительного расхода охлаждающей воды на первый канал конденсатора ОК1 $\bar{G}_{ов}$ в макете конденсатора при работе с водоструйным эжектором [30, 77]: 1 – режим № 9 – без дросселей; 2 – режим № 10 – с дросселями $d_{др} = 3,5$ мм

Для оценки влияния дросселей на работу водоструйного эжектора были проведены отдельные испытания № 9,10 из таблицы 4.1. Для этого снималось критическое сопло $G_{ПВС}$, которое выполняло функцию расходомера для измерения расхода ПВС (см. рис.4.1), а также создавало постоянный объемный расход и эжектор, таким образом, имел сходную характеристику с пароструйным.

На основании полученных экспериментальных данных, показанных на рис.4.3, видно, что дроссели ухудшили работу макета конденсатора, в результате чего наблюдается увеличение располагаемой разности температур Δ до 2°C в исследованном диапазоне $\bar{G}_{\text{ов}}$.

Это объясняется тем, что дополнительное сопротивление, создаваемое дросселями, ухудшило работу конденсатора [77]. Физической причиной этого является сравнительно большой поток пара в составе ПВС, который конденсируется на струе воды.

4.4 Влияние размера дросселей, установленных в линии эжектирования ПВС, на работу модели конденсационной установки

Одной из задач исследования являлось определение оптимального размера дросселя для модели конденсатора, поэтому часть испытаний была этому посвящена. Для этого был создан комплект дросселей цилиндрического сечения с диаметрами 2,7 мм; 3,5 мм и 4,9 мм. В результате проведенных испытаний было установлено, что оптимум находится между диаметрами отверстий 3 и 4 мм, как описано в ранее опубликованных работах [77, 30] и показано на рис.4.4.

Наличие оптимума может быть объяснено следующим образом, как приведено в ранее опубликованной работе: « при отсутствии дросселя (т.е. дроссель бесконечно большого диаметра) неравномерное охлаждение части конденсатора приводит к «запариванию» эжектора и увеличению давления в конденсаторе. При большом гидравлическом сопротивлении (дроссель малого диаметра) ... характеристика конденсатора сместится в зону более высоких

давлений при заданных присосах воздуха... существует некий оптимум перепада давлений на дросселе, который не приводит к заметному изменению характеристики воздухоудаляющего устройства, но не дает «запаривания» эжектора» [30, с.11].

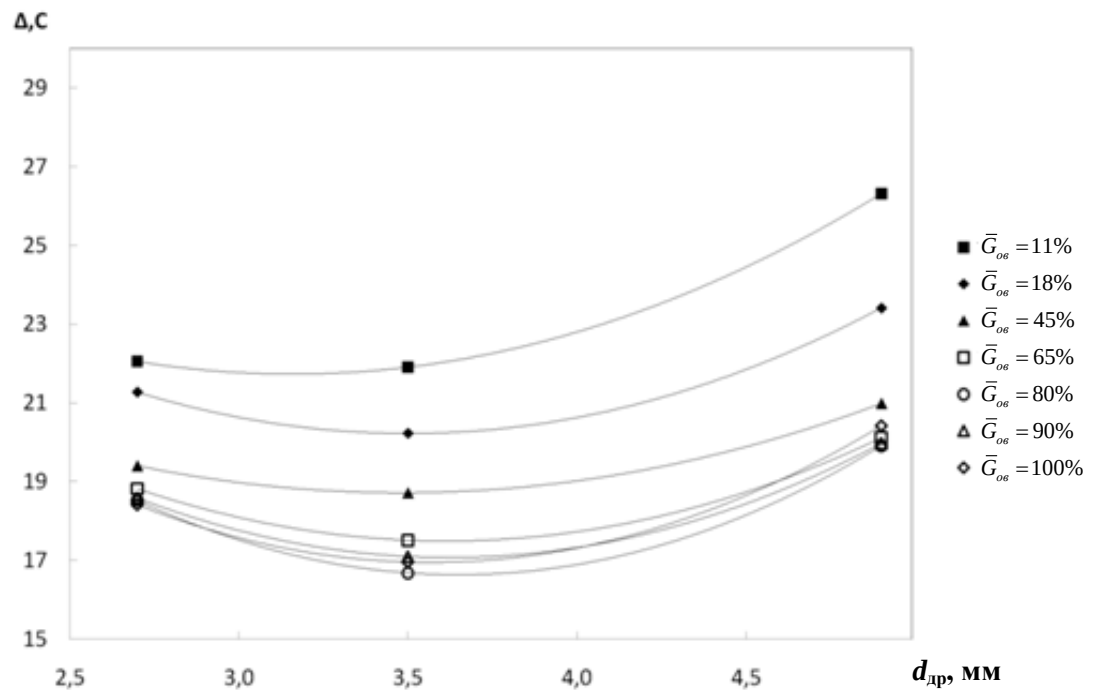


Рис. 4.4. Влияние диаметров исследуемых дросселей на располагаемую разность температур Δ конденсатора

4.5 Выводы по главе 4

Получены следующие результаты проведенных исследований:

1. Получены экспериментальные данные о положительном влиянии дросселей, установленных на линии эжектирования ПВС обоих каналов макета конденсатора в условиях неравномерного охлаждения одного из них.

2. С ростом неравномерности охлаждения (от 50 % и выше) располагаемая разность температур Δ , а, следовательно, и давление в конденсаторе повышается и положительное влияние дросселей становится более заметным. Так при установке на макете конденсатора дросселей диаметром 3,5 мм и $\bar{G}_{\text{ов}} = 11\%$ рост Δ

не так заметен, как в вариантах без дросселей – разница составляет $3,5^{\circ}\text{C}$ для режимов №1 и 2 и $2,8^{\circ}\text{C}$ для режимов № 3 и 4 с воздухом.

2. При исследовании режимов с подачей воздуха в пар при $\bar{G}_{\text{вз}}$ от 0 до 1,6% при неравномерном охлаждении $\bar{G}_{\text{ов}}=25\%$ и наличии дросселей диаметром 3,5 мм на макете конденсатора получено уменьшение Δ примерно на 1°C .

3. При исследовании оптимума по диаметру дросселя для макета конденсатора установлено, что он находится в диапазоне 3– 4 мм.

4. Показано, что установка дросселей эффективна только при совместной работе конденсатора с объемными воздухоудаляющими устройствами, такими как эжектор и водокольцевой насос.

ГЛАВА 5 РАСЧЕТ ОПТИМАЛЬНОГО ДИАМЕТРА ОТВЕРСТИЯ ДРОССЕЛЬНОЙ ВСТАВКИ ДЛЯ СЕКЦИОННОГО КОНДЕНСАТОРА ПАРА

5.1 Описание расчета оптимального диаметра дросселей для многосекционного конденсатора

На основании изложенного материала в п. 2.2 была разработана методика расчета оптимального диаметра дросселей для многосекционного конденсатора, опубликованная в статье [63]. Наша задача в этом примере – выбрать такой дроссель, чтобы в итоге получить более низкое давление конденсации при заданной неравномерности теплосъема в одном из модулей.

Для выполнения расчета зададимся начальными данными. Рассмотрим ВКУ из 10 секций при условии, что одна секция не охлаждается. Каждая секция имеет трехходовой теплообменный модуль с 140 трубами, длиной 8 м и внутренним диаметром 0,032 м. Заданы массовое расходное паросодержание на выходе из секций с равномерным и неравномерным охлаждением, а также параметры пара на входе в секции. Характеристики эжектора – определены давление всасывания и рабочее давление. Исходные данные расчета приведены в таблице 5.1.

Таблица 5.1 – Заданные условия расчета

Обозначение	Единицы измерения	Значение
характеристики теплообменного модуля, секций:		
λ – коэффициент трения (с учетом шероховатости) [27]		0,02
x_1 – массовое расходное паросодержание на выходе из модуля при равномерном охлаждении		0,25
x_2 – массовое расходное паросодержание на выходе из модуля при неравномерном охлаждении		0,5
l – длина теплообменных труб	м	8

$d_{\text{вн}}$ – внутренний диаметр теплообменных труб	м	0,032
$\xi_{\text{др}}$ – сопротивление дросселя		1,6
$n_{\text{тр}}$ – количество теплообменных труб в модуле		140
$d_{\text{др}}$ – диаметр дросселя	м	0,1
z – количество ходов		3
n_0 – общее число секций		10
n_1 – число секций с равномерным охлаждением		9
n_2 – число секций с неравномерным охлаждением		1
P – давление в конденсаторе	кПа	10
w_0 – скорость пара на входе в конденсатор	м/с	80
ν – удельный объем пара	м ³ /кг	15
ρ – плотность	кг/м ³	$6,8 \cdot 10^{-2}$
характеристики эжектора:		
$P_{\text{э}0}$ – давление всасывания	кПа	2
$P_{\text{э}p}$ – рабочее давление	кПа	5

Далее, используя формулы с (2.5) по (2.60), описанные в п. 2.3, выполним расчет на заданные условия.

