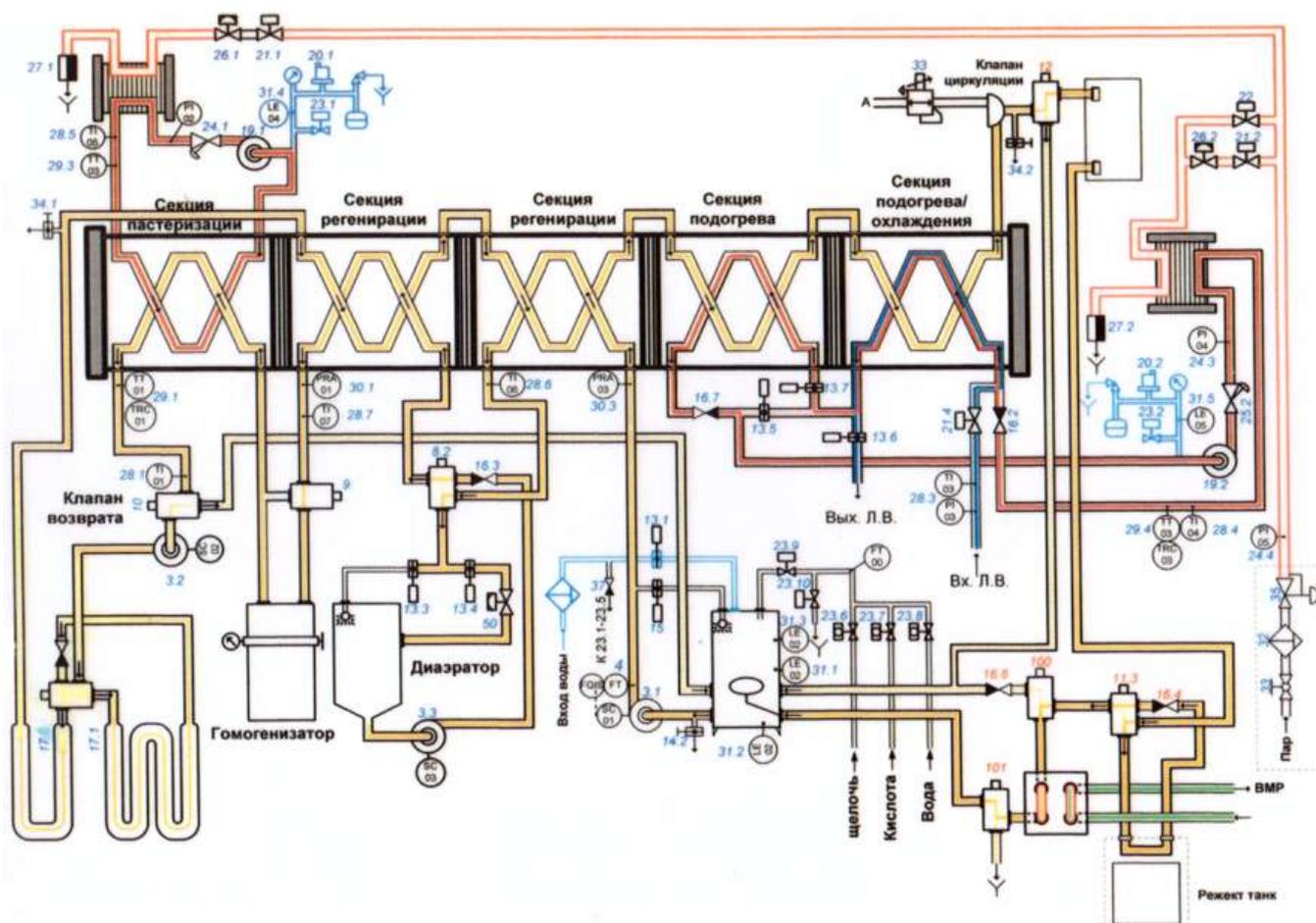


*В. Н. Тепляшин, Л. И. Ченцова,
В. Н. Невзоров, И. В. Мацкевич*

ПРОЦЕССЫ И АППАРАТЫ ПИЩЕВЫХ ПРОИЗВОДСТВ



Министерство сельского хозяйства Российской Федерации
ФГБОУ ВО «Красноярский государственный аграрный университет»

*В. Н. Тепляшин, Л. И. Ченцова,
В. Н. Невзоров, И. В. Мацкевич*

ПРОЦЕССЫ И АППАРАТЫ ПИЩЕВЫХ ПРОИЗВОДСТВ

Рекомендовано учебно-методическим советом федерального государственного бюджетного образовательного учреждения высшего образования «Красноярский государственный аграрный университет» для внутривузовского использования в качестве учебного пособия для студентов, обучающихся по направлениям подготовки 15.03.02 – Технологические машины и оборудование, 19.03.02 – Продукты питания из растительного сырья, 19.03.03 – Продукты питания животного происхождения, 35.03.07 – Технология производства и переработки сельскохозяйственной продукции

Электронное издание

Красноярск 2022

ББК 36.81

Т 34

Рецензенты:

В. Н. Холопов, доктор технических наук, профессор кафедры автомобилей и транспортно-технологических машин Сибирского государственного университета науки и технологий имени академика М. Ф. Решетнева

В. И. Кирко, доктор физико-математических наук, профессор кафедры технологии и предпринимательства Красноярского государственного педагогического университета имени В. П. Астафьева

Тепляшин, В. Н.

Т 34 **Процессы и аппараты пищевых производств** [Электронный ресурс]: учебное пособие / В. Н. Тепляшин, Л. И. Ченцова, В. Н. Невзоров, И. В. Мацкевич; Красноярский государственный аграрный университет. – Красноярск, 2022. – 273 с.

В учебном пособии представлена структура выполнения пояснительной записки и графической части курсового проектирования в соответствии с программой учебной дисциплины «Процессы и аппараты пищевых производств», приведены основные требования к оформлению курсового проекта. Даны примеры расчетов основных аппаратов пищевых производств с принципиальными технологическими схемами и вспомогательного оборудования, чертежи основных аппаратов, а также приложения, необходимые для выполнения работы.

Предназначено для студентов направления подготовки 15.03.02 – Технологические машины и оборудование, 19.03.02 – Продукты питания из растительного сырья, 19.03.03 – Продукты питания животного происхождения, 35.03.07 – Технология производства и переработки сельскохозяйственной продукции всех форм обучения.

ББК 36.81

© Тепляшин В. Н., Ченцова Л. И.,
Невзоров В. Н., Мацкевич И. В., 2022
© ФГБОУ ВО «Красноярский государственный аграрный университет», 2022

ОГЛАВЛЕНИЕ

Введение	4
Глава 1. Требования к оформлению курсового проекта.....	5
1.1 Пояснительная записка.....	5
1.2 Оформление графической части курсового проекта.....	14
Глава 2. Расчет кожухотрубчатых теплообменных аппаратов	17
2.1 Описание технологических схем теплообменных процессов.....	17
2.2 Методика расчета кожухотрубчатых теплообменных аппаратов	18
2.3 Примеры расчета кожухотрубчатых теплообменных аппаратов	26
2.3.1 Расчет подогревателя.....	26
2.3.2 Расчет кипятильника.....	32
2.3.3 Расчет конденсатора	35
2.3.4 Расчет холодильника	40
2.4 Пример расчета установки для пастеризации сырья и подбор вспомогательного оборудования	47
Глава 3. Расчет выпарных установок	61
3.1 Технологические схемы процесса выпаривания	61
3.2 Порядок расчета многокорпусной выпарной установки	64
3.3 Пример расчета двухкорпусной выпарной установки.....	81
Глава 4. Расчет ректификационной установки непрерывного действия.....	99
4.1 Описание технологической схемы процесса ректификации.....	99
4.2 Общая схема расчета колонных аппаратов	100
4.3 Расчет тарельчатой ректификационной колонны.....	114
4.4 Расчет колонны с колпачковыми тарелками.....	115
4.5 Расчет насадочной колонны.....	136
Глава 5. Расчет сушильных установок.....	149
5.1 Порядок расчета сушильных установок.....	149
5.2 Расчет барабанной сушилки	149
5.3 Барабанная сушилка, обогреваемая воздухом	161
5.4 Расчет сушилок с псевдооживленным слоем.....	176
5.5 Расчет воздушной сушилки «кипящего» слоя	186
Заключение	200
Литература	201
Приложения	202

ВВЕДЕНИЕ

Курсовой проект по дисциплине «Процессы и аппараты пищевых производств» является заключительной частью изучения курса. Цель курсового проектирования – закрепить и расширить знания по теоретическому курсу, привить студентам навыки самостоятельной работы по расчету и подбору аппаратов, графическому оформлению проекта, познакомить со специальной технической литературой, справочниками и каталогами.

Задачи курсового проекта по дисциплине «Процессы и аппараты пищевых производств»:

- изучить технологические процессы в сфере профессиональной деятельности;

- изучить и научить применять методы контроля параметров технологического процесса в сфере профессиональной деятельности.

В результате освоения учебной дисциплины согласно ФГОС ВО по направлению подготовки 15.03.02 – Технологические машины и оборудование, 19.03.02 – Продукты питания из растительного сырья, 19.03.03 – Продукты питания животного происхождения, 35.03.07 – Технология производства и переработки сельскохозяйственной продукции, применительно к дисциплине «Процессы и аппараты пищевых производств» выпускник очной и заочной формы обучения должен обладать следующими общекультурными и профессиональными компетенциями:

- ОК-7 (способность к самоорганизации и самообразованию);

- ПК-2 (умение моделировать технические объекты и технологические процессы с использованием стандартных пакетов и средств автоматизированного проектирования, готовность проводить эксперименты по заданным методикам с обработкой и анализом результатов);

- ПК-10 (способность обеспечивать технологичность изделий и оптимальность процессов их изготовления, умение контролировать соблюдение технологически дисциплины при изготовлении изделий).

Глава 1. ТРЕБОВАНИЯ К ОФОРМЛЕНИЮ КУРСОВОГО ПРОЕКТА

Курсовой проект состоит из пояснительной записки и двух листов графической части (схема установки и чертеж общего вида основного аппарата).

Подписанные студентом пояснительную записку и чертежи проверяет преподаватель, и после исправления ошибок работу допускают к защите.

Защита курсового проекта происходит перед комиссией, состоящей из трех человек.

1.1 Пояснительная записка

Структурными элементами пояснительной записки курсового проекта являются (см. прил. А):

1. Титульный лист.
2. Индивидуальное задание.
3. Реферат.
4. Содержание.

5. Введение. В разделе должны быть приведены цели и задачи курсового проекта. Студент самостоятельно проводит анализ и систематизацию литературы с целью раскрытия поставленной темы. При анализе литературы следует рассмотреть различные точки зрения по изучаемому вопросу и обосновать свою, выбрать предпочтительный подход. Литературный обзор должен быть четким, с логической последовательностью материала, раскрывающего тему. С указанием ссылок на авторов с обязательным использованием периодической литературы за последние 5 лет. Используемые нормативные документы должны быть актуальны.

6. Основная часть. Данный раздел включает:

- принципиальную технологическую схему и ее описание;
- расчет и подбор основного оборудования;
- расчет и подбор вспомогательного оборудования.

7. Заключение. В заключении должны быть представлены краткие выводы по результатам практики.

8. Библиографический список.
9. Приложение.

Объем работы, не считая приложений, должен быть не менее 20 страниц печатного текста на бумаге формата А4 (297×210 мм).

При оформлении пояснительной записки курсового проекта студент должен соблюдать требования государственных стандартов к представлению текстового материала (ГОСТ 2.105-95 «Общие требования к текстовым документам»), а также составлению списка использованных источников (ГОСТ Р 7.0.100-2018 «Библиографическая запись. Библиографическое описание. Общие требования и правила составления», ГОСТ 7.82-2001 «Библиографическая запись. Библиографическое описание электронных ресурсов. Общие требования и правила составления») и библиографических ссылок на источники информации (ГОСТ Р 7.0.5-2008 «Библиографическая ссылка. Общие требования и правила составления»).

При наборе текста на компьютере:

- шрифт должен быть Times New Roman;
- размер шрифта основного текста – 14 пт;
- размер шрифта сносок, таблиц, приложений – 12 пт;
- файл должен быть подготовлен в текстовом редакторе, при этом устанавливают следующие параметры документа (Файл / Параметры / Поля):

- верхнее поле – 2,0 см;
- нижнее поле – 2,0 см;
- левое поле – 3,0 см;
- правое поле – 1,5 см;
- межстрочный интервал (Формат/Абзац) – полуторный;
- формат страницы (Файл / Параметры страницы / Размер бумаги) – А 4.

Страницы текста нумеруют начиная с титульного листа. На титульном листе номер страницы не проставляют. Нумерация страниц – арабскими цифрами, сквозная по тексту. Номер страницы проставляют в правом нижнем углу листа без точки. Иллюстрации и таблицы, расположенные на отдельных листах, включают в общую нумерацию.

Текст отчета должен быть кратким, четким и не допускать различных толкований. Если в тексте принята система сокращений слов и наименований, то их перечень приводят в конце текста. Наименования и обозначения в тексте и на иллюстрациях должны совпадать.

При первом упоминании в тексте организации, документа или какого-либо предмета, имеющих сокращенное обозначение (аббревиатуру), это наименование приводят полностью, а в скобках – пишут аббревиатуру.

Единица физической величины одного и того же параметра должна быть одинаковой в пределах всего текста.

При указании пределов изменения величины ставится многоточие ($50...70 \text{ мин}^{-1}$), если изменение происходит в пределах от отрицательной величины до положительной величины, то применяют предлоги «от» и «до», например, температура нагрева рабочих поверхностей оборудования изменится от минус 1 до плюс 5 °С.

Для изложения содержания и логической последовательности заданий пояснительной записки курсового проекта целесообразно употреблять неопределенно-личные конструкции (например, для исследования спроса вначале определяют необходимую численность выборки ...); изложение от третьего лица (например, автор полагает ...); предложения со страдательным причастием (например, получен расход ...). Подобные конструкции избавляют от необходимости вводить в текст работы личные местоимения («я», «мы») и выражения авторства.

Иллюстрации (графики, схемы, компьютерные распечатки, диаграммы, фотоснимки) следует располагать в работе непосредственно после текста, в котором они упомянуты впервые, или на следующей странице.

Иллюстрации могут быть в компьютерном исполнении, в том числе и цветные. На все иллюстрации должны быть ссылки.

Иллюстрации, за исключением иллюстраций приложений, следует нумеровать арабскими цифрами сквозной нумерацией.

Если рисунок один, то он обозначается «Рисунок 1». Слово «рисунок» и его наименование располагают посередине строки. Допускается нумеровать иллюстрации в пределах раздела. В этом случае номер иллюстрации состоит из номера раздела и порядкового номера иллюстрации, разделенных точкой.

Пример оформления иллюстрации



Рисунок 2.1 – Сушильный шкаф ГП-80

Иллюстрации каждого приложения обозначают отдельной нумерацией арабскими цифрами с добавлением перед цифрой обозначения приложения. Например: Рисунок А. 3. При ссылках на иллюстрации следует писать «... в соответствии с рисунком 2» при сквозной нумерации и «... в соответствии с рисунком 1.2» при нумерации в пределах раздела.

Таблицы

Составление таблиц необходимо для оформления цифрового или текстового материала с целью сопоставления, анализа данных и вывода определенных закономерностей или особенностей развития объекта исследования.

Таблицы применяют для лучшей наглядности и удобства сравнения показателей. Название таблицы должно отражать ее содержание, быть точным, кратким. Название таблицы следует помещать над таблицей слева, без абзацного отступа в одну строку с ее номером через тире. При переносе части таблицы название помещают только над первой частью таблицы, нижнюю горизонтальную черту, ограничивающую таблицу, не проводят. Таблицу следует располагать в отчете

непосредственно после текста, в котором она упоминается впервые, или на следующей странице. На все таблицы должны быть ссылки в отчете. При ссылке следует писать слово «таблица» с указанием ее номера.

Таблицу с большим количеством строк допускается переносить на другой лист (страницу). При переносе части таблицы на другой лист (страницу) слово «Таблица» и номер ее указывают один раз справа над первой частью таблицы, над другими частями пишут слово «Продолжение» и указывают номер таблицы, например: «Продолжение табл. 1». При переносе таблицы на другой лист (страницу) заголовков помещают только над ее первой частью.

Таблицу с большим количеством граф допускается делить на части и помещать одну часть под другой в пределах одной страницы. Если строки и графы таблицы выходят за формат страницы, то в первом случае в каждой части таблицы повторяется головка, во втором случае – боковик.

При переносе части таблицы название таблицы помещают только над первой частью. Над другими частями пишут слова «Продолжение табл. ...» или «Окончание табл. ...» с указанием номера таблицы. В перенесенной части таблицы ее головка заменяется строкой нумерации боковика и граф.

Пример оформления таблицы

Таблица 3.1 – Технические характеристики сушилки зерновой барабанной СЗБ-10

Показатель	Численное значение
1	2
Вид топлива	Жидкое или газообразное
Источник тепла	Малогабаритная топочная установка МТУ-1,0А
Вид теплоносителя	Газовоздушная смесь

Продолжение табл. 3.1

1	2
Тип сушильного барабана	Лопастной (шестисекционный)
Длина барабана, мм	7500
Диаметр барабана, мм	1800

Если повторяющийся в разных строках графы таблицы текст состоит из одного слова, то его после первого написания допускается заменять кавычками; если из двух и более слов, то при первом повторении его заменяют словами «То же», а далее кавычками. Ставить кавычки вместо повторяющихся цифр, марок, знаков, математических и химических символов не допускается. Если цифровые или иные данные в какой-либо строке таблицы не приводят, то в ней ставят прочерк.

Таблицы, за исключением таблиц приложений, следует нумеровать арабскими цифрами сквозной нумерацией.

Допускается нумеровать таблицы в пределах раздела. В этом случае номер таблицы состоит из номера раздела и порядкового номера таблицы, разделенных точкой.

Таблицы каждого приложения обозначают отдельной нумерацией арабскими цифрами с добавлением перед цифрой обозначения приложения.

Если в документе одна таблица, то она должна быть обозначена «Таблица 1» или «Таблица В.1», если она приведена в приложении В.

Заголовки граф и строк таблицы следует писать с прописной буквы в единственном числе, а подзаголовки граф – со строчной буквы, если они составляют одно предложение с заголовком, или с прописной буквы, если они имеют самостоятельное значение. В конце заголовков и подзаголовков таблиц точки не ставят.

Формулы и уравнения

Уравнения и формулы следует выделять из текста в отдельную строку. Выше и ниже каждой формулы или уравнения должно быть оставлено не менее одной свободной строки. Если уравнение не помещается в одну строку, то оно должно быть перенесено после знака равенства (=) или после знаков плюс (+), минус (–), умножения (х), деления (:), или других математических знаков, причем знак в начале следующей строки повторяют. При переносе формулы на знаке, символизирующем операцию умножения, применяют знак «Х».

Пояснение значений символов и числовых коэффициентов следует приводить непосредственно под формулой в той же последовательности, в которой они даны в формуле.

Формулы следует нумеровать порядковой нумерацией в пределах всей работы арабскими цифрами в круглых скобках в крайнем правом положении на строке.

Пример

Для обеспечения турбулентного течения виноградного сока при $Re > 10000$ скорость в трубах должна быть больше w'_2 (м/с)

$$w'_2 = \frac{10000 \cdot \mu_2}{d_2 \cdot \rho_2}, \quad (3.1)$$
$$w'_2 = \frac{10000 \cdot 0,79 \cdot 10^{-3}}{0,021 \cdot 1065} = 0,35,$$

где $\mu_2 = 0,79 \cdot 10^{-3}$ Па·с – динамический коэффициент вязкости виноградного сока при средней температуре $t_2 = 65,3$ °С (см. табл. Б.5);

d_2 – внутренний диаметр труб, м (0,021);

$\rho_2 = 1065$ кг/м³ – плотность виноградного сока при $t_2 = 65,3$ °С (см. табл. Б.2).

Ссылки в тексте на порядковые номера формул дают в скобках.

Пример: ... в формуле (1).

Допускается нумерация формул в пределах раздела. В этом случае номер формулы состоит из номера раздела и порядкового номера формулы, разделенных точкой, например (3.1).

Порядок изложения в отчете математических уравнений такой же, как и формул.

В отчете допускается выполнение формул и уравнений рукописным способом черными чернилами.

В тексте отчета представляют расчеты показателей. Порядок изложения расчетов определяется характером рассчитываемых величин. Расчеты в общем случае должны содержать:

- а) описание предмета расчета;
- б) формулировку задачи (словесную или математическую) с указанием того, что требуется определить в результате расчета;
- в) исходные данные для расчета;
- г) расчет;
- д) выводы по результатам расчетов.

Ссылки

При ссылке на работы из библиографического списка порядковые номера записывают арабскими цифрами в прямоугольных скобках. Например: «Результаты исследований опубликованы в статье [23]». При необходимости могут быть точно указаны страницы источника, например: [10, с. 17]. Не рекомендуется строить предложения, в которых в качестве слов применен порядковый номер ссылки, например: «В [7] показано ...».

Цитирование автора делается только по его произведению. Когда источник недоступен, разрешается воспользоваться цитатой автора, опубликованной в каком-либо издании, предваряя библиографическую ссылку на источник словами «Цитируется по ...».

Текст цитаты заключают в кавычки и приводят в той грамматической форме, в какой он дан в первоисточнике. Цитата может начинаться с прописной буквы, если цитируемый текст идет после точки, или со строчной буквы, если цитата вводится в середину авторского предложения не полностью (опущены первые слова), при этом после открывающих кавычек ставят отточие.

Использование работ других авторов возможно с обязательным указанием всех выходных данных задействованных работ (фамилия и инициалы автора, название работы, год и место издания, страница, с которой заимствован текст).

Приложения

Приложение оформляют как продолжение пояснительной записки курсового проекта на последующих его листах или выпускают в виде самостоятельного документа.

В тексте документа на все приложения должны быть даны ссылки. Приложения располагают в порядке ссылок на них в тексте документа.

Каждое приложение следует начинать с новой страницы с указанием наверху посередине слова «Приложение», его обозначения и степени. Приложение должно иметь заголовок, который записывают симметрично относительно текста с прописной буквы отдельной строкой.

Приложения обозначают заглавными буквами русского алфавита, начиная с А, за исключением букв Е, З, И, О, Ч, Ь, Ы, Ъ. После слова «Приложение» следует буква, обозначающая его последовательность.

В случае полного использования букв русского и латинского алфавитов допускается обозначать приложения арабскими цифрами.

Если в документе одно приложение, оно обозначается «Приложение А».

Приложения должны иметь общую с остальной частью документа сквозную нумерацию страниц. При необходимости такое приложение может иметь «Содержание».

Библиографический список

Сведения об источниках оформляют в соответствии с ГОСТ Р 7.0.100-2018. Библиографическая запись. Библиографическое описание. Общие требования и правила составления и ГОСТ 7.82-2001 Библиографическая запись. Библиографическое описание электронных ресурсов. Общие требования и правила составления.

Список помещают после выводов и предложений, он содержит библиографическое описание использованных источников, на которые делали ссылки по тексту.

После упоминания источника, автора (или цитаты из него) в квадратных скобках проставляют номер, под которым он значится в библиографическом списке, при необходимости указать страницу: например, текст... [7, т. 1, с. 20].

Библиографическое описание источника приводится в соответствии с требованиями библиографических стандартов (ГОСТ Р 7.0.100-2018 и ГОСТ Р 7.0.5-2008).

Библиографический список рекомендуется формировать в алфавитном порядке. Источники на иностранном языке располагают после русскоязычных. В начало списка помещают официальные, нормативные и технические документы, которые располагаются по юридической силе. Расположение равных по юридической силе документов внутри списка – по дате принятия, в обратной хронологии:

1. Международные нормативные акты.
2. Конституция.
3. Федеральные конституционные законы.
4. Постановления Конституционного суда.
5. Кодексы.
6. Федеральные законы.
7. Законы.
8. Указы Президента.
9. Акты Правительства:
 - а) постановления;
 - б) распоряжения.
10. Акты Верховного и Высшего арбитражного судов.
11. Нормативные акты министерств и ведомств:
 - а) постановления;
 - б) приказы;
 - в) распоряжения;
 - г) письма.

12. Региональные нормативные акты.

13. ГОСТы.

14. СНиПы, СП, ЕНИРы, ТУ, инструкции и др.

Вслед за указанными документами в алфавитном порядке располагается вся остальная литература: книги, статьи, электронные издания и др.

Книги одного автора

Панфилов, В.А. Машины и аппараты пищевых производств / В.А. Панфилов. – М.: Высшая школа. – 2001. – 1312 с.

Книги двух, трех авторов

Иванов, Л.П. Детали машин: учебник для машиностроительных специальностей вузов / Л.П. Иванов, В.А. Финогенов. – М.: Высш. шк., 2002. – 408 с.

Книги четырех и более авторов

Животноводство / Е.А. Арзуманян [и др.]; под ред. Е.А. Арзуманяна. – М.: Агропромиздат, 1991. – 512 с.

Статья из журнала

Тепляшин, В.Н. Анализ конструкции машин и оборудования для дробления костей и рогов / В.Н. Тепляшин // Молодые ученые – науке Сибири: сб. ст. молодых ученых / Краснояр. гос. аграр. ун-т. – Красноярск, 2008. – Вып. 3. – Ч. 2. – С. 177 – 179.

Стандарты

ГОСТ 2.315-68. Единая система конструкторской документации. Изображения упрощенные и условные крепежных деталей. – Введ. 01.01.1971. – М.: Изд-во стандартов, 1971. – 15 с.

Электронные ресурсы

Федеральный институт промышленной собственности (ФИПС). – URL: <http://www1.fips.ru>.

1.2 Оформление графической части курсового проекта

Графическую часть курсового проекта, состоящую из технологической схемы и чертежа основного аппарата (см. прил. А), выполняют согласно индивидуальному заданию на отдельных листах формата А1 (594×841 мм), ГОСТ 2.109-73 ЕСКД.

На технологической схеме должны быть показаны основные аппараты, входящие в установку, технологические связи между аппаратами, насосы и т. д.

Все оборудование на схеме вычерчивают сплошными тонкими линиями толщиной 0,3–0,5 мм, трубопроводы и арматуру сплошными основными линиями, т. е. в два–три раза толще, чем оборудование.

Условные обозначения трубопроводов, принятые на схеме, должны быть расшифрованы в таблице. Основные магистральные трубопроводы должны быть показаны горизонтальными линиями. На каждом трубопроводе от места его отвода или подключения нужно поставить стрелки, указывающие направление движения потока и условное обозначение вида среды.

Чертежи общего вида должны содержать следующие сведения:

- изображение аппарата, необходимые виды, разрезы, сечения, дающие полное представление об устройстве аппарата;
- основные размеры: конструктивные, присоединительные, габаритные;
- вид или схему с действительным расположением штуцеров;
- таблицу назначения штуцеров, патрубков;
- техническую характеристику;
- технические требования.

В технической характеристике указывают назначение аппарата, его объем, производительность, давление, температуру. В технических требованиях на чертеже указывают обозначение ГОСТа или ТУ, согласно которым должен быть изготовлен и испытан аппарат; обозначение ГОСТа или ТУ на основные материалы, применяемые в аппарате; требования к испытанию на прочность и плотность сварных швов и соединений; сведения об изоляции и антикоррозионном покрытии.

Чертежи выполняют карандашом или на компьютере с соблюдением правил оформления машиностроительных чертежей. Угловую спецификацию выполняют на формате А4 (210×297 мм) по формам 1 и 1а, 2 и 2а, совмещают с чертежами общего вида, размещают над основной надписью на отдельном листе и заполняют после нанесения номеров позиций деталей на чертеже общего вида. Все другие таблицы размещают на свободном поле чертежа справа от изображения или ниже его.

Количество видов сечений, разрезов, составляющих содержание общего вида аппарата (машины), должно быть минимальным, но достаточным для понимания конструкции устройства, взаимодействия его основных частей и принципа работы. Аппарат и узлы вычерчивают в масштабе в соответствии с ГОСТ 2.302–68, согласно которому

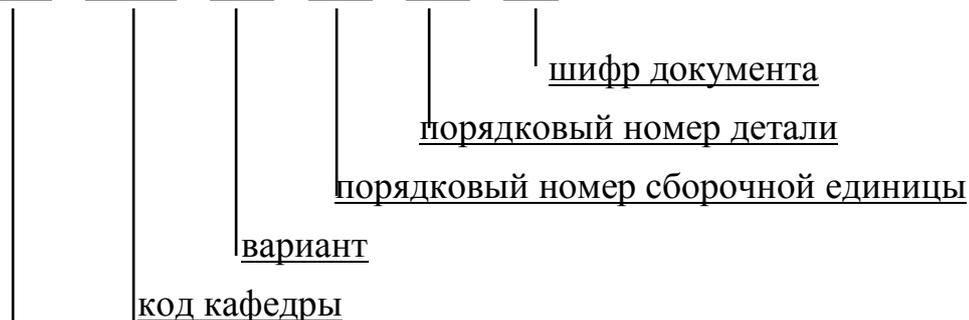
масштабы изображений на чертежах должны выбираться из следующего ряда: масштабы уменьшения 1:2; 1:2,5; 1:4; 1:5; 1:10; 1:15; 1:20; 1:25; 1:40; 1:50; 1:75; 1:100; натуральная величина 1:1; масштабы увеличения: 2:1; 2,5:1; 4:1; 5:1; 10:1.

При проектировании аппаратов необходимо использовать ГОСТ на остальные детали (штуцеры, фланцы и т. д.).

Обозначение документа (обязательное).

Структурное обозначение документа в основной надписи:

XX. □ XXX. □ XX. □ XX. □ XX. □ XX



код документа (01 – выпускная квалификационная работа (бакалавра, магистра); 02 – курсовая работа (проект))

Примеры заполнения обозначения документа основной надписи в пояснительной записке и на чертежах:

02. П42. 03. ПЗ,

где 02 – курсовая работа (проект);

П42 – код кафедры «Технология, оборудование бродильных и пищевых производств»;

03 – третий вариант.

Для выпускной квалификационной работы – порядковый номер в приказе об утверждении тем, для курсового проекта – вариант проекта, работы или номера зачетной книжки; ПЗ – вид документа – пояснительная записка.

02. П42. 14. 01. 04. ОВ,

где 02 – курсовая работа (проект);

П42 – код кафедры «Технология, оборудование бродильных и пищевых производств»;

14 – вариант;

01 – порядковый номер сборочной единицы;

04 – порядковый номер детали сборочной единицы;

ТС – технологическая схема;

МАС – машинно–аппаратурная схема;

ОВ – общий вид.

Глава 2. РАСЧЕТ КОЖУХОТРУБЧАТЫХ ТЕПЛОБМЕННЫХ АППАРАТОВ

2.1 Описание технологических схем теплообменных процессов

Технологическая схема получения паров (нагревание и испарение) представлена на рисунке 2.1.

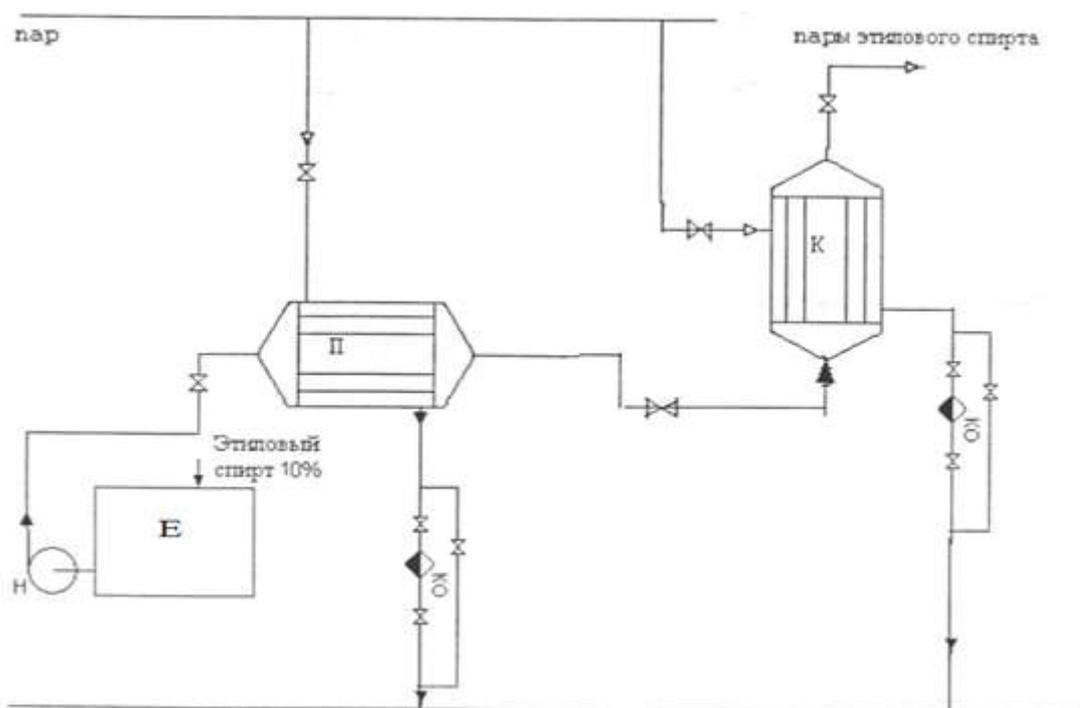


Рисунок 2.1 – Технологическая схема получения паров этилового спирта:
E – емкость; *H* – насос; *П* – подогреватель; *К* – кипяtilьник; *КО* – конденсатор

Исходная смесь 40 % этилового спирта при температуре 18 °С из емкости *E* (рис. 2.1) центробежным насосом *H* подается в трубное пространство подогревателя *П*, где подогревается до температуры кипения 94 °С. Затем поступает в вертикальный испаритель кожухотрубчатого типа, где кипит под атмосферным давлением. Пары 40 % этилового спирта поступают потребителю. Подогреватель и испаритель 40 % этилового спирта обогреваются греющим паром с ТЭЦ давлением 1,6 кгс/см², который поступает в межтрубное пространство кожухотрубчатых теплообменников. При конденсации пара образуется конденсат, который через конденсато-отводчик отводится в трубопровод конденсата и возвращается на ТЭЦ.

Технологическая схема конденсации и охлаждения паров представлена на рисунке 2.2.

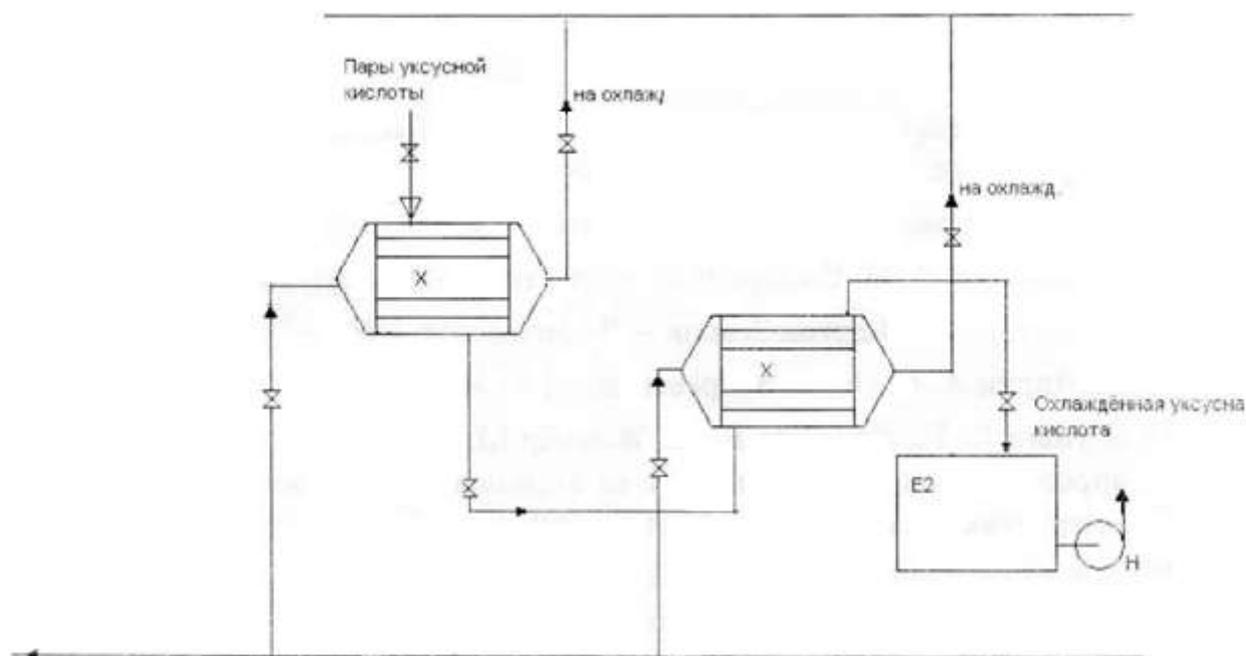


Рисунок 2.2 – Технологическая схема конденсации и охлаждения паров:
X – холодильник; *E2* – емкость; *H* – насос

Схема (рис. 2.2) включает 1 конденсатор паров уксусной кислоты и 1 холодильник сконденсированной уксусной кислоты. Пары уксусной кислоты из колонны поступают на конденсацию при атмосферном давлении и температуре 118 °С в кожухотрубчатый теплообменник, охлаждаемый водой из магистрального трубопровода, температура воды изменяется с 18 до 36 °С.

Полученная уксусная кислота из конденсатора поступает на охлаждение в холодильник уксусной кислоты, где охлаждается до температуры 30 °С, затем поступает в сборник готового продукта. Холодильник охлаждается водой, подаваемой из магистрального трубопровода.

2.2 Методика расчета кожухотрубчатых теплообменных аппаратов

Составление тепловых балансов

Введем следующие обозначения:

G – расход теплоносителя, кг/с;

C – теплоемкость теплоносителя, Дж/кг·К;

*t*₁ – начальная температура теплоносителя, К;

*t*₂ – конечная температура теплоносителя, К;

r – удельная теплота конденсации (парообразования), кДж/кг.

Если теплообмен протекает без изменения агрегатного состояния теплоносителя (нагревание, охлаждение), тогда тепловая нагрузка определяется по уравнению

$$Q = G \cdot c (t_1 - t_2). \quad (2.1)$$

Если теплообмен протекает с изменением агрегатного состояния теплоносителя (кипение, конденсация), тогда тепловая нагрузка рассчитывается по уравнению

$$Q = G \cdot r. \quad (2.2)$$

Расчет средней разности температур

Принимаем индекс «1» для горячего теплоносителя, индекс «2» для холодного теплоносителя.

Составляется температурная схема теплопередачи:

$$\begin{array}{ccc} \Delta t_H & t_{1H} & \longrightarrow & t_{1K} & \Delta t_K; \\ & t_{2H} & \longrightarrow & t_{2K}, & \end{array}$$

где

$$\Delta t_H = t_{1H} - t_{2H}, \quad (2.3)$$

$$\Delta t_K = t_{1K} - t_{2K}, \quad (2.4)$$

$$\Delta t_{cp} = \frac{t_H - t_K}{\ln \frac{\Delta t_H}{\Delta t_K}}. \quad (2.5)$$

Средняя температура горячего теплоносителя

$$t_1 = \frac{t_H + t_K}{2}. \quad (2.6)$$

Средняя температура холодного теплоносителя

$$t_2 = t_1 - \Delta t_{cp}. \quad (2.7)$$

Расчет коэффициента теплопередачи

Коэффициент теплопередачи рассчитывают по уравнению

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \sum r_{cm} + \frac{1}{\alpha_2}}, \quad (2.8)$$

где α_1 – коэффициент теплоотдачи от горячего теплоносителя к стенке, Вт/м²·К;

α_2 – коэффициент теплоотдачи от стенки к холодному теплоносителю, Вт/м²·К;

r_{cm} – термическое сопротивление стенки и загрязнений, м²·К/Вт.

Расчет коэффициента теплоотдачи.

Основные критерии подобия, входящие в критериальное уравнение конвективной теплоотдачи

Критерий Нуссельта

$$Nu = \frac{\alpha \cdot l}{\lambda}, \quad (2.9)$$

где α – коэффициент теплоотдачи, Вт/м·К;

l – характерный геометрический размер (м), если поток движется внутри трубы $l = d$;

λ – коэффициент теплопроводности теплоносителя, Вт/м·К.

Критерий Прандтля

$$Pr = \frac{c \cdot \mu}{\lambda}, \quad (2.10)$$

где c – теплоемкость теплоносителя, Дж/кг·К;

μ – динамический коэффициент вязкости, Па·с;

λ – коэффициент теплопроводности теплоносителя, Вт/м·К.

Критерий Рейнольдса

$$Re = \frac{\omega \cdot d \cdot \rho}{\mu}, \quad (2.11)$$

где ρ – плотность теплоносителя, кг/м³;

ω – скорость потока, м/с.

Критерий Грасгофа

$$Gr = \frac{g \cdot l^3}{\nu^2} \cdot \beta \cdot \Delta t, \quad (2.12)$$

где ν – кинематический коэффициент вязкости, м²/с;

β – коэффициент объемного расширения, К⁻¹.

На рисунке 2.3 представлена схема процесса теплопередачи.

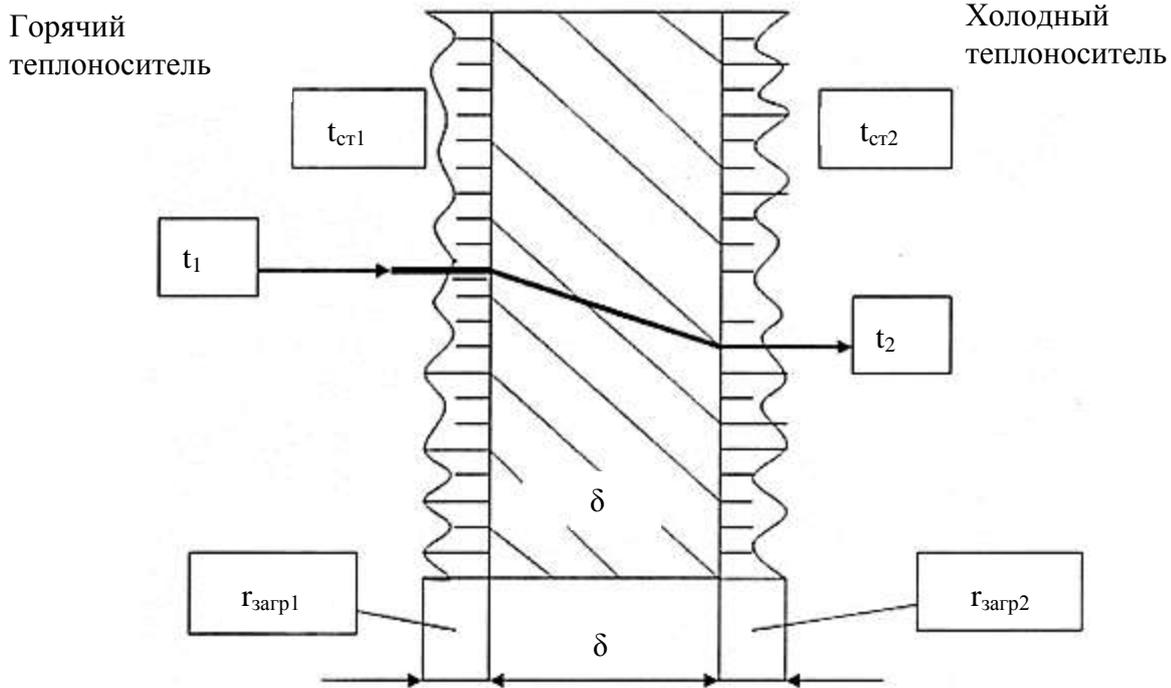


Рисунок 2.3 – Схема процесса теплопередачи

Теплоотдача при развитом турбулентном течении в прямых трубах и каналах ($Re > 10000$)

Расчетная формула

$$Nu = 0,021 \cdot \varepsilon_l \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,43} \cdot \left(\frac{Pr}{Pr_{ст}} \right)^{0,25} \quad (2.13)$$

Определяющая температура – средняя температура теплоносителя, определяющий геометрический размер l – эквивалентный диаметр $d_{экв}$. Критерий Прандтля $Pr_{ст}$ определяется при температуре стенки. В области неустойчивого турбулентного режима $2300 < Re < 10000$, т. е. в переходном режиме, теплоотдача может быть рассчитана с помощью зависимости

$$Nu = 0,008 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,43} \quad (2.14)$$

Критериальное уравнение для ламинарного режима имеет вид

$$Nu = 0,17 \cdot Re^{0,33} \cdot Pr^{0,43} \cdot Gr^{0,1} \cdot \left(\frac{Pr}{Pr_{ст}} \right)^{0,25} \quad (2.15)$$

В качестве определяющего размера принят эквивалентный диаметр канала. Физические параметры в критериях Nu , Re , Pr , Gr опре-

делены при средней температуре жидкости, Pr_{cm} при температуре стенки.