1) При заданных значениях массового расходного паросодержания вычислим C_x для секций с равномерным и неравномерным охлаждением:

$$x_1 = 0,25 \quad C_x = 0,437;$$

$$x_2 = 0,5 \quad C_x = 0,583.$$

2) Найдем значение параметра M для секций с дросселями и без них (в данном варианте $L=0$).

с дросселями:

$$M_{\text{др}} = \frac{w_2}{w_1} = \sqrt{\frac{0,437 + 21,9 \cdot 0,25^2}{0,583 + 21,9 \cdot 0,5^2}} = 0,55;$$

без дросселя:

$$M_{\text{б/др}} = \frac{w_2}{w_1} = \sqrt{\frac{0,437}{0,583}} = 0,87.$$

3) Найдем отношение скоростей при равномерном и неравномерном охлаждении к скорости пара на входе в конденсатор с дросселями и без них:

Определим, что $\bar{n}_1 = 0,9; \bar{n}_2 = 0,1$.

с дросселем:

$$\frac{w_1}{w_0} = \frac{1}{\bar{n}_1 + \bar{n}_2 M} = \frac{1}{0,9 + 0,1 \cdot 0,55} = 1,05;$$

$$\frac{w_2}{w_0} = \frac{M}{\bar{n}_1 + \bar{n}_2 M} = \frac{0,55}{0,9 + 0,1 \cdot 0,55} = 0,57;$$

без дросселя:

$$\frac{w_1}{w_0} = 1,014;$$

$$\frac{w_2}{w_0} = 0,88.$$

4) Вычислим изменение объемного расхода в эжектор при установленных дросселях и без них:

$$\text{Из условий расчета получим } \bar{x}_1 = \frac{0,25}{0,25} = 1; \bar{x}_2 = \frac{x_2}{x_0} = \frac{0,5}{0,25} = 2.$$

с дросселем:

$$\frac{\Delta V}{V_0} = \bar{w}_1 \bar{n}_1 \bar{x}_1 + \bar{w}_2 \bar{n}_2 \bar{x}_2 - 1 = 1,05 \cdot 0,9 \cdot 1 + 0,57 \cdot 2 \cdot 0,1 - 1 = 0,057;$$

без дросселя

$$\frac{\Delta V}{V_0} = \bar{w}_1 \bar{n}_1 \bar{x}_1 + \bar{w}_2 \bar{n}_2 \bar{x}_2 - 1 = 1,014 \cdot 0,9 \cdot 1 + 0,88 \cdot 2 \cdot 0,1 - 1 = 0,088.$$

5) Определим массовое расходное паросодержание на выходе из модуля и C_x при условии, что $x_{1\text{хода}} = x_{2\text{хода}} = x_{3\text{хода}}$.

$$x_0 = x_1^3;$$

$$x_0 = 0,0156;$$

$$C_x = 0,339.$$

6) Вычислим изменение давления эжектора по его характеристике

$$P_3 = 2 + 3 \frac{V}{V_0}.$$

с дросселем:

$$\Delta P_3 = 3 \cdot 0,057 = 0,172 \text{ кПа};$$

без дросселя:

$$\Delta P_s = 3 \cdot 0,088 = 0,263 \text{ кПа}.$$

7) Определим параметры L' и K' , которые включают в себя характеристики труб и дросселя, и найдем их отношение:

$$K' = z\lambda \frac{l}{d_r} = 3 \cdot 0,02 \cdot \frac{8}{0,032} = 15;$$

$$L' = \xi n_{\text{тр}}^2 \left(\frac{d_{\text{тр}}}{d_{\text{др}}} \right)^4 = 1,6 \cdot 140^2 \left(\frac{0,032}{0,1} \right)^4 = 329;$$

$$\frac{L'}{K'} = \frac{\xi n_{\text{тр}}^2 \left(\frac{d_{\text{тр}}}{d_{\text{др}}} \right)^4}{\lambda \frac{l}{d_r}} = \frac{1,6 \cdot 140^2 \left(\frac{0,032}{0,1} \right)^4}{0,02 \frac{24}{0,032}} = 21,9.$$

8) Дополнительные потери при конденсации в трубах теплообменного модуля:

$$\frac{\rho w_0^2}{2} = \frac{6,8 \cdot 10^{-2} \cdot 80^2}{2} = 217,6 \text{ Па} - \text{скоростной напор};$$

$$\Delta P_{\text{тр}} = K' \frac{\rho w_0^2}{2} C_x \left[\left(\frac{w_1}{w_0} \right)^2 - 1 \right] = 15 \cdot 217,6 \cdot 0,338 \cdot (1,05^2 - 1) = 107 \text{ Па}.$$

9) Дополнительные потери на дросселе

$$\Delta P_{\text{др}} = L' \frac{\rho w_0^2}{2} \frac{x_1^2}{(\bar{n}_1 + \bar{n}_2 M)^2} = 329 \cdot 217,6 \cdot \frac{0,0156^2}{0,9 + 0,1 \cdot 0,55} = 19 \text{ Па}.$$

10) Определим суммарные потери

$$\Delta P_{\Sigma} = \Delta P_{\text{тр}} + \Delta P_{\text{др}} = 126 \text{ Па}.$$

Расчеты проведены для заданного диапазона размеров дросселей с диаметрами отверстий от 0,025 до 0,2 м с целью определения минимального расхода в эжектор и минимального давления P_s [63]. Оптимальный диаметр дросселя составил 0,1 м, как приведено в данном расчете выше. Как показали результаты расчета, есть снижение расхода несконденсированного пара в эжектор

до 35% относительно расчета без дросселя. На рис. 5.1 показано, что давление на входе в эжектор смещается в зону более низких значений при установке дросселя.

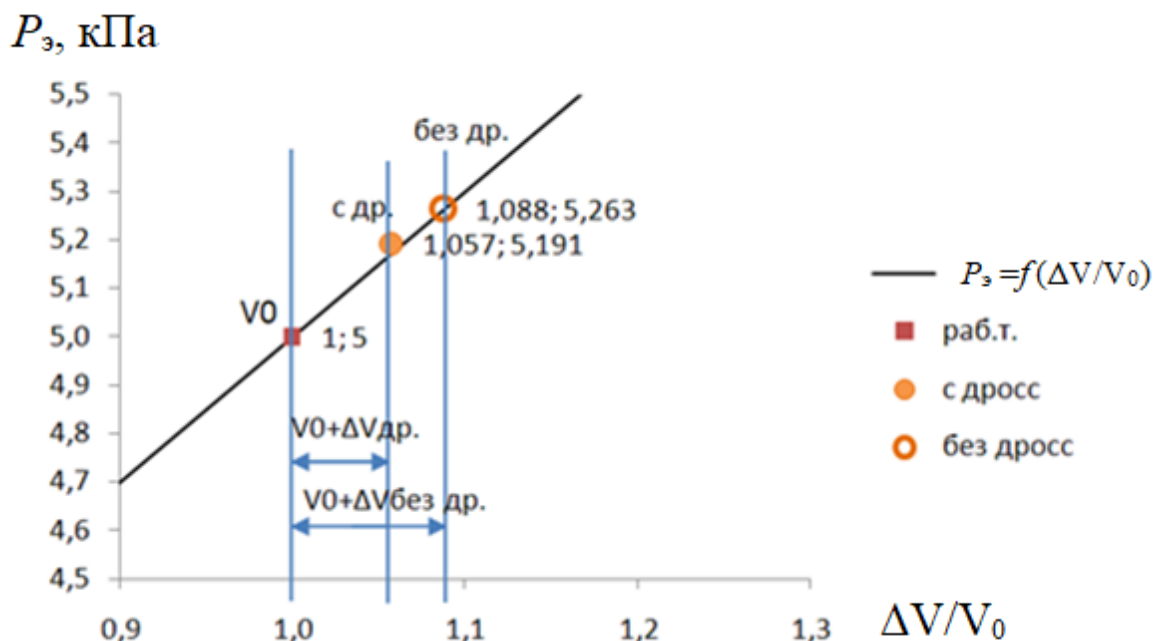


Рис. 5.1. График зависимости $P_z = f(\Delta V/V_0)$, где приведены расчетные точки для оптимального диаметра дросселя и без дросселя

Для построения графиков оценки влияния дросселей разного диаметра на давление перед эжектором (дроссели с диаметрами отверстий $0,025 \div 0,2$ м) были использованы данные из таблицы 5.2.