Теплоотдача при поперечном обтекании пучка гладких труб.

Если поток движется в межтрубном пространстве кожухотрубчатого теплообменника с поперечными перегородками при шахматном расположении труб, то критериальное уравнение имеет вид

$$Nu = 0,4 \cdot 0,6 \cdot Re^{0,6} \cdot Pr^{0,36} \cdot Gr^{0,1} \cdot \left(\frac{Pr}{Pr_{ct}} \right)^{0,25} \quad (2.16)$$

Определяющая температура – средняя температура жидкости, определяющий размер – наружный диаметр трубы. Скорость потока рассчитывается по формуле

$$W = \frac{V}{S_{с.ж.}}, \quad (2.17)$$

где V – расход жидкости, м³/с;

$S_{с.ж.}$ – площадь проходного сечения межтрубного пространства, м² (см. табл. В.12).

Затем рассчитывают коэффициент теплоотдачи

$$\alpha = \frac{Nu \cdot \lambda}{d} \quad (2.18)$$

Теплоотдача при изменении агрегатного состояния.

Конденсация пара.

Конденсация пара на поверхности пучка вертикальных труб высотой h .

Среднее значение коэффициента теплоотдачи равно

$$\alpha = 2,04 \cdot \sqrt[4]{\frac{\lambda^3 \cdot \rho^2 \cdot r}{\mu \cdot \Delta t \cdot H}}, \quad (2.19)$$

где λ – коэффициент теплопроводности конденсата, Вт/м·К;

ρ – плотность конденсата, кг/м³;

μ – динамический коэффициент вязкости, Па·с;

r – удельная теплота конденсации пара, Дж/кг;

H – высота стенки, м;

Δt – разность температур, равная

$$\Delta t = t_n - t_{cm}, \quad (2.20)$$

где t_n – температура конденсации пара;

t_{cm} – температура стенки.

Для насыщенного водяного пара коэффициент теплоотдачи α можно определить по формуле

$$\alpha = 2,04 \cdot \frac{A_t}{\Delta t \cdot H} 0,25, \quad (2.21)$$

где A_t – коэффициент, определяющийся по таблице 2.1 в зависимости от температуры конденсации насыщенного водяного пара.

Таблица 2.1 – Значение коэффициентов A_t и B_t

Коэффициент	Температура конденсации насыщенного водяного пара $t_{конд.}, ^\circ\text{C}$					
	100	110	120	140	160	180
A_t	6960	7100	7240	7420	7490	7520
B_t	101	1040	1070	1120	1150	1170

Физические характеристики конденсата приведены в таблице Б.22.

В случае конденсации на наружной поверхности пучка горизонтальных труб длиной l коэффициент теплоотдачи равен

$$\alpha = 0,728 \cdot \varepsilon \cdot \varepsilon_t \cdot \sqrt[4]{\frac{\lambda^3 \cdot \rho^2 \cdot r \cdot g}{\mu \cdot \Delta t \cdot d}}, \quad (2.22)$$

где d – наружный диаметр трубы, м;

ε – зависит от числа труб в вертикальном ряду.

Коэффициент ε_t – поправочная функция. Для воды ее принимают равной единице. Число труб определяется по таблице В.12. Определив число труб, η_p, V , определяем коэффициент ε (рис. 2.4).

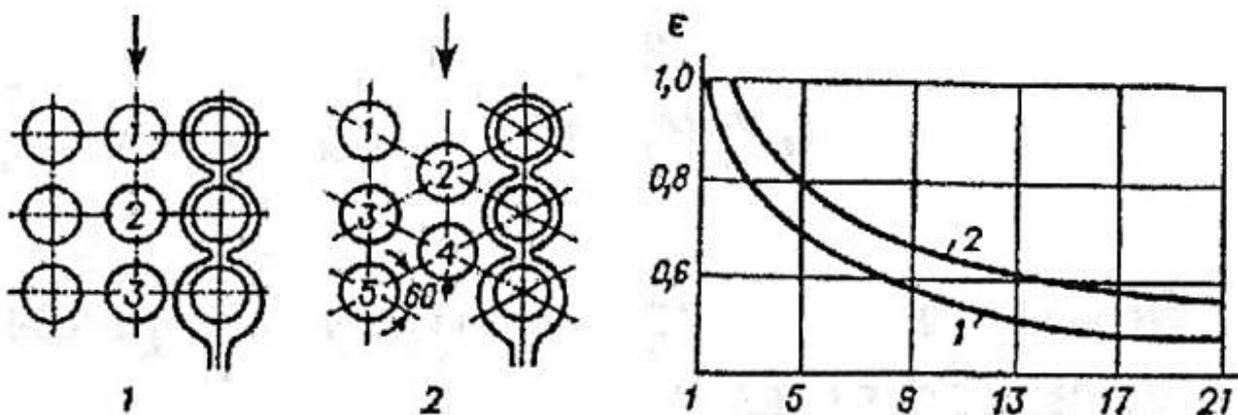


Рисунок 2.4 – Зависимость усредненного для всего пучка коэффициента ε от числа труб по вертикали n_v и порядок определения n_v для коридорного (1) и шахматного (2) расположения труб

Коэффициент α определяют по таблице 2.2.

Таблица 2.2 – Данные для определения коэффициента α

Режим	Тип (площадь) пластины, м ²			
	0,2	0,3	0,6	1,3
Турбулентный	0,065	0,1	0,135	0,135
Ланимарный	0,46	0,6	0,6	0,6

Кипение жидкостей

Для пузырькового режима кипения жидкостей в условиях свободного или вынужденного движения в трубах и продольных некруглых каналах осредненное значение коэффициента теплоотдачи рассчитывают по формуле

$$\alpha = b \cdot \sqrt[3]{\frac{\lambda^2 \cdot q^2}{\nu \cdot \sigma \cdot T_{\text{кип}}}} = b^3 \frac{\lambda^2 \cdot (\Delta T_{\text{кип}})^2}{\nu \cdot \sigma \cdot T_{\text{кип}}}, \quad (2.23)$$

где λ – теплопроводность кипящей жидкости, Вт/м·К;

q – тепловой поток, Вт/м²;

ν – кинематический коэффициент вязкости, м²/с;

σ – поверхностное натяжение, Н/м;

$T_{\text{кип}}$ – температура кипения, К;

$\Delta T_{\text{кип}}$ – движущая сила процесса кипения, равная

$$\Delta T_{\text{кип}} = T_{\text{ст}} - T_{\text{кип}}. \quad (2.24)$$

Безразмерную функцию b рассчитывают по формуле

$$b = 0,075 + 0,75 \cdot \left(\frac{\rho_{\text{п}}}{\rho_{\text{ж}} - \rho_{\text{п}}} \right)^{2/3}, \quad (2.25)$$

где $\rho_{\text{ж}}$ – плотность кипящей жидкости, кг/м³;

$\rho_{\text{п}}$ – плотность пара, кг/м³.

Плотность пара $\rho_{\text{п}}$ определяется по формуле

$$\rho_{\text{п}} = \frac{M}{22,4} \cdot \frac{P \cdot T_0}{P_0 \cdot T_{\text{кип}}}, \quad (2.26)$$

где M – молекулярная масса пара, кг/кмоль;

P – рабочее давление в аппарате;

P_0 – давление при нормальных условиях, $T_0 = 273$ К.

Безразмерную функцию b можно определить по графику на рисунке 2.5.

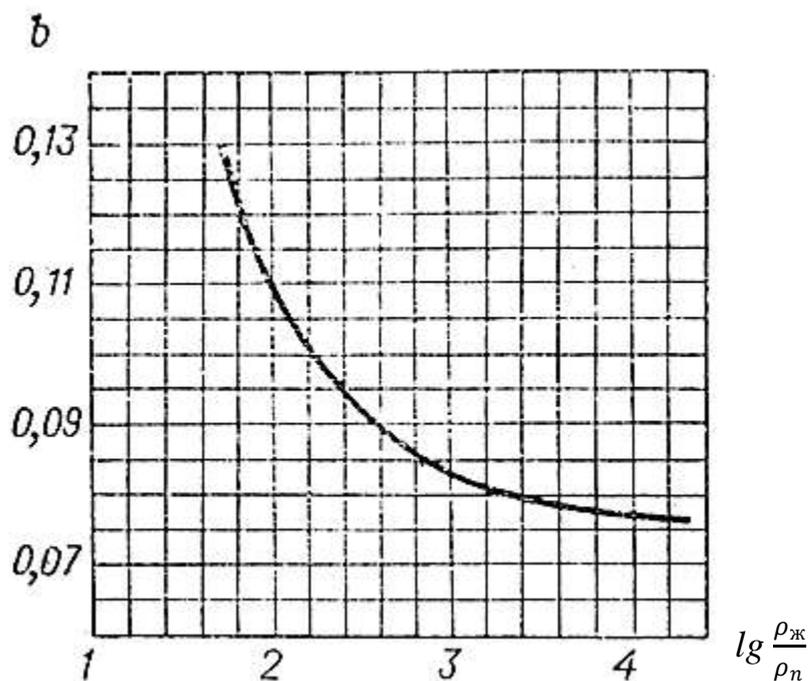


Рисунок 2.5 – График определения безразмерной функции b

Для кипящей воды плотность образовавшихся паров определяют по таблицам Б.20 и Б.21.

Термическое сопротивление стенки

Термическое сопротивление стенки и загрязнений определяют по формуле

$$\sum r_{cm} = \frac{\delta_{cm}}{\lambda_{cm}} + r_{загр1} + r_{загр2}, \quad (2.27)$$

где $r_{загр1}$ – загрязнение со стороны горячего теплоносителя и стенки, $\text{м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$;

$r_{загр2}$ – загрязнение со стороны стенки и холодного теплоносителя, принимаем таблице Б.24;

δ_{cm} – толщина стенки, м;

λ_{cm} – коэффициент теплопроводности стальной стенки, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$.

Ориентировочное значение коэффициентов теплопередачи для определения максимальной поверхности теплопередачи принимаем по таблице 2.3.

Таблица 2.3 – Ориентировочное значение коэффициентов теплопередачи, Вт/(м²·К)

Вид теплообмена	Вынужденное движение	Свободное движение
От газа к газу (при невысоких давлениях)	10–40	4–12
От газа к жидкости (газовые холодильники)	10–60	6–20
От конденсирующего пара к газу (воздухоподогреватели)	10–60	6–12
От жидкости к жидкости (вода)	800–1700	140–340
От жидкости к жидкости (углеводороды, масла)	120–270	30–60
От конденсирующего пара к воде (конденсаторы, подогреватели)	800–3500	300–1200
От конденсирующего пара к органическим жидкостям (подогреватели)	120–340	60–170
От конденсирующегося пара органических веществ к воде (конденсаторы)	300–800	230–460
От конденсирующего пара к кипящей жидкости (испарители)	–	300–2500

Рассчитав коэффициент теплопередачи, рассчитываем температуры стенок t_{cm1} , t_{cm2} , проверяем отношение $(Pr/Pr_{cm})^{0,25}$, если разница между рассчитанным и ранее принятым меньше 5 %, расчет коэффициента теплопередачи считается законченным. Затем рассчитывают поверхность теплопередачи по уравнению теплопередачи. Принимают запас поверхности 15...20 % и подбирают по таблицам В.12 и В.13 теплообменник.

2.3 Примеры расчета кожухотрубчатых теплообменных аппаратов

2.3.1 Расчет подогревателя

Рассчитать подогреватель для 20 %-го яблочного сока от начальной температуры $t_{2н} = 20$ °С до конечной температуры $t_{2к} = 100$ °С. Нагрев производится водяным насыщенным паром, давление $P_{з.п.} = 1,6$ ат. Расход 20 %-го яблочного сока равен 8 кг/с.

Примем индекс «1» для межтрубного пространства, индекс «2» – для трубного пространства, яблочный сок.

Температура конденсации водяного пара $t_1 = 112,7$ °С.

Температурная схема

$$\begin{array}{c} 112,7 - 112,7 \\ 20 - 100 \end{array}$$

$$\Delta t_6 = 112,7 - 20 = 92,7;$$

$$\Delta t_M = 112,7 - 100 = 12,7;$$

$$\Delta t_{\text{н\ddot{o}}} = \frac{\Delta t_{\dot{a}} - \Delta t_1}{\ln\left(\frac{\Delta t_{\dot{a}}}{\Delta t_1}\right)} = \frac{92,7 - 12,7}{\ln\frac{92,7}{12,7}} = 40,29 \text{ } ^\circ\text{C}. \quad (2.28)$$

Определим среднюю температуру 20 %-го яблочного сока

$$t_2 = t_1 - \Delta t_{\text{cp}} = 112,7 - 40,29 = 72,4 \text{ } ^\circ\text{C}. \quad (2.29)$$

Объемный расход 20 %-го яблочного сока ($\text{м}^3/\text{с}$)

$$V_2 = \frac{G_2}{\rho_2} = \frac{8}{1062} = 5,36 \cdot 10^{-3}, \quad (2.30)$$

где $\rho_2 = 1062 \text{ кг/м}^3$ – плотность 20 % яблочного сока при $t_2 = 72,4 \text{ } ^\circ\text{C}$ (см. табл. Б.1);

$G_2 = 8 \text{ кг/с}$ – расход 20 %-го яблочного сока.

Расход теплоты на нагрев 20 %-го яблочного сока

$$Q = G_2 \cdot c_2 \cdot (t_{2\text{к}} - t_{2\text{н}}) = 8 \cdot 3665 \cdot (100 - 20) = 556100 \text{ Вт}, \quad (2.31)$$

где $c_2 = 3665 \text{ Дж/(кг}\cdot\text{K)}$ – средняя удельная теплоемкость 20 %-го яблочного сока при температуре $t_2 = 72,4 \text{ } ^\circ\text{C}$ (см. табл. Б.8).

Расход сухого греющего пара с учетом 7 % потерь теплоты

$$G_1 = \frac{1,07 \cdot Q}{r} = \frac{1,07 \cdot 556100}{2264 \cdot 10^3} = 0,266 \text{ кг/с}, \quad (2.32)$$

где $r = 2264 \cdot 10^3 \text{ кг/с}$ – удельная теплота конденсации водяного пара (см. табл. Б.20).

Ориентировочно определяем максимальную величину площади поверхности теплообмена (см. табл. В.12). Минимальное значение коэффициента теплопередачи для случая теплообмена от конденсирующегося водяного пара к органическим жидкостям (подогреватели $K_{\text{мин}} = 500 \text{ Вт/(м}^2 \text{ K)}$, табл. 2.3). При этом

$$F_{\text{max}} = \frac{Q}{K_{\text{мин}} \cdot \Delta t_{\text{cp}}} = \frac{556100}{500 \cdot 40,29} = 27,6 \text{ м}^2. \quad (2.33)$$

Для обеспечения турбулентного течения 20 %-го яблочного сока при $Re > 10000$ скорость в трубах должна быть больше w_2'

$$w'_2 = \frac{10000 \cdot \mu_2}{d_2 \cdot \rho_2} = \frac{10000 \cdot 0,53 \cdot 10^{-3}}{0,021 \cdot 1062} = 0,24 \text{ м/с}, \quad (2.34)$$

где $\mu_2 = 0,53 \cdot 10^{-3}$ Па·с – динамический коэффициент вязкости 20 %-го яблочного сока при средней температуре $t_2 = 72$ °С (см. табл. Б.4);

$d_2 = 0,021$ м – внутренний диаметр труб;

$\rho_2 = 1062$ кг/м³ – плотность 20 %-го яблочного сока при $t_2 = 72$ °С (см. табл. Б.2).

Число труб 25×2 мм, обеспечивающих объемный расход яблочного сока при $Re_2 = 10000$

$$n' = \frac{V_2}{0,785 \cdot d_2^2 \cdot w'_2} = \frac{5,36 \cdot 10^{-3}}{0,785 \cdot 0,021^2 \cdot 0,24} = 64. \quad (2.35)$$

Условию $n < 64$ и $F < 27,6$ м² удовлетворяет теплообменник двухходовый диаметром 400 мм с числом труб на один ход трубного пространства $n = 50$ (общее число труб 100).

Коэффициент теплоотдачи для 20 %-го яблочного сока.

Уточняем значение критерия Рейнольдса Re_2

$$Re_2 = 10000 \left(\frac{n'}{n} \right) = 10000 \left(\frac{64}{50} \right) = 12750. \quad (2.36)$$

Критерий Прандтля для 20 %-го яблочного сока при средней температуре $t_2 = 72$ °С

$$Pr_2 = \frac{c_2 \cdot \mu_2}{\lambda_2} = \frac{3665 \cdot 0,53 \cdot 10^{-3}}{0,35} = 5,57, \quad (2.37)$$

где $\lambda_2 = 0,35$ Вт/(м·К) – коэффициент теплопроводности 20 %-го яблочного сока при $t_2 = 72$ °С (см. табл. Б.7);

$c_2 = 3665$ Дж/(кг·К) – удельная теплоемкость яблочного сока при средней $t_2 = 72$ °С (см. табл. Б.8);

$\mu_2 = 0,53 \cdot 10^{-3}$ Па·с – динамический коэффициент вязкости яблочного сока при средней температуре $t_2 = 72$ °С (см. табл. Б.4).

Рассчитаем критерий Нуссельта для яблочного сока

$$Nu_2 = 0,021 \cdot Re_2^{0,8} \cdot Pr_2^{0,43} \cdot \left(\frac{Pr_2}{Pr_{ст.2}} \right)^{0,25} \cdot \varepsilon_1, \quad (2.38)$$

$$Nu_2 = 0,021 \cdot 12750^{0,8} \cdot 5,6^{0,43} \cdot 1,05 \cdot 1 = 118,1,$$

где $\varepsilon_1 = 1$.

Отношение $(Pr_2/Pr_{cm.2})^{0,25}$ примем равным 1,05 (с последующей проверкой).

Таким образом, коэффициент теплоотдачи для яблочного сока равен

$$\alpha_2 = \frac{Nu_2 \cdot \lambda_2}{d_2} = \frac{118,1 \cdot 0,35}{0,025} = 1653 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}). \quad (2.39)$$

Коэффициент теплоотдачи при конденсации водяного пара на пучке горизонтальных труб.

Расчет осуществляем приближенно (без учета влияния поперечных перегородок).

$$\alpha_1 = 2,02 \cdot \varepsilon \cdot \varepsilon_r \cdot V_t (n/G_1)^{1/3} \cdot L^{1/3}, \quad (2.40)$$

$$\alpha_1 = 2,02 \cdot 0,62 \cdot 1 \cdot 1040 \cdot (206/0,266)^{1/3} \cdot 3^{1/3} = 16726 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}),$$

где ε – коэффициент, зависящий от расположения и числа труб по вертикали в пучке, для шахматного расположения труб и числе труб $n_8 = 14$, $\varepsilon = 0,62$;

$\varepsilon_2 = 1$ – коэффициент, зависящий от относительной массовой концентрации воздуха в паре $-\bar{Y}$, принимаем $\bar{Y} = 0 \%$, $\varepsilon_2 = 1$;

$$V_t = 1040;$$

$$G_1 = 0,266 \text{ кг/с};$$

$$n = 206 \text{ – общее число труб};$$

$$L = 3 \text{ м, длина труб (см. табл. В.12)}.$$

Если по окончании расчета будет принята другая длина труб, то расчет необходимо скорректировать с увеличением L при $G_1 = const$ величина α_1 возрастает.

Примем тепловую проводимость загрязнений стенки со стороны греющего пара $1/r_{загр.1} = 5800 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$, со стороны яблочного сока

$1/r_{загр.2} = 5800 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$, (см. табл. Б.24). Коэффициент теплопроводности стали $\lambda_{ст} = 46,5 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$, $\delta = 0,002 \text{ м}$ – толщина стенки.

Итак, находим сумму термических проводимостей стенки и загрязнений

$$\frac{1}{\Sigma r_{ст}} = \frac{1}{\frac{1}{r_{загр.1}} + \frac{\delta_{ст}}{\lambda_{ст}} + \frac{1}{r_{загр.2}}} = \frac{1}{\frac{1}{5800} + \frac{0,002}{46,5} + \frac{1}{5800}} = 2578 \text{ Вт}/\text{м}^2 \cdot \text{К}. \quad (2.41)$$

Коэффициент теплопередачи

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\sum r_{ст}} + \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{1}{\frac{1}{16726} + \frac{1}{2578} + \frac{1}{1653}} = 952 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}). \quad (2.42)$$

Поверхностная плотность теплового потока

$$q = K \cdot \Delta t_{cp} = 952 \cdot 40,29 = 38365 \text{ Вт}/\text{м}^2, \quad (2.43)$$

где $\Delta t_{cp} = 40,29 \text{ }^\circ\text{C}$ – средняя разность температур.

Проверяем принятое значение $(Pr_1/Pr_{cm.1})^{0,25}$.

Определим

$$\Delta t_2 = \frac{q}{\alpha_2} = \frac{38365}{1653} = 23,2 \text{ }^\circ\text{C}, \quad (2.44)$$

где $\alpha_2 = 1653 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ – коэффициент теплоотдачи для яблочного сока.

$$t_{ст.2} = t_2 + \Delta t_2 = 72,4 + 23,2 = 95,6 \text{ }^\circ\text{C}, \quad (2.45)$$

где $t_2 = 72,4 \text{ }^\circ\text{C}$ – средняя температура яблочного сока.

Определим критерий Прандтля при $t_{cm.2} = 95,6 \text{ }^\circ\text{C}$

$$Pr_{ст.2} = \frac{c_{ст.2} \cdot \mu_{ст.2}}{\lambda_{ст.2}} = \frac{3665 \cdot 0,5 \cdot 10^{-3}}{0,35} = 5,62, \quad (2.46)$$

где $c_{cm.2} = 3665 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$ – теплоемкость яблочного сока при температуре стенки $t_{cm.2} = 95,6 \text{ }^\circ\text{C}$ (см. табл. Б.8);

$\mu_{cm.1} = 0,5 \cdot 10^{-3} \text{ Па} \cdot \text{с}$ – динамический коэффициент вязкости яблочного сока при температуре стенки $t_{cm.2} = 95,6 \text{ }^\circ\text{C}$ (см. табл. Б.4);

$\lambda_{cm.1} = 0,35 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$ – коэффициент теплопроводности яблочного сока при температуре стенки $t_{cm.2} = 95,6 \text{ }^\circ\text{C}$ (см. табл. Б.7).

Следовательно,

$$\left(\frac{Pr_2}{Pr_{ст.2}} \right)^{0,25} = \left(\frac{5,6}{5,62} \right)^{0,25} = 1. \quad (2.47)$$

Было принято $(Pr_1/Pr_{cm.1})^{0,25} = 1,05$.

Разница

$$\frac{1,05 - 1,02}{1,01} \cdot 100 \% = 4 \% < 5 \%.$$

Расчетная площадь поверхности теплообмена

$$F_p = \frac{Q}{K \cdot \Delta t_{cp}} = \frac{556100}{952 \cdot 40,29} = 14,5 \text{ м}^2. \quad (2.48)$$

Площадь поверхности теплообмена уточняем по таблице, согласно выбранному теплообменнику (см. табл. В.12).

Принимаем к установке двухходовой теплообменник с $F=16 \text{ м}^2$ (рис. 2.6).

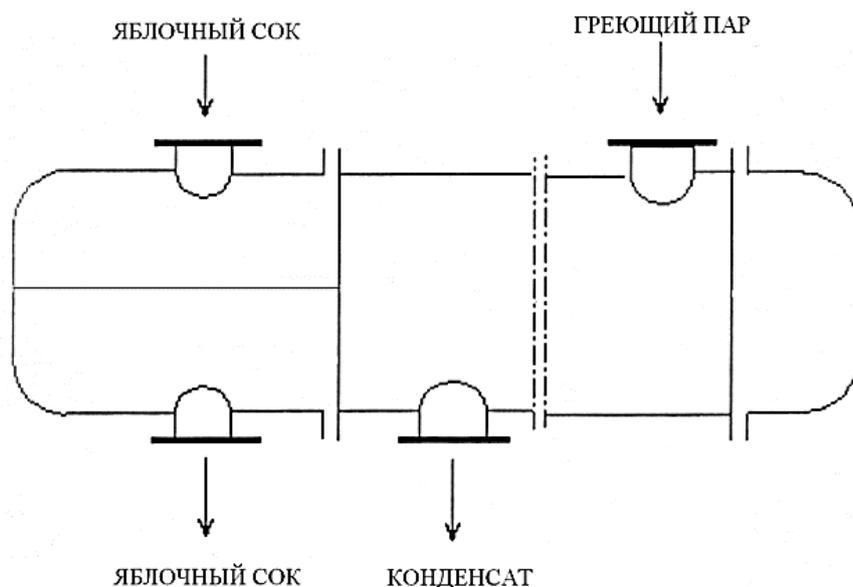


Рисунок 2.6 – Двухходовой кожухотрубчатый теплообменник

Характеристики теплообменника представлены в таблице 2.4.

Таблица 2.4 – Характеристики теплообменника

Параметр	Данные
Внутренний диаметр кожуха $D_{вн}$, мм	400
Общее число труб n	100
Поверхность теплообмена F , м^2	16
Длина труб, м	2
Диаметр трубы $d_{тр}$, мм	25 × 2

Запас площади поверхности теплообмена

$$\frac{F - F_{\delta}}{F_{\delta}} \cdot 100 \% = \frac{16 - 14,5}{14,5} \cdot 100 \% = 10,3 \% . \quad (2.49)$$

2.3.2 Расчет кипятильника

Рассчитаем кипятильник для образования паров уксусной кислоты. Расход кислоты составляет 2,5 кг/с. Давление атмосферное. Обогрев ведется водяным насыщенным паром давлением 3,2 ат.

Рассчитываем количество тепла, необходимое для процесса кипения уксусной кислоты

$$Q_2 = G_2 \cdot r_2, \quad (2.50)$$

где r_2 – удельная теплота парообразования уксусной кислоты при температуре кипения $t_2 = 118$ °С (см. табл. Б.28), Дж/кг;

G_2 – расход уксусной кислоты, кг/с.

$$Q_2 = 2,5 \cdot 400000 = 1 \cdot 10^6 \text{ Вт.}$$

По давлению греющего пара определяем температуру греющего пара, $t_1 = 135$ °С (см. табл. Б.21).

Средняя разность температур теплоносителей равна

$$\Delta t = t_1 - t_2 = 135 - 118 = 17 \text{ °С.} \quad (2.51)$$

Определяем предварительно поверхность кипятильника, для чего задаемся значением коэффициента теплопередачи, $K = 300$ Вт/м²·К.

$$F = \frac{Q}{K \cdot \Delta t} = \frac{1 \cdot 10^6}{300 \cdot 17} = 196 \text{ м}^2. \quad (2.52)$$

По поверхности (см. табл. В.13) выбираем кипятильник с длиной трубы $H = 3$ м.

Коэффициент теплоотдачи для конденсирующегося греющего водяного пара находим по формуле

$$\alpha_1 = 1,21 \lambda_1 \cdot \sqrt[3]{\frac{\rho_1^2 \cdot r_1 \cdot g}{\mu_1 \cdot H}} \cdot q^{-1/3}, \quad (2.53)$$

где λ_1 – теплопроводность конденсата, Вт/м·К (см. табл. Б.22);

μ_1 – динамический коэффициент вязкости конденсата Па·с (см. табл. Б.22);

r_1 – удельная теплота конденсации греющего пара при давлении 3,2 ат, Дж/кг (см. табл. Б.21);

q – удельный тепловой поток, Вт/м².

$$\alpha_1 = 1,21 \cdot 0,68 \cdot \sqrt[3]{\frac{930^2 \cdot 2165000 \cdot 9,8}{0,2 \cdot 10^{-3} \cdot 3}} \cdot q^{-1/3} = 2,55 \cdot 10^5 \cdot q^{-1/3}.$$

Коэффициент теплоотдачи для кипящей уксусной кислоты находим по формуле

$$\alpha_2 = b \cdot \sqrt[3]{\frac{\lambda_2^2 \cdot \rho_2}{\mu_2 \cdot \sigma_2 \cdot T_{\text{кип}}}} \cdot q^{2/3}, \quad (2.54)$$

где b – коэффициент, определяемый следующим выражением

$$b = 0,075 \cdot \left[1 + 10 \cdot \left(\frac{\rho_2}{\rho_{\text{п}}} - 1 \right)^{2/3} \right], \quad (2.55)$$

где λ_2 – теплопроводность кипящей уксусной кислоты, Вт/м²·К (см. табл. Б.27);

ρ_2 – плотность кипящей уксусной кислоты, кг/м³ (см. табл. Б.25);

μ_2 – коэффициент динамической вязкости кипящей уксусной кислоты, Па·с (см. табл. Б.26);

σ_2 – поверхностное натяжение Н/м (см. табл. Б.30);

$\rho_{\text{п}}$ – плотность паров уксусной кислоты рассчитывают по формуле

$$\rho_{\text{п}} = \rho_0 \cdot \frac{T_0}{T} \cdot \frac{p}{p_0} = \frac{M}{22,4} \cdot \frac{T_0}{T} \cdot \frac{p}{p_0}, \quad (2.56)$$

где M – молярная масса уксусной кислоты, кг/кмоль.

$$\rho_{\text{п}} = \frac{60}{22,4} \cdot \frac{273}{(273+118)} \cdot \frac{1}{1,033} = 1,87 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3};$$

$$b = 0,075 \cdot \left[1 + 10 \cdot \left(\frac{922}{1,87} - 1 \right)^{2/3} \right] = 0,087;$$

$$\alpha_2 = 0,087 \cdot \sqrt[3]{\frac{0,15^2 \cdot 922}{0,37 \cdot 10^{-3} \cdot 0,018 \cdot (273+118)}} \cdot q^{2/3} = 1,73 \cdot q^{2/3}.$$

Сумма термических сопротивлений стенки и загрязнений

$$\sum r_{\text{ст}} = \frac{\delta_{\text{ст}}}{\lambda_{\text{ст}}} + r_{\text{загр.1}} + r_{\text{загр.2}}, \quad (2.57)$$

где $\delta_{\text{ст}}$ – толщина стенки, м;

$\lambda_{\text{ст}}$ – коэффициент теплопроводности стали, Вт/м²·К;

$r_{\text{загр.1}}$ и $r_{\text{загр.2}}$ – термические сопротивления загрязнений со стороны пара и уксусной кислоты, Вт/м²·К (см. табл. Б.24).

$$\sum r_{\text{нб}} = \frac{0,002}{46,5} + \frac{1}{5800} + \frac{1}{5800} = 3,88 \cdot 10^{-4} \hat{\Delta} \hat{i}^2 \cdot \hat{E}.$$

Коэффициент теплопередачи равен

$$\hat{E} = \frac{1}{\frac{1}{a_1} + \sum r_{\text{нб}} + \frac{1}{a_2}}, \quad (2.58)$$

$$\hat{E} = \frac{1}{\frac{1}{2,55 \cdot 10^5 \cdot q^{-0,33}} + 3,88 \cdot 10^{-4} + \frac{1}{1,73 \cdot q^{0,67}}} = \frac{1}{\frac{1}{0,39 \cdot 10^{-5} \cdot q^{0,33}} + 3,88 \cdot 10^{-4} + \frac{1}{0,58 \cdot q^{-0,67}}}.$$

Удельная тепловая нагрузка равна

$$q = K \cdot \Delta t = \frac{17}{0,39 \cdot 10^{-5} \cdot q^{0,33} + 3,88 \cdot 10^{-4} + 0,58 \cdot q^{-0,67}}. \quad (2.59)$$

Решаем уравнение относительно q

$$0,39 \cdot 10^{-5} \cdot q^{1,33} + 3,88 \cdot 10^{-4} \cdot q + 0,58 \cdot q^{0,33} - 17 = 0$$

Это уравнение решаем графически, задавая значения q (5000, 10000, 15000) и определяем величину Y. На графике (рис. 2.7) строим зависимость Y(q). При Y = 0 находим q = 10200 Вт/м².

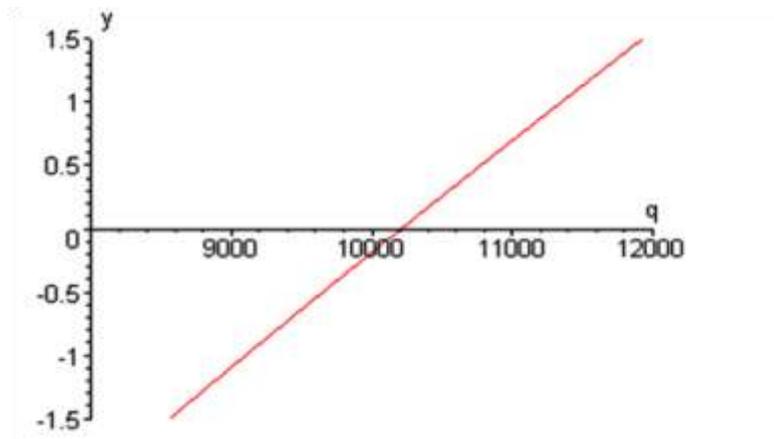


Рисунок 2.7 – Определение удельной тепловой нагрузки q

Коэффициент теплопередачи

$$K = q/\Delta t = 10200/17 = 600 \text{ Вт/м}^2\text{К}. \quad (2.60)$$

Площадь поверхности теплообмена рассчитываем по уравнению теплопередачи

$$F = \frac{Q}{K \cdot \Delta t} = \frac{10^6}{600 \cdot 17} = 98 \hat{i}^2. \quad (2.61)$$

Принимаем аппарат с площадью поверхности теплопередачи F = 112 м² (см. табл. В.13). Запас составляет $\frac{112-98}{98} \cdot 100\% = 14\%$.

2.3.3 Расчет конденсатора

Рассчитать конденсатор для конденсации паров этилового спирта под атмосферным давлением в количестве $G_1 = 7,44$ кг/с. Температура конденсации $t_1 = 78,3$ °С. Охлаждение проводится водой, которая имеет температуру на входе $t_{2н} = 18$ °С, на выходе $t_{2к} = 38$ °С.

Температурная схема

$$\begin{array}{c} 78,3 \text{-----} 78,3 \\ 18 \text{-----} 38 \\ \Delta t_6 = 78,3 - 18 = 60,3. \\ \Delta t_m = 78,3 - 38 = 40,3. \\ \frac{\Delta t_6}{\Delta t_m} = \frac{60,3}{40,3} = 1,5, \end{array} \quad (2.62)$$

тогда

$$\Delta t_{\text{н\o}} = \frac{\Delta t_6 + \Delta t_m}{2} = \frac{60,3 + 40,3}{2} = 50,3 \text{ } ^\circ\text{C}. \quad (2.63)$$

Определим среднюю температуру воды

$$t_2 = t_1 - \Delta t_{\text{cp}} = 78,3 - 50,3 = 28,3 \text{ } ^\circ\text{C}. \quad (2.64)$$

Расход теплоты

$$Q_1 = G_1 \cdot r_1 = 7,44 \cdot 854,1 = 6355 \cdot 10^3 \text{ Вт}. \quad (2.65)$$

где $r_1 = 854,1$ кДж/кг.

Расход воды

$$G_2 = \frac{Q}{c_2(t_{2к} - t_{2н})} = \frac{6355000}{4190(38 - 18)} = 81,8 \text{ кг/с}, \quad (2.66)$$

где $c_2 = 4190$ Дж/(кг·К) – удельная теплоемкость воды при средней температуре $t_2 = 28,3$ °С.

Объемный расход воды

$$V_2 = \frac{G_2}{\rho_2} = \frac{81,8}{995} = 0,082 \text{ м}^3/\text{с}, \quad (2.67)$$

где $\rho_2 = 995$ кг/м³ – плотность воды при $t_2 = 28,3$ °С (см. табл. Б.22);
 $G_2 = 81,8$ кг/с – расход воды.

Ориентировочно определяем максимальную величину площади поверхности теплообмена (см. табл. В.12). Минимальное значение ко-

эфициента теплопередачи для случая теплообмена от конденсирующегося пара органических жидкостей к воде (конденсаторы $K_{мин} = 800$, см. табл. 2.3).

$$F_{max} = \frac{Q}{K_{min} \cdot \Delta t_{cp}} = \frac{6855000}{800 \cdot 50,3} = 158 \text{ М}^2. \quad (2.68)$$

Для обеспечения турбулентного течения воды при $Re > 10000$ скорость в трубах должна быть больше w^2

$$w'_2 = \frac{10000 \cdot \mu_2}{d_2 \cdot \rho_2} = \frac{10000 \cdot 0,818 \cdot 10^{-3}}{0,021 \cdot 995} = 0,391 \text{ м/с}, \quad (2.69)$$

где $\mu_2 = 0,818 \cdot 10^{-3}$ Па·с – динамический коэффициент вязкости воды при средней температуре $t_2 = 29,85$ °С (см. табл. Б.22);

$d_2 = 0,021$ м – внутренний диаметр труб;

$\rho_2 = 995$ кг/м³ – плотность воды при $t_2 = 29,85$ °С (см. табл. Б.22).

Число труб $0,025 \times 0,002$ м, обеспечивающих объемный расход воды при $Re_2 = 10000$

$$n' = \frac{V_2}{0,785 \cdot d_2^2 \cdot w'_2} = \frac{0,082}{0,785 \cdot 0,021^2 \cdot 0,391} = 607. \quad (2.70)$$

Условию $n < 607$ и $F < 158$ м² удовлетворяет теплообменник двух ходовой диаметром 10 м с числом труб на один ход трубного пространства $n = 377$, общее число труб 754 (см. табл. В.12).

Уточняем значение критерия Рейнольдса Re_2

$$Re_2 = 10000 \cdot \left(\frac{n'}{n} \right) = 10000 \cdot \left(\frac{607}{377} \right) = 16100. \quad (2.71)$$

Критерий Прандтля для воды при средней температуре $t_2 = 29,85$ °С

$$Pr_2 = \frac{c_2 \cdot \mu_2}{\lambda_2} = \frac{4190 \cdot 0,818 \cdot 10^{-3}}{0,605} = 5,67, \quad (2.72)$$

где $\lambda_2 = 0,605$ Вт/(м·К) – коэффициент теплопроводности воды при $t_2 = 28,35$ °С (см. табл. Б.22);

$c_2 = 4190$ Дж/(кг·К) – удельная теплоемкость воды при средней $t_2 = 28,35$ °С (см. табл. Б.22);

$\mu_2 = 0,818 \cdot 10^{-3}$ Па·с – динамический коэффициент вязкости воды при средней температуре $t_2 = 28,35$ °С (см. табл. Б.22).

Рассчитаем критерий Нуссельта для воды

$$Nu_2 = 0,021 \cdot Re_2^{0,8} \cdot Pr_2^{0,43} \cdot \left(\frac{Pr_2}{Pr_{ст.2}} \right)^{0,25} \cdot \varepsilon_1; \quad (2.73)$$

$$Nu_2 = 0,021 \cdot 16100^{0,8} \cdot 5,67^{0,43} \cdot 1,05 \cdot 1 = 81,1;$$

где $\varepsilon_l = 1$.

Отношение $(Pr_2/Pr_{ст.2})^{0,25}$ примем равным 1,05 (с последующей проверкой).

Таким образом, коэффициент теплоотдачи для воды равен

$$\alpha_2 = \frac{Nu_2 \cdot \lambda_2}{d_2} = \frac{81,1 \cdot 0,605}{0,021} = 2337 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}). \quad (2.74)$$

Коэффициент теплоотдачи при конденсации пара этилового спирта на пучке горизонтальных труб.

$$\alpha_1 = 0,728 \cdot \varepsilon^4 \sqrt[4]{\frac{\lambda_1^3 \cdot \rho_1^2 \cdot r_1 \cdot g}{\mu_1 \cdot \Delta t \cdot d}} \cdot \varepsilon, \quad (2.75)$$

где ε зависит от числа труб в ряду $n_p = 34$, $\varepsilon = 0,5$ (см. рис. 2.2).

$$\alpha_1 = 0,728 \cdot 0,5 \cdot \sqrt[4]{\frac{0,18^3 \cdot 735^2 \cdot 854 \cdot 10^3 \cdot 9,8}{0,5 \cdot 10^{-3} \cdot 2 \cdot 0,025}} = 2075 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}),$$

где $\lambda_1 = 0,18 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$ – коэффициент теплопроводности этилового спирта при $t = 78 \text{ }^\circ\text{С}$ (см. табл. Б.18);

$\mu_1 = 0,5 \cdot 10^{-3} \text{ Па} \cdot \text{с}$ – динамический коэффициент вязкости этилового спирта при $t = 78 \text{ }^\circ\text{С}$ при температуре $t = 78 \text{ }^\circ\text{С}$ (см. табл. Б.17);

$\rho_1 = 735 \text{ кг}/\text{м}^3$ – плотность этилового спирта при $t = 78 \text{ }^\circ\text{С}$ (см. табл. Б.16);

$g = 9,8 \text{ м}/\text{с}^2$ – ускорение свободного падения;

$r = 854,1 \cdot 10^3 \text{ Дж}/\text{кг}$ – удельная теплота парообразования (см. табл. Б.20–Б.21).

Примем тепловую проводимость загрязнений стенки со стороны этилового спирта $1/r_{загр.1} = 5800 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ со стороны воды $1/r_{загр.2} = 4000 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ (см. табл. Б.24). Коэффициент теплопроводности стали $\lambda_{ст} = 46,5 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$, $\delta = 0,002 \text{ м}$ – толщина стенки.

Итак, находим суммарную проводимость стенки и загрязнений

$$\frac{1}{\Sigma r_{\text{ст}}} = \frac{1}{\frac{1}{r_{\text{загр.1}}} + \frac{\delta_{\text{ст}}}{\lambda_{\text{ст}}} + \frac{1}{r_{\text{загр.2}}}} = \frac{1}{\frac{1}{5800} + \frac{0,002}{46,5} + \frac{1}{4000}} = 2578 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}. \quad (2.76)$$

Коэффициент теплопередачи

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\Sigma r_{\text{ст}}} + \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{1}{\frac{1}{2075} + \frac{1}{2578} + \frac{1}{2925}} = 872,3 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}. \quad (2.77)$$

Поверхностная плотность теплового потока

$$q = K \cdot \Delta t_{\text{cp}} = 872,3 \cdot 50,3 = 43876,7 \text{ Вт/м}^2, \quad (2.78)$$

где $\Delta t_{\text{cp}} = 50,3 \text{ }^\circ\text{C}$ – средняя разность температур.

Проверяем принятое значение $(Pr_1/Pr_{\text{cm.1}})^{0,25}$. Определим

$$\Delta t_2 = \frac{q}{\alpha_2} = \frac{43876,7}{2578} = 17,0 \text{ }^\circ\text{C}, \quad (2.79)$$

где $\alpha_2 = 2578 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$ – коэффициент теплоотдачи для воды.

$$t_{\text{ст.2}} = t_2 + \Delta t_2 = 29,85 + 17,0 = 46,85 \text{ }^\circ\text{C}, \quad (2.80)$$

где $t_2 = 29,85 \text{ }^\circ\text{C}$ – средняя температура воды.

Определим критерий Прандтля при $t_{\text{cm.2}} = 46,85 \text{ }^\circ\text{C}$

$$Pr_{\text{н}0.2} = \frac{c_{\text{н}0.2} \cdot \mu_{\text{н}0.2}}{\lambda_{\text{н}0.2}} = \frac{4190 \cdot 0,729 \cdot 10^{-3}}{0,62} = 4,93, \quad (2.81)$$

где $c_{\text{cm.2}} = 419 \text{ Дж/(кг} \cdot \text{К)}$ – теплоемкость воды при температуре стенки;

$t_{\text{cm.2}} = 46,85 \text{ }^\circ\text{C}$ (см. табл. Б.22);

$\mu_{\text{cm.1}} = 0,729 \cdot 10^{-3} \text{ Па} \cdot \text{с}$ – динамический коэффициент вязкости воды при температуре стенки $t_{\text{cm.2}} = 46,85 \text{ }^\circ\text{C}$ (см. табл. Б.22);

$\lambda_{\text{cm.1}} = 0,62 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$ – коэффициент теплопроводности воды при температуре стенки $t_{\text{cm.2}} = 46,85 \text{ }^\circ\text{C}$ (см. табл. Б.22).

Следовательно

$$\left(\frac{Pr_2}{Pr_{\text{ст.2}}} \right)^{0,25} = \left(\frac{5,67}{4,93} \right)^{0,25} = 1,034. \quad (2.82)$$

Было принято $(Pr_1/Pr_{\text{cm.1}})^{0,25} = 1,05$.

Разница

$$\frac{1,05 - 1,034}{1,034} \cdot 100\% = 1,55\% < 5\%.$$

Расчетная площадь поверхности теплообмена

$$F_p = \frac{Q}{K \cdot \Delta t_{cp}} = \frac{6355000}{872,3 \cdot 50,3} = 145,0 \text{ м}^2. \quad (2.83)$$

Площадь поверхности теплообмена уточняем по таблице, согласно выбранному теплообменнику (см. табл. В.12).

Принимаем к установке двухходовой конденсатор с $F = 175 \text{ м}^2$.