Таблица 5.2 – Расчетные данные для определения оптимального диаметра дросселей и построения графиков

$d_{\text{др}}, \text{ м}$	0,02	0,16	0,14	0,12	0,1	0,8	0,6
L'/K'	1,37	3,35	5,71	10,57	21,92	53,52	169,15
$P_z, \text{ кПа}$	5,23	5,21	5,20	5,19	5,19	5,21	5,31

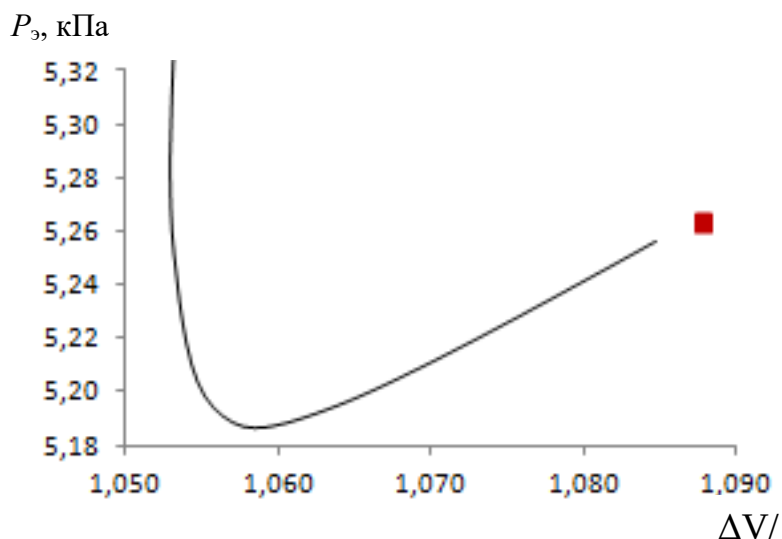


Рис. 5.2. Зависимость $P_{\text{э}} = f(\Delta V/V_0)$

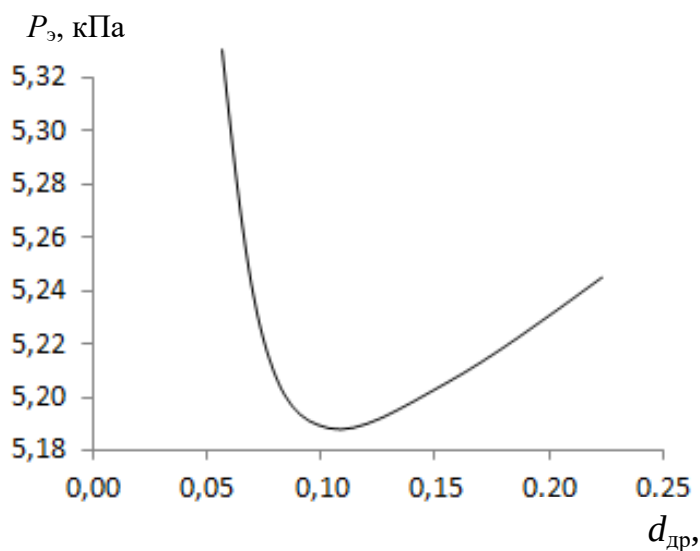


Рис. 5.3. Зависимость $P_{\text{э}} = f(d_{\text{др}})$

На рис. 5.2 показана зависимость $P_{\text{э}}$ от прироста объемного расхода ПВС в эжекторе. На рис. 5.7. приведена зависимость $P_{\text{э}}$ от разных диаметров дросселей. Показано, что без дросселей $P_{\text{э}}$ имеет большее значение, т.е. худший вакуум.

Величина L'/K' определяет основные характеристики дросселя и трубного пучка секции. На рис. 5.4 показана зависимость $P_{\text{э}} = f(L'/K')$.

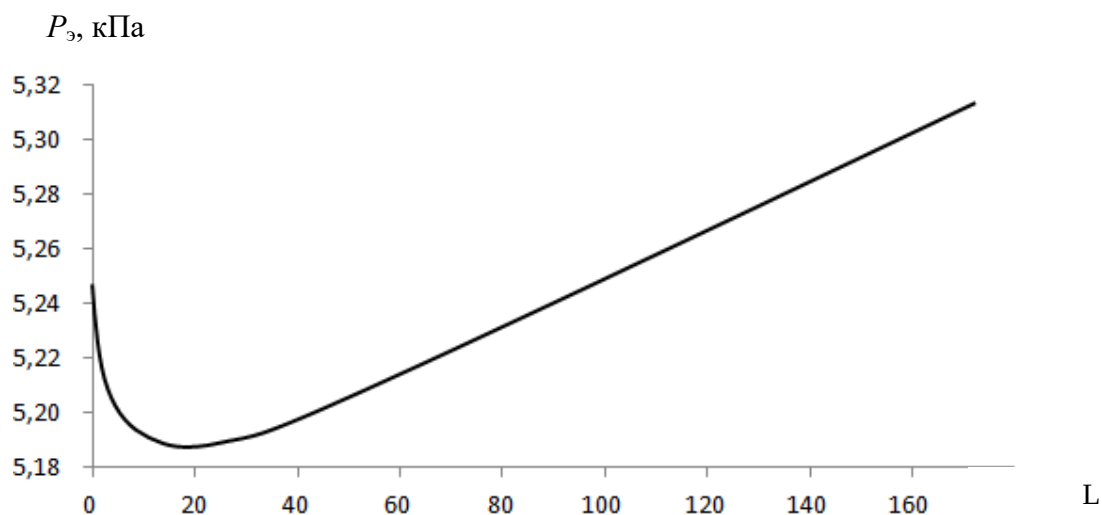


Рис. 5.4. Зависимость $P_3 = f(L'/K')$

5.2 Выводы по главе 5

1) Результаты расчета секции ВКУ при неравномерном теплосъеме показывают, что установка дросселей небольшого сопротивления в линию удаления ПВС каждой секции снижает расход несконденсированного пара в газоудаляющее устройство конденсатора.

2) Расчет оптимального диаметра дросселя для многосекционного конденсатора пара по методике, описанной в главе 2, показал уменьшение расхода пара в эжектор на 35% относительно расчета режима без дросселя.

3) Для секции ВКУ рекомендуется устанавливать в линию отвода ПВС дроссель диаметром 0,1 м.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. Выполнен анализ технической и патентной литературы в области эффективности работы вакуумных конденсаторов пара. Подтверждена актуальность исследований влияния неравномерности отвода тепла от различных частей конденсатора на его общие показатели, сформулированы цель и задачи диссертационной работы.

2. Рассмотрены основные причины и источники возникновения неравномерного теплосъема при работе конденсационных устройств с воздушным или водяным охлаждением.

3. Описаны основные характеристики многосекционного конденсатора пара для условий работы при неравномерном теплосъеме, а также их изменение при установке дросселей в линии удаления ПВС.

4. Разработана методика определения дополнительного объема паровоздушной смеси при неравномерном теплосъеме секций конденсатора пара ПТУ; введены обобщенные характеристики параметров для теплообменного модуля и дросселя: комплекс $C_x = \frac{(1-x)^2}{3} + x(1-x) + x^2$, учитывающий изменение

скорости пара по мере конденсации; параметр $K = \lambda \frac{l}{d_{тр}}$, включающий в себя

характеристики теплообменных труб; комплекс $L = \xi_{др} n_{тр1}^2 \left(\frac{d_{тр}}{d_{др}} \right)^4$, учитывающий

соотношение потерь в трубах конденсатора и дросселях; комплекс

$M = \frac{w_2}{w_1} = \sqrt{\frac{C_{x1} + \frac{L}{K} x_1^2}{C_{x2} + \frac{L}{K} x_2^2}}$, учитывающий отношения скоростей пара на входе в

секции с неравномерным охлаждением w_2 к секциям с равномерным охлаждением w_1 .

5. Создан экспериментальный стенд для исследования макета конденсатора при неравномерном теплосъеме, приведено описание его элементов и принцип

работы; разработаны методика проведения эксперимента и методика обработки полученных экспериментальных данных.