Характеристики теплообменника (конденсатора) представлены в таблице 2.5.

Таблица 2.5 – Характеристики теплообменника

Параметр	Данные
Внутренний диаметр кожуха $D_{вн}$, мм	1000
Общее число труб n	754
Поверхность теплообмена, м^2	175
Длина труб, м	3

Запас площади поверхности теплообмена

$$\frac{F - F_p}{F_p} \cdot 100\% = \frac{175 - 145,0}{145,0} \cdot 100\% = 20,6\%. \quad (2.84)$$

Запас площади поверхности теплообмена достаточен.

На рисунке 2.8 представлен общий вид двухходового кожухотрубчатого теплообменника.

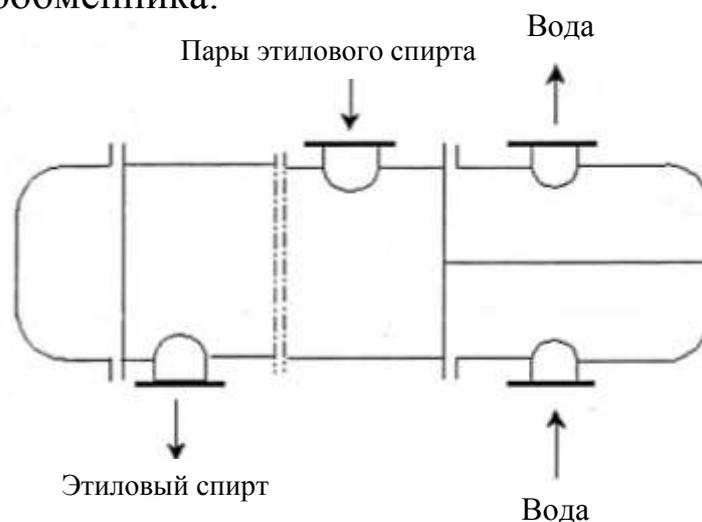


Рисунок 2.8 – Двухходовой кожухотрубчатый теплообменник

2.3.4 Расчет холодильника

Рассчитать холодильник для охлаждения 4,5 кг/с этилового спирта от 61 до 30 °С водой, которая нагревается от 18 до 38 °С. Давление атмосферное.

Определим расход теплоты и расход этилового спирта. Примем индекс «1» для горячего теплоносителя (этилового спирта) – межтрубное пространство, индекс «2» – для холодного теплоносителя (воды) – трубное пространство.

Предварительно определим среднюю температуру воды

$$t_2 = 0,5 \cdot (18 + 38) = 28 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Среднюю температуру этилового спирта

$$t_1 = t_2 + \Delta t_{cp} = 18 + 16,92 = 44,92 \text{ } ^\circ\text{C}, \quad (2.85)$$

где Δt_{cp} – средняя разность температур, равная при противотоке теплоносителей 16,92 °С

$$\begin{array}{c} 61 \xrightarrow{\text{спирт}} 30 \\ 38 \xleftarrow{\text{вода}} 18 \end{array}$$
$$\begin{aligned} \Delta t_6 &= 61 - 38 = 23, \\ \Delta t_M &= 30 - 18 = 12, \\ \Delta t_{cp} &= \frac{\Delta t_6 - \Delta t_M}{\ln\left(\frac{\Delta t_6}{\Delta t_M}\right)} = \frac{23 - 12}{\ln\frac{23}{12}} = 16,92 \text{ } ^\circ\text{C}. \end{aligned} \quad (2.86)$$

С учетом потерь в размере 5 % расход теплоты составит:

$$Q = 1,05 \cdot G_1 \cdot c_1 \cdot (t_{1н} - t_{1к}), \quad (2.87)$$

$$Q = 1,05 \cdot 4,5 \cdot 0,66 \cdot 4,19 \cdot 10^3 \cdot (61 - 30) = 405000 \text{ Вт}.$$

Расход воды

$$G_2 = \frac{Q}{c_2(t_{2к} - t_{2н})} = \frac{405000}{4190(38 - 18)} = 4,83 \text{ кг/с}, \quad (2.88)$$

где $c_1 = 0,66 \cdot 4,19 \cdot 10^3 = 2765 \text{ Дж/(кг} \cdot \text{К)}$ – удельная теплоемкость этилового спирта при средней температуре $t_1 = 44,92 \text{ } ^\circ\text{C}$ (см. табл. Б.19);

$c_2 = 1 \cdot 4,19 \cdot 10^3 \text{ Дж/(кг} \cdot \text{К)}$ – удельная теплоемкость воды при средней температуре $t_2 = 28 \text{ } ^\circ\text{C}$ (см. табл. Б.22).

Объемные расходы этилового спирта и воды, м³/с

$$V_1 = \frac{G_1}{\rho_1} = \frac{4,5}{769,5} = 5,85 \cdot 10^{-3}, \quad (2.89)$$

где $\rho_1 = 769,5$ кг/м³ – плотность этилового спирта при $t_1 = 44,92$ °С (см. табл. Б.16);

$G_1 = 4,5$ кг/с – расход этилового спирта (см. задание).

$$V_2 = \frac{G_2}{\rho_2} = \frac{4,56}{995} = 4,86 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}, \quad (2.90)$$

где $\rho_2 = 995$ кг/м³ – плотность воды при $t_2 = 28$ °С (см. табл. Б.22);

$G_2 = 4,86$ кг/с – расход воды.

Наметим варианты холодильных аппаратов. Для этого определим ориентировочно значение площади поверхности теплообмена, полагая $K_{op} = 250$ Вт/(м²·К) – ориентировочный коэффициент теплопередачи (см. табл. 2.3).

$$F_{op} = \frac{Q}{K_{op} \cdot \Delta t_{cp}} = \frac{405000}{250 \cdot 16,92} = 95,74 \text{ м}^2. \quad (2.91)$$

Для обеспечения турбулентного течения воды скорость в трубах должна быть больше w'_2

$$w'_2 = \frac{10000 \cdot \mu_2}{d_2 \cdot \rho_2} = \frac{10000 \cdot 0,84 \cdot 10^{-3}}{0,021 \cdot 995} = 0,4 \text{ м/с}, \quad (2.92)$$

где $\mu_2 = 0,84 \cdot 10^{-3}$ Па·с – динамический коэффициент вязкости воды при средней температуре $t_2 = 28$ °С (см. табл. Б.22);

$d_2 = 0,021$ м – внутренний диаметр труб;

$\rho_2 = 995$ кг/м³ – плотность воды при $t_2 = 28$ °С (см. табл. Б.22).

Число труб 25х2 мм, обеспечивающих объемный расход воды при $Re_2 = 10000$

$$n' = \frac{V_2}{0,785 \cdot d_2^2 \cdot w'_2} = \frac{4,86 \cdot 10^{-3}}{0,785 \cdot 0,021^2 \cdot 0,4} = 35. \quad (2.93)$$

Условию $n < 35$ и $F < 95,74$ м² удовлетворяет шестиходовой теплообменник (см. табл. В.12).

Характеристика шестиходового теплообменника представлена в таблице 2.6.

Таблица 2.6 – Характеристики теплообменника

Показатель	Данные
Внутренний диаметр кожуха $D_{вн}$	0,6 м
Общее число труб n	196
Поверхность теплообмена F	91 м ²
Длина труб	6 м

Коэффициент теплоотдачи для воды

Уточняем значение критерия Рейнольдса Re_2

$$Re_2 = 10000 \left(\frac{n'}{n} \right) = 10000 \left(\frac{35}{32,67} \right) = 10712. \quad (2.94)$$

Критерий Прандтля для воды при средней температуре $t_2 = 28 \text{ }^\circ\text{C}$

$$Pr_2 = \frac{c_2 \cdot \mu_2}{\lambda_2} = \frac{1 \cdot 4,19 \cdot 10^3 \cdot 0,84 \cdot 10^{-3}}{0,605} = 5,8, \quad (2.95)$$

где $\lambda_2 = 0,52 \cdot 1,163 = 0,605 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$ – коэффициент теплопроводности воды при $t_2 = 28 \text{ }^\circ\text{C}$ (см. табл. Б.22);

$c_2 = 1 \cdot 4,19 \cdot 10^3 \text{ Дж/(кг}\cdot\text{К)}$ – удельная теплоемкость воды при средней

$t_2 = 28 \text{ }^\circ\text{C}$ (см. табл. Б.22);

$\mu_2 = 0,84 \cdot 10^{-3} \text{ Па}\cdot\text{с}$ – динамический коэффициент вязкости воды при средней температуре $t_2 = 28 \text{ }^\circ\text{C}$ (см. табл. Б.22).

Определим критерий Нуссельта для воды

$$Nu_2 = 0,021 \cdot Re_2^{0,8} \cdot Pr_2^{0,43} \cdot \left(\frac{Pr_2}{Pr_{ст.2}} \right)^{0,25} \cdot \varepsilon_1; \quad (2.96)$$

$$Nu_2 = 0,021 \cdot 1 \cdot 10712^{0,8} \cdot 5,8^{0,43} \cdot 1,05 = 76,22 ;$$

где $\varepsilon_1 = 1$ – коэффициент, зависящий от отношения L/d и от критерия Рейнольдса, (если $L/d > 50$ и $Re \geq 10000$, то $\varepsilon_1 = 1$).

Находим отношение длины труб $L = 4 \text{ м}$ к внутреннему диаметру трубы $L/d = 4/0,021 = 190,5$, следовательно $\varepsilon_1 = 1$.

Отношение $(Pr_2/Pr_{ст.2})^{0,25}$ примем равным 1,05 (с последующей проверкой).

Таким образом, коэффициент теплоотдачи для воды равен

$$\alpha_2 = \frac{Nu_2 \cdot \lambda_2}{d_2} = \frac{76,22 \cdot 0,605}{0,021} = 2195 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К)}. \quad (2.97)$$

Определим по таблице В.12 в соответствии с выбранным теплообменником площадь проходного сечения в вырезе перегородки $S_{e.n} = 3,7 \cdot 10^{-2} \text{ м}^2$.

Расчетная скорость этилового спирта в межтрубном пространстве равна

$$w_1 = \frac{V_1}{S_{в.п}} = \frac{5,85 \cdot 10^{-3}}{3,7 \cdot 10^{-2}} = 0,16 \text{ м/с}, \quad (2.98)$$

где $V_1 = 5,85 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$ – расход этилового спирта.

Критерий Рейнольдса для этилового спирта

$$Re_1 = \frac{w_1 \cdot d_1 \cdot \rho_1}{\mu_1} = \frac{0,16 \cdot 0,025 \cdot 769,5}{0,76 \cdot 10^{-3}} = 4050, \quad (2.99)$$

где $w_1 = 0,16 \text{ м/с}$ – скорость этилового спирта в межтрубном пространстве (см. выше);

$d_1 = 0,025 \text{ м}$ – внешний диаметр трубы;

$\rho_1 = 769,5 \text{ кг/м}^3$ – плотность этилового спирта при $t_1 = 44,92 \text{ }^\circ\text{C}$ (см. табл. Б.16);

$\mu_1 = 0,425 \cdot 10^{-3} \text{ Па} \cdot \text{с}$ – динамический коэффициент вязкости этилового спирта при средней температуре $t_1 = 44,92 \text{ }^\circ\text{C}$ (см. табл. Б.17).

Рассчитываем критерий Прандтля для этилового спирта при средней температуре $t_1 = 44,92 \text{ }^\circ\text{C}$

$$Pr_1 = \frac{c_1 \cdot \mu_1}{\lambda_1} = \frac{0,622 \cdot 4,19 \cdot 10^3 \cdot 0,76 \cdot 10^{-3}}{0,185} = 11,3, \quad (2.100)$$

где $c_1 = 0,62 \cdot 4,19 \cdot 10^3 = 2606 \text{ Дж/(кг} \cdot \text{К)}$ – удельная теплоемкость этилового спирта при средней температуре $t_1 = 44,92 \text{ }^\circ\text{C}$ (см. табл. Б.19);

$\mu_1 = 0,76 \cdot 10^{-3} \text{ Па} \cdot \text{с}$ – динамический коэффициент вязкости этилового спирта при средней температуре $t_1 = 44,92 \text{ }^\circ\text{C}$ (см. табл. Б.17);

$\lambda_1 = 0,159 \cdot 1,163 = 0,208 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$ – коэффициент теплопроводности этилового спирта при средней температуре $t_1 = 44,92 \text{ }^\circ\text{C}$ (см. табл. Б.18).

Находим критерий Нуссельта для этилового спирта. Аппараты с однократно-перекрестным движением жидкости при $Re > 1000$ для шахматных пучков

$$Nu = 0,4 \cdot \varepsilon_\varphi \cdot Re_1^{0,6} \cdot Pr_1^{0,36} \cdot \left(\frac{Pr_1}{Pr_{ст.1}} \right)^{0,25} = 0,4 \cdot 0,6 \cdot 4050^{0,6} \cdot 11,3^{0,36} \cdot 1,05 = 87,9 \quad (2.101)$$

где $\varepsilon_\varphi = 0,6$ – коэффициент, учитывающий влияние угла атаки φ .

Применительно к кожухотрубчатым теплообменникам с поперечными перегородками принимают коэффициент $\varepsilon_\varphi = 0,6$, учитывая, что теплоноситель в межтрубном пространстве лишь часть пути движется поперек труб. Отношение $(Pr_I/Pr_{cm.1})^{0,25}$ примем равным 1,05 (с последующей проверкой).

Таким образом, коэффициент теплоотдачи для этилового спирта равен

$$\alpha_1 = \frac{Nu_1 \cdot \lambda_1}{d_1} = \frac{87,9 \cdot 0,185}{0,025} = 650 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}). \quad (2.102)$$

Примем тепловую проводимость загрязнений стенки со стороны этилового спирта $1/r_{загр.1} = 5800 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$, так как этиловый спирт является органической жидкостью, тепловая проводимость загрязнений стенки со стороны воды среднего качества $1/r_{загр.2} = 2400 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ (см. табл. Б.24). Коэффициент теплопроводности стали $\lambda_{cm} = 46,5 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$, $\delta = 0,002 \text{ м}$ – толщина стенки.

Итак, находим сумму термических сопротивлений стенки и загрязнений

$$\frac{1}{\Sigma r_{ст}} = \frac{1}{\frac{1}{r_{загр.1}} + \frac{\delta_{ст}}{\lambda_{ст}} + \frac{1}{r_{загр.2}}} = \frac{1}{\frac{1}{5800} + \frac{0,002}{46,5} + \frac{1}{2400}} = 1585 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}). \quad (2.103)$$

Коэффициент теплопередачи

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\Sigma r_{ст}} + \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{1}{\frac{1}{650} + \frac{1}{1585} + \frac{1}{2195}} = 383 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}). \quad (2.104)$$

Удельная тепловая нагрузка

$$q = K \cdot \Delta t_{cp} = 383 \cdot 16,92 = 6483 \text{ Вт}/\text{м}^2, \quad (2.105)$$

где $\Delta t_{cp} = 16,92 \text{ }^\circ\text{С}$ – средняя разность температур.

Проверяем принятое значение $(Pr_I/Pr_{cm.1})^{0,25}$. Определим

$$\Delta t_1 = \frac{q}{\alpha_1} = \frac{6483}{650} = 9,9 \text{ }^\circ\text{С}; \quad (2.106)$$

где $\alpha_1 = 650 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ – коэффициент теплоотдачи для этилового спирта

$$t_{ст.1} = t_1 + \Delta t_1 = 44,92 + 9,9 = 54,82 \text{ }^\circ\text{С}, \quad (2.107)$$

где $t_1 = 44,92 \text{ }^\circ\text{С}$ – средняя температура этилового спирта.

Определим критерий Прандтля при $t_{cm.1} = 54,82 \text{ }^\circ\text{C}$

$$Pr_{ст.1} = \frac{c_{ст.1} \cdot \mu_{ст.1}}{\lambda_{ст.1}} = \frac{0,7 \cdot 4,19 \cdot 10^3 \cdot 0,646 \cdot 10^{-3}}{0,174} = 10,8, \quad (2.108)$$

где $c_{cm.1} = 0,7 \cdot 4,19 \cdot 10^3 = 2933 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$ – теплоемкость этилового спирта при температуре стенки $t_{cm.1} = 54,92 \text{ }^\circ\text{C}$ (см. табл. Б.19);

$\mu_{cm.1} = 0,646 \cdot 10^{-3} \text{ Па} \cdot \text{с}$ – динамический коэффициент вязкости этилового спирта при температуре стенки $t_{cm.1} = 54,82 \text{ }^\circ\text{C}$ (см. табл. Б.17);

$\lambda_{cm.1} = 0,15 \cdot 1,163 = 0,174 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$ – коэффициент теплопроводности этилового спирта при температуре стенки $t_{cm.1} = 54,82 \text{ }^\circ\text{C}$ (см. табл. Б.18).

Следовательно,

$$\left(\frac{Pr_1}{Pr_{ст.1}} \right)^{0,25} = \left(\frac{11,3}{10,8} \right)^{0,25} = 1,01. \quad (2.109)$$

Было принято $(Pr_1/Pr_{ст.1})^{0,25} = 1,0$. Разница

$$\frac{1,0 - 1,00}{1,00} \cdot 100 \% = 1 \%$$

Проверяем принятое значение $(Pr_2/Pr_{ст.2})^{0,25}$.

Определим

$$\Delta t_2 = \frac{q}{\alpha_2} = \frac{7191}{2167} = 3,3 \text{ }^\circ\text{C}, \quad (2.110)$$

где $\alpha_2 = 2167 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ – коэффициент теплоотдачи для воды.

$$t_{ст.2} = t_2 + \Delta t_2 = 28 + 3,3 = 31,3 \text{ }^\circ\text{C}, \quad (2.111)$$

где $t_2 = 28 \text{ }^\circ\text{C}$ – средняя температура воды.

Определим критерий Прандтля при $t_{cm.2} = 31,3 \text{ }^\circ\text{C}$

$$Pr_{ст.2} = \frac{c_{ст.2} \cdot \mu_{ст.2}}{\lambda_{ст.2}} = \frac{1 \cdot 4,19 \cdot 10^3 \cdot 0,78 \cdot 10^{-3}}{0,6} = 5,5, \quad (2.112)$$

где $c_{cm.2} = 1 \cdot 4,19 \cdot 10^3 = 4190 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$ – теплоемкость воды при температуре стенки $t_{cm.2} = 31,3 \text{ }^\circ\text{C}$ (см. табл. Б.22);

$\mu_{cm.2} = 0,78 \cdot 10^{-3} \text{ Па} \cdot \text{с}$ – динамический коэффициент вязкости воды при температуре стенки $t_{cm.2} = 31,3 \text{ }^\circ\text{C}$ (см. табл. Б.22);

$\lambda_{cm.2} = 0,6 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$ – коэффициент теплопроводности воды при температуре стенки $t_{cm.2} = 31,3 \text{ }^\circ\text{С}$ (см. табл. Б.22).

Следовательно

$$\left(\frac{Pr_2}{Pr_{ст.2}}\right)^{0,25} = \left(\frac{5,8}{5,5}\right)^{0,25} = 1,01. \quad (2.113)$$

Было принято $(Pr_2/Pr_{cm.2})^{0,25} = 1,05$. Разница

$$\frac{1,05-1,01}{1,01} \cdot 100 \% = 4 \% .$$

Расчетная площадь поверхности теплообмена

$$F'_p = \frac{Q}{K \cdot \Delta t_{cp}} = \frac{405000}{383 \cdot 16,92} = 62,5 \text{ м}^2. \quad (2.114)$$

Площадь поверхности теплообмена уточняем по таблице, согласно выбранному теплообменнику (см. табл. В.12), равна $F = 91 \text{ м}^2$ (рис. 2.9).

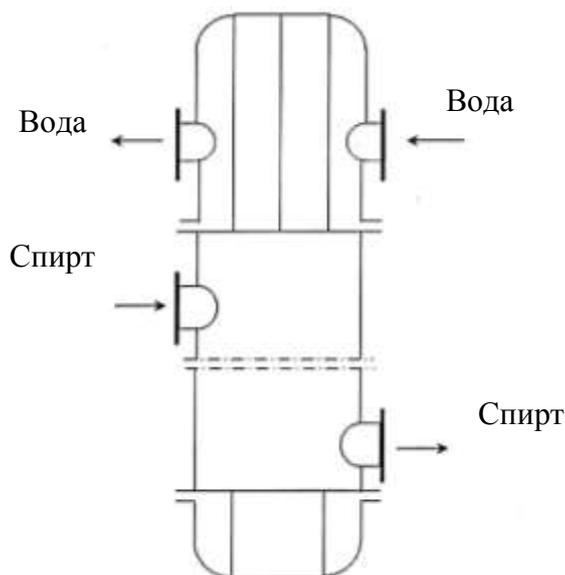


Рисунок 2.9 – Шестиходовой кожухотрубчатый теплообменник

Запас площади поверхности теплообмена

$$\frac{F - F'_p}{F'_p} \cdot 100\% = \frac{91,0 - 62,5}{62,5} \cdot 100\% = 45\% . \quad (2.115)$$

Запас площади поверхности теплообмена достаточен.

2.4 Пример расчета установки для пастеризации сырья и подбор вспомогательного оборудования

Описание технологической схемы.

Исходный раствор (рис. 2.10) из емкости E_1 насосом подается в подогреватель, где нагревается от 18 до 89 °С. Нагревание ведется насыщенным водяным паром с температурой 99,1 °С и давлением 1,0 ат.

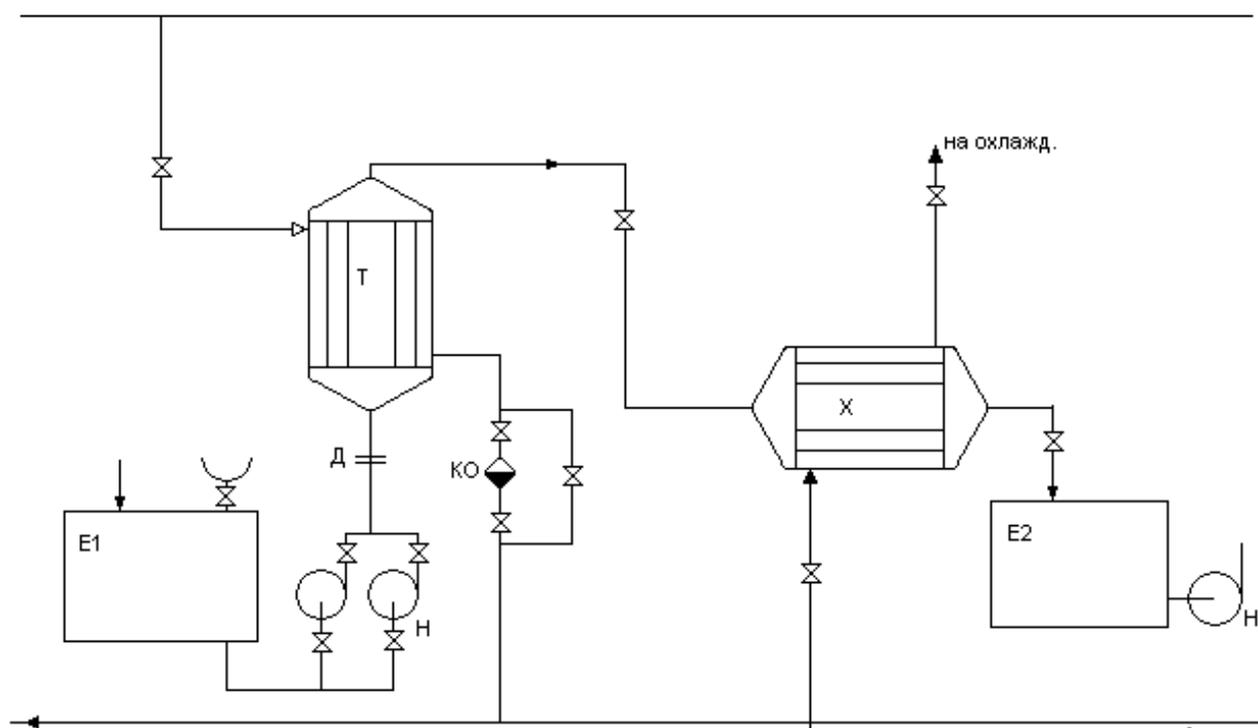


Рисунок 2.10 – Технологическая схема пастеризации:
 E_1 , E_2 – емкости; T – теплообменник; X – холодильник; H – насос;
 D – диафрагма

Конденсированный пар отводится через конденсатоотводчик в трубопровод и возвращается на ТЭЦ. Нагретый раствор самотеком поступает в холодильник, где охлаждается до температуры 20 °С. Охлаждение ведется водой, подаваемой из магистрального трубопровода, с температурой 16 °С и нагревается до температуры 36 °С. Нагретая вода по трубопроводу отправляется на охлаждение в градирню, где охлаждается.

Охлажденный сок поступает в сборник и насосом подается на линию розлива.

Расчет основного оборудования

Расчет подогревателя

Рассчитать пастеризатор для виноградного сока производительностью 7 кг/с от 18 до 89 °С. Нагревание идет насыщенным водяным паром давлением 1,0 ат., температура пара – 99,1 °С.

Примем индекс «1» для насыщенного водяного пара, поступающего в межтрубное пространство, индекс «2» – для сока, нагреваемого в трубном пространстве.

Температура конденсации водяного пара $t_1 = 99,1$ °С, $P = 1,0$ ат.

Температурная схема

$$\frac{99,1 - 99,1}{18 - 89}$$

$$\Delta t_{\bar{0}} = 99,1 - 18 = 81,1; \quad \Delta t_M = 99,1 - 89 = 10,1$$

$$\Delta t_{\bar{n}\bar{0}} = \frac{\Delta t_{\bar{a}} - \Delta t_{\bar{i}}}{\ln\left(\frac{\Delta t_{\bar{a}}}{\Delta t_{\bar{i}}}\right)} = \frac{81,1 - 10,1}{\ln\frac{81,1}{10,1}} = 33,8 \text{ °С.} \quad (2.116)$$

Определим среднюю температуру сока

$$t_2 = t_1 - \Delta t_{\bar{n}\bar{0}} = 99,1 - 33,8 = 65,3 \text{ °С.} \quad (2.117)$$

Объемный расход сока

$$V_2 = \frac{G_2}{\rho_2} = \frac{7}{1065} = 0,0066 \text{ м}^3/\text{с}, \quad (2.118)$$

где $\rho_2 = 1065 \text{ кг/м}^3$ – плотность сока при $t_2 = 65,3$ °С (см. табл. Б.2);
 $G_2 = 7 \text{ кг/с}$ – расход сока.

Расход теплоты на нагрев сока с учетом потерь тепла 5 %

$$Q = 1,05 G_2 \cdot c_2 \cdot (t_{2к} - t_{2н}) = 1,05 \cdot 7 \cdot 3665 \cdot (89 - 18) = 1912580 \text{ Вт},$$

где $c_2 = 3665 \text{ Дж/(кг·К)}$ – средняя удельная теплоемкость сока при температуре $t_2 = 65,3$ °С (см. табл. Б.8).

Расход сухого греющего пара с учетом 5 % потерь теплоты

$$G_1 = \frac{Q}{r \cdot \chi} = \frac{1912580}{2264 \cdot 10^3 \cdot 0,95} = 0,89 \text{ кг/с}, \quad (2.119)$$

где $r = 2264 \cdot 10^3 \text{ кг/с}$ – удельная теплота конденсации водяного пара (см. табл. Б.20).

Ориентировочно определяем максимальную величину площади поверхности теплообмена (см. табл. В.12). Минимальное значение коэффициента теплопередачи для случая теплообмена от конденсирующегося водяного пара к органическим жидкостям (подогреватели $K_{\min} = 500 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \text{ К})$, см. табл. 2.3). При этом

$$F_{\max} = \frac{Q}{K_{\min} \cdot \Delta t_{cp}} = \frac{1912580}{500 \cdot 33,8} = 113 \text{ м}^2. \quad (2.120)$$

Для обеспечения турбулентного течения сока при $Re > 10000$ скорость в трубах должна быть больше w'_2

$$w'_2 = \frac{10000 \cdot \mu_2}{d_2 \cdot \rho_2} = \frac{10000 \cdot 0,79 \cdot 10^{-3}}{0,021 \cdot 1065} = 0,35 \text{ м/с}; \quad (2.121)$$

где $\mu_2 = 0,79 \cdot 10^{-3} \text{ Па} \cdot \text{с}$ – динамический коэффициент вязкости сока при средней температуре $t_2 = 65,3^\circ\text{С}$ (см. табл. Б.5);

$d_2 = 0,021 \text{ м}$ – внутренний диаметр труб;

$\rho_2 = 1065 \text{ кг/м}^3$ – плотность сока при $t_2 = 65,3^\circ\text{С}$ (см. табл. Б.2).

Число труб $0,025 \times 0,002 \text{ м}$, обеспечивающих объемный расход сока при

$$Re_2 = 10000 n' = \frac{V_2}{0,785 \cdot d_2^2 \cdot w'_2} = \frac{6,6 \cdot 10^{-3}}{0,785 \cdot 0,021^2 \cdot 0,35} = 54,5. \quad (2.122)$$

Условию $n < 54,5$ и $F < 113 \text{ м}^2$ удовлетворяет теплообменник четырехходовой диаметром $0,6 \text{ м}$ с числом труб на один ход трубного пространства $n = 51,5$ (общее число труб – 196).

Коэффициент теплоотдачи для сока

Уточняем значение критерия Рейнольдса Re_2

$$Re_2 = 10000 \left(\frac{n'}{n} \right) = 10000 \left(\frac{54,5}{51,5} \right) = 10577. \quad (2.123)$$

Критерий Прандтля для сока при средней температуре $t_2 = 65,3^\circ\text{С}$.

$$Pr_2 = \frac{c_2 \cdot \mu_2}{\lambda_2} = \frac{3665 \cdot 0,79 \cdot 10^{-3}}{0,36} = 8,0; \quad (2.124)$$

где $\lambda_2 = 0,36 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$ – коэффициент теплопроводности сока при средней температуре $t_2 = 65,3^\circ\text{С}$ (см. табл. Б.7);

$c_2 = 3665$ Дж/(кг·К) – удельная теплоемкость сока при средней температуре $t_2 = 65,3$ °С (см. табл. Б.8);

$\mu_2 = 0,79 \cdot 10^{-3}$ Па·с – динамический коэффициент вязкости сока при средней температуре $t_2 = 65,3$ °С (см. табл. Б.5).

Рассчитаем критерий Нуссельта для виноградного сока.

Для турбулентного режима критерий Нуссельта определяется по формуле

$$Nu = 0,021 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,43} \cdot \left(\frac{Pr}{Pr_{cm}} \right)^{0,25} \quad (2.125)$$

$$Nu = 0,021 \cdot 10577^{0,8} \cdot 8,0^{0,43} \cdot 1,05 = 87,7.$$

Отношение $(Pr_2/Pr_{ст.2})^{0,25}$ примем равным 1,05 (с последующей проверкой).

Таким образом, коэффициент теплоотдачи для сока равен

$$\alpha_2 = \frac{Nu_2 \cdot \lambda_2}{d_2} = \frac{87,7 \cdot 0,36}{0,021} = 1504 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}). \quad (2.126)$$

Определение коэффициента теплоотдачи при конденсации водяного пара на пучке вертикальных труб

Расчет осуществляем приближенно (без учета влияния поперечных перегородок).

$$\alpha_1 = 2,04 \cdot \varepsilon \cdot \dot{A} / (H \cdot \Delta t)^{0,25}, \quad (2.127)$$

$$\alpha_1 = 2,04 \cdot 0,6 \cdot 6960 / (6 \cdot 2)^{0,25} = 4600 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}),$$

где ε – коэффициент, зависящий от расположения и числа труб по вертикали в пучке, для шахматного расположения труб и числе труб $n_B = 14$, $\varepsilon = 0,6$;

$A_t = 6960$ (см. табл. 2.1);

H – длина труб 6 м;

$\Delta t = 2$ °С.

Примем тепловую проводимость загрязнений стенки со стороны греющего пара $1/r_{загр.1} = 5800$ Вт/(м²·К), со стороны сока $1/r_{загр.2} = 2900$ Вт/(м²·К) (см. табл. Б.24).

Коэффициент теплопроводности стали $\lambda_{ст} = 46,5$ Вт/(м·К), $\delta = 0,002$ м – толщина стенки.

Итак, находим сумму термических проводимостей стенки и загрязнений

$$\frac{1}{\Sigma r_{\text{ст}}} = \frac{1}{\frac{1}{r_{\text{загр.1}}} + \frac{\delta_{\text{ст}}}{\lambda_{\text{ст}}} + \frac{1}{r_{\text{загр.2}}}} = \frac{1}{\frac{1}{5800} + \frac{0,002}{46,5} + \frac{1}{2900}} = 1818 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}. \quad (2.128)$$

Коэффициент теплопередачи

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\Sigma r_{\text{ст}}} + \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{1}{\frac{1}{4600} + \frac{1}{1818} + \frac{1}{1504}} = 699 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}. \quad (2.129)$$

Поверхностная плотность теплового потока

$$q = K \cdot \Delta t_{\text{ср}} = 699 \cdot 33,8 = 23636 \text{ Вт/м}^2, \quad (2.130)$$

где $\Delta t_{\text{ср}} = 33,8 \text{ }^\circ\text{C}$ – средняя разность температур.

Проверяем принятое значение $(Pr_1/Pr_{\text{ст.1}})^{0,25}$.

Определим

$$\Delta t_2 = \frac{q}{\alpha_2} = \frac{23636}{1504} = 15,7 \text{ }^\circ\text{C}, \quad (2.131)$$

где $\alpha_2 = 1504 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$ – коэффициент теплоотдачи для виноградного сока

$$t_{\text{ст.2}} = t_2 + \Delta t_2 = 65,3 + 15,7 = 81 \text{ }^\circ\text{C}, \quad (2.132)$$

где $t_2 = 65,3 \text{ }^\circ\text{C}$ – средняя температура сока.

Определим критерий Прандтля при $t_{\text{ст.2}} = 81 \text{ }^\circ\text{C}$

$$Pr_{\text{ст.2}} = \frac{c_{\text{ст.2}} \cdot \mu_{\text{ст.2}}}{\lambda_{\text{ст.2}}} = \frac{3665 \cdot 0,63 \cdot 10^{-3}}{0,35} = 6,5, \quad (2.133)$$

где $c_{\text{ст.2}} = 3665 \text{ Дж/(кг} \cdot \text{К)}$ – теплоемкость сока при температуре стенки $t_{\text{ст.2}} = 81 \text{ }^\circ\text{C}$ (см. табл. Б.8);

$\mu_{\text{ст.1}} = 063 \cdot 10^{-3} \text{ Па} \cdot \text{с}$ – динамический коэффициент вязкости сока при температуре стенки $t_{\text{ст.2}} = 81 \text{ }^\circ\text{C}$ (см. табл. Б.5);

$\lambda_{\text{ст.1}} = 0,35 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$ – коэффициент теплопроводности сока при температуре стенки $t_{\text{ст.2}} = 81 \text{ }^\circ\text{C}$ (см. табл. Б.7).

Следовательно,

$$\left(\frac{Pr_2}{Pr_{\text{ст.2}}} \right)^{0,25} = \left(\frac{8,0}{6,5} \right)^{0,25} = 1,05. \quad (2.134)$$

Было принято $(Pr_1/Pr_{ст.1})^{0,25} = 1,05$.

Расчетная площадь поверхности теплообмена

$$F_p = \frac{Q}{K \cdot \Delta t_{cp}} = \frac{1912580}{699 \cdot 33,8} = 81 \text{ м}^2, \quad (2.135)$$

Площадь поверхности теплообмена уточняем по таблице, согласно выбранному теплообменнику (см. табл. В.12).

Принимаем к установке четырехходовой теплообменник с $F = 97 \text{ м}^2$.

Характеристики теплообменника:

– внутренний диаметр кожуха – $D_{вн} = 0,6 \text{ м}$;

– общее число труб – $n = 206$;

– поверхность теплообмена – $F = 46 \text{ м}^2$;

– длина труб – 6 м ;

– диаметр трубы – $d_{тр} = 0,025 \times 0,002 \text{ м}$.

Запас площади поверхности теплообмена

$$\frac{F - F_{\delta}}{F_{\delta}} \cdot 100 \% = \frac{97 - 81}{81} \cdot 100 \% = 20 \% . \quad (2.136)$$

Расчет холодильника

Рассчитать холодильник для охлаждения 7 кг/с сока от 89 до $20 \text{ }^\circ\text{C}$ водой, которая нагревается от 16 до $36 \text{ }^\circ\text{C}$. Давление атмосферное.

Определим расход теплоты и расход воды. Примем индекс «1» для горячего теплоносителя (сока) – межтрубное пространство, индекс «2» – для холодного теплоносителя (воды) – трубное пространство.

Предварительно определим среднюю температуру сока

$$t_1 = 0,5 \cdot (89 + 20) = 54,5 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Среднюю температуру сока

$$t_2 = t_1 - \Delta t_{cp} = 54,5 - 15,6 = 38,9 \text{ }^\circ\text{C}, \quad (2.137)$$

где Δt_{cp} – средняя разность температур, равная при противотоке теплоносителей $19,0 \text{ }^\circ\text{C}$.

$$\begin{array}{ccc} 89 \xrightarrow{\hat{n} \hat{e}} & 18 \\ 36 \xleftarrow{\hat{a} \hat{a}} & 16 \end{array}$$
$$\Delta t_6 = 89 - 36 = 53 \quad \Delta t_M = 18 - 16 = 2$$

$$\Delta t_{cp} = \frac{\Delta t_{\bar{\theta}} - \Delta t_M}{\ln\left(\frac{\Delta t_{\bar{\theta}}}{\Delta t_M}\right)} = \frac{53 - 2}{\ln \frac{53}{2}} = 15,6. \quad (2.138)$$

Расход теплоты составит:

$$Q = 1,05 \cdot G_1 \cdot c_1 \cdot (t_{1н} - t_{1к}) = 7 \cdot 3660 \cdot (89 - 20) = 1840954, \text{ кВт}. \quad (2.139)$$

Расход воды

$$G_2 = \frac{Q}{c_2(t_{2к} - t_{2н})} = \frac{1840954}{4190(36 - 16)} = 22 \text{ кг/с}, \quad (2.140)$$

где $c_1 = 3660 \text{ Дж/(кг} \cdot \text{К)}$ – удельная теплоемкость сока при средней температуре $t_1 = 54,5^\circ\text{C}$ (см. табл. Б.8);

$c_2 = 1 \cdot 4,19 \cdot 10^3 \text{ Дж/(кг} \cdot \text{К)}$ – удельная теплоемкость воды при средней температуре $t_2 = 38,9^\circ\text{C}$ (см. табл. Б.22).

Объемные расходы сока и воды

$$V_1 = \frac{G_1}{\rho_1} = \frac{7}{1071} = 6,5 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}, \quad (2.141)$$

где $\rho_1 = 1071 \text{ кг/м}^3$ – плотность сока при $t_1 = 54,5^\circ\text{C}$ (см. табл. Б.2);

$G_1 = 7 \text{ кг/с}$ – расход сока.

$$V_2 = \frac{G_2}{\rho_2} = \frac{22}{996} = 22 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}, \quad (2.142)$$

где $\rho_2 = 996 \text{ кг/м}^3$ – плотность воды при $t_2 = 38,9^\circ\text{C}$ (см. табл. Б.22);

$G_2 = 22 \text{ кг/с}$ – расход воды.

Выберем варианты холодильных аппаратов. Для этого определим ориентировочно значение площади поверхности теплообмена, полагая $K_{op} = 500 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$ – ориентировочный коэффициент теплопередачи (см. табл. 2.3).

$$F_{op} = \frac{Q}{K_{op} \cdot \Delta t_{cp}} = \frac{1840954}{500 \cdot 15,6} = 232 \text{ м}^2. \quad (2.143)$$

Для обеспечения турбулентного течения воды скорость в трубах должна быть больше w'_2

$$w'_2 = \frac{10000 \cdot \mu_2}{d_2 \cdot \rho_2} = \frac{10000 \cdot 0,66 \cdot 10^{-3}}{0,021 \cdot 996} = 0,32 \text{ м/с}, \quad (2.144)$$

где $\mu_2 = 0,66 \cdot 10^{-3}$ Па·с – динамический коэффициент вязкости воды при средней температуре $t_2 = 38,9$ °С (см. табл. Б.22);

$d_2 = 0,021$ м – внутренний диаметр труб;

$\rho_2 = 996$ кг/м³ – плотность воды при $t_2 = 38,9$ °С (см. табл. Б.22).

Число труб $0,025 \times 0,002$ м, обеспечивающих объемный расход воды при $Re_2 = 10000$

$$n' = \frac{V_2}{0,785 \cdot d_2^2 \cdot w'_2} = \frac{22 \cdot 10^{-3}}{0,785 \cdot 0,021^2 \cdot 0,32} = 198,6. \quad (2.145)$$

Условию $n < 198,6$ и $F < 232$ м² удовлетворяет четырехходовой теплообменник (см. табл. В.12).

Характеристики теплообменника:

– внутренний диаметр кожуха – $D_{вн} = 0,8$ м;

– общее число труб – $n = 404$;

– поверхность теплообмена – $F = 190$ м²;

– длина труб – 6 м.

Коэффициент теплоотдачи для воды

Уточняем значение критерия Рейнольдса Re_2

$$Re_2 = 10000 \left(\frac{n'}{n} \right) = 10000 \left(\frac{198,6}{404} \right) = 4916. \quad (2.146)$$

Критерий Прандтля для воды при средней температуре $t_2 = 38,9$ °С

$$Pr_2 = \frac{c_2 \cdot \mu_2}{\lambda_2} = \frac{1 \cdot 4,19 \cdot 10^3 \cdot 0,66 \cdot 10^{-3}}{0,65} = 4,4, \quad (2.147)$$

где $\lambda_2 = 0,65$ Вт/(м·К) – коэффициент теплопроводности воды при $t_2 = 38,9$ °С (см. табл. Б.22);

$c_2 = 1 \cdot 4,19 \cdot 10^3$ Дж/(кг·К) – удельная теплоемкость воды при средней

$t_2 = 38,9$ °С;

$\mu_2 = 0,66 \cdot 10^{-3}$ Па·с – динамический коэффициент вязкости воды при средней температуре $t_2 = 38,9$ °С (см. табл. Б.22).

Определим критерий Нуссельта для воды при турбулентном режиме

$$Nu_2 = 0,021 \cdot Re_2^{0,8} \cdot Pr_2^{0,43} \cdot \left(\frac{Pr_2}{Pr_{ст.2}} \right)^{0,25} \cdot \epsilon_1; \quad (2.148)$$

$$\text{Nu}_2 = 0,021 \cdot 0,6 \cdot 19663^{0,8} \cdot 4,4^{0,43} \cdot 1,05 = 68,0,$$

где $\varepsilon_1 = 0,6$ – коэффициент, зависящий от отношения L/d (если $L/d > 50$, то $\varepsilon_1 = 1$), находим отношение длины труб $L = 6$ м к внутреннему диаметру трубы

$$L/d = 6/0,021 = 300, \text{ следовательно, } \varepsilon_1 = 1.$$

Отношение $(\text{Pr}_2/\text{Pr}_{\text{ст.2}})^{0,25}$ примем равным 1,05 (с последующей проверкой).

Таким образом, коэффициент теплоотдачи для воды равен

$$\alpha_2 = \frac{\text{Nu}_2 \cdot \lambda_2}{d_2} = \frac{68 \cdot 0,65}{0,021} = 2107 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}). \quad (2.149)$$

Определим по таблице в соответствии с выбранным теплообменником площадь проходного сечения в вырезе перегородки $S_{\text{в.п}} = 7 \cdot 10^{-2} \text{ м}^2$ (см. табл. В.12).

Расчетная скорость сока в межтрубном пространстве равна

$$w_1 = \frac{V_1}{S_{\text{в.п}}} = \frac{6,6 \cdot 10^{-3}}{7 \cdot 10^{-2}} = 0,093 \text{ м}/\text{с}, \quad (2.150)$$

где $V_1 = 6,6 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$ – расход сока.

Критерий Рейнольдса для сока

$$\text{Re}_1 = \frac{w_1 \cdot d_1 \cdot \rho_1}{\mu_1} = \frac{0,093 \cdot 0,025 \cdot 1071}{1,05 \cdot 10^{-3}} = 2371, \quad (2.151)$$

где $w_1 = 0,093 \text{ м}/\text{с}$ – скорость сока в межтрубном пространстве;

$d_1 = 0,025 \text{ м}$ – внешний диаметр трубы;

$\rho_1 = 1071 \text{ кг}/\text{м}^3$ – плотность сока при $t_1 = 54,5 \text{ }^\circ\text{C}$ (см. табл. Б.2);

$\mu_1 = 1,05 \cdot 10^{-3} \text{ Па} \cdot \text{с}$ – динамический коэффициент вязкости сока при средней температуре $t_1 = 54,5 \text{ }^\circ\text{C}$ (см. табл. Б.5).

Рассчитываем критерий Прандтля для сока при средней температуре $t_1 = 54,5 \text{ }^\circ\text{C}$

$$\text{Pr}_1 = \frac{c_1 \cdot \mu_1}{\lambda_1} = \frac{3660 \cdot 1,05 \cdot 10^{-3}}{0,4} = 9,6, \quad (2.152)$$

где $c_1 = 3660 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$ – удельная теплоемкость сока при средней температуре $t_1 = 54,5 \text{ }^\circ\text{C}$ (см. табл. Б.8);

$\mu_1 = 1,05 \cdot 10^{-3} \text{ Па} \cdot \text{с}$ – динамический коэффициент вязкости сока при средней температуре $t_1 = 54,5 \text{ }^\circ\text{C}$ (см. табл. Б.5);

$\lambda_1 = 0,4 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$ – коэффициент теплопроводности сока при средней температуре $t_1 = 54,5 \text{ }^\circ\text{C}$.

Находим критерий Нуссельта для сока

$$\text{Nu} = 0,4 \cdot \varepsilon_1 \text{Re}_1^{0,6} \text{Pr}_1^{0,36} \cdot \left(\frac{\text{Pr}_1}{\text{Pr}_{\text{ст.1}}} \right)^{0,25} = 0,4 \cdot 2371^{0,6} \cdot 9,6^{0,36} \cdot 1,05 \cdot 1,0 = 54,6. \quad (2.153)$$

Отношение $(\text{Pr}_1/\text{Pr}_{\text{ст.1}})^{0,25}$ примем равным 0,95 (с последующей проверкой).

Таким образом, коэффициент теплоотдачи для сока равен

$$\alpha_1 = \frac{\text{Nu}_1 \cdot \lambda_1}{d_1} = \frac{54,6 \cdot 0,4}{0,025} = 873 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}). \quad (2.154)$$

Примем тепловую проводимость загрязнений стенки со стороны сока $1/r_{\text{загр.1}} = 5800 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$, так как виноградный сок является органической жидкостью, тепловая проводимость загрязнений стенки со стороны воды среднего качества $1/r_{\text{загр.2}} = 2900 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ (см. табл. Б.24). Коэффициент теплопроводности стали $\lambda_{\text{ст}} = 46,5 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$, $\delta = 0,002 \text{ м}$ – толщина стенки.

Итак, находим сумму термических сопротивлений стенки и загрязнений

$$\frac{1}{\Sigma r_{\text{ст}}} = \frac{1}{\frac{1}{r_{\text{загр.1}}} + \frac{\delta_{\text{ст}}}{\lambda_{\text{ст}}} + \frac{1}{r_{\text{загр.2}}}} = \frac{1}{\frac{1}{5800} + \frac{0,002}{46,5} + \frac{1}{2900}} = 1818 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}). \quad (2.155)$$

Коэффициент теплопередачи

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\Sigma r_{\text{ст}}} + \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{1}{\frac{1}{873} + \frac{1}{1818} + \frac{1}{2107}} = 463 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}). \quad (2.156)$$

Удельная тепловая нагрузка

$$q = K \cdot \Delta t_{\text{ср}} = 463 \cdot 15,6 = 7223 \text{ Вт}/\text{м}^2, \quad (2.157)$$

где $\Delta t_{\text{ср}} = 15,6^\circ\text{С}$ – средняя разность температур.

Проверяем принятое значение $(\text{Pr}_1/\text{Pr}_{\text{ст.1}})^{0,25}$.

Определим

$$\Delta t_1 = \frac{q}{\alpha_1} = \frac{7223}{873} = 8,3^\circ\text{С}, \quad (2.158)$$

где $\alpha_1 = 873 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ – коэффициент теплоотдачи для сока.

$$t_{\text{ст.1}} = t_1 - \Delta t_1 = 54,5 - 8,3 = 46,2 \text{ }^\circ\text{C}, \quad (2.159)$$

где $t_1 = 54,5 \text{ }^\circ\text{C}$ – средняя температура сока.

Определим критерий Прандтля при $t_{\text{ст.1}} = 46,2 \text{ }^\circ\text{C}$

$$\text{Pr}_{\text{ст.1}} = \frac{c_{\text{ст.1}} \cdot \mu_{\text{ст.1}}}{\lambda_{\text{ст.1}}} = \frac{3660 \cdot 1,05 \cdot 10^{-3}}{0,42} = 9,0, \quad (2.160)$$

где $c_{\text{ст.1}} = 3660 \text{ Дж/(кг}\cdot\text{К)}$ – теплоемкость сока при температуре стенки $t_{\text{ст.1}} = 46,2 \text{ }^\circ\text{C}$ (см. табл. Б.8);

$\mu_{\text{ст.1}} = 1,05 \cdot 10^{-3} \text{ Па}\cdot\text{с}$ – динамический коэффициент вязкости сока при температуре стенки $t_{\text{ст.1}} = 46,2 \text{ }^\circ\text{C}$ (см. табл. Б.5);

$\lambda_{\text{ст.1}} = 0,42 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$ – коэффициент теплопроводности сока при температуре стенки $t_{\text{ст.1}} = 46,2 \text{ }^\circ\text{C}$ (см. табл. Б.7).

Следовательно,

$$\left(\frac{\text{Pr}_1}{\text{Pr}_{\text{ст.1}}} \right)^{0,25} = \left(\frac{9,0}{9,6} \right)^{0,25} = 0,97. \quad (2.161)$$

Было принято $(\text{Pr}_1/\text{Pr}_{\text{ст.1}})^{0,25} = 0,95$.

Расчетная площадь поверхности теплообмена

$$F'_p = \frac{Q}{K \cdot \Delta t_{\text{ср}}} = \frac{1840954}{463 \cdot 15,6} = 254,9 \text{ м}^2. \quad (2.162)$$

Площадь поверхности теплообмена уточняем по таблице, согласно выбранному теплообменнику (см. табл. В.12), $F = 285 \text{ м}^2$, диаметр кожуха 800 мм, число труб 404, длина труб 9 м. Запас поверхности

$$\frac{285 - 254,9}{254,9} = 12\%.$$

Расчет вспомогательного оборудования

Расчет центробежного насоса

Определяем диаметр трубопровода

$$d = \sqrt{\frac{V}{0,785w}} = \sqrt{\frac{0,0066}{0,785 \cdot 1,5}} = 0,075 \text{ м}; \quad (2.163)$$

где V – объемный расход сока $0,066 \text{ м}^3/\text{с}$;

w – скорость движения жидкости, принимаем $1,5 \text{ м/с}$ (табл. 2.7).

Таблица 2.7 – Средняя скорость потока, м/с

Поток	w , м/с
Газы естественной тяге	2–4
Газы при атмосферном или близком к нему давлении в вентиляционных газоходах и трубопроводах	5–20
Жидкости при движении самотеком	0,1–0,5
Жидкости в напорных трубопроводах	0,5–2,5
Водяной пар при абсолютном давлении $p_{абс}$:	
$\geq 4,9 \cdot 10^4$ Па (0,5 кг/см ²)	15–40
$(1,964 \div 4,9) \cdot 10^4$ Па (0,2–0,5 кг/см ²)	40–60

Выбираем стандартный диаметр трубопровода, $d_{ст} = 90 \times 4$ (см. табл. В.14).

Определяем режим течения

$$Re = \frac{w \rho d_{вн}}{\mu} = \frac{1,5 \cdot 1080 \cdot 0,082}{1,5 \cdot 10^{-3}} = 5,5 \cdot 10^4. \quad (2.164)$$

Режим турбулентный

$$\frac{d_{вн}}{e} = \frac{82}{0,2} = 410, \quad (2.165)$$

где e – коэффициент шероховатости 0,2.

Определяем коэффициент трения λ (см. табл. Д.1), $\lambda = 0,023$.

Определение гидравлического сопротивления трубопровода

$$H_{тр} = (1 + \lambda \cdot L/d + \sum \xi_{мс}) w^2 / 2g, \quad (2.166)$$

$$H_{тр} = (1 + 0,025 \cdot 20 / 0,082 + 16,96) \cdot 1,5^2 / 2 \cdot 9,8 = 2,7 \text{ м},$$

где λ – коэффициент трения Вт/мК;

L – длина трубопровода, м;

d – внутренний диаметр трубопровода, м;

$\xi_{мс}$ – коэффициент местного сопротивления.

$$\sum \xi_{мс} = \xi_1 \cdot n_1 + \xi_2 \cdot n_2 + \xi_3 \cdot n_3 = 0,11 \cdot 6 + 4,1 \cdot 3 + 4 \cdot 1 = 16,96, \quad (2.167)$$

где $\xi_1 \cdot n_1$ – коэффициент сопротивления и число поворотов на 90° (см. табл. В.16);

$\xi_2 \cdot n_2$ – коэффициент сопротивления и число вентиляей (см. табл. В.16);

$\xi_3 \cdot n_3$ – коэффициент сопротивления и число диафрагм (см. табл. В.16).

Определение гидравлического сопротивления теплообменника

$$H_T = (\lambda \cdot L n / d + \sum \xi_{мс}) w^2 / 2g = (0,023 \cdot 3 \cdot 4 / 0,021 + 4) \cdot 0,35^2 / 2 \cdot 9,8 = 0,2 \text{ м}, \quad (2.168)$$

где L , n – длина труб и число ходов в теплообменнике;

w – скорость сока в теплообменных трубках, м/с.

Так как в установке 2 теплообменных аппарата, то $H_T = 0,2 \cdot 2 = 0,4$ м.

Напор насоса

$$H = (P_1 - P_0) / \rho g + H_{\text{пот}} = 0 + 6 + 2,7 + 0,4 = 9,1 \text{ м}, \quad (2.169)$$

где H_T – геометрическая высота подъема жидкости равна 6 м;

$$H_{\text{пот}} = H_{\text{тр}} + H_T = 1,9 \text{ м}. \quad (2.170)$$

По величине объемного расхода напору насоса выбираем марку насоса (см. табл. В.15).

Марка насоса X20/18; $Q = 1,2 \cdot 10^{-2} \text{ м}^3/\text{с}$; $H = 13,8$ м; КПД = 0,6; $N = 3$ кВт.

Мощность двигателя

$$N = \frac{V \rho g H}{1000 \eta} = \frac{0,66 \cdot 10^{-2} \cdot 1080 \cdot 9,8 \cdot 14,8}{1000 \cdot 0,6} = 0,96 \text{ кВт}, \quad (2.171)$$

где V – объемный расход сока, $\text{м}^3/\text{с}$;

ρ – плотность жидкости, $\text{кг}/\text{м}^3$;

H – напор насоса, м;

η – коэффициент полезного действия.

Расчет трубопроводов.

Диаметры трубопроводов рассчитываем по уравнению массового расхода

$$G = w \cdot \rho \cdot f, \quad (2.172)$$

где G – массовый расход потока, $\text{кг}/\text{с}$;

w – средняя скорость потока, м/с (см. табл. 2.7);

f – площадь поперечного сечения потока, м^2 ;

ρ – плотность потока, $\text{кг}/\text{м}^3$.

Для трубопровода круглого сечения уравнение принимает вид

$$G = 0,785 \cdot d^2 \cdot w \cdot \rho. \quad (2.173)$$

Тогда диаметр трубопровода определяем по уравнению

$$d = (G / 0,785 \cdot w \cdot \rho)^{0,5}. \quad (2.174)$$

1. Диаметр штуцера для подачи греющего пара подогревателю

$$d_1 = (0,89/0,785 \cdot 15 \cdot 0,9)^{0,5} = 0,31.$$

2. Диаметр штуцера для выхода конденсата из подогревателя

$$d_2 = (0,89/0,785 \cdot 0,5 \cdot 946)^{0,5} = 0,055 \text{ м.}$$

3. Диаметр штуцера для подачи сока в подогреватель

$$d_3 = (7/0,785 \cdot 1,5 \cdot 1080)^{0,5} = 0,083 \text{ м.}$$

4. Диаметр штуцера для выхода сока из подогревателя

$$d_4 = (7/0,785 \cdot 0,5 \cdot 1065)^{0,5} = 0,119 \text{ м.}$$

5. Диаметр штуцера для выхода сока из холодильника

$$d_5 = (7/0,785 \cdot 1 \cdot 1080)^{0,5} = 0,082 \text{ м.}$$

6. Диаметр штуцера для подачи воды в холодильник

$$d_6 = (22/0,785 \cdot 1,5 \cdot 1000)^{0,5} = 0,164 \text{ м.}$$

Подбираем стандартные диаметры штуцеров (см. табл. В.14):

1) $d_1 = 325 \times 10 \text{ мм};$

2) $d_2 = 70 \times 3,5 \text{ мм};$

3) $d_3 = 90 \times 5 \text{ мм};$

4) $d_4 = 133 \times 4 \text{ мм};$

5) $d_5 = 90 \times 5 \text{ мм};$

6) $d_6 = 194 \times 6 \text{ мм.}$

Таким образом, для пастеризации виноградного сока в количестве 7 кг/с выбран четырехходовой теплообменник с поверхностью 97 м², длиной труб 6 м и диаметром кожуха 600 мм, числом труб 206 и четырехходовой холодильник с поверхностью F = 285 м², диаметром кожуха 800 мм, числом труб 404, длиной труб 9 м.

В качестве вспомогательного оборудования выбран центробежный насос: марка насоса X20/18; Q = 1,2·10⁻² м³/с; H = 13,8 м; КПД = 0,6; мощность 3 кВт. Подобраны трубопроводы.

Глава 3. РАСЧЕТ ВЫПАРНЫХ УСТАНОВОК

3.1 Технологические схемы процесса выпаривания

Принципиальная схема двухкорпусной выпарной установки показана на рисунке 3.1.

Исходный раствор подается из емкости 9 центробежным насосом 2 через теплообменник 3 в первый корпус выпарной установки 1. В теплообменнике 3 исходный раствор нагревается до температуры близкой к температуре кипения раствора в первом корпусе выпарной установки.

Первый корпус установки 1 обогревается свежим (первичным) паром. Вторичный пар, образующийся при кипении раствора в первом корпусе, направляется в качестве греющего пара во второй корпус 2, сюда же поступает частично сконцентрированный раствор из первого корпуса. Упаренный до конечной концентрации во втором корпусе готовый продукт поступает из него в емкость 7. По мере прохождения из корпуса в корпус давление и температура пара понижаются, и из последнего (второго) корпуса пар с низким давлением отводится в барометрический конденсатор смешения 5, в котором при конденсации пара создается вакуум. Раствор и вторичный пар перемещаются из корпуса в корпус самотеком благодаря общему перепаду давления, возникающего в результате избыточного давления в первом корпусе и вакуума в последнем. Воздух и неконденсирующиеся газы, поступающие в установку с охлаждающей водой (в конденсаторе) и через неплотности трубопроводов, отсасываются через ловушку 6 вакуум-насосом 11.

Смесь охлаждающей воды и конденсата сливается самотеком через барометрическую трубу в бак-гидрозатвор 10. Конденсат греющих паров из выпарных аппаратов и теплообменника выводится с помощью конденсатоотводчиков 8.

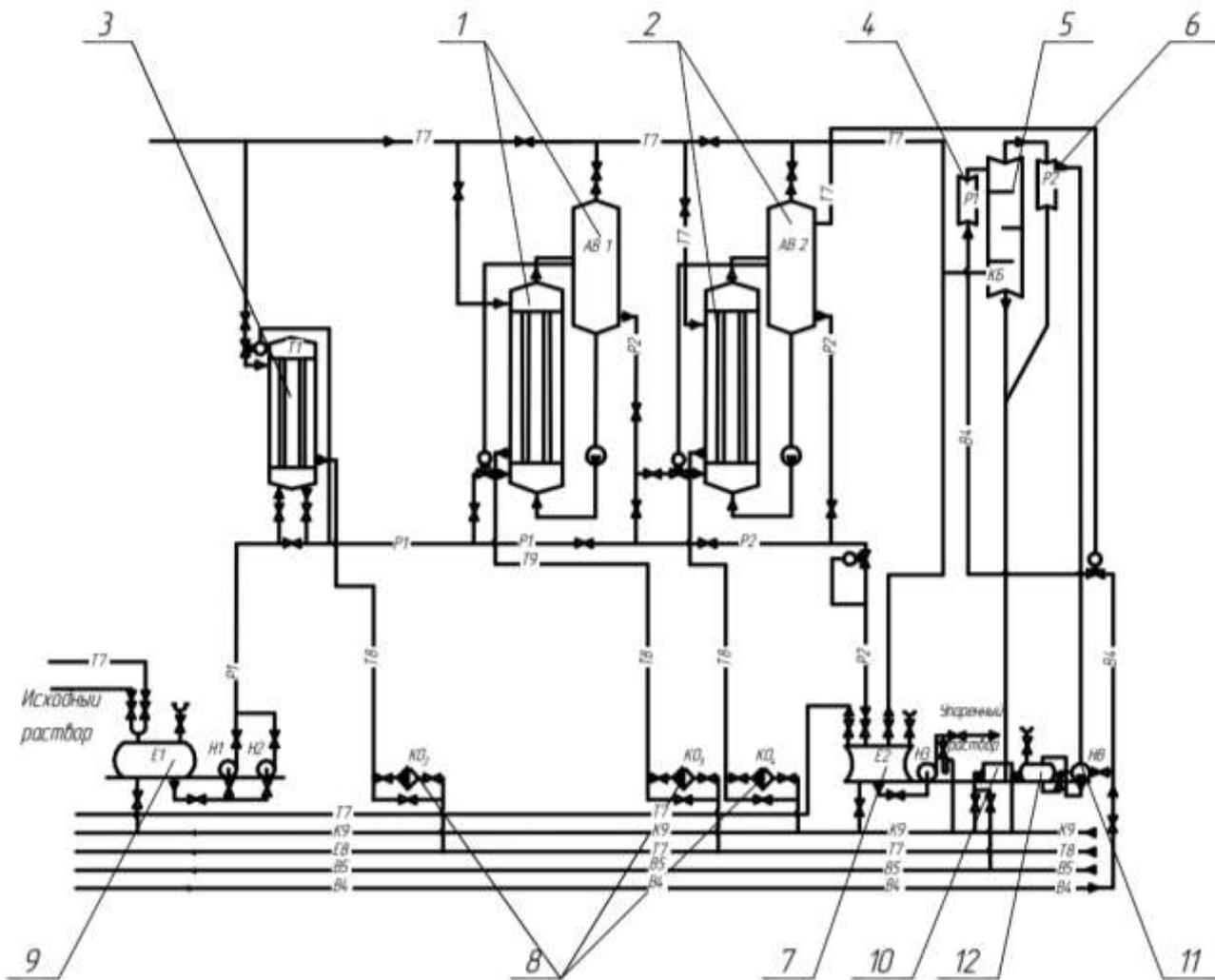


Рисунок 3.1 – Принципиальная схема двухкорпусной выпарной установки:
 1 – первый корпус выпарной установки; 2 – второй корпус выпарной установки;
 3 – теплообменник; 4 – каплеловушка; 5 – барометрический конденсатор;
 6 – ловушка; 7 – емкость упаренного раствора; 8 – конденсатоотводчики;
 9 – емкость исходного раствора; 10 – бак-гидрозатвор; 11 – вакуум-насос;
 12 – ресивер

Технологическая схема двухкорпусной проточной выпарной установки представлена на рисунке 3.2.

Технологическая схема двухкорпусной противоточной выпарной установки представлена на рисунке 3.3.

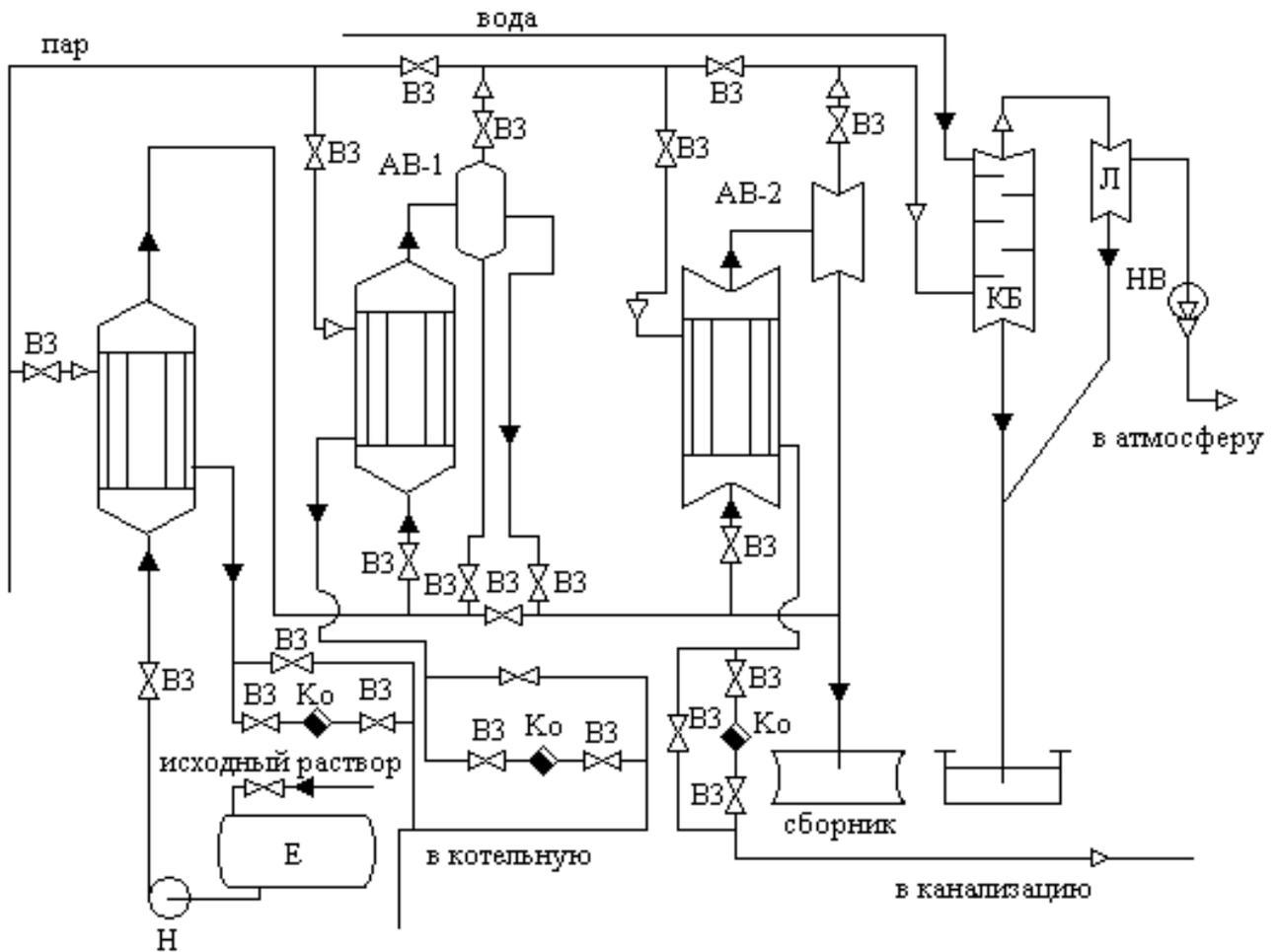


Рисунок 3.2 – Технологическая схема двухкорпусной прямоточной выпарной установки

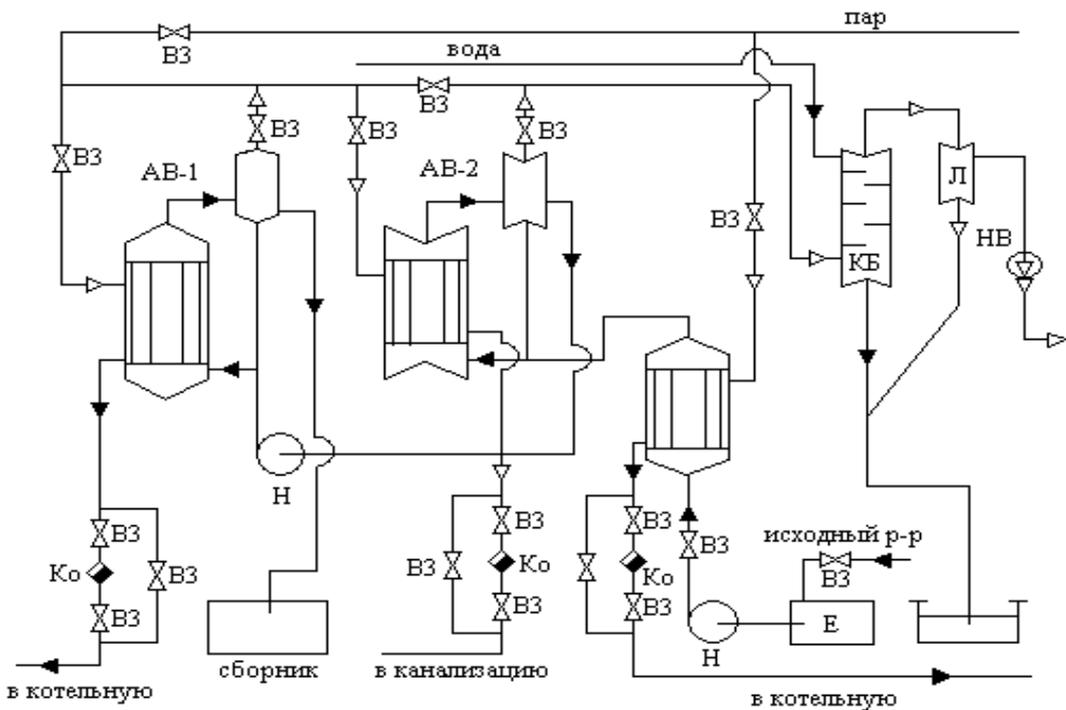


Рисунок 3.3 – Технологическая схема двухкорпусной противоточной выпарной установки

3.2 Порядок расчета многокорпусной выпарной установки

Целью расчета является определение поверхности нагрева выпарных аппаратов, размеров барометрического конденсатора, подогревателя, подбор насосов для перекачки раствора, расчет диаметров паровых и сырьевых трубопроводов. По результатам расчета по нормам подбирают стандартное оборудование.

Выбор типа и конструкции выпарного аппарата

Тип и конструкцию выпарного аппарата выбирают на основании характеристики выпариваемого раствора, т. е. с учетом вязкости, плотности, поверхностного натяжения и других физических показателей раствора. С учетом свойств раствора также определяют материал, из которого должен быть изготовлен аппарат.

Выбор типа аппарата производят по каталогу на выпарные аппараты (см. табл. В.1–В.9). В предварительном расчете задают диаметр и высоту трубок, равную средней высоте трубок, приведенных в каталоге для данного типа выпарного аппарата.

Составление материального баланса

Общий расход воды, удаляемой в процессе выпаривания на установке, рассчитывают из соотношения

$$W = G_{\text{н}} \cdot \left(1 - \frac{x_{\text{н}}}{x_{\text{к}}} \right), \quad (3.1)$$

где $G_{\text{н}}$ – расход слабого раствора, кг/с;

$x_{\text{н}}$, $x_{\text{к}}$ – концентрация слабого и концентрированного растворов.

Расчет концентраций раствора по корпусам

Концентрация раствора по корпусам зависит от расхода выпариваемой воды. Распределение расходов выпаренной воды по корпусам производят на основании опытных данных.

1. Для прямоточной выпарной установки справедливо следующее соотношение расходов выпаренной воды

$$W_1 : W_2 = 1 : 1,1, \quad (3.2)$$

где W_1 , W_2 – количество выпаренной воды по корпусам, кг/с.

Тогда

$$W_1 = \frac{1 \cdot W}{2,1}; \quad (3.3)$$

$$W_2 = \frac{1,1 \cdot W}{2,1} . \quad (3.4)$$

Концентрация по корпусам рассчитывается по следующим формулам для прямоточной выпарной установки

$$x_1 = \frac{G_H \cdot X_H}{G_H - W_1} ; \quad (3.5)$$

$$x_2 = \frac{G_H \cdot x_H}{G_H - W_1 - W_2} ; \quad (3.6)$$

2. Для противоточной выпарной установки распределение расходов воды принимается равным

$$W_1 : W_2 = 1 : 1$$

и концентрации раствора по корпусам рассчитываются по формулам

$$x_1 = \frac{G_H \cdot x_H}{G_H - W_1 - W_2} ; \quad (3.7)$$

$$x_2 = \frac{G_H \cdot X_H}{G_H - W_2} . \quad (3.8)$$

При многократной циркуляции раствора в аппарате расчетной является конечная концентрация раствора. При однократной циркуляции за расчетную принимается средняя арифметическая концентрация между входной и выходной концентрацией для данного корпуса.

Средние концентрации рассчитываются по формулам:

– для прямотока

$$X_{cp1} = \frac{x_H + x_1}{2} ; \quad (3.9)$$

$$X_{cp2} = \frac{x_1 + x_2}{2} ; \quad (3.10)$$

– для противотока

$$X_{cp1} = \frac{x_2 + x_1}{2} ; \quad (3.11)$$

$$X_{cp2} = \frac{x_2 + x_H}{2} . \quad (3.12)$$

Распределение давлений по корпусам.
Общий перепад давлений в установке

$$\Delta P_{\text{общ}} = P_{\text{г1}} - P_{\text{бк}}, \quad (3.13)$$

где $P_{\text{г1}}$ – давление греющего пара, поступающего в 1 корпус установки, Па;

$P_{\text{бк}}$ – давление в барометрическом конденсаторе, Па.

Общий перепад давлений распределяют поровну

$$\Delta P = \frac{\Delta P_{\text{общ}}}{2}. \quad (3.14)$$

Тогда давление греющего пара во 2-м корпусе равно

$$P_{\text{г2}} = P_{\text{г1}} - \Delta P. \quad (3.15)$$

И давление в барометрическом конденсаторе равно

$$P_{\text{бк}} = P_{\text{г2}} - \Delta P. \quad (3.16)$$

По давлениям паров находят температуры и энтальпии греющих паров по корпусам (см. табл. Б.20, Б.21).

Определение температурного режима.

Если известны температуры греющего пара по корпусам, то температуры кипения раствора можно определить по следующей формулам:

– для I корпуса

$$t_{\text{кип1}} = t_{\text{г2}} + \Delta_1''' + \Delta_1'' + \Delta_1'; \quad (3.17)$$

– II корпуса

$$t_{\text{кип2}} = t_{\text{бк}} + \Delta_2''' + \Delta_2'' + \Delta_2', \quad (3.18)$$

где $t_{\text{г}}$ – температура греющего пара;

Δ' – температурная депрессия;

Δ'' – температурная потеря от гидростатического эффекта;

Δ''' – гидравлическая потеря.

Для расчета температурной депрессии и гидростатического эффекта определяем температуру вторичного пара по корпусам. Для чего задаемся гидравлической потерей, которая вызвана изменением давления вторичного пара вследствие гидравлических сопротивлений между корпусами выпарной установки. Обычно величина гидравлической депрессии принимается равной 1...1,5 °С. Приняв значение гидравлических потерь, можно определить температуры вторичных паров по корпусам по формулам:

– I корпус

$$t_{вт1} = t_{г2} + \Delta_1''; \quad (3.19)$$

– II корпус

$$t_{вт2} = t_{бк} + \Delta_2'''. \quad (3.20)$$

По найденным температурам определяют давления и удельные теплоты парообразования вторичных паров по корпусам (см. табл. Б.20-Б.21).

Найденные температуру, давления, удельную теплоту парообразования вторичного пара по корпусам заносим в таблицу 3.1.

Таблица 3.1 – Температуры, давления, удельная теплота парообразования вторичного пара по корпусам

Температура вторичного пара, °С	Давление вторичного пара, Па	Удельная теплота парообразования, кДж/кг
$t_{вт}$	$P_{вт}$	r

Гидростатическая депрессия зависит от высоты уровня раствора в аппарате, интенсивности циркуляции раствора, плотности парожидкостной эмульсии. Для любого корпуса величина ее находится по формуле

$$\Delta'' = t_{ср} - t_{вт}, \quad (3.21)$$

где $t_{ср}$ – температура кипения раствора, соответствующая давлению в среднем слое раствора $P_{ср}$, величина которого определяется по формуле

$$P_{ср} = P_{вт} + \frac{H_{ур}}{2} \cdot \rho_{р-ра} \cdot g, \quad (3.22)$$

где $P_{вт}$ – давление вторичного пара;

$H_{ур}$ – оптимальная высота уровня по водомерному стеклу, м, которая при выпаривании водных растворов в выпарных аппаратах с естественной циркуляцией рассчитывается по формуле

$$H_{ур} = [0,26 + 0,0014 \cdot (\rho_{р-ра} - \rho_{в})] \cdot H, \quad (3.23)$$

где H – рабочая высота трубы, м;

$\rho_{р-ра}$, $\rho_{в}$ – плотности раствора и воды при температуре кипения, кг/м³.

Давление в среднем слое раствора можно также определить по следующей формуле

$$P_{cp} = P_{atm} + \frac{\rho_{p-pa} \cdot g \cdot H}{2} \cdot (1 - \varepsilon), \quad (3.24)$$

где ε – паронаполнение, при пузырьковом режиме кипения составляет $\varepsilon = 0,4 \dots 0,6$.

Для выбора величины H необходимо ориентировочно оценивать поверхность теплопередачи выпарного аппарата. Можно принять удельную тепловую нагрузку аппаратов с естественной циркуляцией раствора $q = 30000 \dots 50000 \text{ Вт/м}^2$, с принудительной циркуляцией $q = 40000 \dots 80000 \text{ Вт/м}^2$, тогда ориентировочно поверхность аппарата определяется по формуле

$$F_{op} = \frac{W_1 \cdot r_1}{q}, \quad (3.25)$$

где r – удельная теплота парообразования вторичного пара, Дж/кг.

Зная поверхность аппарата, принимается высота кипяtilьных труб (см. табл. В.3–В.9).

В аппаратах с вынесенной зоной кипения раствора происходит кипение в трубе вскипания. Кипение в трубах предотвращается за счет гидростатического столба жидкости в трубе вскипания, поэтому в этих аппаратах температуру кипения раствора определяют без учета гидростатических потерь.

По значениям P_{cp} (см. табл. Б.20, Б.21) определяют t_{cp} , а затем – величину гидростатического эффекта по формуле (3.21).

Температурную депрессию при любом давлении для разбавленных растворов можно определить по методу И. А. Тищенко

$$\Delta' = \Delta'_{atm} \cdot f, \quad (3.26)$$

где Δ'_{atm} – температурная депрессия при атмосферном давлении;
 f – поправочный коэффициент.

Для сахарных растворов (см. табл. Б.23) f – поправочный коэффициент рассчитывают по формуле

$$f = 16,2 \cdot \frac{\partial_{\dot{\omega}}^2}{r}, \quad (3.27)$$

где $T_{вт}$ – температура вторичного пара, К;

r – теплота испарения растворителя или теплота парообразования вторичного пара, Дж/кг.

Определив температурные потери, рассчитывают температуры кипения по корпусам.

Для аппаратов с вынесенной зоной кипения и пленочных гидростатическую депрессию не учитывают.

Определение полезной разности температур по корпусам

Определив температуры кипения по корпусам, рассчитывают полезные разности температур по корпусам

$$\Delta t_{\text{п}} = t_{\text{г}} - t_{\text{кип}}. \quad (3.28)$$

Определяется сумма полезных разностей температур по корпусам

$$\Sigma \Delta t_{\text{п}} = \Delta t_{\text{п1}} + \Delta t_{\text{п2}}. \quad (3.29)$$

Кроме того, суммарная полезная разность температур определяется по формуле

$$\Sigma \Delta t_{\text{п}} = t_{\text{г1}} - t_{\text{бк}} - \Sigma \Delta, \quad (3.30)$$

где $\Sigma \Delta$ – сумма температурных потерь установки, равна

$$\Sigma \Delta = \Delta_1' + \Delta_1'' + \Delta_{1-2}''' + \Delta_2' + \Delta_2'' + \Delta_{2-бк}'''.$$

Полезные разности температур, найденные по формулам (3.29) и (3.30), должны быть равны между собой.

Сводные полученные данные температур кипения, давлений и тепло- парообразования греющего и вторичного паров по корпусам заносятся в таблицу 3.2.

Таблица 3.2 – Сводная таблица температур кипения, давлений и тепло- парообразования греющего и вторичного паров по корпусам

Номер корпуса	Греющий пар			Температура кипения, °С	Вторичный пар		
	Температура, °С	Давление, ат.	Теплота конденсации, кДж/кг		Температура, °С	Давление, ат.	Теплота парообразования, кДж/кг
	$t_{\text{г}}$	$P_{\text{г}}$	$r_{\text{г}}$	$t_{\text{кип}}$	$t_{\text{вт}}$	$P_{\text{вт}}$	$r_{\text{вт}}$

Уточнение расходов выпаренной воды по корпусам.

Для уточнения расходов выпаренной воды по корпусам составляют для каждого корпуса установки уравнения теплового баланса. В конечном виде эти уравнения имеют вид:

– для прямоточной выпарной установки

$$Q_1 = D_1 \cdot r_{г1} = 1,03 \cdot [G_H \cdot c_H \cdot (t_{кип1} - t_H) + W_1 \cdot r_{вт1}]; \quad (3.31)$$

$$Q_2 = W_1 \cdot r_{г2} = 1,03 \cdot [(G_H - W_1) \cdot c_1 \cdot (t_{кип2} - t_{кип1}) + W_2 \cdot r_{вт2}]. \quad (3.32)$$

Для решения этой системы уравнений дополнительно записывается уравнение материального баланса по выпаренной воде для всей установки.

$$W = W_1 + W_2, \quad (3.33)$$

где Q_1, Q_2 – тепловые потоки по корпусам, Вт;

D_1 – расход греющего пара в 1 корпусе;

W_1, W_2 – расход выпаренной воды по корпусам, кг/с;

$r_{г1}, r_{г2}$ – удельная теплота конденсации греющего пара по корпусам, Дж/кг;

$r_{вт1}, r_{вт2}$ – теплота парообразования вторичного пара по корпусам, Дж/кг;

c_H, c_1 – теплоемкость раствора начального и в 1-м корпусе, Дж/кг·К.

Для противоточной 2-корпусной выпарной установки уравнения имеют вид

$$Q_1 = D_1 \cdot r_{г1} = 1,03 \cdot [W_1 \cdot r_{вт1} + (G_H - W_2) \cdot c_1 \cdot (t_{кип1} - t_{кип2})]; \quad (3.34)$$

$$Q_2 = W_1 \cdot r_{г2} = 1,03 \cdot [W_2 \cdot r_{вт2} + G_H \cdot c_H \cdot (t_{кип2} - t_H)]; \quad (3.35)$$

$$W = W_1 + W_2.$$

В случае, если рассчитанные количества воды отличаются от предварительно принятых более чем на 5 %, необходимо заново рассчитать концентрации, температурные депрессии и температуры кипения, положив в основу расчета новое, полученное из решения балансовых уравнений распределение нагрузок по испаряемой воде.

Расчет коэффициентов теплопередачи по корпусам

Предварительно приняв высоту кипяtilьных труб, определив значения температур кипения и концентрации растворов по корпусам, можно рассчитать коэффициенты теплопередачи. Схема процесса передачи тепла в греющей камере выпарного аппарата представлена на рисунке 3.4.

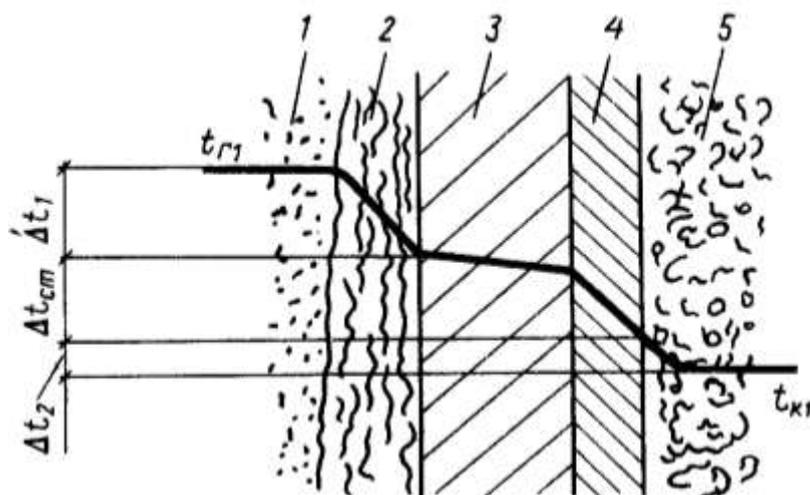


Рисунок 3.4 – Распределение температур в процессе теплопередачи от пара к кипящему раствору через многослойную стенку: 1 – пар; 2 – конденсат; 3 – стенка; 4 – накипь; 5 – кипящий раствор

Коэффициент теплопередачи рассчитывают по формуле

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_2}}, \quad (3.36)$$

где K – коэффициент теплопередачи, $\text{Вт}/\text{м}^2 \cdot \text{К}$;

α_1 – коэффициент теплоотдачи при конденсации пара на наружной поверхности вертикальных труб, $\text{Вт}/\text{м}^2 \cdot \text{К}$;

α_2 – коэффициент теплоотдачи от стенки к кипящему раствору, $\text{Вт}/\text{м}^2 \cdot \text{К}$;

$\sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i}$ – сумма термических сопротивлений стенки и ее загрязнений, $\text{м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$.

Определение коэффициента теплоотдачи α_1 .

Коэффициент теплоотдачи α_1 определяют по формуле

$$\alpha_1 = 2,04 \cdot \sqrt[4]{\frac{\lambda^3 \cdot \rho^2 \cdot r}{\mu \cdot \Delta t_1 \cdot H}}, \quad (3.37)$$

где λ – теплопроводность конденсата, $\text{Вт}/\text{м}^2 \cdot \text{°C}$;

ρ – плотность конденсата, $\text{кг}/\text{м}^3$;

r – теплота парообразования, $\text{Дж}/\text{кг}$;

μ – вязкость конденсата, $\text{Па} \cdot \text{с}$;

Δt_1 – разность температур ($t_r - t_{cr1}$), °C ;

H – высота трубы, м.

Значения физико-химических свойств водяного конденсата берут по таблице Б.22.

Определение коэффициента теплоотдачи α_2

Выбор формулы для определения коэффициента теплоотдачи от стенки к раствору зависит от условий циркуляции в трубах аппарата.

При пузырьковом кипении в трубах вертикальных аппаратов с естественной циркуляцией, а также при кипении в большом объеме в условиях естественной циркуляции применяется формула

$$\alpha_2 = 780 \cdot \frac{\lambda_p^{1,3} \cdot \rho_p^{0,5} \cdot \rho_{\text{п}}^{0,06}}{\sigma^{0,5} \cdot r_{\text{вт}}^{0,6} \cdot \rho_0^{0,66} \cdot c_p^{0,3} \cdot \mu^{0,3}} \cdot q^{0,6}, \quad (3.38)$$

где σ – поверхностное натяжение, Н/м;

q – удельная тепловая нагрузка, Вт/м²;

λ_p – теплопроводность раствора, Вт/м · К;

ρ_p – плотность раствора, кг/м³;

$\rho_{\text{п}}$ – плотность вторичного пара, кг/м³;

ρ_0 – плотность пара при давлении $P = 1$ кгс/см², кг/м³;

$r_{\text{вт}}$ – теплота парообразования, Дж/кг;

c_p – теплоемкость раствора, Дж/кг · К;

μ_p – коэффициент динамической вязкости раствора, Па · с.

Все теплофизические константы раствора для расчета следует брать при температуре кипения и концентрации в данном аппарате (см. табл. Б.1–Б.8) или рассчитывать по аналитическим формулам.

Расчет ведется из условия равенства удельных тепловых потоков.

$$q = q_{\text{кон}} = q_{\text{ст}} = q_{\text{кип}}, \quad (3.39)$$

где $q_{\text{кон}}$ – тепловой поток со стороны греющего пара $q_{\text{кон}} = \alpha_1 \cdot \Delta t_1$;

$q_{\text{ст}}$ – удельный тепловой поток в стенке $q_{\text{ст}} = \frac{1}{r_{\text{ст}}} \cdot \Delta t_{\text{ст}}$;

$q_{\text{кип}}$ – удельный тепловой поток при кипении жидкости внутри трубы $q_{\text{кип}} = \alpha_2 \cdot \Delta t_2$.

В начале расчета задается разность температур $\Delta t_1 = t_{\text{гр}} - t_{\text{ст1}}$. Затем рассчитывают $t_{\text{ст1}} = t_{\text{гр}} - \Delta t_1$. Определяют коэффициент α_1 по формуле (3.38) и $q_{\text{кон}}$ конденсации.