6. Выполнена оценка погрешности измерений: расход пара (критическое сопло) – 1.2%; расход охлаждающей воды (стандартные диафрагмы) – 1,5 %; расход воздуха через ротаметр – 1,5 %; давление пара – 0,2 %; перепад давлений на диафрагмах охлаждающей воды – 0,25 %; температура пара, конденсата, воздуха – 0,5°C. Для рабочих значений давления и температуры пара среднеквадратичное отклонение σ составило около 0,2%, и 0,03% соответственно.

7. Проведены экспериментальные исследования макета конденсатора из двух параллельных каналов при ухудшенном охлаждении одного из них, получены данные о положительном влиянии дросселей, установленных за каждым каналом на линии эжектирования паровоздушной смеси, на работу системы.

8. С увеличением неравномерности охлаждения макета конденсатора располагаемая разность температур $\Delta = t_s - t_{\text{ов вх}}$ растет, и работа конденсатора ухудшается. В диапазоне изменения расходов охлаждающей воды одного из каналов от 100% до 50% рост Δ слабо выражен; при дальнейшем уменьшении расхода воды Δ начинает быстро возрастать. Например, при установке на макете конденсатора дросселей диаметром 3,5 мм и уменьшении расхода воды на первый канал до $\bar{G}_{\text{ов}} = 11\%$ располагаемый перепад температур в конденсаторе увеличивается не так сильно, как в вариантах без дросселей, и разница составляет 3,5°C для режимов без присосов воздуха и 2,8°C для режимов с моделированием присосов воздуха в конденсатор.

9. При моделировании присосов воздуха с массовой долей воздуха в паре $\bar{G}_{\text{вз}}$ от 0 до 1,6% в систему конденсатора в условиях неравномерного охлаждения $\bar{G}_{\text{ов}} = 25\%$ и установленных дросселях диаметром 3,5 мм располагаемая разность температур Δ уменьшается примерно на 1°C.

10. По результатам испытаний с дросселями, имевшими разные диаметры отверстий 2,7; 3,5; 4,9 мм, установлено наличие оптимального диаметра отверстия для данного макета секционного конденсатора в диапазоне 3 – 4 мм.

11. Расчет оптимального диаметра дросселя для многосекционного воздушного конденсатора пара из 10 секций по разработанной методике показал снижение расхода пара в эжектор на 35% относительно режима без дросселя при размере дросселя 100 мм.

12. Результаты данного исследования вносят вклад в понимание процессов работы конденсационных установок ПТУ, в частности ВКУ, в условиях неравномерного теплосъема, возникающего вследствие неравномерного охлаждения из-за воздействия ветра, режимов работы вентиляторов и т.д. Они могут быть использованы для оценки влияния факторов неравномерности на показатели работы конденсационной установки и пути повышения эффективности работы конденсаторов.

СПИСОК СОКРАЩЕНИЙ

ВКУ – воздушно–конденсационная установка;

ПТУ – паротурбинная установка;

ПВС – паровоздушная смесь;

КУ – конденсационная установка;

НКГ – неконденсирующиеся газы;

ТО – теплообмен;

УТО – ухудшенный теплообмен.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Абрамович, Г.Н. Прикладная газовая динамика / Г.Н. Абрамович. – М.: Наука, 1991. – Т. 1. – 600 с.
2. Агафонов, В.П. Судовые конденсационные установки / В.П. Агафонов, В.Г. Ермилов, Е.В. Панков. – Л.: Судпромгиз, 1963. – 490 с.
3. Анатолиев Ф.А. Теплообменные аппараты судовых паросиловых установок / Ф.А. Анатолиев. – Л.: 1963. – 495 с.
4. Аронсон, К.Э. Теплообменники энергетических установок / К.Э. Аронсон, С.Н. Блинков, В.И. Брезгин. – Текст : электронный. – Екатеринбург, УрФу. 2015. – URL: <https://openedu.urfu.ru/files/book/index.html> (дата обращения: 23.12.2023).
5. Берман С.С. Теплообменные аппараты и конденсационные устройства турбоустановок / С.С. Берман. – М. : Машгиз, 1959. – 428 с.
6. Берман, Л.Д. Улучшение работы конденсационной установки турбоагрегата / Л.Д. Берман, С.Н. Фукс // Экономия топлива на электростанциях и в энергосистемах: сб. материалов конференции ; под ред. А. С. Горшкова. М.: Энергия, 1967. – С. 171–186.
7. Берман Л.Д. Зависимость коэффициента теплопередачи конденсаторов паровых турбин от режимных условий / Л.Д. Берман, Э.П. Зуева // Известия вузов. Серия: Энергетика. – 1980. – № 9. – С. 48—55.
8. Берман Л.Д. Теплоотдача при конденсации пара на пучке горизонтальных труб / Л.Д. Берман // Теплоэнергетика. – 1981. – №4. – С.22–29.
9. Берман Л.Д. О распределении концентраций газов в конденсате, образующемся в конденсаторах паровых турбин / Л.Д. Берман // Электрические станции. – 1984. – № 1. – С. 19–22.
10. Берман Л. Д. Оценка влияния скорости пара на теплоотдачу при конденсации водяного пара на поперечно обтекаемых горизонтальных трубах / Л.Д. Берман // Теплоэнергетика. – 1988. – № 8. – С. 41–44.

11. Берман Л.Д. Теплоотдача при пленочной конденсации пара на поперечно обтекаемых горизонтальных трубах / Л.Д. Берман // Конвективная теплопередача в двухфазном и однофазном потоках. – М.–Л.: Энергия, 1964. – С. 47—54.
12. Боруш О.В. Оценка влияния параметров пара в воздушном конденсаторе на эффективность турбогенератора / О.В. Боруш, Д.С. Синельников, О.К. Григорьева, А.Е. Рыльский // Системы анализа и обработки данных. – Текст : электронный. – 2017. №3 (68). – URL: <https://cyberleninka.ru/article/n/otsenka-vliyaniya-parametrov-para-v-vozdushnom-kondensatore-na-effektivnost-turbogeneratora> (дата обращения: 23.12.2023).
13. Брагин В.А. Выбор числа ходов воды у поверхностных конденсаторов / В.А. Брагин // Известия ТПУ. – 1960. – №. 4. – Текст : электронный – URL: <https://cyberleninka.ru/article/n/vybor-chisla-hodov-vody-u-poverhnostnyh-kondensatorov> (дата обращения: 21.10.2022).
14. Бродов Ю.М. Надежность пароструйных эжекторов турбоустановок / Ю.М. Бродов, К.Э. Аронсон, А.Ю. Рябчиков [и др.] // Надежность и безопасность энергетики. – 2016. – №2 (33). – С.60–64.
15. Бродов Ю.М. Современная ситуация и тенденции в проектировании и эксплуатации конденсаторов мощных паровых турбин ТЭС и АЭС: учебное пособие / Ю.М. Бродов, К.Э. Аронсон, А.Ю. Рябчиков [и др.]. – Екатеринбург: Изд-во Уральского гос. университета, 2019. – 104 стр.
16. Бродов Ю.М., Савельев Р.З. Конденсационные установки паровых турбин: Учебное пособие для вузов / Ю.М. Бродов, Р.З. Савельев. – М.: Энергоатомиздат, 1994. – 288 с.
17. Бродов Ю.М. Анализ методик теплового расчета конденсаторов паровых турбин / Ю.М. Бродов, Р.З. Савельев // Теплоэнергетика. – 1981. – №7. – С. 57–60.
18. Бродов Ю.М. К расчету коэффициента теплопередачи конденсаторов паровых турбин / Ю.М. Бродов, Р.З. Савельев, М.А. Ниренштейн // Теплоэнергетика. – 1981.– № 12.– С. 59–61.

19. Быкова Т.И. Реновация действующих ТЭС путем оптимизации режимов работы конденсационных установок / Т.И. Быкова, И.Г. Шелепов // Энергосбережение. Энергетика. Энергоаудит. – 2015. – №7 (138). – Текст : электронный. – URL: <https://cyberleninka.ru/article/n/renovatsiya-deystvuyuschih-tes-putem-optimizatsii-rezhimov-raboty-kondensatsionnyh-ustanovok> (дата обращения: 23.12.2023).

20. Влияние характера течения охлаждающей среды на работу теплообменников с конденсацией пара внутри труб / О. О. Мильман, С. А. Исаев, А. В. Птахин [и др.] // Инженерно–физический журнал. – 2020. – Т. 93, № 5. – С. 1115–1125.