Рассчитывают термическое сопротивление стенки и ее загрязнений

$$\sum r_{\text{ст}} = \sum_{i=1}^{i=n} \frac{\delta_i}{\lambda_i} = r_{\text{зар1}} + \frac{\delta_{\text{ст}}}{\lambda_{\text{ст}}} + r_{\text{зар2}}, \quad (3.40)$$

где $r_{\text{заг1}}, r_{\text{заг2}}$ – сопротивление загрязнений со стороны греющего пара и кипящего раствора (см. табл. Б.24), $\text{м}^2 \cdot \text{°C}/\text{Вт}$;

$\lambda_{\text{ст}}$ – коэффициент теплопроводности материала стенки, $\text{Вт}/\text{м} \cdot \text{К}$;

$\delta_{\text{ст}}$ – толщина металлической стенки, м .

При установившемся режиме

$$q_{\text{ст}} = q_{\text{кон}} = \frac{1}{r_{\text{ст}}} \cdot \Delta t_{\text{ст}}. \quad (3.41)$$

Из этого уравнения определяют $\Delta t_{\text{ст}}$, а затем $t_{\text{ст2}}$ – температуру стенки со стороны кипящего раствора. Затем $\Delta t_2 = t_{\text{ст2}} - \Delta t_{\text{к}}$.

Рассчитывают α_2 и $q_{\text{кип}}$.

При установившемся процессе теплообмена $q_{\text{кон}} = q_{\text{кип}}$. Если их разница больше 5 %, то необходимо заново рассчитать $\alpha_1, q_{\text{кон}}, \alpha_2, q_{\text{кип}}$, изменив значение $t_{\text{ст1}}$.

Если при втором приближении $q_{\text{кон}} \neq q_{\text{кип}}$, то для расчета в третьем приближении строят графическую зависимость удельной тепловой нагрузки $q_{\text{кон}} = f(\Delta t_1)$ и $q_{\text{кип}} = f(\Delta t_1)$. Обычно, чтобы добиться равенства тепловых потоков, третьего приближения бывает достаточно. При пересечении этих двух прямых зависимостей получается разность температур Δt_1 , при которой $q_{\text{кон}} = q_{\text{кип}}$.

Рассчитав q , определяют коэффициент теплопередачи

$$K = \frac{q}{\Delta t_n}. \quad (3.42)$$

В аппаратах с принудительной циркуляцией обеспечиваются высокие скорости движения растворов в трубах – $W = 2,0 \dots 2,5 \text{ м/с}$, и, как следствие этого, – устойчивый турбулентный режим течения раствора. Поэтому коэффициент теплоотдачи со стороны кипящего раствора определяют по эмпирической формуле

$$\text{Nu} = 0,023 \cdot \text{Re}^{0,8} \cdot \text{Pr}^{0,43}, \quad (3.43)$$

где

$$\text{Re} = \frac{\omega \cdot d \cdot \rho_p}{\mu_p}, \quad (3.44)$$

$$\text{Pr} = \frac{c_p \cdot \mu_p}{\lambda_p}, \quad (3.45)$$

где ρ_p – плотность раствора, $\text{кг}/\text{м}^3$;

μ_p – вязкость раствора, Па · с;
 c_p – теплоемкость раствора, Дж/кг · К;
 d – внутренний диаметр труб;
 λ_p – теплопроводность раствора, Вт/м · К;
 ω_p – скорость движения раствора.
 Коэффициент теплоотдачи рассчитывают по формуле

$$\alpha_2 = Nu \cdot \lambda_p / d. \quad (3.46)$$

В выпарных аппаратах с длинными трубками (пленочные) коэффициенты теплоотдачи определяют по уравнению

$$\alpha_2 = c \cdot \frac{\lambda_p}{\delta} \cdot (0,25 \cdot Re)^n \cdot \left(\frac{q \cdot \delta}{\lambda_p \cdot t_{вр}} \right)^m, \quad (3.47)$$

где λ_p – теплопроводность кипящего раствора, Вт/м · К;
 δ – толщина пленки, рассчитывается по уравнению

$$\delta = \left(\frac{3}{4} \cdot \frac{v_p^2}{g} \right)^{1/3} Re^{1/3}, \quad (3.48)$$

где v_p – кинематический коэффициент вязкости раствора, м²/с;
 $Re = \frac{4 \cdot \Gamma}{\mu_p}$ – критерий Рейнольдса для пленки жидкости;
 $\Gamma = \frac{G}{\Pi}$ – линейная массовая плотность орошения, кг/м · с;
 μ_p – вязкость кипящего раствора;
 G – расход раствора, поступающего в корпус, кг/с;
 Π – смоченный периметр, м.

$$\Pi = \pi \cdot d_{вн} \cdot n = F_{орп} / H; \quad (3.49)$$

где H – высота трубы, ориентировочный расчет которого приведен ранее;

q – тепловая нагрузка, равная $q = \alpha_1 \cdot \Delta t_1$.

Значение коэффициентов и показателей степеней в уравнении (3.47) при

$$\begin{aligned}
 q < 20000 \text{ Вт/м}^2; C = 163,1; n = -0,264; m = 0,635; \\
 q > 20000 \text{ Вт/м}^2; C = 2,6; n = 0,203; m = 0,322.
 \end{aligned}$$

Распределение полезной разности температур

Распределение полезной разности температур по корпусам проводят из условия равенства поверхностей теплопередачи в аппаратах установки

$$\Delta t_n = \frac{Q_n \cdot \sum \Delta t_n}{\sum_{i=1}^{I=n} \frac{Q_i}{K_i}}, \quad (3.50)$$

где Δt_n – полезная разность температур для n корпуса;

Q_n – тепловая нагрузка аппарата, Вт;

K_n – коэффициент теплопередачи, Вт/м²·К;

$\sum \Delta t_n$ – суммарная полезная разность температур.

Рассчитанная суммарная полезная разность температур $\sum \Delta t = \Delta t_{n1} + \Delta t_{n2} + \Delta t_{n3}$ должна быть равна рассчитанной ранее.

Затем рассчитывают поверхность выпарных аппаратов

$$F = \frac{Q}{K \cdot \Delta t_n}. \quad (3.51)$$

Если найденные значения поверхности теплопередачи выпарных аппаратов незначительно отличаются от ориентировочно определенных, то в последующих приближениях нет необходимости вносить коррективы на изменение конструктивных размеров аппарата (высота, диаметр, число труб).

Сравнение распределенных и рассчитанных значений полезных разностей температур заносят в таблицу 3.3.

Таблица 3.3 – Сравнение распределенных и рассчитанных значений полезных разностей температур

Корпус	1	2
Полезная разность температур, °С	Δt_{n1}	Δt_{n2}
Распределение в 1-м приближении		
Рассчитанное		

Если рассчитанные полезные разности температур и распределенные в 1-м приближении различаются более чем на 5 %, необходимо заново перераспределить температуры между корпусами установки.

В основу перераспределения кладут полезные разности температур, найденные по результатам распределения общей полезной разности, из условия равенства поверхностей теплопередачи.

Полученные значения второго приближения заносят в таблицу 3.4.

Таблица 3.4 – Второе приближение

Параметр	Корпус	
	1	2
Концентрации растворов		
Температура греющего пара, $t_{г1}$		
Полезная разность температур $\Delta t_{пол}$, °C		
Температура кипения раствора, $t_{кип}$		
Температура вторичного пара, $t_{вт}$		
Давление вторичного пара, $P_{вт}$, Па		

$$t_{кип1} = t_{г1} - \Delta t_{п1}; \quad (3.52)$$

$$t_{вт1} = t_{кип1} - (\Delta_1' + \Delta_1''); \quad (3.53)$$

$$t_{г2} = t_{вт1} - \Delta_1'''; \quad (3.54)$$

$$t_{кип2} = t_{г2} - \Delta t_{п2}; \quad (3.55)$$

$$t_{вт2} = t_{кип2} - (\Delta_2' + \Delta_2''); \quad (3.56)$$

$$t_{ок} = t_{вт2} - \Delta_2'''. \quad (3.57)$$

Определяют тепловые потоки, коэффициенты теплопередачи по ранее приведенным формулам и вновь распределяют полезную разность температур. Если различия полезных разностей температур, полученных в результате 1-го и 2-го приближений, не превышают 5 %, распределение суммарной полезной разности температур заканчивают.

В случае, если это различие более 5 %, необходимо выполнить 3-е приближение, в основу которого следует принять $\Delta t_{пол}$ по корпусам из 2-го приближения и так до совпадения полезных разностей температур.

Определяют поверхность выпарных аппаратов. По каталогу определяют следующие характеристики выпарного аппарата (см. табл. В.3–В.9):

F_n – номинальная поверхность теплообмена, m^2 ;

n – число труб;

$H_{тр}$ – высота труб, м;

$D_{гк}$ – диаметр греющей камеры, м;

$D_{\text{сеп}}$ – диаметр сепаратора, м;
 H – общая высота аппарата, м;
 M – масса аппарата, кг.

Расчет барометрического конденсатора

Расход охлаждающей воды G_B определяют из теплового баланса конденсатора

$$G_B = \frac{W_2 \cdot (I_{\text{БК}} - c_B \cdot t_{\text{кон}})}{c_B \cdot (t_{\text{кон}} - t_{\text{нач}})}, \quad (3.58)$$

где $I_{\text{БК}}$ – энтальпия пара в барометрическом конденсаторе, Дж/кг;
 c_B – теплоемкость воды, Дж/кг · °С;

$t_{\text{нач}}$, $t_{\text{кон}}$ – начальная и конечная температура воды в конденсаторе.

Конечную температуру на выходе из конденсатора принимают на 3–5 °С ниже, температуры конденсации паров в барометрическом конденсаторе

$$t_{\text{кон}} = t_{\text{БК}} - 3. \quad (3.59)$$

Диаметр барометрического конденсатора определяют по формуле

$$D_{\text{БК}} = \sqrt{\frac{W_2}{0,785 \cdot \omega \cdot \rho_{\text{п}}}}, \quad (3.60)$$

где W_2 – расход вторичного пара (выпарной воды), поступающего в барометрический конденсатор из 2-го корпуса;

$\rho_{\text{п}}$ – плотность вторичного пара, кг/м³.

При остаточном давлении в конденсаторе 10^4 Па скорость паров W принимают 15–25 м/с. По таблице В.13 подбирают ближайший больший диаметр конденсатора и определяют его основные параметры.

Скорость воды в барометрической трубе определяют по формуле

$$\omega = \frac{4 \cdot (G_B + W_2)}{\pi \cdot d^2 \cdot \rho}. \quad (3.61)$$

Высоту барометрической трубы определяют из уравнения

$$H_{\text{б.тр}} = \frac{B}{\rho \cdot g} + \left(\sum \xi + \lambda \cdot \frac{H_{\text{оп}}}{d} \right) \cdot \frac{\omega^2}{2 \cdot g} + 0,5, \quad (3.62)$$

где B – вакуум в барометрическом конденсаторе, Па;

$\sum \xi$ – сумма коэффициентов местных сопротивлений;

λ – коэффициент трения в трубе, зависит от режима движения воды. Определяется режим течения воды $Re = \frac{\omega \cdot d \cdot \rho}{\mu}$ и определяется коэффициент трения (см. рис. Д.1);

H_{op} – ориентировочная высота и диаметр барометрической трубы, м;

ρ – плотность воды, кг/м³;

0,5 – запас высоты на изменение барометрического давления.

Расчет вакуум-насоса.

Производительность вакуум-насоса L определяется расходом несконденсированного газа, который необходимо удалять из барометрического конденсатора

$$L = \frac{0,025 \cdot (W_2 + G_B)}{1000} + \frac{10 \cdot W_2}{1000} \text{ кг/с}, \quad (3.63)$$

где 0,025 – количество неконденсирующихся газов, выделяющихся из каждых 1000 кг воды;

10 – расход газов, подсасываемых через неплотности в конденсатор на каждые 1000 кг паров.

Объемная производительность вакуум-насоса равна

$$V = \frac{R \cdot (273 + t_g) \cdot L}{M_g \cdot P_g}, \quad (3.64)$$

где R – универсальная газовая постоянная (8310), Дж/кмоль·К;

M_B – молекулярная масса воздуха (29), кг/моль;

t_B – температура воздуха, °С;

P_B – парциальное давление сухого воздуха в барометрическом конденсаторе при температуре воздуха, которую рассчитывают по уравнению

$$t_B = t_{нач} + 4 + 0,1 \cdot (t_{кон} - t_{нач}), \quad (3.65)$$

где $t_{нач}$, $t_{кон}$ – начальная и конечная температуры воды.

Парциальное давление воздуха равно

$$P_B = P_{ок} - P_{п}, \quad (3.66)$$

где $P_{п}$ – давление сухого насыщенного пара при t_B (см. табл. Б.20–Б.21).

По таблице В.11 по объемной производительности и остаточному давлению подбирают вакуум-насос типа ВВН.

Расчет трубопроводов

Диаметр трубопровода рассчитывают по уравнению объемного расхода

$$V = \omega \cdot f, \text{ м}^3/\text{с} \quad (3.67)$$

или по уравнению массового расхода

$$M = \omega \cdot f \cdot \rho \text{ кг/с}, \quad (3.68)$$

где V – объемный расход пара или раствора, $\text{м}^3/\text{с}$;

M – массовый расход потока, кг/с ;

ω – средняя скорость потока, м/с (выбирают, исходя из установленных практикой средних скоростей 1,5–2,5);

f – площадь поперечного сечения потока, м^2 .

Для трубопровода круглого сечения уравнения (3.67) и (3.68) принимают вид

$$V = 0,785 \cdot d^2 \cdot \omega, \quad (3.69)$$

$$M = 0,785 \cdot d^2 \cdot \omega \cdot \rho. \quad (3.70)$$

Тогда диаметр трубопровода определяют по уравнению

$$d = \sqrt{\frac{V}{0,785 \cdot \omega}}, \quad (3.71)$$

$$d = \sqrt{\frac{M}{0,785 \cdot \omega \cdot \rho}}. \quad (3.72)$$

По расчетному диаметру трубопровода принимают стандартные штуцеры (см. табл. В.14).

Расчет насосов

Слабый раствор подают в аппараты центробежными насосами.

Производительность насоса определяют по расходу раствора в данном месте технологической схемы. Мощность насоса рассчитывают по формуле

$$N = \frac{V \cdot \Delta P}{1000 \cdot \eta} = \frac{V \cdot \rho \cdot g \cdot H}{1000 \cdot \eta} \text{ кВт}, \quad (3.73)$$

где V – объемный расход раствора, $\text{м}^3/\text{с}$;

ΔP – повышение давления, сообщаемое насосом перекачиваемому раствору, Па ;

H – напор, создаваемый насосом, м ;

ρ – плотность раствора, кг/м^3 ;

η – общий КПД насоса, $\eta = 0,75 \dots 0,90$ (см. табл. В.15).

Зная производительность и напор, подбирают требуемый насос.

Расчет подогревателя раствора

Для непрерывной работы выпарной установки слабый раствор должен подаваться в аппарат при температуре кипения, поэтому его предварительно подогревают в теплообменнике.

Поверхность подогревателя рассчитывают по уравнению теплопередачи

$$F = \frac{Q_{\text{п}}}{K \cdot \Delta t_{\text{cp}}}, \quad (3.74)$$

где $Q_{\text{п}}$ – тепловой поток, необходимый для подогрева раствора от начальной температуры $t_{\text{н}}$ до температуры кипения в корпусе $t_{\text{кип1}}$ (в случае прямоточной установки и $t_{\text{кип2}}$ в случае противоточной установки), Вт;

K – коэффициент теплопередачи, принимаем по таблице 2.3

$$Q_{\text{п}} = G_{\text{н}} \cdot c_{\text{н}} (t_{\text{кип1}} - t_{\text{нач}}). \quad (3.75)$$

Средняя разность температур теплоносителей равна

$$\Delta t_{\text{cp}} = \frac{\Delta t_{\text{н}} - \Delta t_{\text{к}}}{\ln \left(\frac{\Delta t_{\text{н}}}{\Delta t_{\text{к}}} \right)}, \quad (3.76)$$

где $\Delta t_{\text{н}}$ – начальная разность температур, °С, равная $\Delta t_{\text{н}} = t_{\text{г1}} - t_{\text{нач}}$;

$\Delta t_{\text{к}}$ – конечная разность температур, °С, равная $\Delta t_{\text{к}} = t_{\text{г1}} - t_{\text{кон}}$.

Рассчитав поверхность теплообменника, подбирают стандартный подогреватель (см. табл. В.12).

Расход греющего пара в подогревателе $D_{\text{п}}$ рассчитывают по формуле

$$D_{\text{п}} = \frac{Q_{\text{п}}}{r_{\text{г}}}, \quad (3.77)$$

где $r_{\text{г}}$ – удельная теплота парообразования греющего пара при $t_{\text{г1}}$ (см. табл. Б.20 – Б.21).

Технико–экономические показатели работы выпарной станции.

Теоретическая экономичность выпарки $\mathcal{E}_{\text{т}}$

$$\mathcal{E}_{\text{т}} = \frac{\sum W_i}{D_1} \text{ кг воды/кг пара}, \quad (3.78)$$

где $\sum W_i$ – общий расход воды, выпариваемой в выпарной установке, кг/с;

D_1 – расход греющего пара в 1 корпусе, кг/с.

Действительная экономичность выпарки

$$\varepsilon_o = \frac{\sum W_i}{D} \text{ кг воды/кг пара,} \quad (3.79)$$

где $D = I, I \cdot (D_1 + D_{II})$, кг/с;

I, I – коэффициент, учитывающий потери пара;

D_{II} – расход пара в подогревателе, кг/с.

Средняя производительность выпарки

$$n = \frac{\sum W_i}{F} \text{ кг/м}^2 \cdot \text{с,} \quad (3.80)$$

где $F = \sum F_i$ – суммарная поверхность нагрева всех корпусов.

Удельный расход пара

$$D_{yo} = \frac{D}{\sum W_i} \text{ кг пара/кг воды.} \quad (3.81)$$

Удельный расход электроэнергии

$$\varepsilon_{yo} = \frac{\sum N_i}{\sum W_i} \text{ кВт/кг воды,} \quad (3.82)$$

где $\sum N_i$ – суммарная потребляемая мощность вакуум-насоса и всех центробежных насосов.

3.3 Пример расчета двухкорпусной выпарной установки

Целью расчета является определение поверхности нагрева выпарных аппаратов, размеров барометрического конденсатора, подогревателя, подбор насосов для перекачки раствора, расчет диаметра паровых и сырьевых трубопроводов. По результатам расчета, по нормам подбирают стандартное оборудование.

Задание

Спроектировать двухкорпусную выпарную установку для выпаривания $G_H = 7$ кг/с водного раствора NaCl от начальной концентрации 5 % до конечной 23 % при следующих условиях:

- давление насыщенного водяного пара $P_{r1} = 2,5$ ат;
- вакуум в барометрическом конденсаторе $76 \cdot 10^3$ Па;
- выпарной аппарат с принудительной циркуляцией (тип 2, исполнение 1);
- отбор экстра пара не производится;

– раствор поступает в первый корпус, подогретый до температуры кипения;

– взаимное направление пара и раствора – прямоток.

Выбор типа и конструкции выпарного аппарата

Тип и конструкцию выпарного аппарата выбирают на основании характеристики выпариваемого раствора, т. е. с учетом вязкости, плотности, поверхностного натяжения и других физических показателей раствора. Свойства раствора также определяют выбор материала, из которого должен быть изготовлен аппарат.

Выбираем конструкционный материал, стойкий в среде кипящего раствора NaCl в интервале изменения концентрации от 5 до 23 %.

В этих условиях химически стойким является сталь марки Ст 3. Скорость ее коррозии не менее 0,1 мм/год, коэффициент теплопроводности

$$\lambda_{ст} = 25,1 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}.$$

Основные условные обозначения:

c – теплоемкость, Дж/(кг·К);

d – диаметр, м;

D – расход греющего пара, кг/с;

F – поверхность теплопередачи, м²;

G – расход раствора, кг/с;

g – ускорение свободного падения, м²/с;

H – высота, м;

K – коэффициент теплопередачи, Вт/(м²·К)

P – давление, ат.;

Q – тепловая нагрузка, кВт;

q – удельная тепловая нагрузка, Вт/м²;

r – теплота парообразования, кДж/кг;

T, t – температура, К, °С;

W – количество испаряемой воды, кг/с;

x – концентрация, % масс.;

α – коэффициент теплоотдачи, Вт/(м²·К);

ρ – плотность, кг/м³;

μ – вязкость, Па·с;

λ – теплопроводность, Вт/(м·К);

σ – поверхностное натяжение, Н/м;

Re критерий Рейнольдса;

Nu – критерий Нуссельта;

Pr – критерий Прандтля.

Индексы:

- 1, 2 – первый, второй корпус выпарной установки;
- н, к – начальный, конечный параметр соответственно;
- г, вт – греющий, вторичный пар соответственно;
- в – вода;
- ст – стенка.

Составление материального баланса

Общее количество воды, удаляемой в процессе выпаривания на установке, рассчитывается из соотношения

$$W = G_H - (1 - X_H / X_K); \quad (3.83)$$

$$W = 7 - (1 - 5 / 23) = 5,5 \text{ кг/с}. \quad (3.84)$$

Расчет концентраций раствора по корпусам

Концентрация раствора по корпусам зависит от количества выпариваемой воды. Распределение выпаренной воды по корпусам производят на основании опытных данных. Для прямоточной выпарной установки справедливо следующее соотношение выпаренной воды

$$W_1 : W_2 = 1 : 1,1;$$

тогда

$$W_1 = 1 / (1,0 + 1,1) = W / 2,1;$$

$$W_1 = 5,5 / 2,1 = 2,6 \text{ кг/с};$$

$$W_2 = (1,1W) / 2,1;$$

$$W_2 = (1,1 \cdot 5,5) / 2,1 = 2,9 \text{ кг/с}.$$

Концентрация по корпусам для прямоточной выпарной установки рассчитывается по следующим формулам

$$x_1 = (G_H x_H) / (G_H - W_1); \quad (3.85)$$

$$x_1 = (7 \cdot 5) / (7 - 2,6) = 7,95 \% \text{ масс.};$$

$$x_2 = (G_H x_H) / (G_H - W_1 - W_2); \quad (3.86)$$

$$x_2 = (7 \cdot 5) / (7 - 2,6 - 2,9) = 23 \% \text{ масс.}$$

Распределение давления по корпусам

Общий перепад давлений в установке

$$\Delta P_{\text{общ}} = P_{г1} - P_{бк}, \quad (3.87)$$

где $P_{Г1}$ – давление греющего пара, поступающего в 1 корпус установки, ат;

$P_{бк}$ – давление в барометрическом конденсаторе, ат.

$$P_{бк} = P_{ат} - B, \quad (3.88)$$

где $P_{ат}$ – атмосферное давление, ат;

B – вакуум в барометрическом конденсаторе, ат.

$$P_{бк} = 1 - (76 \cdot 10^3 / 98000) = 0,22 \text{ ат.}$$

Тогда общий перепад давлений в установке равен

$$\Delta P_{общ} = 2,5 - 0,22 = 2,28 \text{ ат.}$$

В первом приближении общий перепад давлений распределяют между корпусами поровну

$$\Delta P = \Delta P_{общ} / 2. \quad (3.89)$$

Тогда

$$\Delta P = 2,28 / 2 = 1,14 \text{ ат,}$$

давления греющих паров в корпусах равны

$$P_{Г2} = P_{Г1} - \Delta P; \quad (3.90)$$

$$P_{бк} = P_{Г2} - \Delta P; \quad (3.91)$$

$$P_{Г2} = 2,5 - 1,14 = 1,36 \text{ ат;}$$

$$P_{бк} = 1,36 - 1,14 = 0,22 \text{ ат.}$$

По давлениям паров находим температуры и энтальпии греющего пара по корпусам (см. табл. Б.20–Б.21):

$$- P_{бк} = 0,20 \text{ ат;}$$

$$- P_{Г1} = 2,50 \text{ ат;}$$

$$- P_{Г2} = 1,36 \text{ ат;}$$

$$- t_{Г1} = 126,55 \text{ }^\circ\text{C;}$$

$$- t_{Г2} = 106,90 \text{ }^\circ\text{C;}$$

$$- t_{бк} = 61,50 \text{ }^\circ\text{C;}$$

$$- I_1 = 2720 \text{ кДж/кг;}$$

$$- I_2 = 2690 \text{ кДж/кг;}$$

$$- I_{бк} = 2604 \text{ кДж/кг.}$$

Определение температурного режима

Температуры кипения растворов определяем по формулам

$$\text{Корпус 1: } t_{кип1} = t_{Г2} + \Delta_1' + \Delta_1'' + \Delta_1''' ; \quad (3.92)$$

$$\text{Корпус 2: } t_{кип2} = t_{бк} + \Delta_2' + \Delta_2'' + \Delta_2''' ; \quad (3.93)$$

где t_r – температура греющего пара;
 Δ' – температурная депрессия;
 Δ_{\gg} – температурная потеря от гидростатического эффекта;
 Δ'_{\gg} – гидравлическая потеря.

Гидравлические потери вызваны изменением давления вторичного пара вследствие гидравлических сопротивлений между корпусами выпарной установки. Принимаем величину гидравлической депрессии равной 1°C . Далее определяем температуру вторичного пара по корпусам по формулам

$$\text{Корпус 1: } t_{\text{вт1}} = t_{r2} + \Delta'_1{}_{\gg} = 106, + 1 = 107,9^\circ\text{C}, \quad (3.94)$$

$$\text{Корпус 2: } t_{\text{вт2}} = t_{\text{бк}} + \Delta'_2{}_{\gg} = 61,5 + 1 = 62,5^\circ\text{C}. \quad (3.95)$$

По найденным температурам определяем давление и удельные теплоты парообразования вторичных паров по корпусам (см. табл. Б.20–Б.21).

Температуры, давления, удельная теплота парообразования вторичного пара по корпусам представлены в таблице 3.5.

Таблица 3.5 – Температура, давление, удельная теплота парообразования вторичного пара по корпусам

Номер корпуса	Температура вторичного пара $t_{\text{вт}},^\circ\text{C}$	Давление вторичного пара $P_{\text{вт}}, \text{ ат}$	Удельная теплота парообразования $g, \text{ кДж/кг}$
1	107,9	1,369	2239
2	62,5	0,229	2351,05

Гидростатическую депрессию Δ'' при расчете не учитывают, так как выбрали выпарной аппарат с вынесенной зоной кипения.

Температурную депрессию определяем по методу И. А. Тищенко

$$\Delta' = \Delta'_{\text{атм}} f, \quad (3.96)$$

где $\Delta'_{\text{атм}}$ – температурная депрессия при атмосферном давлении;
 f – поправочный коэффициент, рассчитываемый по формуле

$$f = 16,2(T_{\text{вт}}^2 / r_{\text{вт}}), \quad (3.97)$$

где $T_{\text{вт}}$ – температура вторичного пара, К;

$r_{\text{вт}}$ – теплота испарения растворителя или теплота парообразования вторичного пара, Дж/кг.

Определяем поправочный коэффициент

$$f_1 = 16,2 \cdot (380,92/2242 \cdot 10^3) = 1,05;$$

$$f_2 = 16,2 \cdot (335,5/2351,05 \cdot 10^3) = 0,78.$$

Температурная депрессия при атмосферном давлении в первом корпусе $\Delta'_{\text{атм1}} = 1,4 \text{ }^\circ\text{C}$, $\Delta'_{\text{атм2}} = 5,6 \text{ }^\circ\text{C}$ (см. табл. Б23).

Определяем температурную депрессию

$$\Delta'_1 = 1,4 \cdot 1,05 = 1,47 \text{ }^\circ\text{C};$$

$$\Delta'_2 = 5,6 \cdot 0,78 = 4,37 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Определяем температуру кипения раствора по корпусам

$$t_{\text{к1}} = 106,9 + 1,47 + 1 = 109,37 \text{ }^\circ\text{C};$$

$$t_{\text{к2}} = 61,5 + 4,37 + 1 = 66,87 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Определение полезных разностей температур по корпусам

Определив температуры кипения по корпусам, рассчитываем полезные разности температур по корпусам

$$\Delta t_{\text{п}} = t_{\text{г}} - t_{\text{к}}; \quad (3.98)$$

$$\Delta t_{\text{п1}} = 126,55 - 109,37 = 17,18 \text{ }^\circ\text{C};$$

$$\Delta t_{\text{п2}} = 106,9 - 66,87 = 40,03 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Определяем сумму полезной разности температур по корпусам

$$\Sigma \Delta t_{\text{п}} = \Delta t_{\text{п1}} + \Delta t_{\text{п2}}; \quad (3.99)$$

$$\Sigma \Delta t_{\text{п}} = 17,18 + 40,03 = 57,21 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Свойства греющего и вторичного паров по корпусам представлены в таблице 3.6.

Таблица 3.6 – Свойства греющего и вторичного паров по корпусам

Номер корпуса	Греющий пар			Температура кипения, $^\circ\text{C}$	Вторичный пар		
	Температура, $^\circ\text{C}$	Давление, ат	Теплота конденсации, кДж/кг		Температура, $^\circ\text{C}$	Давление, ат	Теплота парообразования, кДж/кг
1	126,55	2,50	2190	109,37	107,90	1,369	2239
2	106,90	1,36	2242	66,87	62,50	0,229	2351,05

Проверим сумму полезной разности температур по корпусам

$$\begin{aligned}\Sigma\Delta t_n &= t_{r1} - t_{6к} - (\Delta_1' + \Delta_2' + \Delta_1'' + \Delta_2''); \\ \Sigma\Delta t_n &= 126,55 - 61,5 - (1,47 + 4,37 + 1 + 1) = 57,21 \text{ }^\circ\text{C}.\end{aligned}\quad (3.100)$$

Уточнение расходов выпаренной воды по корпусам.

Для уточнения расходов выпаренной воды по корпусам составляют для каждого корпуса установки уравнения теплового баланса. В конечном виде эти уравнения имеют вид

$$Q_1 = D \cdot r_{r1} = 1,03 \cdot [G_H \cdot c_H(t_{кип1} - t_H) + W_1 \cdot r_{вт1}]; \quad (3.101)$$

$$Q_2 = W_1 \cdot r_{r2} = 1,03 \cdot [(G_H - W_1) \cdot c_1 \cdot (t_{кип2} - t_{кип1}) + W_2 \cdot r_{вт2}]; \quad (3.102)$$

$$W = W_1 + W_2, \quad (3.103)$$

где 1,03 – коэффициент, учитывающий 3 % потерь тепла в окружающую среду;

c_1, c_H – теплоемкость начального раствора и в 1-м корпусе, кДж/(кг·К);

r_{r1}, r_{r2} – теплота конденсации греющего пара по корпусам, Дж/кг;

D, W_1, W_2 – расходы греющего пара по корпусам, кг/с.

Раствор поступает в первый корпус, нагретый в теплообменнике до температуры кипения в корпусе. Поэтому уравнение теплового баланса для первого корпуса принимает вид

$$Q_1 = D \cdot r_{r1} = 1,03 \cdot W_1 \cdot r_{вт1}; \quad (3.104)$$

$$Q_1 = D \cdot 2190 = 1,03 \cdot W_1 \cdot 2239;$$

$$Q_2 = W_1 \cdot 2242 = 1,03 \cdot [(7 - W_1) \cdot 3,86 \cdot (66,87 - 109,29) + W_2 \cdot 2351].$$

Теплоемкость раствора в первом корпусе рассчитывается по формуле

$$C_1 = 4190 \cdot (1 - x_1) = 4190 \cdot (1 - 0,0795) = 3857 \text{ Дж/кг}\cdot\text{К}. \quad (3.105)$$

Для решения данной системы уравнений запишем уравнение материального баланса по воде для всей установки

$$5,5 = W_1 + W_2,$$

откуда

$$W_2 = 5,5 - W_1.$$

Подставим последнее выражение в уравнение для определения Q_2

$$Q_2 = W_1 \cdot 2242 = 1,03 \cdot [(7 - W_1) \cdot 3,86 \cdot (66,87 - 109,29) + (5,5 - W_1) \cdot 2351].$$

Решая данное уравнение получаем:

$$W_1 = 2,7 \text{ кг/с};$$
$$W_2 = 5,5 - 2,7 = 2,8 \text{ кг/с}.$$

Расход пара в первом корпусе

$$D = (1,03 \cdot 2,7 \cdot 2239)/2190 = 2,84 \text{ кг/с}.$$

Расхождение по испаряемой влаге, предварительно принятого и рассчитанного, не превышает 5 %, поэтому не пересчитываем концентрации и температуры кипения растворов. В дальнейших расчетах используем новые, полученные из решения балансовых уравнений, значения по испаряемой влаге. Тепловые нагрузки по корпусам равны

$$Q_1 = 2,84 \cdot 2190 = 6219,6 \text{ кВт};$$
$$Q_2 = 2,7 \cdot 2242 = 6053,4 \text{ кВт}.$$

Расчет коэффициентов теплопередачи по корпусам.

Определив температуры кипения растворов по корпусам можно рассчитать коэффициенты теплопередачи.

Коэффициент теплопередачи рассчитывается по формуле

$$K = 1/[(1/\alpha_1) + \Sigma(\delta/\lambda) + (1/\alpha_2)], \quad (3.106)$$

где $\Sigma(\delta/\lambda)$ – сумма термических сопротивлений стенки и ее загрязнений, $\text{м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$.

Примем суммарное термическое сопротивление стенки равное термическому сопротивлению стенки $\delta_{\text{ст}}/\lambda_{\text{ст}}$ и накипи $\delta_{\text{н}}/\lambda_{\text{н}}$. Термическое сопротивление загрязнений со стороны пара не учитываем. Получим

$$\Sigma(\delta/\lambda) = 0,002/25,1 + 0,0005/2 = 2,87 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}.$$

Определение коэффициента теплоотдачи α_1 .

Коэффициент теплоотдачи α_1 определяется по формуле

$$\alpha_1 = 2,04 [(\lambda^3 \rho^2 r) / (\mu \Delta t_1 H)]^{1/4}, \quad (3.107)$$

где λ – теплопроводность конденсата, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$;

ρ – плотность конденсата, $\text{кг}/\text{м}^3$ (см. табл. Б22);

r – удельная теплота парообразования, $\text{Дж}/\text{кг}$;

μ – вязкость конденсата, $\text{Па} \cdot \text{с}$;

Δt_1 – разность температур, $^{\circ}\text{C}$, равная разности между греющим паром и стенкой со стороны пара, принимаем $\Delta t_1 = 2^{\circ}\text{C}$;

H – высота трубы, м.

Для выбора значения H ориентировочно определяем поверхность теплопередачи выпарного аппарата. При кипении водных растворов принимают удельную тепловую нагрузку в аппаратах с принудительной циркуляцией $q = 40000\text{--}80000 \text{ Вт/м}^2$. Принимаем $q = 50000 \text{ Вт/м}^2$. Тогда поверхность теплопередачи первого корпуса ориентировочно равна

$$F_{\text{оп}} = Q/q = W_1 \cdot r_{\text{вт1}}/q = 2,7 \cdot 2239000/50000 = 120 \text{ м}^2. \quad (3.108)$$

По таблице В.9 трубчатые аппараты с принудительной циркуляцией и вынесенной греющей камерой (тип 1, исполнение 2), состоят из кипяtilьных труб высотой $H = 6$ м, при диаметре $d_{\text{н}} = 38$ мм и толщине стенки $\delta = 2$ мм.

Коэффициент теплоотдачи α_1 в первом корпусе равен

$$\alpha_1 = 2,04 \cdot [(0,686^3 \cdot 939^2 \cdot 2198 \cdot 10^3)/(222 \cdot 10^{-6} \cdot 2 \cdot 6)]^{1/4} = 7986 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Коэффициент теплоотдачи α_1 во втором корпусе равен

$$\alpha_1 = 2,04 \cdot [(0,684^3 \cdot 952^2 \cdot 2242 \cdot 10^3)/(260 \cdot 10^{-6} \cdot 2 \cdot 6)]^{1/4} = 7751 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Определение коэффициента теплоотдачи α_2

Для выпарных аппаратов с принудительной циркуляцией растворов коэффициент теплоотдачи α_2 определяется по формуле

$$\alpha_2 = (\text{Nu} \lambda_{\text{р-ра}})/d, \quad (3.109)$$

где Nu – критерий Нуссельта, рассчитывается по формуле

$$\text{Nu} = 0,023 \text{ Re}^{0,8} \text{ Pr}^{0,43}. \quad (3.110)$$

Критерий Рейнольдса равен

$$\text{Re} = (\omega d \rho_{\text{р-ра}})/\mu_{\text{р-ра}}. \quad (3.111)$$

Критерий Прандтля равен

$$\text{Pr} = (c_{\text{р-ра}} \mu_{\text{р-ра}})/\lambda_{\text{р-ра}}, \quad (3.112)$$

где $\rho_{\text{р-ра}}$ – плотность раствора, кг/м^3 ;

$\mu_{\text{р-ра}}$ – вязкость раствора, $\text{Па} \cdot \text{с}$;

$c_{\text{р-ра}}$ – теплоемкость раствора, $\text{Дж/(кг} \cdot \text{К)}$;

d – внутренний диаметр труб, м;

$\lambda_{\text{р}}$ – теплопроводность раствора, $\text{Вт/(м} \cdot \text{К)}$;

ω – скорость движения раствора, м/с.

Физические, теплофизические свойства пищевых растворов определяются при температуре кипения и концентрации в корпусе (см. табл. Б.1–Б.8). Свойства раствора NaCl определяются по [1].

Плотность раствора: $\rho_{p1} = 1046 \text{ кг/м}^3$; $\rho_{p2} = 1180 \text{ кг/м}^3$.

Теплопроводность раствора: $\lambda_{p1} = 0,59 \text{ Вт/м}\cdot\text{К}$; $\lambda_{p2} = 0,58 \text{ Вт/м}\cdot\text{К}$.

Динамический коэффициент вязкости: $\mu_{p1} = 0,18 \cdot 10^{-3} \text{ Па}\cdot\text{с}$;
 $\mu_{p2} = 0,57 \cdot 10^{-3} \text{ Па}\cdot\text{с}$.

Теплоемкость: $c_2 = 3246,8 \text{ Дж/кг}\cdot\text{К}$; $c_1 = 3857 \text{ Дж/кг}\cdot\text{К}$.

Расчет коэффициента теплоотдачи α_2 в первом корпусе.

Рассчитываем критерий Рейнольдса, приняв скорость циркуляции $\omega_1 = 1,5 \text{ м/с}$ (см. табл. 2.7).

Критерий Рейнольдса

$$Re_1 = (1,5 \cdot 0,034 \cdot 1046) / 0,18 \cdot 10^{-3} = 296367.$$

Критерий Прандтля

$$Pr_1 = (3857 \cdot 0,18 \cdot 10^{-3}) / 0,59 = 1,17.$$

Критерий Нуссельта

$$Nu_1 = 0,023 \cdot 296367^{0,8} \cdot 1,17^{0,43} = 581.$$

Коэффициент теплоотдачи α_2 равен

$$\alpha_2 = \frac{Nu_1 \cdot \lambda_{p1}}{d} = \frac{587 \cdot 0,59}{0,034} = 10185 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}. \quad (3.113)$$

Расчет коэффициент теплоотдачи α_2 во втором корпусе.

Принимаем скорость циркуляции раствора $\omega_2 = 1,5 \text{ м/с}$.

Критерий Рейнольдса

$$Re_2 = (1,5 \cdot 0,034 \cdot 1180) / 0,57 \cdot 10^{-3} = 105578.$$

Критерий Прандтля

$$Pr_2 = (3246,8 \cdot 0,57 \cdot 10^{-3}) / 0,58 = 3,19.$$

Критерий Нуссельта

$$Nu_2 = 0,023 \cdot 105578^{0,8} \cdot 3,19^{0,43} = 356.$$

Коэффициент теплоотдачи α_2 равен

$$\alpha_2 = \frac{Nu_2 \cdot \lambda_{p1}}{d} = \frac{356 \cdot 0,58}{0,034} = 6072 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}. \quad (3.114)$$

Коэффициент теплопередачи в первом корпусе равен

$$K_1 = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{1}{\frac{1}{7986} + 2,87 \cdot 10^{-4} + \frac{1}{10185}} = 1960 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}.$$

Во втором корпусе

$$K_2 = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{1}{\frac{1}{7751} + 2,87 \cdot 10^{-4} + \frac{1}{6072}} = 1724 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}. \quad (3.115)$$

Распределение полезной разности температур

Распределение полезной разности температур по корпусам проводим из условия равенства поверхностей теплопередачи в аппаратах установки

$$\Delta t_{\pi j} = (Q_j / K_j) \Sigma \Delta t_{\pi} / \Sigma (Q_j / K_j), \quad (3.116)$$

где $\Delta t_{\pi j}$, Q_j , K_j – соответственно полезная разность температур, °С, тепловая нагрузка аппарата, Вт, коэффициент теплопередачи, Вт/(м²К) для j-го корпуса;

$\Sigma \Delta t_{\pi}$ – суммарная полезная разность температур, °С.

$$\Delta t_{\pi 1} = (6219600/1960)57,21 / (6219600/1960 + 6053400/1724) = 27,18 \text{ °С};$$

$$\Delta t_{\pi 2} = (6053400/1724)57,21 / (6219600/1960 + 6053400/1724) = 30,03 \text{ °С}.$$

Проверим общую полезную разность температур установки

$$\Sigma \Delta t_{\pi} = \Delta t_{\pi 1} + \Delta t_{\pi 2} = 27,18 + 30,03 = 57,21 \text{ °С}. \quad (3.117)$$

Рассчитаем поверхность теплопередачи выпарных аппаратов

$$F_1 = 6219600/1960 \cdot 27,18 = 116 \text{ м}^2.$$

$$F_2 = 6053400/1724 \cdot 30,03 = 116 \text{ м}^2.$$

Найденные значения поверхностей мало отличаются от ориентировочно определенной ранее поверхности $F_{\text{ор}}$. Поэтому в последующих приближениях нет необходимости вносить коррективы на изменение конструктивных размеров аппаратов (высоты, диаметра и числа труб).

Сравнения распределенных из условия равенства поверхностей теплопередачи и предварительно рассчитанных значений полезных разностей температур представлено в таблице 3.7.

Таблица 3.7 – Сравнения распределенных из условия равенства поверхностей теплопередачи и предварительно рассчитанных значений полезных разностей температур

Значения	Корпус	
	1	2
Распределенные в 1-м приближении значения $\Delta t_{п}$, °С	27,18	30,03
Предварительно рассчитанные значения $\Delta t_{п}$, °С	17,18	40,03

Второе приближение

Как видно, полезные разности, рассчитанные из условия равного перепада давления в корпусах и найденные в первом приближении из условия равенства поверхностей нагрева в корпусах, существенно различаются. Поэтому необходимо заново перераспределить температуры между корпусами установки. В основу этого перераспределения температур должны быть положены полезные разности температур найденные из условия равенства поверхностей нагрева в корпусах.

Уточненный расчет поверхности теплопередачи

$$t_{кип1} = t_{г1} - \Delta t_{п1} = 126,6 - 27,18 = 99,42 \text{ °С}; \quad (3.118)$$

$$t_{вт1} = t_{кип1} - \Delta_1' = 99,42 - 1,47 = 97,95 \text{ °С}; \quad (3.119)$$

$$t_{г1} = t_{вт1} - \Delta_1' \gg = 97,95 - 1 = 96,95 \text{ °С}; \quad (3.120)$$

$$t_{кип2} = t_{г2} - \Delta t_{п2} = 96,95 - 30,03 = 66,92 \text{ °С}; \quad (3.121)$$

$$t_{вт2} = t_{кип2} - \Delta_2' = 66,92 - 4,37 = 62,55 \text{ °С}; \quad (3.122)$$

$$t_{бк} = t_{вт2} - \Delta_2' \gg = 62,55 - 1 = 61,50 \text{ °С}. \quad (3.123)$$

Расчет коэффициентов теплопередачи, выполненный описанным выше методом, приводит к следующим результатам

$$K_1 = 1912 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}; K_2 = 1712 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}.$$

Рассчитываем тепловые нагрузки (кВт)

$$Q_1 = 2,84 \cdot 2190 = 6219,6 \text{ кВт}; Q_2 = 2,7 \cdot 2267,8 = 6123 \text{ кВт}.$$

Распределение полезной разницы температур

$$\Delta t_{п1} = (6219600/1912)57,21 / ((6219600/1912) + 6123060/1712) = 27,25 \text{ °С};$$

$$\Delta t_{п2} = (6123060/1712)57,21 / ((6123060/1712) + 6219600/1912) = 29,96 \text{ °С}.$$

Сравнение полезных разностей температур $\Delta t_{п}$, полученных во 2-м и 1-м приближениях, приведено в таблице 3.8.

Таблица 3.8 – Сравнение полезных разностей температур $\Delta t_{п}$, полученных в 2-м и 1-м приближениях

Значения	Корпус	
	1	2
$\Delta t_{п}$ в 2-м приближении значения, °С	27,25	29,96
$\Delta t_{п}$ в 1-м приближении значения, °С	27,18	30,03

Различия между полезными разностями температур по корпусам во 2-м и 1-м приближениях не превышает 5 % следовательно распределение полезных разностей температур закончено.

Поверхность теплопередачи выпарных аппаратов равна

$$F_1 = 6219600/1912 \cdot 27,25 = 119 \text{ м}^2;$$

$$F_2 = 6123060/1712 \cdot 29,96 = 119 \text{ м}^2.$$

По таблице В9 выбираем выпарной аппарат со следующими характеристиками:

- номинальная поверхность теплообмена $F_H = 125 \text{ м}^2$.
- высота труб $H_{тр} = 6 \text{ м}$.
- диаметр труб $d = 0,038 \times 0,002 \text{ м}$.
- диаметр греющей камеры $D_{ГК} = 0,8 \text{ м}$.
- диаметр сепаратора $D_{сеп} = 2,2 \text{ м}$.
- диаметр циркуляционной трубы $D_{ц} = 0,5 \text{ м}$.
- общая высота аппарата $H = 21,5 \text{ м}$.
- масса аппарата $M = 15500 \text{ кг}$.

Расчет барометрического конденсатора

Для создания вакуума в выпарных установках обычно применяют конденсаторы смешения с барометрической трубой. В качестве охлаждающего агента используют воду, которая подается в конденсатор при температуре окружающей среды. Смесь охлаждающей воды и конденсата стекает из конденсатора по барометрической трубе. Для поддержания постоянства вакуума в системе из конденсатора с помощью вакуум-насоса откачивают конденсирующиеся газы.

Расход охлаждающей воды G_B определяют из теплового баланса конденсатора

$$G_B = W_2(I_2 - c \cdot t_k) / [c_B(t_{кон} - t_{нач})], \quad (3.124)$$

где W_2 – количество вторичного пара, поступающего в барометрический конденсатор из 2-го корпуса;

I_2 – энтальпия паров в барометрическом конденсаторе, Дж/кг;

c_B – теплоемкость воды, Дж/кг °С;

$t_{нач}$ – начальная температура воды, поступающей в барометрический конденсатор, °С, принимаем $t_{нач}$ 18–20 °С;

$t_{кон}$ – конечная температура смеси воды и конденсата, °С. Разность температур между паром и жидкостью на выходе из конденсатора должна быть 3–5 градусов. Поэтому конечную температуру воды примем на 3 градуса ниже температуры конденсации паров в барометрическом конденсаторе

$$t_{кон} = t_{бк} - 3,0 = 61,5 - 3 = 58,5 \text{ °С}; \quad (3.125)$$

$$G_B = 2,8(2606500 - 4,19 \cdot 10^3 \cdot 58,5) / [4,19 \cdot 10^3(58,5 - 20)] = 14,6 \text{ кг/с.}$$

Диаметр барометрического конденсатора определяют по формуле

$$D_{бк} = (W_2 / 0,785 \omega_{п} \rho_{п})^{0,5}, \quad (3.126)$$

где $\rho_{п}$ – плотность вторичного пара, кг/м³, (см. табл. Б20–Б21);

$\omega_{п}$ – скорость паров в барометрическом конденсаторе, принимаем равной $\omega_{п} = 20$ м/с (см. табл. 2.7).

$$D_{бк} = (2,8 / 0,785 \cdot 20 \cdot 0,13)^{0,5} = 1,17 \text{ м.}$$

По таблице В.10 подбираем конденсатор диаметром $D_{бк} = 1,2$ м.

Определяем скорость воды в барометрической трубе

$$\omega = 4 (G_B + W_2) / (\pi d^2 \rho). \quad (3.127)$$

В соответствии с нормами, внутренний диаметр барометрической трубы $d_{тр} = 0,3$ м.

$$\omega = 4(14,6 + 2,8) / (3,14 \cdot 0,3^2 \cdot 1000) = 0,25 \text{ м/с.}$$

Высоту барометрической трубы определяем из уравнения

$$H_{бтр} = V / \rho q + (1 + \Sigma \xi + \lambda \cdot H_{ор} / d) \omega^2 / 2q + 0,5, \quad (3.128)$$

где V – вакуум в барометрическом конденсаторе, Па;

$\Sigma \xi$ – сумма коэффициентов местных сопротивлений;

λ – коэффициент трения в трубе;

$H_{ор}$ – ориентировочная высота и диаметр барометрической трубы, м;

ρ – плотность воды, кг/м³;

0,5 – запас высоты на изменение барометрического давления.

$$\Sigma \xi = \xi_{\text{ВХ}} + \xi_{\text{ВЫХ}}, \quad (3.129)$$

где $\xi_{\text{ВХ}}$, $\xi_{\text{ВЫХ}}$ — коэффициенты на входе в трубу и на выходе из нее.

$$\Sigma \xi = 0,5 + 1,0 = 1,5.$$

Коэффициент трения λ зависит от режима течения жидкости. Определяем режим течения воды в барометрической трубе

$$\text{Re} = \frac{(\omega \cdot d \cdot \rho)}{\mu} = \frac{0,25 \cdot 0,5 \cdot 1000}{0,48 \cdot 10^{-3}} = 156000, \quad (3.130)$$

где ρ — плотность воды при $t_{\text{кон}} = 58,5$ °С, кг/м³;

μ — вязкость воды при $t_{\text{кон}} = 58,5$ °С, Па·с. (см. табл. Б.22).

Среднее значение шероховатости стенок труб с незначительной коррозией $e = 0,2$ мм. Относительная шероховатость $d/e = 300/0,2 = 1500$. По рисунку Д1 определяем коэффициент трения $\lambda = 0,019$.

Подставив указанные значения в уравнение, получим

$$H_{\text{отр}} = 7,6 \cdot 10^4 / 1000 \cdot 9,8 + (1 + 1,5 + 0,019 - H_{\text{отр}} / 0,3) 0,25^2 / 2 \cdot 9,8 + 0,5 = 8,3 \text{ м.}$$

Расчет вакуум-насоса

Производительность вакуум-насоса L определяют расходом несконденсированных газов, которые необходимо удалять из барометрического конденсатора

$$L = 0,025 (W_2 + G_B) / 1000 + 0,01 W_2; \quad (3.131)$$

$$L = 0,025 (14,6 + 2,8) / 1000 + 0,01 \cdot 2,8 = 32,35 \cdot 10^{-3} \text{ кг/с.}$$

Определяем объемную производительность вакуум-насоса

$$V = R(273 + t_B) L / (M_B P_B), \quad (3.132)$$

где R — универсальная газовая постоянная воздуха, $R = 8310$ Дж/кмоль·К;

M_B — молекулярная масса воздуха, $M_B = 29$ кг/кмоль;

t_B — температура воздуха, °С;

P_B — парциальное давление сухого воздуха в барометрическом конденсаторе, Па.

Температуру воздуха определяем по уравнению

$$t_B = t_H + 4 + 0,1(t_k - t_H); \quad (3.133)$$

$$t_B = 20 + 4 + 0,1(58,5 - 20) = 27,85 \text{ °С.}$$

Давление воздуха равно

$$P_B = P_{\text{бк}} - P_{\text{п}}, \quad (3.134)$$

где $P_{\text{п}}$ – давление сухого насыщенного пара при $t_{\text{в}} = 27,85 \text{ }^\circ\text{C}$, $P_{\text{п}} = 0,039 \text{ ат.}$ (см. табл. Б.20–Б.21).

$$P_B = 0,22 \cdot 98000 - 0,039 \cdot 98000 = 17738 \text{ Па,}$$
$$V = 8310(273 + 27,85) \cdot 32,35 \cdot 10^{-3} / (29 \cdot 17738) = 0,157 \text{ м}^3/\text{с} = 9,4 \text{ м}^3/\text{мин.}$$

Подбираем вакуум-насос типа ВВН-12, $N = 20 \text{ кВт}$, производительностью $12 \text{ м}^3/\text{мин}$, остаточное давление 23 мм рт. ст. (см. табл. В.11).

Расчет трубопроводов

Диаметры трубопроводов рассчитываем по уравнению массового расхода

$$M = \omega \rho f \quad (3.135)$$

где M – массовый расход потока, кг/с ;

ω – средняя скорость потока, м/с ;

f – площадь поперечного сечения потока, м^2 ;

ρ – плотность потока, кг/м^3 .

Для трубопровода круглого сечения уравнение принимает вид

$$M = 0,785 d^2 \omega \rho. \quad (3.136)$$

Тогда диаметр трубопровода определяем по уравнению

$$d = (M / 0,785 \omega \rho)^{0,5}. \quad (3.137)$$

Диаметр штуцера для подачи греющего пара в 1-й корпус

$$d_{\text{гр1}} = (2,84 / 0,785 \cdot 15 \cdot 1,3)^{0,5} = 0,43 \text{ м.}$$

Диаметр штуцера для выхода вторичного пара из 1-го корпуса

$$d_{\text{вт1}} = (2,7 / 0,785 \cdot 18 \cdot 0,52)^{0,5} = 0,6 \text{ м.}$$

Диаметр штуцера для выхода конденсата

$$d_{\text{конденсат}} = (2,84 / 0,785 \cdot 0,5 \cdot 1000)^{0,5} = 0,085 \text{ м.}$$

Диаметр штуцера для подачи раствора в 1-й корпус

$$d_{\text{р-ра1}} = (7,0 / 0,785 \cdot 1,5 \cdot 1037)^{0,5} = 0,075 \text{ м.}$$

Диаметр штуцера для выхода раствора из 1-го корпуса

$$d_{\text{упр-ра1}} = ((7,0 - 2,7) / 0,785 \cdot 0,5 \cdot 1046)^{0,5} = 0,102 \text{ м.}$$

По таблице В.14 подбираем стандартные диаметры штуцеров:

$$- d_{гр1} = 0,426 \times 0,011 \text{ м};$$

$$- d_{вт1} = 0,63 \times 0,015 \text{ м};$$

$$- d_{конденсат} = 0,089 \times 0,0045 \text{ м};$$

$$- d_{р-ра1} = 0,089 \times 0,0045 \text{ м};$$

$$- d_{упр-ра1} = 0,108 \times 0,004 \text{ м}.$$

Расчет подогревателя

Устанавливается для подогрева раствора от начальной температуры $t_n = 20 \text{ }^\circ\text{C}$ до температуры кипения $t_{кип1} = 99,42 \text{ }^\circ\text{C}$. Обогрев проводится греющим паром с температурой $t_{г1} = 126,55 \text{ }^\circ\text{C}$. Средняя разность температур в теплообменнике равна

$$\Delta t_{cp} = (\Delta t_\delta - \Delta t_m) / 2,3 \cdot \lg(\Delta t_\delta / \Delta t_m), \quad (3.138)$$

где

$$\Delta t_\delta = t_{г1} - t_n = 126,55 - 20 = 106,55 \text{ }^\circ\text{C}; \quad (3.139)$$

$$\Delta t_m = t_{г1} - t_{кип1} = 126,55 - 99,42 = 27,13 \text{ }^\circ\text{C}; \quad (3.140)$$

$$\Delta t_{cp} = (106,55 - 27,13) / 2,3 \cdot \lg(106,55 / 27,13) = 57,97 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Количество тепла необходимое для подогрева исходного раствора рассчитываем по формуле

$$Q_n = G_n \cdot c_n \cdot (t_{кип1} - t_n), \quad (3.141)$$

где c_n – теплоемкость исходного раствора рассчитывается по формуле

$$c_n = 4190 \cdot (1 - 0,05) = 3980,5 \text{ Дж/кг}\cdot\text{K};$$

$$Q_n = 7,0 \cdot 3980,5 \cdot (99,42 - 20) = 2212919 \text{ Вт}.$$

Расход греющего пара в подогревателе равен

$$D_n = Q_n / r_{г1}; \quad (3.142)$$

$$D_n = 2212919 / 2195000 = 1 \text{ кг/с}.$$

Задаемся значением коэффициента теплопередачи $K = 800 \text{ Вт/м}^2\cdot\text{K}$ (см. табл. 2.3).

Поверхность теплопередачи равна

$$F = Q_n / K \cdot \Delta t_{cp}; \quad (3.143)$$

$$F = 2212919 / 800 \cdot 57,97 = 47,7 \text{ м}^2.$$

Устанавливаем двухходовой теплообменник площадью 57 м^2 (см. табл. В.12).

Диаметр кожуха $0,6 \text{ м}$; диаметр труб $0,025 \times 0,002 \text{ м}$; длина труб 3 м ; число труб $0,24 \text{ м}$.

Расчет технико-экономических показателей

Теоретическая экономичность выпарки

$$\mathcal{E}_T = \Sigma W_i / D, \quad (3.144)$$

где D – расход греющего пара в первом корпусе

$$\mathcal{E}_T = 5,5 / 2,84 = 1,94 \text{ кг/кг.}$$

Действительная экономичность выпарки

$$\mathcal{E}_D = \Sigma W_i / D_1, \quad (3.145)$$

где

$$D_1 = D + D_{II} = 2,84 + 1,0 = 3,84 \text{ кг/с}; \quad (3.146)$$

$$\mathcal{E}_D = 5,5 / 3,84 = 1,43 \text{ кг/кг.}$$

Средняя производительность выпарки

$$n = \Sigma W_i / F; \quad (3.147)$$

$$n = 5,5 / 250 = 0,022 \text{ кг/(м}^2\text{с).}$$

Удельный расход пара

$$G_{уд} = D_1 / \Sigma W_i; \quad (3.148)$$

$$G_{уд} = 3,84 / 5,5 = 0,7 \text{ кг/кг.}$$

Удельный расход электроэнергии

$$\mathcal{E}_{уд} = \Sigma N_i / \Sigma W_i; \quad (3.149)$$

$$\mathcal{E}_{уд} = 20 / 5,5 = 3,6 \text{ кВт/кг.}$$

Заключение

В результате проведенного расчета подобран по каталогу выпарной аппарат с поверхностью $F = 125 \text{ м}^2$, барометрический конденсатор $D = 1,2 \text{ м}$, вакуум-насос типа ВВН-12, $N = 20 \text{ кВт}$, подогреватель поверхностью $F = 57 \text{ м}^2$. Рассчитаны и подобраны по каталогу диаметры штуцеров выпарного аппарата.

Удельный расход пара составил $G_{уд} = 0,7 \text{ кг пара/ кг воды}$.

Глава 4. РАСЧЕТ РЕКТИФИКАЦИОННОЙ УСТАНОВКИ НЕПРЕРЫВНОГО ДЕЙСТВИЯ

4.1 Описание технологической схемы процесса ректификации

Принципиальная схема ректификационной установки представлена на рисунке 4.1.

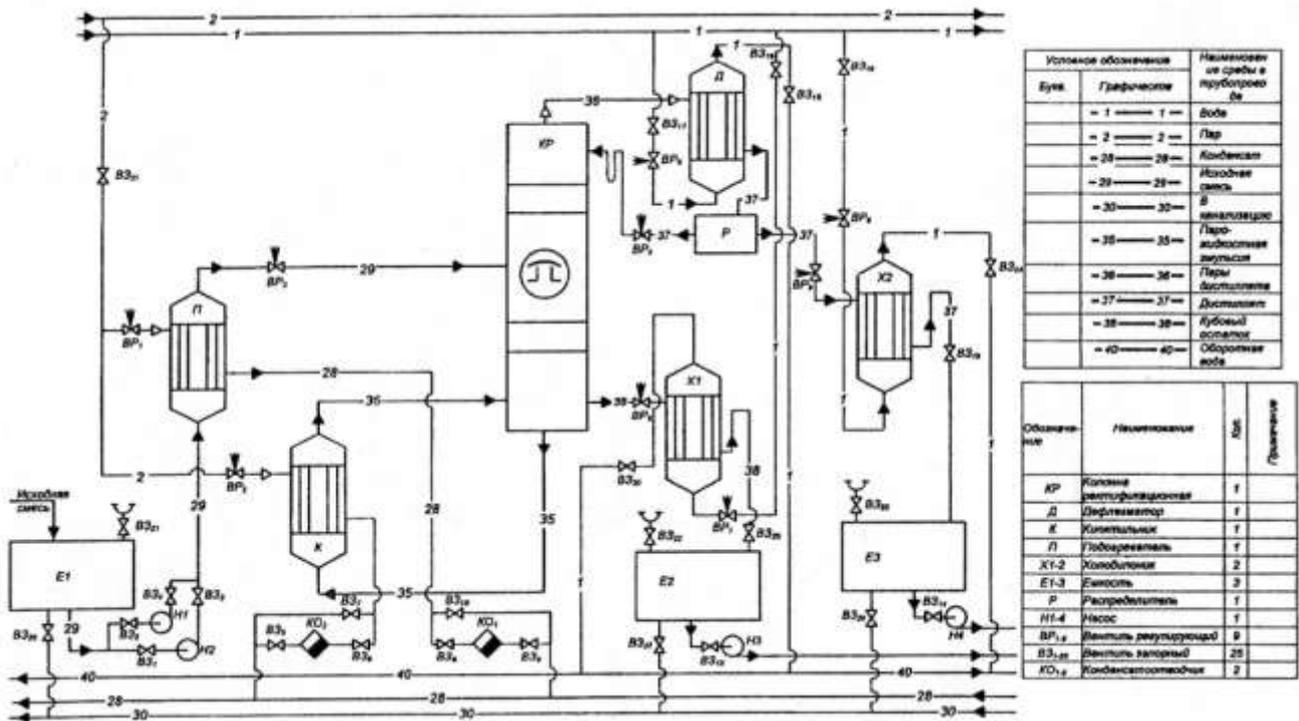


Рисунок 4.1 – Принципиальная схема непрерывно действующей ректификационной установки

Исходная смесь (рис. 4.1) из промежуточной емкости $E1$ центробежным насосом H подается в подогреватель $П$, где нагревается до температуры кипения. Нагретая смесь поступает в ректификационную колонну $КР$ на тарелку питания, где состав жидкости равен составу исходной смеси X_F . Стекая по колонне вниз, жидкость взаимодействует с поднимающимся вверх паром, который образуется при кипении кубовой жидкости в кипятильнике $К$. Начальный состав пара примерно равен составу кубовой жидкости X_w , т. е. обеднен легколетучим компонентом. В результате массообмена с жидкостью пар обогащается легколетучим компонентом. Для более полного обогащения верхняя часть колонны орошается в соответствии с заданным флегмовым слом, флегмой состава X_d , которая получается в дефлегматоре

Д путем конденсации пара, выходящего из колонны. Часть конденсата выводится из дефлегматора в виде готового продукта разделения – дистиллята, который охлаждается в холодильнике $X2$ и направляется в промежуточную емкость $E3$. Из кубовой части колонны насосом непрерывно выводится кубовая жидкость – продукт, обогащенный высококипящим компонентом, который охлаждается в теплообменнике $X1$ и направляется в емкость $E2$.

Таким образом, в ректификационной колонне осуществляется непрерывный процесс разделения исходной смеси на дистиллят с высоким содержанием легколетучего компонента и кубовый остаток, обогащенный труднолетучим компонентом.

4.2 Общая схема расчета колонных аппаратов

Целью расчета массообменного аппарата является определение конструктивных размеров, т. е. высоты и диаметра колонны, гидромеханических и экономических показателей ее работы.

Расчет диффузионного аппарата рекомендуется проводить в необходимой последовательности.

Для расчета задано:

- тип аппарата;
- разделяемая смесь;
- производительность;
- концентрации компонентов на входе и выходе из аппарата.

Требуется определить:

- физические параметры смеси;
- расходы чистых компонентов (уравнения материального баланса);
- движущую силу процесса;
- коэффициенты массоотдачи и массопередачи;
- построить линию равновесия, рабочую линию и число ступеней изменения концентрации;
- поверхность фазового контакта и конструктивные размеры;
- количество подводимого и отводимого тепла (тепловой баланс);
- гидравлическое сопротивление аппарата;
- механическую прочность и устойчивость;
- экономические показатели работы колонны.

Способы выражения составов фаз

При расчете процессов ректификации составы жидкостей обычно задаются в массовых долях или процентах, для практического расчета удобнее пользоваться составами жидкостей и пара, выраженными в мольных долях или процентах.

Пересчет массовых долей в мольные производится по следующей формуле

$$x_A = \frac{\frac{\bar{x}_A}{M_A}}{\frac{\bar{x}_A}{M_A} + \frac{(1-\bar{x}_A)}{M_B}}, \quad (4.1)$$

где x_A – мольная доля компонента А в жидкой фазе;

\bar{x}_A – массовая доля компонента А;

M_A, M_B – молекулярные массы компонентов А и В.

Состав пара в мольных долях y_A^* , равновесного с жидкостью состава x , определяется из соотношения

$$y_A^* = \frac{p_A}{P} \cdot x_A, \quad (4.2)$$

где p_A – давление насыщенного пара чистого компонента А при данной температуре, Па;

P – общее давление смеси газов или паров (давление в колонне), Па.

Для двухкомпонентной смеси, когда ее оба компонента следуют закону Рауля, мольную долю компонента y_A^* в паровой фазе, равновесной с жидкостью, можно определить по уравнению

$$y_A^* = \left[\frac{\alpha \cdot x_A}{1 + (\alpha - 1) \cdot x_A} \right], \quad (4.3)$$

где $\alpha = \frac{p_A}{p_B}$ – коэффициент относительной летучести;

p_A, p_B – давление насыщенного пара низкокипящего и высококипящего компонента при той же температуре.

Материальный баланс процесса ректификации

Материальный баланс, основанный на законе сохранения массы вещества, составляется для определения количества материальных потоков.

Материальный баланс для всей колонны

$$G_f = G_d + G_w, \quad (4.4)$$

где G_f – массовый расход исходной смеси, кг/с;

G_d – массовый расход дистиллята, кг/с;

G_w – массовый расход кубовой жидкости, кг/с.

Материальный баланс по низкокипящему компоненту

$$G_f \cdot \bar{x}_f = G_d \cdot \bar{x}_d + G_w \cdot \bar{x}_w, \quad (4.5)$$

где \bar{x}_f , \bar{x}_d , \bar{x}_w – содержание низкокипящего компонента в массовых долях в исходной смеси, дистилляте, кубовой жидкости, соответственно.

Построение линии равновесия, рабочих линий процесса, числа реальных тарелок (ступеней изменения концентраций)

Для построения кривой равновесия предварительно выписывают из справочника данные по изменению концентраций в паровой и жидкой фазах при различных температурах.

Для расчета процесса ректификации строится график изменения составов жидкости и паров в зависимости от температуры (рис. 4.2). Откладываются на оси ординат температуры чистых компонентов t_A , t_B (этим температурам соответствуют точки А и В) и температуры кипения t_1 , t_2 , t_3 , соответствующие составам жидкой фазы x_1 , x_2 , x_3 .

Из этих точек восстанавливают перпендикуляры и, соединяя точки пересечения A_1 , A_2 , A_3 плавной линией, получают кривую $BA_1A_2A_3A$ – линию кипения жидкости. Затем на оси абсцисс откладываются составы паровой фазы y_1 , y_2 , y_3 , равновесной с данной кипящей жидкостью, и проводятся перпендикуляры до пересечения с линиями, проведенными через t_1 , t_2 , t_3 . Соединяя точки пересечения B_1 , B_2 , B_3 плавной линией, получают кривую $BB_1B_2B_3A$ – линию конденсации. С помощью этого графика можно определить температуру жидкости и пара при заданной температуре.

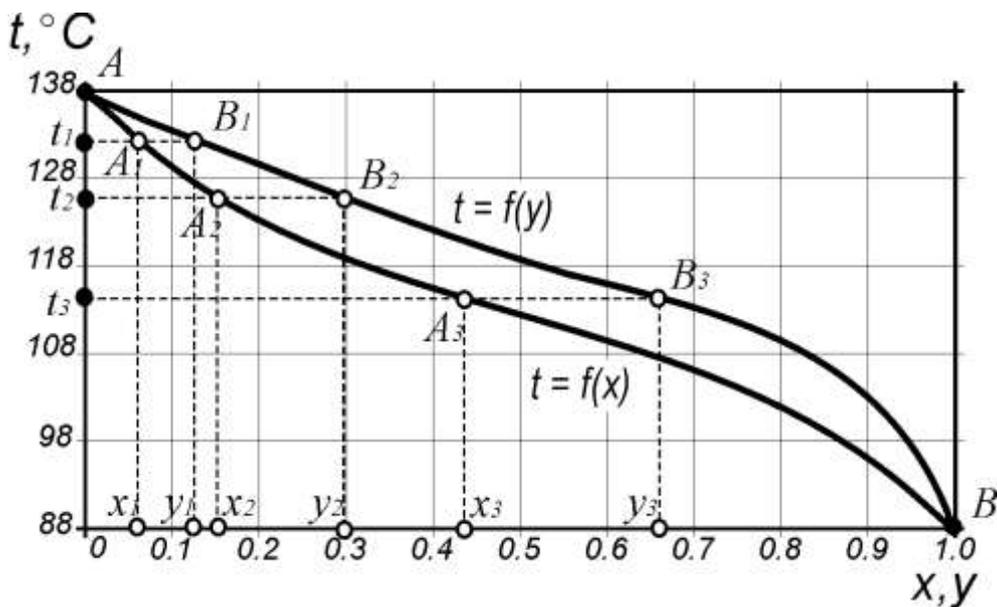


Рисунок 4.2 – Диаграмма равновесия между паром и жидкостью в координатах $t-x, y$ (температура – состав пара и жидкости)

Построение линии равновесия пара и жидкости показано на рисунке 4.3. На осях откладываются составы паровой y и жидкой x фаз (100 %), строится квадрат. Через полученную точку A и начало координат O проводится вспомогательная линия – диагональ OA . Линия равновесия строится в заданном масштабе по x и y при различных температурах. На оси абсцисс откладывается содержание низкокипящего компонента в жидкости x , на оси ординат – содержание низкокипящего компонента в паре y . На пересечении перпендикуляров, восстановленных из точек $x_1, y_1; x_2, y_2; x_3, y_3; \dots$, получаем точки A_1, A_2, A_3, \dots . Соединяя эти точки плавной линией, получаем линию равновесия $OA_1A_2A_3A$.

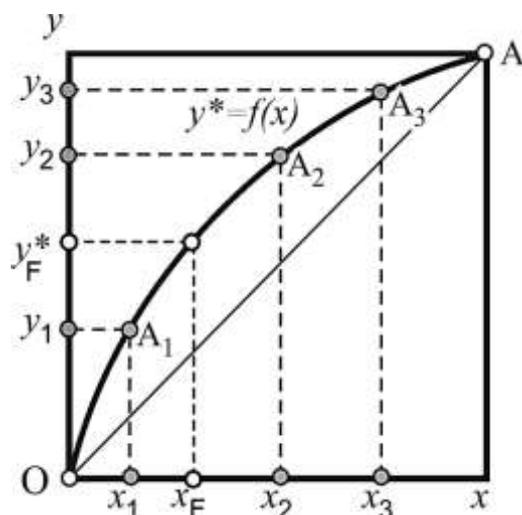


Рисунок 4.3 – Построение линии равновесия

Если линия равновесия лежит выше диагонали, то пары обогащены низкокипящим компонентом. Чем ближе линия равновесия к диагонали, тем меньше разница составов пара и жидкости и тем труднее разделяется смесь при ректификации.

Чтобы определить количество тарелок или число ступеней изменения концентраций, надо графически изобразить линии рабочего процесса в колонне. Колонну непрерывного действия от места ввода исходной смеси делят на две части: верхняя часть колонны называется укрепляющей, а нижняя часть – исчерпывающей. Для каждой части колонны существует уравнение, характеризующее соотношение концентрации паровой и жидкой фаз, которое называется уравнением рабочей линии колонны.

Для укрепляющей (верхней) части колонны уравнение рабочей линии имеет вид

$$y = \frac{R}{R+1}x + \frac{x_d}{R+1}, \quad (4.6)$$

где y – состав паровой фазы в мольных долях низкокипящего компонента;

$$R = \frac{G_\phi}{G_d} \text{ – рабочее флегмовое число;}$$

G_ϕ – мольный расход флегмы, кмоль/с;

G_d – мольный расход дистиллята, кмоль/с.

Для исчерпывающей (нижней) части колонны уравнение рабочей линии имеет вид

$$y = \frac{R+F}{R+1}x - \frac{F-1}{R+1}x_w, \quad (4.7)$$

где $F = \frac{G_f}{G_d}$ – мольный расход питания;

G_f – мольный расход исходной смеси, кмоль/с.

Для определения рабочего флегмового числа R нужно знать минимальное флегмовое число.

Если кривые равновесия бинарных смесей выпуклы и не имеют впадин (рис. 4.3), то минимальное флегмовое число можно рассчитать по формуле

$$R_{\min} = \frac{x_d - y_f^*}{y_f^* - x_f}, \quad (4.8)$$

где y_f^* – мольная доля низкокипящего компонента в паре, равновесном с исходной смесью, y_f^* определяется по диаграмме x – y (рис. 4.3).

Если кривые равновесия имеют впадины, например, смесь этиловый спирт – вода, (рис. 4.4), то приведенная выше формула для расчета R_{\min} не применима. В таком случае из точки A ($x_d = y_d$) проводят прямую касательную к впадине и по величине отрезка B_{\max} (свободный член уравнения рабочей линии укрепляющей части колонны), отсекаемого на оси ординат, рассчитывают минимальное флегмовое число R_{\min}

$$R_{\min} = \frac{x_d - B_{\max}}{B_{\max}}. \quad (4.9)$$

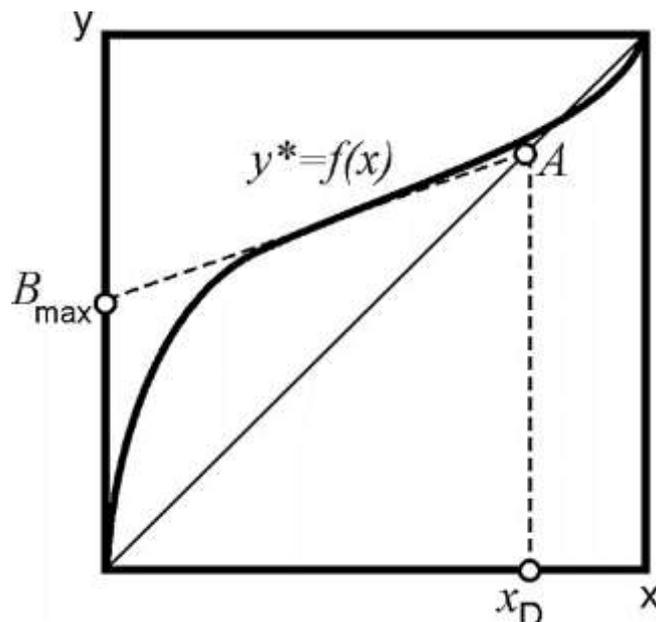


Рисунок 4.4 – Кривые равновесия бинарных смесей, имеющие впадины

Оптимальным флегмовым числом считается такое флегмовое число, которое соответствует минимуму функции

$$n_{\text{оп}} \cdot (R + 1) = f(R), \quad (4.10)$$

где $n_{\text{оп}}$ – число единиц переноса;
 R – флегмовое число.

Построение рабочих линий

После определения оптимального флегмового числа приступают к графическому построению рабочих линий.

При построении рабочих линий процесса ректификации делают следующие допущения:

1. При конденсации пара в дефлегматоре не происходит изменения его состава; следовательно, состав пара y_d , выходящей из колонны аналогичен составу дистиллята x_d .

2. При испарении жидкости в кубе не происходит изменение ее состава; следовательно, состав пара y_w , поступающего в колонну, аналогичен составу кубовой жидкости x_w .

Для построения рабочей линии укрепляющей части колонны откладывается на оси абсцисс состав дистиллята x_d и проводится перпендикуляр до пересечения с диагональю, получают точку D, принадлежащую рабочей линии верхней части колонны. На оси ординат откладывают отрезок $B = \frac{x_d}{(R + 1)}$, получают точку B. Через точки D и

B проводят отрезок DB (рис. 4.5). Для построения рабочей линии исчерпывающей части колонны на оси абсцисс откладываются мольные составы исходной смеси x_f и кубовой жидкости x_w . Проводятся че-

рез эти точки перпендикуляры до пересечения с рабочей линией верхней части колонны DB (точка M) и с диагональю квадрата (точка A). Соединяя точки M и A, получим рабочую линию исчерпывающей части колонны MA.

Практически на тарелках в ректификационной колонне не наблюдается равновесия между составом пара и жидкости, поэтому для определения реального числа тарелок в колонне строят кинетическую кривую, отражающую действительное соотношение составов пара и жидкости (коэффициент массопередачи на всех тарелках постоянен, унос жидкости отсутствует). Число единиц переноса можно определить графическим интегрированием или аналитически при помощи коэффициентов массотдачи и массопередачи.

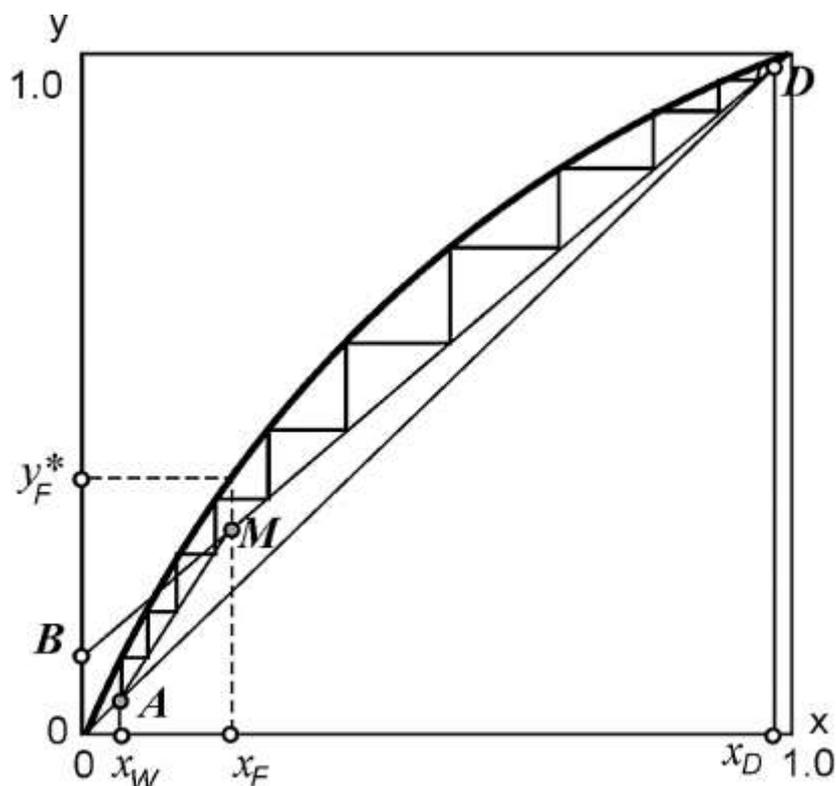


Рисунок 4.5 – Построение линии рабочих концентраций

Аналитический метод

Число единиц переноса определяют из уравнения

$$n_{oy} = \frac{22,4}{w} \cdot \left(\frac{273 + t_{cp}}{273} \right) \cdot \frac{p_0}{p} \cdot \varphi \cdot K_y, \quad (4.11)$$

где w – скорость пара в свободном сечении колонны, м/с;

t_{cp} – средняя температура паров, °С;

p_0 , p – давление при нормальных условиях и абсолютное давление в колонне, Па;

φ – отношение рабочей площади к свободному сечению колонны ($\varphi = 0,8 - 0,85$);

K_y – коэффициент массопередачи.

Коэффициент массопередачи определяется по формуле

$$K_y = \frac{1}{\frac{1}{\beta_{\Pi}} + \frac{m}{\beta_{\text{ж}}}}, \quad (4.12)$$

где $\beta_{\text{П}}$, $\beta_{\text{Ж}}$ – коэффициенты массоотдачи в паровой и жидкой фазах, соответственно;

m – тангенс угла наклона линии равновесия на рабочем участке.

Допуская полное перемешивание жидкости на тарелке, коэффициент обогащения тарелки или так называемый КПД тарелки определяется по выражению

$$\eta = 1 - e^{-ny}, \quad (4.13)$$

где $e = 2,718$ – основание натурального логарифма.

Графический метод

Построение кинетической кривой показано на рисунке 4.6. Между кривой равновесия и линиями рабочих концентраций произвольно проводят ряд прямых, параллельно оси ординат. Полученные отрезки A_1C_1 , A_2C_2 , A_3C_3 и т. д. делят в соотношении $\eta = \frac{AB}{AC}$, т. е. опре-

деляют величину отрезков A_1B_1 , A_2B_2 , A_3B_3 и т. д. Через найденные точки B_1 , B_2 , B_3 проводят кинетическую кривую, отображающую степень приближений фаз на тарелках к равновесию. Число тарелок находят путем построения ступенчатой линии между кинетической кривой и линиями рабочих концентраций в пределах от x_d до x_w (рис. 4.6).

Из точки D проводят горизонтальную прямую до пересечения с кинетической кривой.

Из полученной точки проводят вертикальную прямую до рабочей линии. Построение продолжают подобным образом до точки M , получают количество тарелок в верхней части колонны. От точки M до точки C количество построенных ступеней соответствует количеству тарелок в нижней части колонны. Общее количество тарелок в колонне равно сумме количества тарелок в верхней (укрепляющей) и нижней (исчерпывающей) частях колонны.

При приближенных расчетах применяют более простой метод определения числа тарелок по формуле

$$n = \frac{n_T}{\eta}, \quad (4.14)$$

где n_T – число теоретических тарелок, которое находят графическим построением ступеней изменения концентраций между равновесной и рабочими линиями на диаграмме;

η – средний КПД тарелок.

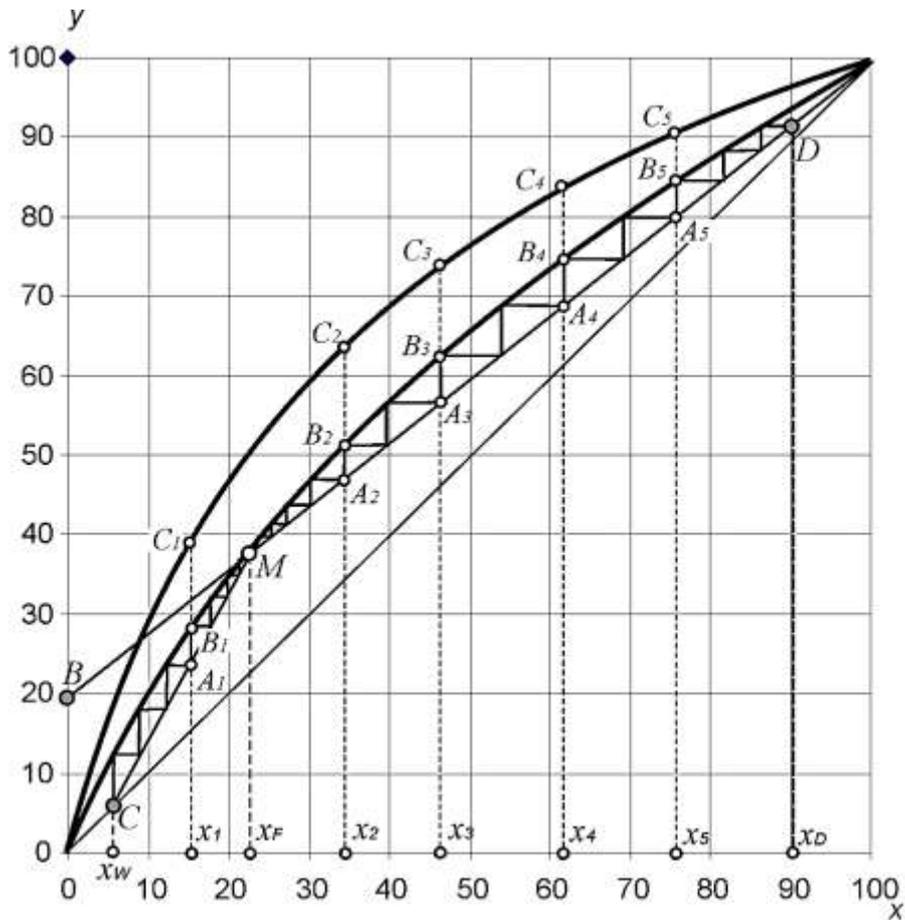


Рисунок 4.6 – Графическое определение числа ступеней изменения концентраций

Определение основных конструктивных размеров ректификационной колонны

Основными конструктивными размерами являются ее диаметр D_K и высота H . Эти величины взаимосвязаны, так как обе зависят от скорости пара в свободном сечении колонны.

Диаметр колонны определяют в зависимости от скорости и количества поднимающихся по колонне паров

$$D = \sqrt{\frac{V}{0,785 \cdot \omega}}, \quad (4.15)$$

где ω – скорость пара в колонне, м/с, определяется в зависимости от конструкции тарелки;

V – объемный расход проходящего через колонну пара при средней температуре $t_{ср.п}$.

$$V = \frac{G_d \cdot (R + 1) \cdot 22,4 \cdot T_{cp} \cdot p_o}{M_d \cdot T \cdot 3600 \cdot p}, \quad (4.16)$$

где M_d – мольная масса дистиллята, кг/кмоль

$$M_d = x_d \cdot M_A + (1 - x_d) M_B. \quad (4.17)$$

Подсчитав диаметр колонны, подбирают по нормальям и определяют конструктивные размеры основных элементов колонны и тарелки, количество паровых патрубков, размеры колпачка, диаметр и количество сливных труб.

Диаметр парового патрубка d изготавливают размером 0,05, 0,075, 0,1, 0,125, 0,15 м. Задав диаметр d , определяют количество колпачков на тарелке. Сечение всех патрубков должно составлять 10 % сечения колонны. Тогда количество патрубков n определяется из уравнения

$$\pi \cdot d^2 \cdot \frac{n}{4} = \frac{0,1 \cdot D_K^2}{4}, \quad (4.18)$$

откуда

$$n = \frac{0,1 \cdot D_K^2}{d^2}. \quad (4.19)$$

Возвышение колпачка над паровым патрубком $h = 0,25 \cdot d$. Диаметр колпачка d_K , м, определяется из условия равенства скорости пара в паровом патрубке и кольцевом зазоре между колпачком и патрубком

$$d_K = \sqrt{d^2 + (d + 2 \cdot \delta)^2},$$

где δ – толщина стенки патрубка, м.

Возвышение уровня жидкости над верхним обрезом прорезей колпачков $h = 0,015 - 0,04$ м.

Площадь сечения прорезей колпачка составляет 75 % площади сечения парового патрубка, т. е.

$$F_{\text{прор}} = 0,75 \cdot F_{\text{патр}}. \quad (4.20)$$

Принимают следующие размеры прямоугольных прорезей:

– ширина $b = 0,002 - 0,007$ м;

– $l = 0,00 - 0,05$ м;

– расстояние между прорезями $a = 0,003 - 0,004$ м.

Минимальный зазор между колпачками равен 0,035 м.

Диаметр сливного патрубка

$$d_{\text{сл}} = \sqrt{\frac{G_{\text{ср.ж}}}{0,785 \cdot \omega_{\text{ж}} \cdot \rho_{\text{ж}} \cdot Z}}, \quad (4.21)$$

где $G_{\text{ср.ж}} = \frac{G_r + (G_r + G_f)}{2}$ – среднее количество стекающей жидкости, кг/с;

$\omega_{\text{ж}} = (0,1 - 0,2)$ – скорость жидкости в сливном патрубке, м/с;

$Z = 1, 2, 4, 6, 8$ – число сливных патрубков (зависит от D_K и $G_{\text{ср.ж}}$).

Определение высоты колонны

Высота колонны зависит от скорости процесса массопередачи.

Высота тарельчатой колонны зависит от числа действительных тарелок n и расстояния между тарелками h , которое выбирается на основании опытных данных

$$H = (n - 1) \cdot h. \quad (4.22)$$

Число действительных тарелок

$$n = \frac{n_T}{\eta}, \quad (4.23)$$

где n_T – число ступеней изменения концентраций (теоретических тарелок), которое определяется графическим построением ломаной (ступенчатой) линии между кривой равновесия и рабочими линиями по диаграмме $y-x$;

η – средний КПД тарелки.

Для определения среднего КПД тарелки находят динамический коэффициент вязкости смеси при средней температуре колонны и коэффициент относительной летучести разделяемых компонентов $\alpha = \frac{P_A}{P_B}$. При этой же температуре находят давления насыщенного пара

низкокипящего компонента P_A и высококипящего компонента P_B . Рассчитывается произведение

$$\alpha \cdot \mu, \quad (4.24)$$

и по рисунку 4.7 определяется коэффициент η .