21. Гидравлическое сопротивление при течении конденсирующегося пара в трубах / А. И. Леонтьев, О. О. Мильман // Теплофизика и аэромеханика. – 2014. – Т. 21. – № 6. – С. 787–790.

22. Гогонин, И.И. Исследование теплообмена при конденсации неподвижного пара на пакетах горизонтальных труб разного диаметра / И.И. Гогонин, В.И. Сосунов, С.И. Лазарев, О.А. Кабов // Теплоэнергетика. – 1983. – № 3. – С. 17–19.

23. Гомелаури, В.И. Методы и результаты экспериментального исследования процессов интенсификации конвективного теплообмена / В.И. Гомелаури // Теплоэнергетика. – 1974. – №9. – С.2–5.

24. ГОСТ 26969–86. Диафрагмы стандартные для расходомеров. Технические условия.

25. Зайдель, А.И. Погрешности измерений физических величин: учебное пособие / А.И. Зайдель. – Л.: Наука, 1985. – 112 с.

26. Зарянкин, А. Е. Парогазовая установка с регенеративным подогревом питательной воды / А.Е. Зарянкин, А.Н. Рогалев, Е.Ю. Григорьев, А.С. Магер // Вестник ИГЭУ. – 2013. – №2. – Текст : электронный. – URL: <https://cyberleninka.ru/article/n/parogazovaya-ustanovka-s-regenerativnym-podogrevom-pitatelnoy-vody> (дата обращения: 23.12.2023).

27. Идельчик, И.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям: справочник / И.Е. Идельчик; под ред. М.О. Штейнберга. – М.: Машиностроение. – 1992. – 672 с.
28. Исаченко, В.П. Актуальные вопросы развития теории теплообмена при конденсации пара / В.П. Исаченко // Теплоэнергетика. – 1977. – №4. – С. 2–5.
29. Исаченко, В.П. Теплообмен при конденсации / В.П. Исаченко – М.: Энергия, 1977. – 240 с.
30. Исследование параллельной работы секций вакуумного конденсатора в условиях неравномерного охлаждения / О. О. Мильман, А. Ю. Картуесова, Г. Г. Яньков [и др.] // Теплоэнергетика. – 2019. – № 2. – С. 5–12. – DOI : 10.1134/S0040363619020024.
31. Исследования теплообмена при пленочной и капельной конденсации пара в условиях эксплуатационных значений вакуума в конденсаторах паровых турбин / В.А. Рыженков, А.В. Куршаков, С.И. Погорелов, И.П. Анахов, Д.А. Колчин, Д.О. Грженко // Новое в российской электроэнергетике. М.: Изд-во: Энергопресс. – № 5. – 2012. – С.5–15.
32. Канюк, Г.И.. Повышение экономичности и надежности конденсационных устройств поверхностного и смешанного типа / Г.И. Канюк, Д.В. Михайский, Л.Н. Омельченко [и др.] // ВЕЖПТ. 2011. №8 (51). – Текст : электронный. – URL: <https://cyberleninka.ru/article/n/povyshenie-ekonomichnosti-i-nadezhnosti-kondensatsionnyh-ustroystv-poverhnostnogo-i-smeshannogo-tipa> (дата обращения: 23.12.2023).
33. Картуесова, А.Ю. Методика расчета распределения потоков пара в секции воздушно–конденсационной установки в условиях полного и ухудшенного охлаждения / А.Ю. Картуесова // Современные тенденции развития науки и технологий. Труды VI Международной научно–практической конференции (г. Белгород, 2015 г.). – В 2 ч. Белгород, 2015. – Ч. 2. – С.52–56.
34. Кащеев, В. П., Воронов, Е. О., Акульшин, В. В., Унукович, А. Ю., Кащеева, О. В., Сорокин, В. Н. Повышение эффективности работы конденсатора / В.П. Кащеев, Е.О. Воронов, В.В. Акульшин [и др.] // Энергетика. Известия

высших учебных заведений и энергетических объединений СНГ. – 2010. – №6. – Текст : электронный. – URL: <https://cyberleninka.ru/article/n/povyshenie-effektivnosti-raboty-kondensatora> (дата обращения: 23.12.2023).

35. Конденсатор воздушного охлаждения: Авторское свидетельство 700757 СССР, М. Кл³ F 28B 1/06. С.Р. Гопин, В.А. Тихомиров, В.М. Шавра, В.А. Рогова, В.С. Крылов // Открытия. Изобретения. 1978.

36. Конденсаторы паровых турбин / Г.Г. Шкловер, А.З. Росинский, А.В. Бувеч, Е.И. Лавров // Теплообмен и гидродинамика : сборник научных статей – Л.: Наука, 1977.– С.143–150.

37. Конденсационная установка. – Текст: электронный. – <https://moypatent.ru/patent/231/2319916.html> (дата обращения: 23.12.2023).

38. Кондратьев, А.В. Расчётно–экспериментальное исследование теплогидравлических характеристик воздушных конденсаторов паровых турбин: диссертация кандидата технических наук / А.В. Кондратьев ; ОАО «ВТИ».– 2019. – 109 с.

39. Красин, М.С. Оценка погрешности измерений при обработке результатов школьного физического эксперимента: учебно–методическое пособие для студентов педагогических вузов / М.С.Красин, О.О. Мильман. – Калуга: Калужский государственный педагогический университет им. К.Э. Циолковского, 2006. – 88 с.

40. Кутателадзе, С.С. Основы теории теплообмена: учебное пособие / С.С. Кутателадзе – М.: Атомиздат, 1979. – 416 с.

41. Кутателадзе, С.С. Теплоотдача при конденсации и кипении: учебное пособие, 2–е изд., доп. и перераб. / С.С.Кутателадзе – М. – Л.: Машгиз, 1952. – 232 с.

42. Меркулов, В. А. Исследование и разработка способов повышения эффективности и надежности конденсационных устройств теплофикационных турбин: диссертация кандидата технических наук / В.А. Меркулов ; ГОУ ВПО «ИГЭУ им. В.И. Ленина» – Иваново, 2004. – 178 с.

43. Методические указания по эксплуатации конденсационных установок паровых турбин электростанций: МУ 34–70–122–85 (РД 34.30.501).– М.: СПО Союзтехэнерго, 1986.

44. Методические указания по испытаниям, выбору производительности, наладке и эксплуатации водоструйных эжекторов конденсационных установок паровых турбин тепловых электростанций (РД 34.30.402–94). М.: АООТ «ВТИ», 1994.

45. Методические указания по наладке и эксплуатации пароструйных эжекторов конденсационных установок ТЭС и АС (РД 34.30.302–87). М.: АООТ «ВТИ», 1987.

46. Методические указания. Расход жидкостей и газов. Методика выполнения измерений с помощью специальных сужающих устройств (РД 50–411–83). М.: Издательство стандартов. –1982. – 333 с.

47. Мильман, О.О. Воздушно–конденсационные установки и сухие градирни / О.О. Мильман, В.А. Федоров – Калуга: Манускрипт, 2019. – 386 с.

48. Мильман, О.О. Сухие градирни и воздушно–конденсационные установки (обзор) / О.О. Мильман, П.А. Ананьев // Теплоэнергетика. – 2016. – № 3. – С. 3–14.

49. Мильман, О. О. Экспериментальные исследования конденсации в параллельных каналах при неравномерном теплосъеме / О. О. Мильман, А. Ю. Картуесова // Энергосбережение – теория и практика : труды Девятой Международной школы–семинара молодых ученых и специалистов (Москва, 05–12 октября 2018 года). – Москва: Издательский дом МЭИ, 2018. – С. 290–292.

50. Михеев, М.А. Основы теплопередачи: учебное пособие / М.А.Михеев. – М.: Энергия, 1977. – 344 с.

51. Мурманский И.Б. Совершенствование многоступенчатых пароструйных эжекторов конденсационных установок паровых турбин: диссертация кандидата технических наук / И.Б. Мурманский. – Екатеринбург, 2018. – 176 с.

52. Новицкий, П.В. Оценка погрешностей результатов измерений / П.В. Новицкий, И.А. Зограф. – Л.: Энергоатомиздат. – 1991. – 304 с.

53. Олизарович, Е. А. Методы очистки конденсаторов / Е. А. Олизарович // Актуальные проблемы энергетики – 2016: материалы научно-технической конференции студентов и аспирантов (Минск, 2017). – Минск : БНТУ, 2017. – С. 274–280.