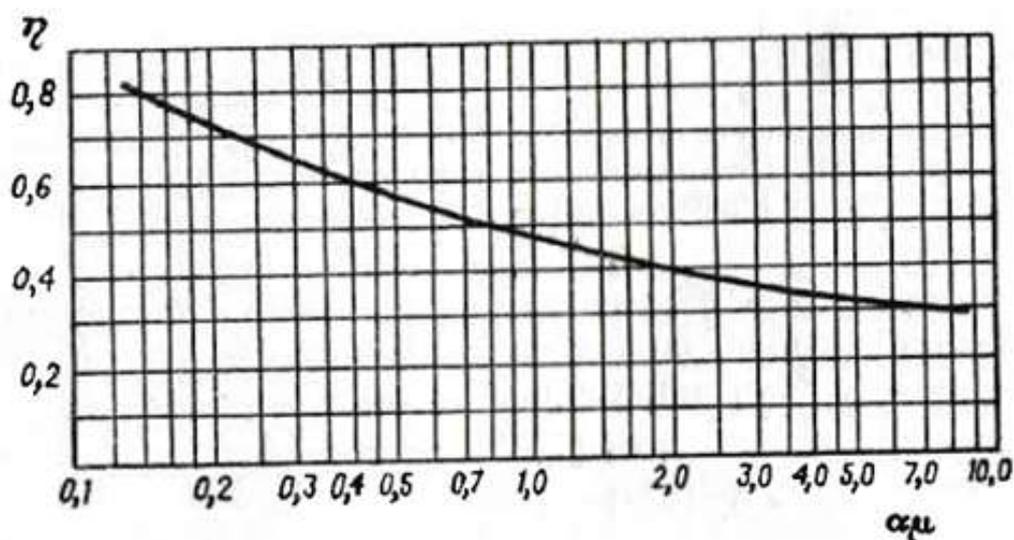


Рисунок 4.7 – Диаграмма для приближенного определения среднего КПД тарелок

Для выбора h в зависимости от диаметра колонны можно использовать данные представленные в таблице 4.1.

Таблица 4.1 – Выбор расстояния между тарелками (h) в зависимости от диаметра колонны

Диаметр колонны, м	0,1–0,6	0,6–1,2	1,2–1,8	1,8 и более
Расстояние между тарелками h , м	152	305	460	610

В ректификационных колоннах с круглыми колпачками, работающих под атмосферным давлением, расстояние между тарелками $h = 0,25, 0,3, 0,35, 0,4, 0,45$ м. Обычно значение h находится в пределах $0,1–0,6$ м.

Для насадочных колонн высота насадки H определяется двумя способами.

Требуемая высота слоя насадки

$$H_H = n_{0y} \cdot h_{0y}, \quad (4.25)$$

где n_{0y} – общее число единиц переноса (определяется графическим построением ступеней, соответствующих единице переноса);

h_{0y} – высота единицы переноса, м:

$$h_{0y} = \frac{G}{K_y \cdot S \cdot \sigma \cdot \psi}, \quad (4.26)$$

где G – расход пара по высоте колонны, кг/с;
 K_y – коэффициент массопередачи, кг/(м² с);
 S – площадь поперечного сечения колонны, м;
 σ – удельная поверхность сухой насадки, м²/м³;
 ψ – безразмерный коэффициент смоченности насадки.

Тепловой баланс колонны

Тепловой баланс ректификационной колонны составляется для определения расхода греющего пара.

Расход теплоты, получаемой кипящей жидкостью от конденсирующего пара в кубе-испарителе колонны

$$Q_k = Q_d + G_d \cdot C_d \cdot t_d + G_w \cdot C_w \cdot t_w - G_f \cdot C_f \cdot t_f + Q_{потерь}, \quad (4.27)$$

где Q_d – расход теплоты, отнимаемой охлаждающей водой от конденсирующихся в дефлегматоре паров, Вт;

$Q_{потерь}$ – тепловые потери колонны в окружающую среду, Вт;

C_f, C_d, C_w – теплоемкости исходной смеси, дистиллята, кубовой жидкости, соответственно, Дж/(кг К).

Значения теплоемкостей смеси жидкости, необходимые для расчета, определяют по правилу аддитивности

$$C = C_A \cdot \bar{x}_A + C_B \cdot (1 - \bar{x}_A), \quad (4.28)$$

где C_A, C_B – теплоемкости компонентов смеси при соответствующих температурах;

\bar{x}_A – массовая доля низкокипящего компонента в соответствующей смеси.

Количество теплоты, отнимаемой охлаждающей водой от конденсирующегося в дефлегматоре пара дистиллята

$$Q_d = G_d \cdot (R + 1) \cdot r_d, \quad (4.29)$$

где r_d – удельная теплота конденсации дистиллята, Дж/кг, определим по правилу аддитивности

$$r_d = r_A \cdot \bar{x}_d + r_B \cdot (1 - \bar{x}_d), \quad (4.30)$$

где r_A , r_B – удельные теплоты конденсации компонентов смеси при температуре t_d , Дж/кг.

Расход греющего пара определяем по уравнению

$$G_{\text{гр.п.}} = \frac{Q_k}{r_{\text{гр.п.}} \cdot x}, \quad (4.31)$$

где $r_{\text{гр.п.}}$ – удельная теплота конденсации греющего пара, Дж/кг;

x – сухость пара.

Расчет теплообменных аппаратов

К теплообменным аппаратам ректификационной установки относятся кипятильник, дефлегматор, подогреватель исходной смеси, холодильники дистиллята и кубового остатка.

Один из данных аппаратов рассчитывается подробно с определением коэффициентов теплоотдачи и теплопередачи. Остальные теплообменники рассчитываются приближенно с некоторым запасом. Для этого, задаваясь ориентировочными значениями коэффициентов теплопередачи, рассчитывают среднюю разность температур, тепловую нагрузку аппарата и необходимую поверхность теплообмена. По найденной поверхности подбирают теплообменники по каталогу.

4.3 Расчет тарельчатой ректификационной колонны

Колонные аппараты предназначены для проведения процессов тепло- и массообмена: ректификации, дистилляции, абсорбции, десорбции. Корпуса стандартизованных колонных аппаратов изготавливаются в двух исполнениях. Корпус, собираемый из отдельных царг с фланцевыми соединениями, рассчитан на давление 1,6 МПа.

Корпус цельносварной, рассчитанный на давление до 4 МПа, имеют колонные аппараты диаметром более 1 м с интервалом изменения диаметра через 0,2 м. Расстояния между тарелками в зависимости от их типов могут изменяться от 0,3 до 1 м.

До настоящего времени не выработано обобщенных и достаточно объективных критериев выбора типа тарелки для ведения того или иного процесса. Существенную роль в этом играют сложившиеся в организациях-поставщиках традиции, опирающиеся на многолетний опыт надежной эксплуатации разрабатываемой ими массообменной

аппаратуры. Для ориентировочного выбора типа тарелки можно привести следующие данные.

Тарелки с капсульными колпачками получили наиболее широкое распространение благодаря своей универсальности и высокой эксплуатационной надежности; они достаточно эффективны, но металлоемки и сложны в монтаже.

Тарелки, собираемые из S-образных элементов, устанавливаются преимущественно в колоннах больших диаметров. Их производительность на 20–30 % выше, чем у капсульных.

Клапанные тарелки по сравнению с колпачковыми имеют более высокую эффективность и на 20–40 % большую производительность; их применяют для обработки жидкостей, не склонных к смолообразованию и полимеризации, во избежание прилипания клапана к тарелке.

Ситчатые тарелки имеют достаточно высокую эффективность, низкое сопротивление и малую металлоемкость. Они применяются преимущественно в колоннах для обработки чистых жидкостей при атмосферном давлении и вакууме.

Решетчатые тарелки провального типа имеют производительность, в 1,5–2 раза большую, чем колпачковые тарелки, низкую металлоемкость. Их эффективность достаточно высока, но в узком диапазоне рабочих скоростей. Эти тарелки рекомендуется применять при больших нагрузках колонны по жидкости.

4.4 Расчет колонны с колпачковыми тарелками

Задание

Рассчитать ректификационную установку непрерывного действия для разделения смеси этиловый спирт – вода. Содержание низкокипящего компонента в дистилляте $x_d = 75$ % мольных, в исходной смеси $x_f = 17$ % мольных, в кубовом остатке $x_w = 5$ % мольных. Производительность колонны по дистилляту $G_d = 1,4$ кг/с. Тип тарелок – колпачковые. Давление в колонне – атмосферное.

Материальный баланс

Для дальнейших расчетов концентрации исходной смеси, дистиллята и кубового остатка выразим в массовых долях по формуле

$$\bar{x}_a = \frac{M_a \cdot x_a}{M_a \cdot x_a + M_B \cdot (1 - x_a)}, \quad (4.32)$$

где \bar{x}_a – массовая доля низкокипящего компонента в жидкости;

M_a – мольная масса низкокипящего компонента, кг/моль;

M_B – мольная масса высококипящего компонента, кг/моль.

Мольная масса этилового спирта $M_a = 46$ кг/моль, мольная масса воды $M_B = 18$ кг/моль. Подставляя значения в формулу (4.32), получим

$$\bar{x}_d = \frac{46 \cdot 0,75}{46 \cdot 0,75 + 18 \cdot (1 - 0,75)} = 0,88;$$

$$\bar{x}_w = \frac{46 \cdot 0,05}{46 \cdot 0,05 + 18 \cdot (1 - 0,05)} = 0,12;$$

$$\bar{x}_f = \frac{46 \cdot 0,17}{46 \cdot 0,17 + 18 \cdot (1 - 0,17)} = 0,34.$$

Средние массовые концентрации низкокипящего компонента в верхней части колонны

$$\bar{x}'_{cp} = \frac{\bar{x}_d + \bar{x}_f}{2} = \frac{0,88 + 0,34}{2} = 0,61; \quad (4.33)$$

в нижней части колонны

$$\bar{x}''_{cp} = \frac{\bar{x}_f + \bar{x}_w}{2} = \frac{0,34 + 0,12}{2} = 0,23. \quad (4.34)$$

Массовый расход исходной смеси G_f , кг/с, определим по формуле

$$G_f = \frac{G_d \cdot (\bar{x}_d - \bar{x}_w)}{(\bar{x}_f - \bar{x}_w)} = \frac{1,4 \cdot (0,88 - 0,12)}{(0,34 - 0,12)} = 4,74. \quad (4.35)$$

Массовый расход кубового остатка, G_w , кг/с, определим по формуле

$$G_w = G_f - G_d = 4,74 - 1,3 = 3,44 \text{ кг/с}. \quad (4.36)$$

Относительный мольный расход питания определим по формуле

$$F = \frac{x_d - x_w}{x_f - x_w}, \quad (4.37)$$

где x_d – содержание низкокипящего компонента в дистилляте, $x_d = 0,75$ (по заданию);

x_w – содержание низкокипящего компонента в кубовом остатке, $x_w = 0,05$ (по заданию);

x_f – содержание низкокипящего компонента в исходной смеси,
 $x_f = 0,17$ (по заданию).

Подставляя эти значения в формулу (4.37), получим

$$F = \frac{0,75 - 0,05}{0,17 - 0,05} = 5,83.$$

Вписываем данные о равновесии смеси этиловый спирт – вода (см. табл. Г.1) в таблицу 4.2.

Таблица 4.2 – Данные о равновесии смеси этиловый спирт – вода

Температура, t, °С	Содержание этилового спирта, моль %	
	в жидкости, X	в паре, Y
100	0	0
90,5	5	33,2
86,5	10	44,2
83,2	20	53,1
81,7	30	57,6
80,8	40	61,4
80,0	50	65,4
79,4	60	69,9
79,0	70	75,3
78,6	80	81,8
78,4	90	89,8
78,4	100	100,0

На основании табличных данных строим диаграмму равновесия x – y (рис. 4.8). Так как кривая равновесия имеет впадину для определения R_{\min} , проводим касательную AC из точки A к впадине и на оси ординат определяем величину отрезка отсекаемой этой линией – B_{\max} . А затем рассчитываем минимальное флегмовое число

$$R_{\min} = \frac{x_d - B_{\max}}{B_{\max}}, \quad (4.38)$$

$$R_{\min} = \frac{0,75 - 0,45}{0,45} = 0,67.$$

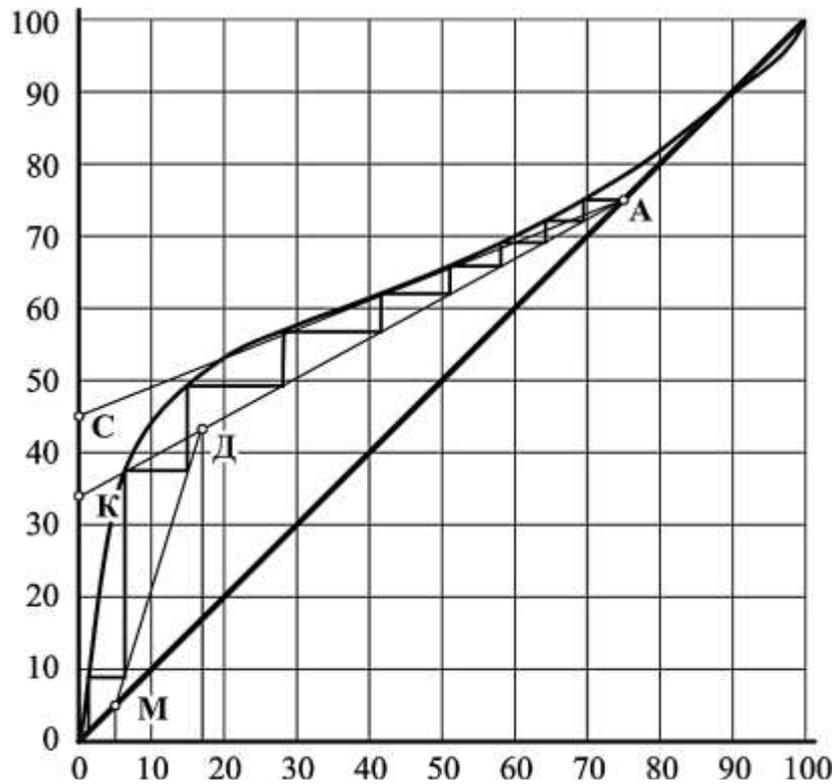


Рисунок 4.8 – Диаграмма равновесия $x-y$

Действительное число флегмы определим по формуле

$$R = 1,3 \cdot R_{\min} + 0,3, \quad (4.39)$$

$$R = 1,3 \cdot 0,67 + 0,3 = 1,17.$$

Уравнения рабочих линий

а) верхней (укрепляющей) части колонны

$$y = \frac{R}{R+1}x + \frac{x_d}{R+1} = \frac{1,17}{1,17+1}x + \frac{0,75}{1,17+1} = 0,54 \cdot x + 0,34; \quad (4.40)$$

б) нижней (исчерпывающей) части колонны

$$y = \frac{R+F}{R+1}x - \frac{F-1}{R+1}x_w = \frac{1,17+5,83}{1,17+1} \cdot x - \frac{5,83-1}{1,17+1} \cdot 0,05 = 3,23 \cdot x - 0,11. \quad (4.41)$$

Определение скорости пара и диаметра колонны

Средние мольные концентрации жидкости:

а) в верхней части колонны

$$x'_{\text{нб}} = \frac{x_f + x_d}{2} = \frac{0,17 + 0,75}{2} = 0,46; \quad (4.42)$$

б) в нижней части колонны

$$x''_{\text{нб}} = \frac{x_f + x_w}{2} = \frac{0,17 + 0,05}{2} = 0,11. \quad (4.43)$$

Средние концентрации пара находим по уравнениям рабочих линий:

а) в верхней части колонны

$$y'_{\text{cp}} = 0,54 \cdot x'_{\text{cp}} + 0,34 = 0,54 \cdot 0,46 + 0,34 = 0,59; \quad (4.44)$$

б) в нижней части колонны

$$y''_{\text{cp}} = 3,23 \cdot x''_{\text{cp}} + 0,11 = 3,23 \cdot 0,11 - 0,11 = 0,24. \quad (4.45)$$

Средние температуры пара определим по диаграмме $t - x, y$ (рис. 4.9), $t, ^\circ\text{C}$

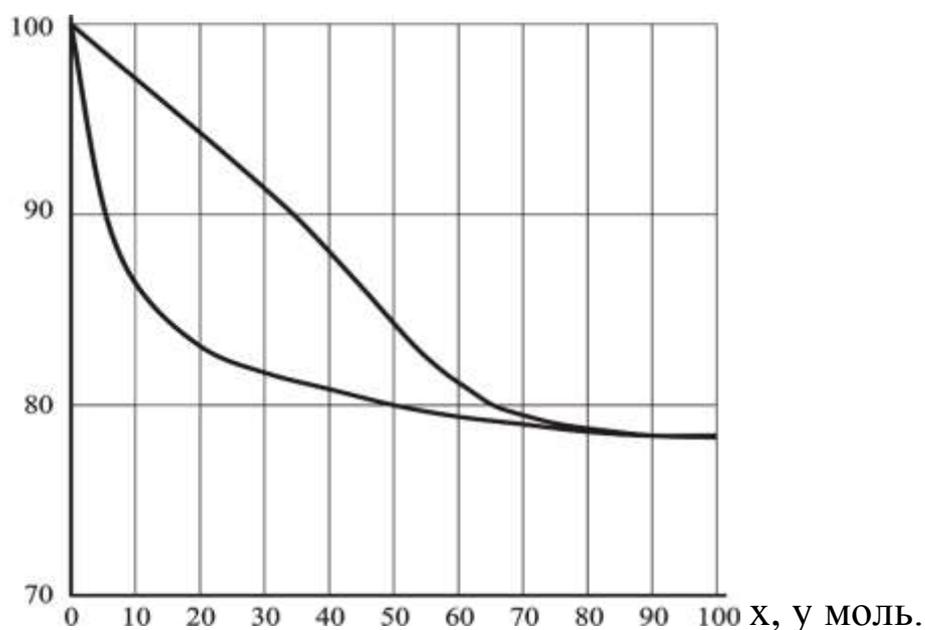


Рисунок 4.9 – Диаграмма $t - x, y$

а) при $y'_{\text{cp}} = 0,59, t'_{\text{cp}} = 81,5 ^\circ\text{C}$;

б) при $y''_{\text{cp}} = 0,24, t''_{\text{cp}} = 93,5 ^\circ\text{C}$.

Средние молярные массы и плотности пара

$$a) M'_{\text{cp}} = y'_{\text{cp}} \cdot M_{\text{э.с.}} + (1 - y'_{\text{cp}}) \cdot M_{\text{воды}},$$

где $M_{\text{э.с.}}$ – молярная масса этилового спирта, $M_{\text{э.с.}} = 46 \text{ кг/кмоль}$;

$M_{\text{воды}}$ – молярная масса воды, $M_{\text{воды}} = 18 \text{ кг/кмоль}$.

$$M'_{\text{ср}} = 0,59 \cdot 46 + (1 - 0,59) \cdot 18 = 34,52 \text{ кг/кмоль};$$

$$\rho'_{\text{ср}} = \frac{M'_{\text{ср}} \cdot T_0}{22,4 \cdot T'_{\text{ср}}}; \quad (4.46)$$

$$T'_{\text{ср}} = 273 + 81,5 = 354,5 \text{ К};$$

$$\rho'_{\text{ср}} = \frac{34,52 \cdot 273}{22,4 \cdot 354,5} = 1,19 \text{ кг/м}^3.$$

$$M'_{\text{ср}} = y'_{\text{ср}} \cdot M_{\text{э.с.}} + (1 - y'_{\text{ср}}) \cdot M_{\text{ВОДЫ}} = 0,24 \cdot 46 + (1 - 0,24) \cdot 18 = 24,72$$

кг/кмоль;

$$\rho''_{\text{ср}} = \frac{M''_{\text{ср}} \cdot T_0}{22,4 \cdot T''_{\text{ср}}}; \quad (4.47)$$

$$T''_{\text{ср}} = 273 + 93,5 = 366,5 \text{ К};$$

$$\rho''_{\text{ср}} = \frac{24,72 \cdot 273}{22,4 \cdot 366,5} = 0,82 \text{ кг/м}^3.$$

Средняя плотность газа в колонне

$$\rho_{\text{п}} = \frac{\rho'_{\text{ср}} + \rho''_{\text{ср}}}{2} = \frac{1,19 + 0,82}{2} = 1 \text{ кг/м}^3. \quad (4.48)$$

Температура вверху колонны при $y_{\text{д}} = 0,75$ равняется $78,5 \text{ }^\circ\text{C}$, а в кубе-испарителе при $x_{\text{в}} = 0,05$ она равна $90,5 \text{ }^\circ\text{C}$ (рис. 4.7).

Плотность жидкого этилового спирта при $78,5 \text{ }^\circ\text{C}$ $\rho_{\text{э.с.}} = 740 \text{ кг/м}^3$, а воды при $90,5 \text{ }^\circ\text{C}$ $\rho_{\text{ВОДЫ}} = 965 \text{ кг/м}^3$, (см. табл. Б.16, Б.22).

Средняя плотность жидкости в колонне

$$\rho_{\text{ж}} = \frac{\rho_{\text{э.с.}} + \rho_{\text{ВОДЫ}}}{2} = \frac{740 + 965}{2} = 852,5 \text{ кг/м}^3. \quad (4.49)$$

Определим скорость пара в колонне по формуле

$$\omega = C \sqrt{\frac{\rho_{\text{ж}}}{\rho_{\text{п}}}}, \quad (4.50)$$

где коэффициент C найдем по рисунку 4.10 в зависимости от расстояния между тарелками h , которое принимаем $h = 0,45 \text{ м}$. Для колпачковых тарелок $C = 0,05$.

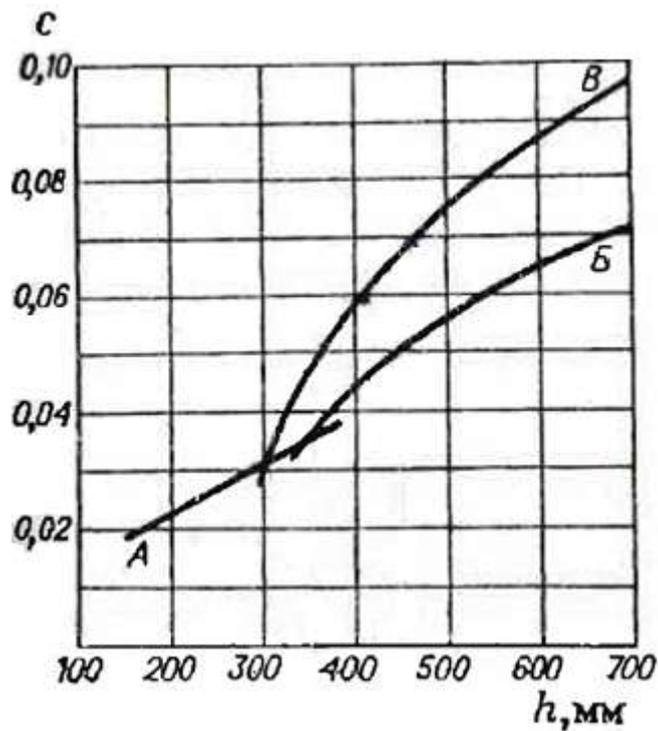


Рисунок 4.10 – Значение Коэффициента С: А, Б – колпачковые тарелки с круглыми колпачками; В – ситчатые тарелки

Подставляя значения в формулу (4.50), получим

$$\omega = 0,05 \cdot \sqrt{\frac{852,5}{1}} = 1,46 \text{ м/с.}$$

Объемный расход проходящего через колонну пара при средней температуре в колонне $t_{\text{cp}} = \frac{t'_{\text{cp}} + t''_{\text{cp}}}{2} = \frac{81,5 + 93,5}{2} = 87,5 \text{ } ^\circ\text{C}$ определим по формуле

$$V = \frac{G_d \cdot (R + 1) \cdot 22,4 \cdot T_{\text{cp}} \cdot p_0}{M_d \cdot T \cdot p}, \quad (4.51)$$

где G_d – производительность колонны, $G_d = 1,4 \text{ кг/с}$;

p – атмосферное давление (по заданию);

$p_0 = 1,033 \text{ ат}$;

$T_{\text{cp}} = 273 + 87,5 = 360,5 \text{ К}$;

M_d – мольная масса дистиллята, равная

$$M_d = x_d \cdot M_{\text{э.с.}} + (1 - x_d) M_{\text{воды}}, \quad (4.52)$$

$$M_d = 0,75 \cdot 46 + (1 - 0,75) \cdot 18 = 39 \text{ кг/кмоль.}$$

Подставляя эти значения в формулу (4.51), получим

$$V = \frac{1,4 \cdot (1,17 + 1) \cdot 22,4 \cdot 360,5 \cdot 1,033}{39 \cdot 273 \cdot 1} = 2,38 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Диаметр колонны определим по формуле

$$D = \sqrt{\frac{V}{0,785 \cdot \omega}} = \sqrt{\frac{2,38}{0,785 \cdot 1,87}} = 1,44 \text{ м}. \quad (4.53)$$

Принимаем $D = 1,4$ м (см. табл. Г.2).

Тогда скорость пара в колонне равна

$$\omega = \frac{V}{0,785 \cdot D^2} = \frac{2,38}{0,785 \cdot 1,42^2} = 1,55 \text{ м/с}. \quad (4.54)$$

Определение числа тарелок и высоты колонны

Для определения числа тарелок необходимо построить линии рабочих концентраций для верхней и нижней частей колонны (рис. 4.8). Для этого из $x_d = 0,75$ восстанавливаем перпендикуляр до пересечения с диагональю (точка А). На оси ординат откладываем величину отрезка равного

$$B = \frac{x_d}{R + 1} = \frac{0,75}{1,17 + 1} = 0,34. \quad (4.55)$$

Получаем точку К. Соединяем точки А и К. Из $x_f = 0,17$ проводим вертикальную линию до пересечения с линией АК, получаем точку Д. из $x_w = 0,05$ проводим вертикаль до пересечения с диагональю (точка М). Линия АД – есть линия рабочих концентраций для верхней части колонны, линия ДМ – для нижней части колонны.

Для определения числа тарелок проводим из точки А горизонталь до пересечения с линией равновесия, и из полученной точки опускаем перпендикуляр на линию рабочих концентраций и так продолжаем до x_w .

Таким образом, теоретическое число тарелок в верхней части колонны $n'_T = 7$, в нижней части $n'_T = 2$, всего 9 ступеней.

Число действительных тарелок рассчитаем по формуле

$$n = \frac{n_T}{\eta}, \quad (4.56)$$

где η – средний к.п.д. тарелок.

Для его нахождения определим коэффициент относительной летучести разделяемых компонентов по формуле

$$\alpha = \frac{P_{\text{э.с.}}}{P_{\text{воды}}} \quad (4.57)$$

и динамический коэффициент вязкости исходной смеси μ при средней температуре в колонне, равной $87,5$ °С. При этой температуре давление насыщенного пара этилового спирта $P_{\text{э.с.}} = 1000$ мм рт. ст., воды $P_{\text{воды}} = 500$ мм рт. ст.

Подставляя эти значения в формулу (4.57), получим

$$\alpha = \frac{1000}{500} = 2.$$

Динамический коэффициент вязкости этилового спирта при $87,5$ °С равен $0,39$ мПа·с, воды $0,33$ мПа·с, (см. табл. Б.17, Б.22). Динамический коэффициент вязкости исходной смеси определим по формуле

$$\mu_{\text{см}} = \mu_{\text{э.с.}}^{x_f} \cdot \mu_{\text{воды}}^{(1-x_f)}. \quad (4.58)$$

Подставляя значения в формулу (4.58), получим

$$\mu_{\text{см}} = 0,39^{0,17} \cdot 0,33^{(1-0,17)} = 0,34 \text{ мПа} \cdot \text{с}.$$

Тогда произведение

$$\alpha \cdot \mu = 2,0 \cdot 0,34 = 0,68.$$

По рисунку 4.6 находим $\eta = 0,53$.

Подставляя значения в формулу (4.56), получим

$$n = \frac{9}{0,53} = 17.$$

Высота тарельчатой части колонны

$$H = (n - 1) \cdot h, \quad (4.59)$$

где h – расстояние между тарелками, $h = 0,45$ м.

Подставляя эти значения в формулу (4.59), получим

$$H = (17 - 1) \cdot 0,45 = 7,2 \text{ м}.$$

Гидравлический расчет тарелок

В соответствии с рассчитанным выше диаметром колонны подбираем стандартную колонну и тарелки. Принимаем к установке колонный аппарат диаметром 1,4 м; колонна комплектуется из однопочных неразборных нормализованных тарелок типа ТСК–III с капсульными стальными колпачками.

Нагрузку по жидкости на единицу длины сливной перегородки (борта) определяем по наиболее загруженной, нижней части колонны по формуле

$$G_{\text{ж.н.}} = G_f + G_d \cdot R. \quad (4.60)$$

Объемный расход жидкости в нижней части колонны определим по формуле

$$V_{\text{ж.н.}} = \frac{G_{\text{ж.н.}}}{\rho_{\text{ж.н.}}}, \quad (4.61)$$

где $\rho_{\text{ж.н.}}$ – плотность жидкости в нижней части колонны. Ее определяют по формуле

$$\frac{1}{\rho_{\text{ж.н.}}} = \frac{\bar{x}''_{\text{ср}}}{\rho_{\text{э.с.}}} + \frac{(1 - \bar{x}''_{\text{ср}})}{\rho_{\text{воды}}}, \quad (4.62)$$
$$\frac{1}{\rho_{\text{ж.н.}}} = \frac{0,23}{729} + \frac{(1 - 0,23)}{967} = 1,11 \cdot 10^{-3} \text{ кг/м}^3,$$

тогда $\rho_{\text{ж.н.}} = 901 \text{ кг/м}^3$.

Подставляя значения в формулу (4.61), получим

$$V_{\text{ж.н.}} = \frac{6,378 \cdot 3600}{901} = 25,48 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Нагрузку по жидкости на единицу длины сливной перегородки определим по формуле

$$\frac{V_{\text{ж.н.}}}{L} = \frac{25,48}{1,09} = 23,4 \text{ м}^3/(\text{м} \cdot \text{ч}),$$

где L – периметр слива, $L = 1,09 \text{ м}$ (см. табл. Г.3).

Фактическая нагрузка не превышает допустимую ($65 \text{ м}^3/\text{м} \cdot \text{ч}$), и это должно обеспечить равномерное распределение пара по сечению тарелки.

Проверяем, будет ли обеспечено полное открытие прорезей, необходимое для равномерного режима работы тарелок.

Скорость, необходимую для полного открытия прорезей, определим по формуле

$$\omega'_0 = \sqrt{\frac{g \cdot \rho_{\text{ж}} \cdot h_{\text{пр}}}{\xi \cdot \rho_{\text{п}}}}, \quad (4.63)$$

где ξ – коэффициент сопротивления тарелки, принимаем $\xi = 5$;

$h_{\text{пр}}$ – высота прорези, принимаем $h_{\text{пр}} = 0,02$ м;

$\rho_{\text{п}}$ – средняя плотность пара в нижней части колонны, $\rho_{\text{п}} = 0,82$ кг/м³;

$\rho_{\text{ж}}$ – средняя плотность жидкости в нижней части колонны, $\rho_{\text{ж}} = 901$ кг/м³.

Подставляя эти значения в формулу (4.62), получим

$$\omega'_0 = \sqrt{\frac{9,8 \cdot 901 \cdot 0,02}{5 \cdot 0,82}} = 6,44 \text{ м/с.}$$

Площадь сечения всех прорезей определим по формуле

$$S_0 = n_{\text{кол}} \cdot n_{\text{пр}} \cdot S_{\text{пр}}, \quad (4.64)$$

где $n_{\text{кол}}$ – количество колпачков на тарелке, принимаем $n_{\text{кол}} = 56$ (см. табл. Г.4);

$n_{\text{пр}}$ – число прорезей в колпачке, принимаем $n_{\text{пр}} = 36$;

$S_{\text{пр}}$ – площадь прорези, принимаем $S_{\text{пр}} = 0,00008$ м².

Подставляя эти значения в формулу (4.63), получим

$$S_0 = 56 \cdot 36 \cdot 0,00008 = 0,16 \text{ м}^2.$$

Отношение площади сечения прорезей к площади поперечного сечения колонны определим по формуле

$$\varphi = \frac{S_0}{F_{\text{к}}}, \quad (4.65)$$

где $F_{\text{к}}$ – площадь поперечного сечения колонны, определим по формуле

$$F_{\text{к}} = 0,785 \cdot D^2 = 0,785 \cdot 1,4^2 = 1,54 \text{ м}^2.$$

Подставляя значения в формулу (4.65), получим

$$\varphi = \frac{0,16}{1,54} = 0,10.$$

Фактическую скорость пара в прорезях определим по формуле

$$\omega_0 = \frac{\omega}{\varphi}, \quad (4.66)$$

где ω – скорость пара в колонне, $\omega = 1,55$ м/с.

Подставляя значения в формулу (4.66), получим

$$\omega_0 = \frac{1,55}{0,10} = 15,5 \text{ м/с.}$$

Полное открытие прорезей будет обеспечено, так как

$$\omega_0 = 15,5 > \omega'_0 = 6,44.$$

Гидравлическое сопротивление колонны определим по формуле

$$\Delta p_K = n \cdot \Delta p_T, \quad (4.67)$$

где n – число тарелок, $n = 17$;

Δp_T – гидравлическое сопротивление колпачковой тарелки, определим по формуле

$$\Delta p_m = \Delta p_{\text{сух.н}} + \Delta p_{\sigma.\text{н}} + \Delta p_{\text{ст}}, \quad (4.68)$$

где $\Delta p_{\text{сух.н}}$ – сопротивление сухой тарелки нижней части колонны, определим по формуле

$$\Delta p_{\text{сух.н}} = \frac{\xi \cdot \omega_0^2 \cdot \rho_{\text{п}}}{2} = \frac{5 \cdot 15,5^2 \cdot 0,82}{2} = 492,5 \text{ Па.} \quad (4.69)$$

где $\Delta p_{\sigma.\text{н}}$ – сопротивление, обусловленное силами поверхностного натяжения, определим по формуле

$$\Delta p_{\sigma.\text{н}} = \frac{4 \cdot \sigma}{d_0}, \quad (4.70)$$

где σ – поверхностное натяжение жидкости при средней температуре в нижней части колонны 93,5 °С определим по формуле;

d_0 – эквивалентный диаметр отверстий тарелки, м

$$\sigma = \sigma_{\text{э.с}} \cdot \bar{x}''_{\text{нд}} + \sigma_{\text{в.д}} (1 - \bar{x}''_{\text{нд}}), \quad (4.71)$$

где $\sigma_{\text{э.с}}$ – поверхностное натяжение этилового спирта при температуре 93,5 °С, $\sigma_{\text{э.с}} = 16,4 \cdot 10^{-3}$ Н/м;

$\sigma_{\text{в.д}}$ – поверхностное натяжение воды при температуре 93,5 °С, $\sigma_{\text{в.д}} = 60,75 \cdot 10^{-3}$ Н м, (см. табл. Б.22);

$\bar{x}''_{\text{нд}}$ – средняя концентрация жидкости в нижней части колонны, $\bar{x}''_{\text{нд}} = 0,24$.

Подставляя эти значения в формулу (4.71), получим

$$\sigma = 16,4 \cdot 10^{-3} \cdot 0,23 + 60,75 \cdot 10^{-3} (1 - 0,23) = 50,1 \cdot 10^{-3} \text{ Н/м};$$

Эквивалентный диаметр отверстий тарелки, определим по формуле

$$d_0 = \frac{4 \cdot S_{\text{пр}}}{\Pi}, \quad (4.72)$$

где Π – периметр прорези, определим по формуле

$$\Pi = 2 \cdot (h_{\text{пр}} + b), \quad (4.73)$$

где $h_{\text{пр}}$, b – высота и ширина прорези, $h_{\text{пр}} = 0,02$ м, $b = 0,004$ м.

Подставляя эти значения в формулу (4.73), получим:

$$\Pi = 2 \cdot (0,02 + 0,004) = 0,048 \text{ м.}$$

Подставляя значения в формулу (4.72), получим

$$d_0 = \frac{4 \cdot 0,00008}{0,048} = 0,007 \text{ м.}$$

Подставляя значения в формулу (4.70), получим

$$\Delta p_{\sigma.н} = \frac{4 \cdot 50,1 \cdot 10^{-3}}{0,007} = 28,6 \text{ Па.}$$

Сопротивление столба жидкости на колпачковой тарелке (Δp_{CT}) определим по формуле

$$\Delta p_{CT} = 1,3 \cdot g \cdot k \cdot \rho_{Ж} \cdot \left(1 + \frac{h_{пр}}{2} + \Delta h \right), \quad (4.74)$$

где g – ускорение свободного падения, $g = 9,81 \text{ м/с}^2$;

k – относительная плотность пены, принимаем $k = 0,5$;

$\rho_{Ж}$ – плотность жидкости, $\rho_{Ж} = 901 \text{ кг/м}^3$;

l – расстояние от верхнего края прорези до сливного порога, принимаем $l = 0,02 \text{ м}$;

Δh – высота уровня жидкости над сливным порогом, определим по формуле

$$\Delta h = 0,00284 \cdot K \cdot \left(\frac{V_{Ж.Н}}{L} \right)^{0,67}, \quad (4.75)$$

где K – коэффициент, учитывающий увеличение скорости и сужение потока жидкости в результате сжатия его стенками при подходе к сливной перегородке, принимается в пределах $1,01 \dots 1,05$, принимаем $K = 1,025$.

Подставляя значения в формулу (4.75), получим

$$\Delta h = 0,00284 \cdot 1,025 \cdot (27,1)^{0,67} = 0,02655 \text{ м.}$$

Подставляя значения в формулу (4.74), получим

$$\Delta p_{CT} = 1,3 \cdot 9,81 \cdot 0,5 \cdot 881 \cdot \left(0,02 + \frac{0,02}{2} + 0,02655 \right) = 317,681 \text{ Па.}$$

Подставляя значения в формулу (4.75), получим

$$\Delta h = 0,00284 \cdot 1,025 \cdot \left(\frac{23,4}{1,09} \right)^{0,67} = 0,022 \text{ м.}$$

Подставляя значения в формулу (4.74), получим

$$\Delta p_{CM} = 1,3 \cdot 9,81 \cdot 0,5 \cdot 901 \cdot \left(0,02 + \frac{0,02}{2} + 0,022 \right) = 298 \text{ Па.}$$

Подставляя значения в формулу (4.68), получим

$$\Delta p_m = 492,5 + 28,6 + 298 = 819,5 \text{ Па.}$$

Подставляя значения в формулу (4.67), получим

$$\Delta p_K = 17 \cdot 819,5 = 13932 \text{ Па.}$$

Проверим, соблюдается ли при расстоянии между тарелками $h = 0,45$ м необходимое для нормальной работы тарелок условие

$$h > 1,8 \cdot \frac{\Delta p_{II}}{\rho_{ж} \cdot g}. \quad (4.76)$$

В нашем случае

$$1,8 \cdot \frac{819,5}{901 \cdot 9,81} = 0,17 \text{ м.}$$

$$0,45 > 0,17,$$

следовательно, вышеуказанное условие соблюдается.

Тепловой расчет колонны

Расход теплоты, получаемый жидкостью от конденсирующегося пара в кубе-испарителе колонны:

$$Q_K = Q_d + G_d \cdot C_d \cdot t_d + G_w \cdot C_w \cdot t_w - G_f \cdot C_f \cdot t_f + Q_{\text{потерь}}, \quad (4.77)$$

где G_d , G_w , G_f – расходы дистиллята, кубового остатка, исходной смеси, соответственно, $G_d = 1,4$ кг/с (по заданию), $G_w = 3,44$ кг/с, $G_f = 4,74$ кг/с;

C_f , C_d , C_w – теплоемкости исходной смеси, дистиллята, кубовой жидкости, соответственно, определим по формулам

$$C_f = C_{\text{э.с.}} \cdot \bar{x}_f + C_{\text{воды}} (1 - \bar{x}_f), \quad (4.78)$$

где $C_{\text{э.с.}}$, $C_{\text{воды}}$ – теплоемкости этилового спирта и воды определенные при $t_f = 84$ °С (см. табл. Б.19, Б.22).

$$C_w = C_{\text{э.с.}} \cdot \bar{x}_w + C_{\text{воды}} (1 - \bar{x}_w), \quad (4.79)$$

где $C_{\text{э.с.}}$, $C_{\text{воды}}$ – теплоемкости этилового спирта и воды определенные при $t_w = 93$ °С (см. табл. Б.19, Б.22).

$$C_d = C_{\text{э.с.}} \cdot \bar{x}_d + C_{\text{воды}} (1 - \bar{x}_d), \quad (4.80)$$

где $C_{\text{э.с.}}$, $C_{\text{воды}}$ – теплоемкости этилового спирта и воды определенные при $t_d = 78,5$ °С (см. табл. Б.19, Б.22).

Подставляя соответствующие значения в формулы (4.78), (4.79) и (4.80) получим

$$C_f = 0,78 \cdot 4190 \cdot 0,34 + 4190 \cdot (1 - 0,34) = 3876,59 \text{ Дж/(кг К)},$$

$$C_w = 0,8 \cdot 4190 \cdot 0,12 + 4190 \cdot (1 - 0,12) = 4089,44 \text{ Дж/(кг К)},$$

$$C_d = 0,76 \cdot 4190 \cdot 0,88 + 4190 \cdot (1 - 0,88) = 3305 \text{ Дж/(кг К)}.$$

Расход теплоты (Q_d), отнимаемой охлаждающей водой от конденсирующихся в дефлегматоре паров, определим по формуле

$$Q_d = G_d \cdot (R + 1) \cdot r_d, \quad (4.81)$$

где r_d – удельная теплота конденсации дистиллята, определим по формуле

$$r_d = r_{\text{э.с.}} \cdot \bar{x}_d + r_{\text{в}} \cdot (1 - \bar{x}_d), \quad (4.82)$$

где $r_{\text{э.с.}}$, $r_{\text{воды}}$ – удельные теплоты конденсации этилового спирта и воды, соответственно, при $t_d = 78,5$ °С, $r_{\text{э.с.}} = 846,4$ кДж/кг, $r_{\text{в}} = 2409,3$ кДж/кг.

Подставляя значения в формулу (4.82), получим

$$r_d = 846,4 \cdot 0,88 + 2350 \cdot (1 - 0,88) = 1026,8 \text{ кДж/кг}.$$

Подставляя значения в формулу (4.81), получим

$$Q_d = 1,4 \cdot (1,17 + 1) \cdot 1026,8 \cdot 10^3 = 3119,4 \cdot 10^3 \text{ Вт}.$$

Тепловые потери колонны в окружающую среду ($Q_{\text{потерь}}$) определим по формуле

$$Q_{\text{потерь}} = \alpha \cdot F_{\text{н}} \cdot (t_{\text{ст.н}} - t_{\text{воз}}), \quad (4.83)$$

где $t_{\text{ст.н}}$ – температура наружной поверхности стенки колонны, принимаем

$$t_{\text{ст.н}} = 40 \text{ °С};$$

$$t_{\text{воз}} – температура воздуха в помещении, принимаем $t_{\text{воз}} = 20 \text{ °С};$$$

α – суммарный коэффициент теплоотдачи конвекцией и излучением, определим по формуле

$$\alpha = 9,3 + 0,058 \cdot t_{\text{ст.н}} = 9,3 + 0,058 \cdot 40 = 11,6 \text{ кВт}/(\text{м}^2 \text{ К}).$$

Наружнюю поверхность изоляции колонны $F_{\text{н}}$ определим по формуле

$$F_{\text{н}} = \pi \cdot D \cdot H + 2 \cdot 0,785 \cdot D^2 = 3,14 \cdot 1,4 \cdot 7,2 + 2 \cdot 0,785 \cdot 1,4^2 = 34,72 \text{ м}^2. \quad (4.84)$$

Подставляя значения в формулу (4.83), получим

$$Q_{\text{потерь}} = 11,6 \cdot 34,72 \cdot (40 - 20) = 8056 \text{ Вт}.$$

Подставляя значения в формулу (4.77), получим

$$Q_{\text{к}} = 3119,4 \cdot 10^3 + 1,4 \cdot 3305 \cdot 7895 + 3,44 \cdot 4089,44 \cdot 90,5 - 4,74 \cdot 3876,59 \cdot 84 + 8056 = 3220297 \text{ Вт}.$$

Расход греющего пара в кубе колонны определим по формуле

$$G_{\text{гр.п.к}} = \frac{Q_{\text{к}}}{r_{\text{гр.п.}} \cdot x}, \quad (4.85)$$

где $r_{\text{гр. п.}}$ – удельная теплота парообразования при $p = 2$ ат, $r_{\text{гр. п.}} = 2208$ кДж/кг (см. табл. Б.21);

x – степень сухости, принимаем $x = 0,95$.