54. Оребренная теплообменная труба: патент № 2002190 МПК: F28F 1/36, F28F 21/08/ Дьяков Л.А., Трушин А.Ф., Яськин С.Г / Опубликовано: 30.10.1993.

55. Особенности конденсации пара внутри труб и каналов / О. О. Мильман [и др.] // Теплоэнергетика . – 2015. – № 4. – С. 71–80.

56. Парогазотурбинные установки: эжекторы конденсационных установок : учебное пособие для вузов / К. Э. Аронсон, А. Ю. Рябчиков, Д. В. Брезгин, И. Б. Мурманский. – Москва: Издательство Юрайт, 2018. – 129 с.

57. Пат. 59–33834 Япония (JP), МКИ F 28F 13/04 F 28B 1/00 F 28B 1/40. Конденсационная теплопередающая трубка // Открытия. Изобретения. 1984.

58. Петухов, Б.С. Справочник по теплообменникам: в 2 т : справочник / Б.С.Петухов, В.К. Шиков. – М.: Энергоатомиздат, 1987. – 560 с.

59. Повышение эффективности теплообменных аппаратов паротурбинных установок за счет применения профильных витых трубок / Бродов Ю.М., Аронсон К.Э, Рябчиков А.Ю., Блинков С.Н., Купцов В.К., Мурманский И.Б // Известия высших учебных заведений. Проблемы энергетики. – Казань: Изд-во: Казанский государственный энергетический университет.– № 7–8.– 2016. – С. 72–78.

60. Потери давления при течении и конденсации сред внутри труб и каналов / А. И. Леонтьев, О. О. Мильман // Письма в «Журнал технической физики». – 2014. – Т. 40. – Вып. 24. – С. 69–77.

61. Птахин, А.В. Исследование пусковых и переменных режимов воздушных конденсаторов и сухих градилен паровых турбин: Автореф. дис. канд. техн. наук / А.В. Птахин ; ОАО «ВТИ» – М.: ВТИ, 2019. – 24 с.

62. Птахин, А. В. Исследование пусковых и переменных режимов воздушных конденсаторов и сухих градиен паровых турбин: диссертация кандидата технических наук / А.В. Птахин ; ОАО «ВТИ» – Москва, 2019. – 156 с.

63. Расчетно–экспериментальное исследование влияния неравномерного теплосъема на совместную работу вакуумного конденсатора пара и газоудаляющего устройства / О. О. Мильман, А. Ю. Картуесова, А. В. Птахин, В. С. Крылов // Материалы Восьмой Российской национальной конференции по теплообмену : Материалы конференции. В 2–х томах (Москва, 17–22 октября 2022 года). – Москва: Национальный исследовательский университет «МЭИ», 2022. Т. 1. – С. 327–328.

64. Ривкин С.Л., Александров А.А. Термодинамические свойства воды и водяного пара: Справочник / С.Л. Ривкин, А.А. Александров. – М.: Энергоатомиздат, 1984. – 80 с.

65. Руководящие указания по тепловому расчёту поверхностных конденсаторов мощных турбин тепловых и атомных электростанций: РД 34.30.104: утв. главным научно–техническим управлением энергетики и электрификации 21.03.88. – М.: СПО Союзтехэнерго, 1982. – 106 с.

66. Современное состояние и тенденции в проектировании и эксплуатации водоохлаждаемых конденсаторов паровых турбин ТЭС и АЭС (Обзор) / Ю. М. Бродов, К. Э. Аронсон, А. Ю. Рябчиков, М. А. Ниренштейн // Теплоэнергетика. – 2019. – № 1. – С. 21–33. – DOI : 10.1134/S0040363619010028.

67. Соколов, Е. Я. Струйные аппараты / Е.А. Соколов, Н.М. Зингер. – Москва: Энергоатомиздат, 1989. – 352 с.

68. Справочник по теплообменникам: В 2–х т. / Пер. с англ. под ред. О. Г. Мартыненко и др. – М.: Энергоатомиздат, 1987. – Т.1. – 352 с.

69. Теория тепломассообмена / Под ред. А.И. Леонтьева. – М.: Изд–во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 1998. – 683 с.

70. Трубный пучок: Авторское свидетельство 709945 СССР, М. 28В 1/06. / В.А. Кирпиков, О.А. Сергеев, А.В. Вансович, И.М. Калнин // Открытия. Изобретения. 1978.

71. Трубчато – пластинчатый теплообменник: Авторское свидетельство 960522 СССР, М. Кл³ F 28В 1/06. / Е.В. Дубровский, В.П. Дунаев, А.И. Кузин и др. // Открытия. Изобретения. 1980.
72. Успенский, В.А. Струйные вакуумные насосы / В.А. Успенский, Ю.М. Кузнецов. – М.: Машиностроение, 1973. – 144 с.
73. Фёдоров, В.А. Конденсаторы паротурбинных установок: монография / В. А. Фёдоров, О. О. Мильман. — Москва: МГТУ им. Баумана, 2013. — 560 с.
74. Фёдоров, В.А. Проблемы солеотложений в воздушных конденсаторах и энергоэффективности одноконтурных геотермальных станций / В.А. Федоров, О.О. Мильман, О.А. Нагдалиева [и др.] // Энергетик. – №1.– 2014.– С.26–28.
75. Шенк, Х. Теория инженерного эксперимента / Х. Шенк. – М.: Мир. – 1972. – 381 с.
76. Шкловер, Г.Г. Исследование и расчёт конденсационных устройств паровых турбин / Г.Г. Шкловер, О.О. Мильман. – М.: Энергоатомиздат, 1985. – 240 с.
77. Milman, O. O., Kartuesova, A. Yu., Yankov, G. G., Ptakhin, A. V., Krylov, V. S., Korlyakova, M. O. (2019). Investigation of parallel operation of vacuum condenser sections with nonuniform cooling. Thermal Engineering. Vol. 66. No. 2. Pp. 77–83.
78. Recommended Practice for the Design of Surface Type Steam Condensing Plant (1971). A BEAMA publication. P. 20
79. M Jović, M Lakovic, J Bogdanovic–Jovanovic (2016). Review of opportunities for steam condenser performance improvements in power plants. Proceedings of the International Conference Power Plants, 2016.
80. Roubinet, P.A. (1968). Nomograph for condensers. Combustion. February, 1968. Pp. 38—39.
81. Standards for Steam Surface Condensers (1970). Heat Exchange Inst. 6th Edition. P. 50.
82. Walker, M., et al. (2012). Economic impact of condenser fouling in existing thermoelectric power plants. Energy. 44 (2012). Pp. 429–437.

ПРИЛОЖЕНИЕ А

Исходные данные и таблицы с расчетами к п. 2.2.1.3

Исходные данные расчета:

$t_{\text{во}}$, температура воздуха, °С	10
F , площадь поверхности теплообмена, м ²	12,2
l , длина трубы, м	6
$d_{\text{внут}}$, внутренний диаметр трубы, м	0,034
параметр $\frac{l}{d}$, м	176
K , коэффициент теплопередачи, Вт/м ² ·К	33,5
t_s температура насыщения, °С	48,00
$\Delta t_{\text{распол}} = t_s - t_{\text{во}}$, располагаемая разность температур, °С	38,00
$G_{\text{ряд во}}$, расход охлаждающего воздуха на 1 ряд, кг/с	1,25
$r = f(t_s)$, теплота парообразования, Дж/кг	2387000
m'' , динамическая вязкость, Па·с	10^{-6}
ν , удельный объем, м ³ /кг	13,22
S , сечение трубы, м ²	$0,907 \cdot 10^{-3}$
$c_{\text{во}}$, теплоемкость воздуха, Дж/кг·К	1004

Таблица 1. – Расчет потерь давления и расхода пара в одной трубке из каждого ряда модуля при полном теплообмене

Параметры расчета	1 ряд	2 ряд	3 ряд	4 ряд
$t_{\text{во}}$	10	20,56	28,19	33,69
$\Delta t_{\text{распол}} = t_s - t_{\text{во 1,2,3,4 ряд}}$	38,00	27,44	19,81	14,30
$\varepsilon = 1 - e^{-\frac{K \cdot F}{G_{\text{ряд во}} \cdot c_{\text{во}}}}$	0,28	0,28	0,28	0,28

$\Delta T = \left(1 - e^{-\frac{K \cdot F}{G_{\text{ряд во}} \cdot c_{\text{во}}}} \right) \cdot \Delta t_{\text{распол}}$	10,56	7,63	5,51	3,98
$Q = \varepsilon \cdot \Delta T \cdot c_{\text{во}} \cdot G_{\text{ряд во}}$	13251,83	9570,36	6910,303	4989,602
$G_{\text{пл}} = \frac{Q}{r}$	0,00555	0,00401	0,00290	0,00209
$w_{\text{пл}} = \frac{G_{\text{пл}} \cdot v}{S}$	80,92	58,42	42,18	30,46
x	0,5	0,55	0,6	0,7
$m = \frac{m''}{x}$	0,00002	0,00002	0,00002	0,00001
$Re = \frac{w_{\text{пл}} \cdot d}{\nu \cdot m''}$	10405,55	8266,28	6511,30	5485,08
$\lambda = \frac{1}{(1,82 \lg(Re) - 1,64)^2}$	0,0311	0,0328	0,0352	0,03705
$Eu = \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot w_{\text{пл}} + ((x) \cdot 2 - 1)^2 - 0,5$	2,24	2,69	3,26	4,22
$\Delta p = \frac{w_{\text{пл}}^2 \cdot Eu}{2 \cdot \nu}$	553,68	346,98	219,17	148,26
$t_{\text{во } 1,2,3,4\text{ряд}} = t_{\text{во}} + \Delta T$	20,56	28,19	33,69	37,67

Таблица 2 – Расчет потерь давления и расхода пара в одной трубке из каждого ряда модуля при ухудшенном теплообмене

Параметры расчета	1 ряд	2 ряд	3 ряд	4 ряд
$t_{\text{во}}$	10	20,56	28,19	33,69
$\Delta t_{\text{распол}} = t_s - t_{\text{во } 1,2,3,4\text{ряд}}$	43,19	31,18	22,52	16,26
$\varepsilon = 1 - e^{-\frac{K \cdot F}{G_{\text{ряд во}} \cdot c_{\text{во}}}}$	0,3257	0,3257	0,3257	0,3257
$\Delta T = \left(1 - e^{-\frac{K \cdot F}{G_{\text{ряд во}} \cdot c_{\text{во}}}}\right) \cdot \Delta t_{\text{распол}}$	12,00	8,67	6,26	4,52
$Q = \varepsilon \cdot \Delta T \cdot c_{\text{во}} \cdot G_{\text{ряд во}}$	15065,36	10877,98	7854,48	5671,34
$G_{\text{пл}} = \frac{Q}{r}$	0,00635	0,00458	0,00331	0,00239
$w_{\text{пл}} = \frac{G_{\text{пл}} \cdot v}{S}$	72,64	52,45	37,87	27,35
(x)	0,5	0,55	0,6	0,7
$m = \frac{m''}{x}$	0,00002	0,00002	0,00002	0,00001
$Re = \frac{w_{\text{пл}} \cdot d}{\nu \cdot m''}$	11894,34	9447,18	7441,48	6268,66
$\lambda = \frac{1}{(1,82 \lg(Re) - 1,64)^2}$	0,02996	0,03160	0,03384	0,03559
$Eu = \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot w_{\text{пл}} + ((x) \cdot 2 - 1)^2 - 0,5$	2,14	2,57	3,11	4,04
$\Delta p = \frac{w_{\text{пл}}^2 \cdot Eu}{2 \cdot \nu}$	543,01	340,42	215,04	145,66
$t_{\text{во } 1,2,3,4\text{ряд}} = t_{\text{во}} + \Delta T$	22,00	30,67	36,93	41,45

Таблица 3 – Потери давления в дросселе при расходах пара на секцию $G_{\text{п}} = 0.5; 1; 1.12; 2.5 \text{ кг/с}$

$G_{\text{п}}, \text{кг/с}$ (на секцию)	2,5	1,12	1	0,5
$G_{\text{п5тр}} = G_{\text{п}}/8/5$, расход пара в дросс после 3 хода (5 труб), кг/с	0,0625	0,028	0,025	0,0125
$w_{\text{п5тр}} = \frac{G_{\text{п5тр}}}{\rho \cdot S_{\text{тр}}}$, м/с	1010,93	452,89	404,37	202,19
ρ , плотность пара при $p_{\text{нас}}=10$ кПа, кг/м ³	0,068			
$S_{\text{тр}}, \text{м}^2$	0,000907			
$\xi = \text{const}$	773,29	773,29	773,29	773,29
$\Delta p_{\text{дрос график}} = \xi \frac{\rho w_{\text{п5тр}}^2}{2}$, Па	26934270,2	5405815,8	4309483,2	1077370,8

Таблица 4 – Результаты расчетов распределения потоков пара при ухудшенном теплообмене при массовой доле ПВС на выходе 0.1; 0.5 и 1% относительно расхода пара в рабочий модуль

Задано:	Массовая доля ПВС на выходе из моделей, %		
	0.1	0.5	1
$\Delta p_{\text{дрос}}, \text{Па}$	500	500	500
$t_s, ^\circ\text{C}$	48	48	48
$p_k, \text{кПа}$	11,17	11,17	11,17
$G_{\text{п сек}}, \text{кг/с}$	2,2694	2,2694	2,2694
$G_{\text{п дрос}}^{\%}$, расход пара в дроссель, кг/с	0,0002837	0,001418	0,002837
$w_{\text{п дрос}}^{\%} = \frac{G_{\text{п дрос}}^{\%}}{\rho \cdot S_{\text{тр}}}$	4,13	20,67	41,3
$\xi = \frac{\Delta p_{\text{дрос}} \cdot 2}{(w_{\text{п дрос}}^{\%})^2 \cdot \rho}$	773,29	30,93	7,7329
уравнение аппроксимирующей кривой к графику сумма+дросс.	$y = 310^8 x^2 + 47953x$	$y = 110^7 x^2 + 47953x$	$y = 410^6 x^2 + 47953x$
Расчет потерь давления в дросселе при режиме ухудшенного ТО модулей.			
$G_{\text{пвс дросс}}^{\% \text{ УТО}} = G_{\text{п мод}}^{\text{УТО}} \cdot \frac{\%}{100}$	0,0003242	0,001418	0,003242
$w_{\text{пвс дросс}}^{\% \text{ УТО}} = \frac{G_{\text{пвс дросс}}^{\% \text{ УТО}}}{\rho \cdot S_{\text{тр}}}$	3,75	20,67	41,35
$\Delta p_{\text{дросс}}^{\text{УТО}} = \xi \frac{\rho \cdot (w_{\text{пвс дросс}}^{\% \text{ УТО}})^2}{2}$	514,58		

уравнение прямой $\Delta p_{\text{УТО}} + \Delta p_{\text{дросс}}^{\text{УТО}}$	$y = 1057,6$	$y = 1057,6$	$y = 1057,6$
$G_{\text{нераб}}^{\% \text{ УТО}}$	0,0018	0,00816	0,0113
Расход пара в работающие модули $\Sigma G_{\text{п мод}}^{\% \text{ уо}} = G_{\text{п сек}} - G_{\text{нераб}}^{\% \text{ УТО}}$	2,2676	2,2612	2,2581
На 1 из 7 рабочих модулей: $G_{\text{п мод}}^{\% \text{ УТО}} = \frac{\Sigma G_{\text{п мод}}^{\% \text{ УТО}}}{7}$	0,3239	0,3230	0,3226

Таблица 5 – Определение расхода пара на входе в модуль для разных расходов ПВС на выходе из модуля с дросселями

Доля ПВС от расхода пара на входе в модуль, %	0.1	0.5	1
Исходные данные:			
λ , коэффициент шероховатости труб	0,025		
l , длина трубы, м	6		
d , диаметр трубы, м	0,034		
l/d , м	176,47		
$S_{тр.}, м^2$	0,000907		
$S_1=59 \cdot S_{тр.}, м^2$, площадь труб первого хода	0,054		
$S_2=14 \cdot S_{тр.}, м^2$, площадь труб второго хода	0,013		
$S_3=5 \cdot S_{тр.}, м^2$, площадь труб третьего хода	0,005		
Потери давления в дросселе в виде $\Delta p'_{дрос} = \xi \cdot \frac{(G_{п\text{ нераб}}^{ \% \text{ УТО}})^2}{\rho_{вх}^{ \text{ УТО}}}$	$770,31 \frac{(G_{п\text{ нераб}}^{ \% \text{ УТО}})^2}{\rho_{вх}^{ \text{ УТО}}}$	$13680,81 \frac{(G_{п\text{ нераб}}^{ \% \text{ УТО}})^2}{\rho_{вх}^{ \text{ УТО}}}$	$107257,52 \frac{(G_{п\text{ нераб}}^{ \% \text{ УТО}})^2}{\rho_{вх}^{ \text{ УТО}}}$
Суммарные потери $\Sigma \Delta p_{1,2,3} = \Delta p_1 + \Delta p_2 + \Delta p_3 = 121708,64 \frac{(G_{п\text{ нераб}}^{ \% \text{ УТО}})^2}{\rho_{вх}^{ \text{ УТО}}}$			
$p_{вх}$, кПа	11,18		
$\rho_{вх}$, кг/м ³	0,0757		
$G_{пвс}^{ \%}$, кг/с	0,00026	0,0013	0,0026
$\Delta p_{дрос}$, Па	500		

$\xi = \frac{\Delta p_{\text{дрос}} \cdot \rho_{\text{вх}}}{G_{\text{пвс}}^{\%}}$	566496427,9	22659857,12	5664964,279
Суммарные потери в режиме ухудшенного охлаждения, $\Delta p_{\text{сумм}} = (\Sigma \Delta p_{1,2,3} + \Delta p'_{\text{дрос}}) \frac{(G_{\text{п нераб}}^{\% \text{ УТО}})^2}{\rho_{\text{вх}}^{\text{УТО}}}$ или из расчета проведенного ранее $\Delta p_{\text{сумм}}^{\text{УТО}} = (\Delta p_{\text{мод}}^{\text{УТО}} + \Delta p_{\text{дрос}}^{\text{УТО}}) = 543,01 + 514,6 = 1057,6 \text{ Па}$			
Расход пара в нерабочий модуль $G_{\text{п нераб}}^{\% \text{ УТО}} = \sqrt{\frac{\Delta p_{\text{сумм}}^{\text{УТО}} \cdot \rho_{\text{вх}}^{\text{УТО}}}{\Delta p_{\text{сумм}}}}$	0,00042	0,0021167	0,0042
Расход на один рабочий модуль $G_{\text{п мод}}^{\% \text{ УТО}} = (G_{\text{сек}} - G_{\text{п нераб}}^{\% \text{ УТО}}) : 7$	0,3241	0,3239	0,3236

Таблица 6 – Уточнение расходов ПВС на входе из модулей при полном ТО

Параметры расчета	Доля ПВС от расхода пара на входе в модуль, %		
	0.1%	0.5%	1%
$p_{\text{вх}}, \text{кПа}$	14,44		
$\rho_{\text{вх}}, \text{кг/м}^3$	0,096		
$\Delta p_{\text{мод}}^{\text{УТО}}, \text{Па}$	543,01		
$\Delta p_{\text{дросс}}, \text{Па}$	514,68		
$p_{\text{вых}} = p_{\text{к}} - \Delta p_{\text{мод}}^{\text{УТО}} - \Delta p_{\text{дросс}}, \text{кПа}$	13,386		
$\rho_{\text{вых}}, \text{кг/м}^3$	0,08967		
$G_{\text{п мод}}^{\% \text{УТО}}, \text{кг/с}$	0,3241	0,3239	0,3236
$G_{\text{п нераб}}^{\% \text{УТО}}, \text{кг/с}$	0,0004	0,0021	0,0042
Скорость в одном модуле $w_{\text{п мод}}^{\%} = \frac{G_{\text{п мод}}^{\% \text{УТО}}}{\rho_{\text{вх}} S_{\text{тр}}}$	3722,7	3719,9	3716,4
Расход ПВС на выходе из дросселей $G_{\text{пвс мод}}^{\%} = w_{\text{п мод}}^{\%} \cdot \rho_{\text{вых}} \cdot S_{\text{тр}} \cdot \frac{\%}{100}$	0,0003	0,0015	0,00302
Через 7 дросселей на выходе $\Sigma 7 G_{\text{пвс}}^{\%} = G_{\text{пвс мод}}^{\%} \cdot 7$	0,00211	0,0106	0,0212
Через все 8 дросселей $\Sigma G_{\text{пвс}}^{\%} = \Sigma 7 G_{\text{пвс}}^{\%} + G_{\text{п нераб}}^{\% \text{УТО}}$	0,0025	0,0127	0,0254

Таблица 7 – Определение расхода пара на входе и входе в модуль в зависимости от массовой доли ПВС

Доля ПВС от расхода пара на входе в модуль, %	0.1	0.5	1
Исходные данные:			
λ , коэффициент шероховатости труб	0,025		
l , длина трубы, м	6		
d , диаметр трубы, м	0,034		
l/d , м	176,47		
$S_{тр.}, м^2$	0,000907		
$S_1=59 \cdot S_{тр.}, м^2$, площадь труб первого хода	0,054		
$S_2=14 \cdot S_{тр.}, м^2$, площадь труб второго хода	0,013		
$S_3=5 \cdot S_{тр.}, м^2$, площадь труб третьего хода	0,005		
1. Потери давления в дросселе в виде $\Delta p' = \xi \cdot \frac{(G_{п\text{ нераб}}^{% УТО})^2}{\rho_{вх}^{УТО}}$	$770,31 \frac{(G_{п\text{ нераб}}^{% УТО})^2}{\rho_{вх}^{УТО}}$	$13680,81 \frac{(G_{п\text{ нераб}}^{% УТО})^2}{\rho_{вх}^{УТО}}$	$107257,52 \frac{(G_{п\text{ нераб}}^{% УТО})^2}{\rho_{вх}^{УТО}}$
Суммарные потери $\Sigma \Delta p_{1,2,3} = \Delta p_1 + \Delta p_2 + \Delta p_3 = 121708,64 \frac{(G_{п\text{ нераб}}^{% УТО})^2}{\rho_{вх}^{УТО}}$			
Суммарные потери в режиме ухудшенного охлаждения, $\Delta p_{сумм} = (\Sigma \Delta p_{1,2,3} + \Delta p') \frac{(G_{п\text{ нераб}}^{% УТО})^2}{\rho_{вх}^{УТО}}$ или из расчета проведенного ранее			

$\Delta p_{\text{сумм}}^{\text{УТО}} = \Delta p_{\text{мод}}^{\text{УТО}} = 543,01 \text{ Па}$	
Расход пара в нерабочий модуль $G_{\text{п нераб}}^{\% \text{ УТО}} = \sqrt{\frac{\Delta p_{\text{сумм}}^{\text{УТО}} \cdot \rho_{\text{вх}}^{\text{УТО}}}{\Delta p_{\text{сумм}}}}$	0,0207
Расход на один рабочий модуль $G_{\text{п мод}}^{\% \text{ УТО}} = (G_{\text{сек}} - G_{\text{п нераб}}^{\% \text{ УТО}}) : 7 =$	0,3212

Таблица 8 – Уточнение расходов ПВС при УТО с установленными дросселями

Параметры расчета	0.1%	0.5%	1%
$p_{\text{вх}}, \text{кПа}$	14,44		
$\rho_{\text{вх}}, \text{кг/м}^3$	0,096		
$\Delta p_{\text{мод}}^{\text{УТО}}, \text{Па}$	543,01		
$p_{\text{вых}} = p_{\text{к}} - \Delta p_{\text{мод}}^{\text{УТО}}, \text{кПа}$	13,90		
$\rho_{\text{вых}}, \text{кг/м}^3$	0,0929		
$G_{\text{п мод}}^{\text{УТО}}, \text{кг/с}$	0,3212		
$G_{\text{п нераб}}^{\% \text{УТО}}, \text{кг/с}$	0,0207		
Скорость в одном модуле $w_{\text{п мод}}^{\%} = \frac{G_{\text{п мод}}^{\% \text{УТО}}}{\rho_{\text{вх}} S_{\text{тр}}}$	3689,39		
Расход ПВС на выходе			
$G_{\text{пвс мод}}^{\%} = w_{\text{п мод}}^{\%} \cdot \rho_{\text{вых}} \cdot S_{\text{тр}} \cdot \frac{\%}{100}$	0,00031	0,0016	0,0031
Через 7 на выходе $\Sigma 7G_{\text{пвс}}^{\%} = G_{\text{пвс мод}}^{\%} \cdot 7$	0,0022	0,0109	0,0218
Через все 8 $\Sigma G_{\text{пвс}}^{\%} = \Sigma 7G_{\text{пвс}}^{\%} + G_{\text{п нераб}}^{\% \text{УТО}}$	0,0229	0,0316	0,0425