Подставляя значения в формулу (4.85), получим

$$G_{\text{гр.п.к}} = \frac{3220297}{2208 \cdot 10^3 \cdot 0,95} = 1,54 \text{ кг/с} = 5527 \text{ кг/ч}.$$

Расход тепла в подогревателе исходной смеси

$$Q_{\text{f}} = G_{\text{f}} \cdot C_{\text{f}} (t_{\text{к}} - t_{\text{н}}) = 4,74 \cdot 3769,7 \cdot (84 - 20) = 1143576 \text{ Вт}, \quad (4.86)$$

где C_{f} – теплоемкость смеси, определяемая при $t_{\text{ср}}$

$$t_{\text{ср}} = \frac{t_{\text{к}} + t_{\text{н}}}{2}. \quad (4.87)$$

Расход греющего пара в подогревателе равен

$$G'_{\text{гр.п.}} = \frac{Q_{\text{f}}}{r_{\text{гр.п.}} \cdot x} = \frac{1143576}{2208 \cdot 10^3 \cdot 0,95} = 0,545 \text{ кг/с} = 1963 \text{ г/ч}. \quad (4.88)$$

Общий расход греющего пара равен

$$G_{г.п.} = G_{г.п.к} + G'_{г.п.} = 1,54 + 0,545 = 2,085 \text{ кг/с} = 7490 \text{ кг/ч.} \quad (4.89)$$

Расход воды в дефлегматоре при нагревании ее на 20 °С определим по формуле

$$G'_B = \frac{Q_d}{C_B \cdot \Delta t_B} = \frac{3119,4 \cdot 10^3}{4190 \cdot 20} = 37,22 \text{ кг/с.} \quad (4.90)$$

Расход воды в холодильнике дистиллята при нагревании ее на 20 °С определим по формуле

$$G''_B = \frac{G_d \cdot C_d \cdot \Delta t}{C_B \cdot \Delta t_B} = \frac{1,4 \cdot 3102,3 \cdot (78,5 - 30)}{4190 \cdot 20} = 2,5 \text{ кг/с,} \quad (4.91)$$

где C_d – теплоемкость дистиллята при средней температуре в холодильнике, равной

$$t_{cp} = \frac{78,5 + 30}{2} = 54,25 \text{ °С.}$$

$$C_d = 0,705 \cdot 4190 \cdot 0,88 + 4190 \cdot 0,12 = 3102,3 \text{ Дж/(кг} \cdot \text{К).}$$

Расход воды в холодильнике кубового остатка при нагревании ее на 20 °С определим по формуле

$$G'''_B = \frac{G_w \cdot C_w \cdot \Delta t}{C_B \cdot \Delta t_B} = \frac{3,44 \cdot 4190 \cdot (90,5 - 30)}{4190 \cdot 20} = 10,41 \text{ кг/с,} \quad (4.92)$$

где C_w – теплоемкость кубового остатка при средней температуре 60,25 °С.

Общий расход воды в ректификационной установке

$$G_B = G'_B + G''_B + G'''_B = 37,22 + 2,5 + 10,41 = 50,13 \text{ кг/с.} \quad (4.93)$$

Расчет вспомогательного оборудования

Расчет дефлегматора

В дефлегматоре конденсируется этиловый спирт с небольшим количеством воды. Температура конденсации паров дистиллята $t_d = 78,5$ °С. Температура воды на входе принимаем 18 °С, на выходе 38 °С.

Температурная схема процесса:

$$\begin{array}{ccc} 78,5 & \longrightarrow & 78,5 \\ 38 & \longleftarrow & 18 \\ \Delta t_M = 40,5 & & \Delta t_6 = 60,5. \end{array}$$

Движущая сила процесса

$$\Delta t_{\text{ср}} = \frac{\Delta t_{\text{м}} - \Delta t_{\text{б}}}{2} = \frac{40,5 + 60,5}{2} = 50,5 \text{ } ^\circ\text{C}. \quad (4.94)$$

Коэффициент теплопередачи от конденсирующегося пара органических веществ к воде находится в пределах 340...870 Вт/(м² К). Принимаем ориентировочное значение коэффициента теплопередачи $K_{\text{оп}} = 340 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \text{ К})$.

Количество тепла, отнимаемого охлаждающей водой от конденсирующегося в дефлегматоре пара $Q_{\text{д}} = 3119,4 \cdot 10^3 \text{ Вт}$.

Поверхность дефлегматора определим по формуле

$$F = \frac{Q_{\text{д}}}{K \cdot \Delta t_{\text{ср}}} = \frac{3119,4 \cdot 10^3}{340 \cdot 50,5} = 181,68 \text{ м}^2. \quad (4.95)$$

С запасом принимаем двухходовой теплообменник площадью $F = 226 \text{ м}^2$, диаметр кожуха $D = 1000 \text{ мм}$, число труб $n = 718$, длина трубы $l = 4,0 \text{ м}$, диаметр трубы $d = 25 \times 2 \text{ мм}$ (см. табл. В.12).

Расчет холодильника для дистиллята

В холодильнике происходит охлаждение дистиллята от температуры конденсации до $30 \text{ } ^\circ\text{C}$.

Температурная схема процесса

$$\begin{array}{ccc} 78,5 & \longrightarrow & 30 \\ 38 & \longleftarrow & 18 \\ \Delta t_{\text{м}} = 40,5 & & \Delta t_{\text{б}} = 12. \end{array}$$

Движущая сила процесса

$$\Delta t_{\text{ср}} = \frac{40,5 - 12}{\ln \frac{40,5}{12}} = \frac{28,5}{1,2} = 23,75 \text{ } ^\circ\text{C}. \quad (4.96)$$

Принимаем коэффициент теплопередачи $K = 300 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \text{ К})$.

Количество тепла, отнимаемого охлаждающей водой от дистиллята в холодильнике определим по формуле

$$Q_{\text{хол}} = G_{\text{в}}'' \cdot C_{\text{в}} \Delta t_{\text{в}} = 2,5 \cdot 4190 \cdot 20 = 209500 \text{ Вт}. \quad (4.97)$$

Поверхность теплообмена холодильника для дистиллята определим по формуле

$$F_{\text{х.д.}} = \frac{Q_{\text{хол}}}{K \cdot \Delta t_{\text{ср}}} = \frac{209500}{300 \cdot 50,5} = 13,83 \text{ м}^2. \quad (4.98)$$

С запасом поверхности 15...20 %, принимаем двухходовой теплообменник поверхностью $F = 16 \text{ м}^2$, диаметр кожуха $D = 400 \text{ мм}$, число труб $n = 100$, длина трубы $l = 2,0 \text{ м}$, диаметр трубы $d = 25 \times 2 \text{ мм}$ (см. табл. В.12).

Расчет холодильника для кубового остатка

В холодильнике кубового остатка происходит охлаждение кубовой жидкости от температуры кипения до $30 \text{ }^\circ\text{C}$.

Температурная схема процесса

$$\begin{array}{ccc} 90,5 & \longrightarrow & 30 \\ 38 & \longleftarrow & 18 \\ \Delta t_6 = 52,5 & & \Delta t_m = 12. \end{array}$$

Движущая сила процесса

$$\Delta t_{cp} = \frac{52,5 - 12}{\ln \frac{52,5}{12}} = \frac{40,5}{1,48} = 27,36 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Принимаем коэффициент теплопередачи $K = 250 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \text{ К})$.

Количество тепла, отнимаемого охлаждающей водой от кубовой жидкости определим по формуле

$$Q_{\text{хол}} = G''' \cdot C_B \Delta t_B = 10,41 \cdot 4190 \cdot 20 = 872022,8 \text{ Вт}. \quad (4.99)$$

Поверхность теплообмена холодильника для кубового остатка определим по формуле

$$F_{\text{х.в.}} = \frac{Q_{\text{хол}}}{K \cdot \Delta t_{cp}} = \frac{872022,8}{250 \cdot 27,36} = 127,5 \text{ м}^2. \quad (4.100)$$

С запасом поверхности 15...20 % принимаем четырехходовой теплообменник поверхностью $F = 157 \text{ м}^2$, диаметр кожуха $D = 1 \text{ м}$, число труб $n = 666$, длина трубы $l = 3,0 \text{ м}$, диаметр трубы $d = 0,025 \times 0,002 \text{ м}$ (см. табл. В.12).

Расчет кипятивника

В кипятивнике кубовый остаток кипит при $90,5 \text{ }^\circ\text{C}$.

Принимаем давление греющего пара $P = 2 \text{ ат}$, температура греющего пара $t_1 = 119,6 \text{ }^\circ\text{C}$.

Температурная схема процесса

$$\begin{array}{ccc} 119,6 & \text{—————} & 119,6 \\ 90,5 & \text{—————} & 90,5 \end{array}$$

$$\Delta t = 29,1 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Принимаем коэффициент теплопередачи $K = 300 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$.

Тепловая нагрузка $Q_k = 3220297 \text{ Вт}$.

Поверхность теплообмена определим по формуле

$$F_k = \frac{Q_k}{K \cdot \Delta t_{cp}} = \frac{3220297}{300 \cdot 29,1} = 369 \text{ м}^2. \quad (4.101)$$

Устанавливаем кипятильник поверхностью $F = 480 \text{ м}^2$, диаметр кожуха $D = 1,4 \text{ м}$, число труб $n = 1549$, длина трубы $l = 4,0 \text{ м}$, диаметр трубы $d = 0,025 \times 0,002 \text{ м}$ (см. табл. В.13).

Расчет подогревателя

В подогревателе происходит подогрев исходной смеси от $t_H = 20 \text{ } ^\circ\text{C}$ до температуры кипения на питающей тарелке $t_k = 84 \text{ } ^\circ\text{C}$. Принимаем давление греющего пара $P = 2 \text{ ат}$, температура греющего пара $t_1 = 119,6 \text{ } ^\circ\text{C}$.

Температурная схема процесса

$$\begin{array}{ccc} 119,6 & \text{-----} & 119,6 \\ & \text{-----} & \\ & 20 \longrightarrow & 84 \\ \Delta t_6 = 99,6 & & \Delta t_m = 35,6. \end{array}$$

Движущая сила процесса

$$\Delta t_{cp} = \frac{99,6 - 35,6}{\ln \frac{99,6}{35,6}} = \frac{64}{1,03} = 62 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Принимаем коэффициент теплопередачи $K = 250 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$.

Количество тепла, передаваемого исходной смеси от греющего пара, определим по формуле

$$Q_f = G_f \cdot C_f \cdot (t_f - t_H) = 4,74 \cdot 3769,7 \cdot (84 - 20) = 1143576 \text{ Вт}. \quad (4.102)$$

Поверхность теплообмена определим по формуле

$$F_{II} = \frac{Q_f}{K \cdot \Delta t_{cp}} = \frac{1143576}{250 \cdot 62} = 74 \text{ м}^2. \quad (4.103)$$

Устанавливаем шестиходовой теплообменник поверхностью $F = 90 \text{ м}^2$, диаметр кожуха $D = 0,8 \text{ м}$, число труб $n = 384$, длина трубы $l = 3,0 \text{ м}$, диаметр трубы $d = 0,025 \times 0,002 \text{ м}$ (см. табл. В.12).

4.5 Расчет насадочной колонны

Насадочные колонны получили широкое распространение в химической промышленности благодаря простоте их устройства, дешевизне изготовления и малому гидравлическому сопротивлению при пленочном режиме работы.

Недостатком работы насадочной колонны является неравномерность распределения пара и жидкости по поперечному сечению, а следовательно, неодинаковая эффективность различных ее частей и низкая эффективность всей колонны в целом.

На эффективность работы насадочной колонны влияют массовые расходы пара и жидкости, тип и степень смачиваемости насадки, отношение диаметра колонны к размеру насадки, высота слоя насадки, распределение потоков по сечению колонны. На заводах химической промышленности насадочные колонны заполняют главным образом кольцами, изготовленными из керамики. Эти кольца обладают высокой стойкостью к воздействию кислот, кислых газов и других химически агрессивных веществ.

При противоточном движении фаз в обычных насадочных колоннах можно наблюдать четыре характерных режима движения потоков: пленочный, промежуточный, турбулизации и эмульгирования.

Пленочный режим наблюдается при капельно-пленочном течении жидкости, когда плотность орошения и скорость газа являются небольшими. Жидкость в этом случае движется от элемента к элементу насадки в виде капель и пленок, мало смачивая насадку.

Промежуточный режим наблюдается при пленочно-струйном движении. Жидкость покрывает насадку в виде тонкой пленки, причем значительная доля поверхности остается несмоченной. Пленка и струи жидкости затормаживают поток газа с образованием отдельных вихрей.

При турбулизации жидкость стекает по насадке в виде пленки, но доля смоченной поверхности значительно возрастает и в пленку жидкости проникают вихри.

С повышением скорости газа увеличиваются турбулизация потоков и массоперенос конвективными токами. При этих гидродинамических условиях возникает режим эмульгирования. При режиме эмульгирования турбулентность становится настолько значительной, что происходит разрыв граничной между потоками поверхности; газовые вихри, непрерывно возникая и перемешиваясь, проникают в завихренную жидкость, в которой также возникают и перемещаются жидкостные вихри. Интенсивность массообмена достигает максимальных значений.

С последующим увеличением скорости газа происходит накопление жидкости в колонне, вся насадка затапливается и начинается выброс жидкости из колонны.

Задание

Рассчитать ректификационную установку для разделения смеси этиловый спирт – вода. Содержание низкокипящего компонента в дистилляте $x_d = 75$ % мольных, в исходной смеси $x_f = 17$ % мольных, в кубовом остатке $x_w = 5$ % мольных. Производительность насадочной колонны по дистилляту

$G_d = 1,4$ кг/с. Давление в колонне атмосферное. В качестве насадки используем кольца Рашига, засыпка в навал.

Характеристика насадки:

- размеры кольца – $0,003 \times 0,025 \times 0,003$ м;
- удельная поверхность, $\sigma - 140$ м²/м³;
- свободный объем, $V_{св.} - 0,78$ м²/м³.

Расчет материального баланса, массовых концентраций, минимального и действительного числа флегмы приведен в разделе 4.3.

Средние мольные концентрации низкокипящего компонента:

- в верхней части колонны $x'_{ср} = 0,46$;
- в нижней части колонны $x''_{ср} = 0,11$.

Средние массовые концентрации низкокипящего компонента:

- в верхней части колонны $\bar{x}'_{ср} = 0,61$;
- в нижней части колонны $\bar{x}''_{ср} = 0,23$.

Средние концентрации низкокипящего компонента в паре:

- в верхней части колонны $y'_{ср} = 0,59$;
- в нижней части колонны $y''_{ср} = 0,24$.

Средние температуры пара:

– в верхней части колонны $t'_{cp} = 81,5 \text{ }^\circ\text{C}$;

– в нижней части колонны $t''_{cp} = 93,5 \text{ }^\circ\text{C}$.

Расходы исходной смеси $G_f = 4,74 \text{ кг/с}$, кубового остатка $G_w = 3,44 \text{ кг/с}$.

Плотность пара в колонне:

– в верхней части колонны $\rho'_\Pi = 1,19 \text{ кг/м}^3$;

– в нижней части колонны $\rho''_\Pi = 0,82 \text{ кг/м}^3$.

Мольная масса дистиллята $M_d = 39 \text{ кг/кмоль}$.

Расчет скорости пара в колонне

Скорость пара (ω , м/с) в обычных насадочных колоннах, работающих в условиях начала затопления насадки и появления эмульсионного слоя (т. е. в режиме точки инверсии фаз) определяют по уравнению

$$\lg \left(\frac{\sigma \cdot \omega^2 \cdot \rho_\Pi}{g \cdot V_{cb}^3 \cdot \rho_{ж}} \cdot \left(\frac{\mu_{см.ж}}{\mu} \right)^{0,16} \right) = -0,125 - 1,75 \cdot \left(\frac{\bar{L}}{\bar{G}} \right)^{0,25} \cdot \left(\frac{\rho_\Pi}{\rho_{ж}} \right)^{0,125}, \quad (4.104)$$

где $\rho_\Pi, \rho_{ж}$ – плотности пара и жидкости, кг/м^3 ;

σ – удельная поверхность насадки, $\text{м}^2/\text{м}^3$;

$\mu_{см.ж}$ – динамический коэффициент вязкости жидкости, $\text{Па}\cdot\text{с}$;

μ – динамический коэффициент вязкости воды при $20 \text{ }^\circ\text{C}$, $\text{Па}\cdot\text{с}$;

g – ускорение свободного падения, м/с^2 ;

V_{cb} – свободный объем насадки, $\text{м}^3/\text{м}^3$;

\bar{L}/\bar{G} – отношение массовых расходов жидкости и пара, кг/кг .

Плотность жидкой смеси рассчитываем по формуле

$$\rho_{ж} = \frac{1}{\left(\frac{\bar{x}_{cp}}{\rho_a} + \frac{(1 - \bar{x}_{cp})}{\rho_b} \right)}, \quad (4.105)$$

где ρ_a, ρ_b – плотности низкокипящего и высококипящего компонентов при средней температуре в колонне, соответственно, кг/м^3 .

Плотность этилового спирта и воды при $t'_{cp_{ж}} = 79,5 \text{ }^\circ\text{C}$, соответственно равны $\rho_a = 735 \text{ кг/м}^3$, $\rho_b = 972 \text{ кг/м}^3$ (см. табл. Б.16, Б.22). Подставляя значения в формулу (4.105) получим:

а) в верхней части колонны

$$\rho_{ж} = \frac{1}{\left(\frac{0,61}{735} + \frac{(1-0,61)}{972}\right)} = 751 \text{ кг/м}^3;$$

б) в нижней части колонны при $t''_{ср.ж} = 86,5 \text{ }^\circ\text{C}$

$$\rho_{ж} = \frac{1}{\left(\frac{0,23}{729} + \frac{(1-0,23)}{967}\right)} = 901 \text{ кг/м}^3.$$

Динамический коэффициент вязкости жидкости $\mu_{см.ж}$, мПа·с, определяется по формуле

$$\mu_{см.ж} = \mu_A^{x_{ср}} \cdot \mu_B^{(1-x_{ср})}, \quad (4.106)$$

где μ_A , μ_B – динамические коэффициенты вязкости этилового спирта и воды, соответственно, мПа·с.

В верхней части колонны динамические коэффициенты вязкости этилового спирта и воды при $t'_{ср.ж} = 79,5 \text{ }^\circ\text{C}$ и $x'_{ср}$, соответственно равны $\mu_A = 0,435 \cdot 10^{-3} \text{ Па}\cdot\text{с}$, $\mu_B = 0,36 \cdot 10^{-3} \text{ Па}\cdot\text{с}$ (см. табл. Б.17, Б.22). Подставляя значения в формулу (4.105) получим

$$\mu_{ср.ж.в} = \left(0,435 \cdot 10^{-3}\right)^{0,46} \cdot \left(0,36 \cdot 10^{-3}\right)^{(1-0,46)} = 0,37 \cdot 10^{-3} \text{ Па}\cdot\text{с}.$$

В нижней части колонны динамические коэффициенты вязкости этилового спирта и воды при $t''_{ср.ж} = 86,5 \text{ }^\circ\text{C}$ и $x''_{ср}$, соответственно равны $\mu_A = 0,4 \cdot 10^{-3} \text{ Па}\cdot\text{с}$, $\mu_B = 0,33 \cdot 10^{-3} \text{ Па}\cdot\text{с}$ (см. табл. Б.17, Б.22). Подставляя значения в формулу (4.105) получим

$$\mu_{ср.ж.н} = \left(0,4 \cdot 10^{-3}\right)^{0,11} \cdot \left(0,33 \cdot 10^{-3}\right)^{(1-0,11)} = 0,33 \cdot 10^{-3} \text{ Па}\cdot\text{с}.$$

Средняя мольная масса жидкости в колонне $M_{ср.ж}$, кг/кмоль, определяется по формуле

$$M_{ср.ж} = x_{ср} \cdot M_A + (1 - x_{ср}) \cdot M_B. \quad (4.107)$$

Для верхней части колонны

$$M_{\text{ср.ж}_B} = x_{\text{ср}_B} \cdot M_A + (1 - x_{\text{ср}_B}) \cdot M_B = 46 \cdot 0,46 + 18 \cdot (1 - 0,46) = 30,9 \text{ кг/кмоль.} \quad (4.108)$$

Для нижней части колонны

$$M_{\text{ср.ж}_H} = x_{\text{ср}_H} \cdot M_A + (1 - x_{\text{ср}_H}) \cdot M_B = 0,11 \cdot 0,46 + 18 \cdot (1 - 0,11) = 21,1 \text{ кг/кмоль.} \quad (4.109)$$

Мольная масса исходной смеси

$$M_f = 46 \cdot 0,17 + 18 \cdot (1 - 0,17) = 22,76 \text{ кг/кмоль.}$$

Средние массовые расходы по жидкости для верхней и нижней частей колонны определяются по уравнениям

$$L_B = G_d \cdot R \cdot \frac{M_{\text{ср.ж}_B}}{M_d}, \quad (4.110)$$

$$L_H = G_d \cdot R \cdot \frac{M_{\text{ср.ж}_H}}{M_d} + G_f \cdot \frac{M_{\text{ср.ж}_H}}{M_f}. \quad (4.111)$$

Подставляя рассчитанные величины в уравнения (4.110) и (4.111), получаем

$$L_B = 1,4 \cdot 1,17 \cdot \frac{30,9}{39} = 1,3 \text{ кг/с;}$$

$$L_H = 1,4 \cdot 1,17 \cdot \frac{21,1}{39} + 4,74 \cdot \frac{21,1}{22,76} = 5,27 \text{ кг/с.}$$

Средние массовые потоки пара в верхней и нижней части колонны, соответственно, равны

$$G_{\text{п}_B} = G_d \cdot (R + 1) \cdot \frac{M'_{\text{ср}}}{M_d}; \quad (4.112)$$

$$G_{\text{п}_H} = G_d \cdot (R + 1) \cdot \frac{M''_{\text{ср}}}{M_d}, \quad (4.113)$$

где $M'_{\text{ср}}, M''_{\text{ср}}$ – мольные массы пара в верхней и нижней части колонны, кг/кмоль (расчет приведен в разделе 4.3);

M_d – мольная масса дистиллята, кг/кмоль (расчет приведен в разделе 4.3).

Тогда

$$G_{ПВ} = 1,4 \cdot (1,17 + 1) \cdot \frac{34,52}{39} = 2,69 \text{ кг/с};$$

$$G_{ПН} = 1,4 \cdot (1,17 + 1) \cdot \frac{24,72}{39} = 1,93 \text{ кг/с}.$$

Подставляя полученные данные получим:

а) в верхней части колонны

$$\lg \left(\frac{140 \cdot \omega^2 \cdot 1,19 \cdot \left(\frac{0,37 \cdot 10^{-3}}{10^{-3}} \right)^{0,16}}{9,8 \cdot 0,78^3 \cdot 751} \right) = -0,125 - 1,75 \cdot \left(\frac{1,3}{2,69} \right)^{0,25} \cdot \left(\frac{1,19}{751} \right)^{0,125};$$

$$\omega_{ПВ} = 2,04 \text{ м/с}.$$

б) в нижней части колонны

$$\lg \left(\frac{140 \cdot \omega^2 \cdot 0,82 \cdot \left(\frac{0,33 \cdot 10^{-3}}{10} \right)^{0,16}}{9,8 \cdot 0,78^3 \cdot 901} \right) = -0,125 - 1,75 \cdot \left(\frac{5,27}{1,93} \right)^{0,25} \cdot \left(\frac{0,82}{901} \right)^{0,125};$$

$$\omega_{ПН} = 1,95 \text{ м/с}.$$

Примем рабочую скорость пара на 25 % ниже предельной, тогда рабочая скорость:

– в верхней части колонны – $2,04 \cdot 0,75 = 1,53 \text{ м/с}$;

– в нижней части колонны – $1,95 \cdot 0,75 = 1,46 \text{ м/с}$.

Определение диаметра колонны

Диаметр колонны D , м, определяется по формуле

$$D = \sqrt{\frac{G_{П}}{0,785 \cdot \omega_{П} \cdot \rho_{П}}}. \quad (4.114)$$

Подставляя соответствующие значения в формулу (4.113), получим:

а) в верхней части колонны

$$D_{В} = \sqrt{\frac{2,69}{0,785 \cdot 1,53 \cdot 1,19}} = 1,37 \text{ м};$$

б) в нижней части колонны

$$D_H = \sqrt{\frac{1,93}{0,785 \cdot 1,46 \cdot 0,82}} = 1,43 \text{ м.}$$

Принимаем стандартный диаметр $D_K=1,4$ м одинаковым для обеих частей колонны (см. табл. Г.2), при этом действительная скорость пара в колонне:

а) в верхней части колонны

$$\omega_{П.В} = 1,53 \cdot \left(\frac{1,37}{1,4}\right)^2 = 1,46 \text{ м/с;}$$

б) в нижней части колонны

$$\omega_{П.Н} = 1,46 \cdot \left(\frac{1,43}{1,4}\right)^2 = 1,52 \text{ м/с.}$$

Для обычных насадочных колонн определяется плотность орошения, затем рассчитывается оптимальная плотность орошения $U_{\text{опт}}$, $\text{м}^3/\text{м} \cdot \text{ч}$, по формуле

$$U_{\text{опт}} = b \cdot \sigma, \quad (4.115)$$

где b – поправочный коэффициент, $\text{м}^3/\text{м} \cdot \text{ч}$;

σ – удельная поверхность насадки, $\text{м}^2/\text{м}^3$.

Принимаем $\sigma = 140 \text{ м}^2/\text{м}^3$ и $b = 0,065 \text{ м}^3/\text{м} \cdot \text{ч}$ для процесса ректификации. Подставляя значения в формулу (4.114), получим

$$U_{\text{опт}} = 0,065 \cdot 140 = 9,1 \text{ м}^3/\text{м} \cdot \text{ч.}$$

Фактическую плотность орошения для верхней части колонны U_V , $\text{м}^3/\text{м} \cdot \text{ч}$, определяют по формуле

$$U_V = \frac{L_V}{\rho_{\text{ж.в.}} \cdot 0,785 \cdot D_K^2}, \quad (4.116)$$

где L_V – расход жидкости, проходящей в верхней части колонны, $\text{м}^3/\text{с}$.

Подставляя значения в формулу (4.115) получим

$$U_V = \frac{1,3}{751 \cdot 0,785 \cdot 1,4^2} = 4,68 \text{ м}^3/\text{м} \cdot \text{ч.}$$

Отношение $\frac{U_{\text{В}}}{U_{\text{ОПТ}}} = \frac{4,68}{9,1} = 0,52.$

Коэффициент смачиваемости насадки $\psi = 0,52$ (рис. 4.11).

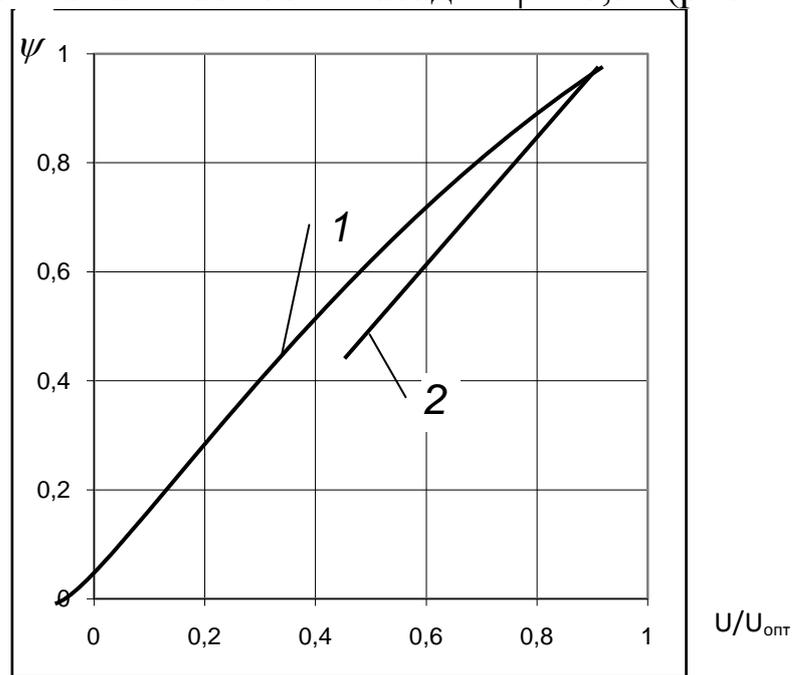


Рисунок 4.11 – Коэффициент смачиваемости:

1 – насадка кольцами (навалом); 2 – деревянная хордовая насадка

Фактическую плотность орошения для нижней части колонны $U_{\text{Н}}$, $\text{м}^3/\text{м}\cdot\text{ч}$, определяется по формуле

$$U_{\text{Н}} = \frac{L_{\text{Н}}}{\rho_{\text{ж.н.}} \cdot 0,785 \cdot D_{\text{К}}^2}, \quad (4.117)$$

где $L_{\text{Н}}$ – расход жидкости, проходящей в нижней части колонны, $\text{м}^3/\text{с}$.

Подставляя значения в формулу (4.117), получим

$$U_{\text{Н}} = \frac{5,27}{901 \cdot 0,785 \cdot 1,4^2} = 13,56 \text{ м}^3/\text{м}\cdot\text{ч}.$$

Отношение

$$\frac{U_{\text{Н}}}{U_{\text{ОПТ}}} = \frac{13,56}{9,1} = 1,49.$$

Коэффициент смачиваемости насадки $\psi = 1,0$ (рис. 4.8).

Таким образом, насадка орошается полностью в нижней части колонны и на 52 % в верхней части. Кроме того, равномерное смачивание насадки соблюдается при соотношении диаметра колонны и

диаметра элемента насадки, если $\frac{D}{d_H} > 8$, для нашего случая соблюдается и это условие:

$$\frac{1400}{35} = 40 > 8.$$

Определение высоты колонны

Высоту насадки колонны H_H , м, определяют по формуле

$$H_H = n_T \cdot h_{\text{ЭКВ}}, \quad (4.118)$$

где n_T – число теоретических тарелок;

$h_{\text{ЭКВ}}$ – высота слоя насадки, эквивалентного одной ступени изменения концентраций или одной теоретической тарелки, м.

Эквивалентную высоту насадки $h_{\text{ЭКВ}}$, м, определяют по формуле

$$h_{\text{ЭКВ}} = 5,2 \cdot d_{\text{ЭКВ}} \cdot \text{Re}_n^{0,2} \cdot \left(\frac{G}{L}\right)^{0,35} \cdot \left(\frac{\rho_{\text{Ж}}}{\rho_{\text{П}}}\right)^{0,2} \cdot \frac{\lg \frac{L}{m \cdot G}}{1 - \frac{m \cdot G}{L}}, \quad (4.119)$$

где $d_{\text{ЭКВ}}$ – эквивалентный диаметр насадки, м;

Re_n – критерий Рейнольдса для пара;

G/L – отношение массовых расходов пара и жидкости, кг/кг;

m – тангенс угла наклона равновесной линии.

Эквивалентный диаметр насадки $d_{\text{ЭКВ}}$, м, определяется по формуле

$$d_{\text{ЭКВ}} = \frac{4 \cdot V_{\text{СВ}}}{\sigma} = \frac{4 \cdot 0,78}{140} = 0,022 \text{ м}. \quad (4.120)$$

Критерий Рейнольдса для пара Re_n определяют по формуле

$$\text{Re}_n = \frac{4 \cdot \omega \cdot \rho_{\text{П}}}{\mu_{\text{П}} \cdot \sigma}, \quad (4.121)$$

где $\mu_{\text{П}}$ – коэффициент динамической вязкости смеси паров, Па·с.

Коэффициент динамической вязкости смеси паров $\mu_{\text{П}}$, Па·с, определяют по формуле

$$\mu_{\text{П}} = \frac{M_{\text{ср.п}}}{\frac{M_{\text{а}} \cdot y_{\text{а}}}{\mu_{\text{а}}} + \frac{M_{\text{в}} \cdot y_{\text{в}}}{\mu_{\text{в}}}}, \quad (4.122)$$

где μ_a , μ_b – коэффициент динамической вязкости паров этилового спирта и воды при средней температуре пара в верхней и нижней части колонны (см. табл. Б.17, Б.22).

Подставляя значения в формулу (4.122), получим:

а) в верхней части колонны

$$\mu_{ПВ} = \frac{34,52}{\frac{46 \cdot 0,59}{0,010 \cdot 10^{-3}} + \frac{18 \cdot (1 - 0,59)}{0,0116 \cdot 10^{-3}}} = 0,01 \cdot 10^{-3} \text{ Па} \cdot \text{с};$$

б) в нижней части колонны

$$\mu_{ПН} = \frac{24,72}{\frac{46 \cdot 0,24}{0,0106 \cdot 10^{-3}} + \frac{18 \cdot (1 - 0,24)}{0,012 \cdot 10^{-3}}} = 0,011 \cdot 10^{-3} \text{ Па} \cdot \text{с}.$$

Подставляя значения в формулу (4.121), получим:

а) в верхней части колонны

$$\text{Re}_{ПВ} = \frac{4 \cdot 1,19 \cdot 1,46}{0,01 \cdot 10^{-3} \cdot 140} = 4964;$$

б) в нижней части колонны

$$\text{Re}_{ПН} = \frac{4 \cdot 0,82 \cdot 1,52}{0,011 \cdot 10^{-3} \cdot 140} = 3237.$$

Подставляя значения в формулу (4.119), получим:

а) в верхней части колонны

$$h_{ЭКВВ} = 5,2 \cdot 0,022 \cdot 4964^{0,2} \cdot \left(\frac{2,69}{1,3}\right)^{0,35} \cdot \left(\frac{751}{1,19}\right)^{0,2} \cdot \frac{\lg \frac{1,17}{0,49 \cdot (1 + 1,17)}}{1 - \frac{0,49 \cdot (1 + 1,17)}{1,17}} = 0,91 \text{ м};$$

б) в нижней части колонны

$$h_{ЭКВН} = 5,2 \cdot 0,022 \cdot 3237^{0,2} \cdot \left(\frac{1,93}{5,27}\right)^{0,35} \cdot \left(\frac{901}{0,82}\right)^{0,2} \cdot \frac{\lg \frac{5,27}{2,06 \cdot 1,93}}{1 - \frac{2,06 \cdot 1,93}{5,27}} = 0,8 \text{ м}.$$

Число ступеней в верхней части колонны $n_{Т.в} = 7$, в нижней части $n_{Т.н} = 2$, всего 9 ступеней из рисунка 4.6 (раздел 4.2). Подставляя значения в формулу (4.118), получим:

а) в верхней части колонны

$$H_{НВ} = 7 \cdot 0,91 = 6,37 \text{ м};$$

б) в нижней части колонны

$$H_{НН} = 2 \cdot 0,8 = 1,6 \text{ м}.$$

Общая высота насадки в колонне H_K , м, равна

$$H_K = H_{НВ} + H_{НН} = 6,37 + 1,6 = 7,97 \text{ м}. \quad (4.123)$$

Высота слоя насадки в одной секции $Z = 3$ м, число секций в верхней части колонны $n = 2$, в нижней части колонны $n = 1$.

Общая высота ректификационной колонны $H_{К.общ}$, м, равна

$$H_{К.общ} = Z \cdot n + (n - 1)h_p + Z_B + Z_H, \quad (4.124)$$

где h_p – высота промежутков между секциями насадки, м;

Z_B , Z_H – соответственно высота сепарационного пространства над насадкой и расстояние между днищем колонны и насадкой, м.

Принимаем $Z_B = 0,8$ м, $Z_H = 2,0$ м [1, 235], $h_p = 0,5$ м. Подставляя значения в формулу (4.123), получим

$$H_{К.общ} = 3,185 \cdot 2 + 1 \cdot 1,6 + (3 - 1)0,5 + 0,8 + 2,0 = 12,1 \text{ м}.$$

Гидравлический расчет

Гидравлическое сопротивление насадочных колонн для систем газ-жидкость и пар-жидкость в точке инверсии $(\Delta p_u/l)_{П-Ж}$, $\text{н}/(\text{м}^2 \cdot \text{м})$ можно рассчитать по формуле

$$\left(\frac{\Delta p_u}{l} \right)_{П-Ж} = \left(\frac{\Delta p}{l} \right)_n \cdot \left(1 + 5,15 \cdot \left(\frac{L}{G} \right)^{0,34} \cdot \left(\frac{\rho_n}{\rho_{ж}} \right)^{0,19} \cdot \left(\frac{\mu_{ж}}{\mu_{п}} \right)^{0,038} \right), \quad (4.125)$$

где $\left(\frac{\Delta p_u}{l} \right)_{П-Ж}$ – перепад давлений при наличии орошения в точке инверсии для той же скорости газа, как при сухой насадке (на 1 м ее высоты), $\text{н}/(\text{м}^2 \cdot \text{м})$;

$\left(\frac{\Delta p}{l}\right)_{\Pi}$ – сопротивление сухой насадки (на 1 м ее высоты), н/(м²·м).

Сопротивление сухой насадки $\left(\frac{\Delta p}{l}\right)_{\Pi}$, н/(м²·м), при Re>400 определяют по формуле

$$\left(\frac{\Delta p}{l}\right)_{\Pi} = \lambda \cdot \frac{\rho_{\Pi} \cdot \omega_{\Pi}^2 \cdot \sigma}{24 \cdot v_c^3}, \quad (4.126)$$

где λ – коэффициент сопротивления сухой насадки в виде беспорядочно рассыпанных колец Рашига для турбулентного режима, который определяется

$$\lambda = \frac{16}{Re^{0,2}}. \quad (4.127)$$

Сопротивление верхней части колонны

Подставляя значения в формулу (4.127), получим

$$\lambda_{\text{в}} = \frac{16}{4964^{0,2}} = 2,92.$$

Подставляя значения в формулу (4.126), получим

$$\left(\frac{\Delta p}{l}\right)_{\Pi\text{в}} = 2,92 \cdot \frac{1,19 \cdot 1,46^2 \cdot 140}{24 \cdot 0,78^3} = 91,9 \text{ Па/м.}$$

Подставляя значения в формулу (4.125), получим

$$\left(\frac{\Delta p_{\text{u}}}{l}\right)_{\Pi\text{-жв}} = 91,9 \cdot \left(1 + 5,15 \cdot \left(\frac{1,17}{1+1,17}\right)^{0,34} \cdot \left(\frac{1,19}{751}\right)^{0,19} \cdot \left(\frac{0,37 \cdot 10^{-3}}{0,01 \cdot 10^{-3}}\right)^{0,038}\right) = 218,6 \text{ Па/м.}$$

Сопротивление слоя насадки верхней части колонны $\Delta p_{\text{в}}$, Па, определяют по формуле

$$\Delta p_{\text{в}} = \left(\frac{\Delta p_{\text{u}}}{l}\right)_{\Pi\text{-жв}} \cdot H_{\text{н.в}} = 218,6 \cdot 6,37 = 3556,6 \text{ Па.} \quad (4.128)$$

Сопротивление нижней части колонны

Подставляя значения в формулу (4.127), получим

$$\lambda_{\text{H}} = \frac{16}{3237^{0,2}} = 3,17.$$

Подставляя значения в формулу (4.126), получим

$$\left(\frac{\Delta p}{l}\right)_{\text{ПН}} = 3,17 \cdot \frac{0,82 \cdot 1,52^2 \cdot 140}{24 \cdot 0,78^3} = 74,5 \text{ Па/м.}$$

Подставляя значения в формулу (4.125), получим

$$\begin{aligned} \left(\frac{\Delta p_{\text{u}}}{l}\right)_{\text{П-ЖН}} &= 74,5 \cdot \left(1 + 5,15 \cdot \left(\frac{5,27}{1,93}\right)^{0,34} \cdot \left(\frac{0,82}{901}\right)^{0,19} \cdot \left(\frac{0,33 \cdot 10^{-3}}{0,011 \cdot 10^{-3}}\right)^{0,038}\right) = \\ &= 234,8 \text{ Па/м.} \end{aligned}$$

Сопротивление слоя насадки нижней части колонны Δp_{H} , Па, определяется по формуле

$$\Delta p_{\text{H}} = \left(\frac{\Delta p_{\text{u}}}{l}\right)_{\text{П-ЖН}} \cdot H_{\text{H.Н}} = 234,8 \cdot 1,6 = 376,0 \text{ Па.} \quad (4.129)$$

Общее сопротивление колонны Δp , Па, определяют по формуле

$$\Delta p = \Delta p_{\text{В}} + \Delta p_{\text{H}} = 1393 + 376 = 1768 \text{ Па.} \quad (4.130)$$

Тепловой расчет колонны приведен в разделе 4.4.

Глава 5. РАСЧЕТ СУШИЛЬНЫХ УСТАНОВОК

5.1 Порядок расчета сушильных установок

Целью расчета является определение основных размеров сушильного аппарата, его гидравлического сопротивления. В расчет вспомогательного оборудования входят либо расчет калорифера для нагревания воздуха, либо расчет топочного устройства с определением расхода топлива, подбор вентиляторов, циклонов, рукавных фильтров (или мокрых пылеуловителей), расчет газовых и паровых штуцеров. По результатам расчета, по нормальям подбирают стандартное оборудование.

5.2 Расчет барабанной сушилки

Наиболее широкое распространение в химической и пищевой промышленности получили барабанные сушилки. Эти сушилки отличаются высокой производительностью и относятся к конвективным сушилкам. Применяются для непрерывной сушки кусковых, зернистых и сыпучих материалов.

Барабанная сушилка представляет собой цилиндрический наклонный барабан с двумя бандажами, которые при вращении катаются по опорным и упорным роликам. Вращение барабану передается от электродвигателя через редуктор и зубчатый венец, закрытый кожухом. Скорость вращения барабана зависит от угла наклона к горизонту (он обычно составляет $0,5 \dots 0,6^\circ$) и продолжительности сушки τ . Частота вращения барабана – $5 \dots 8$ об/мин. Влажный материал подается в барабан питателем, предварительно подсушивается, перемешиваясь лопастями приемно-винтовой насадки, а затем поступает на внутреннюю насадку, расположенную вдоль почти всей длины барабана. Конструкция насадки зависит от размеров частиц и свойств высушиваемого материала. Она обеспечивает равномерное распределение и хорошее перемешивание материала по сечению барабана, а также его тесное соприкосновение при пересыпании с сушильным агентом.

Сушильный агент и материал движутся обычно прямооток, что предотвращает перегрев и пересушивание материала. Высушенный материал удаляется из барабана через специальное разгрузочное устройство в бункер. Сушильный агент перед выбросом в атмосферу очищается от пыли.

Скорость газа в барабане не должна превышать 2...3 м/с во избежание уноса пыли с газами.

На концах барабана устанавливают уплотнительные устройства, затрудняющие утечку сушильного агента. У разгрузочного конца барабана имеется подпорное устройство в виде сплошного кольца или кольца в виде жалюзи. Назначение этого кольца – поддерживать определенную степень заполнения барабана материалом.

Принципиальная технологическая схема и ее описание

Схема прямоточной барабанной сушилки представлена на рисунке 5.1. В качестве сушильного агента используют воздух.

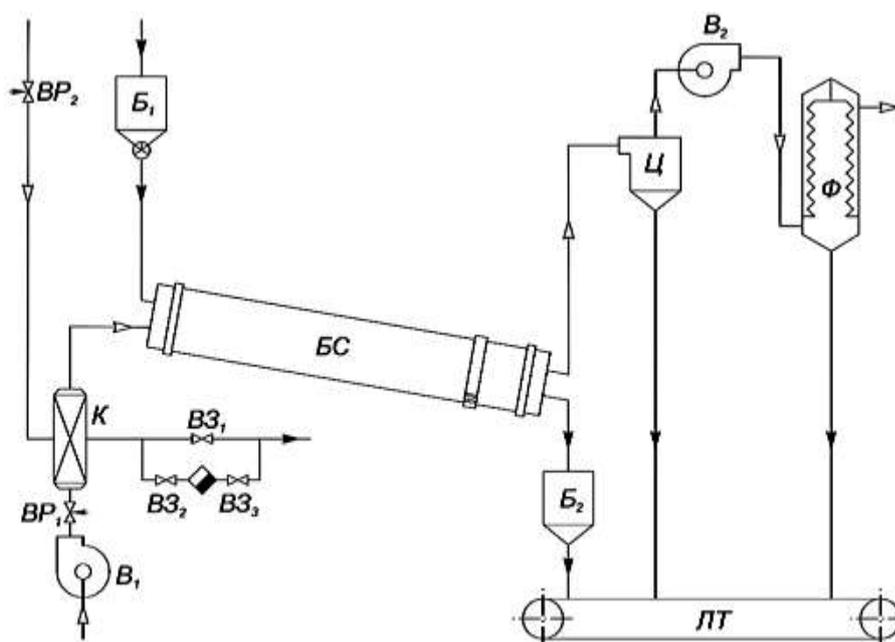


Рисунок 5.1 – Схема барабанной сушилки, обогреваемой воздухом

Установка состоит из вентиляторов (B_1 , B_2), калорифера (K), барабанной сушилки (BC), циклона ($Ц$), рукавного фильтра (Φ), бункера влажного материала (B_1) и бункера высушенного материала (B_2), ленточного транспортера ($ЛТ$) и системы трубопроводов.

Влажный материал из бункера (B_1) с помощью шлюзового питателя подается во вращающийся барабан (BC). Параллельно материалу в сушилку направляется воздух, нагретый в калорифере (K) до заданной температуры t_1 . Высушенный материал с противоположного конца сушильного барабана через специальное разгрузочное устройство поступает в промежуточный бункер (B_2), а затем на ленточный транспортер ($ЛТ$). Отработанный воздух перед выбросом в атмосферу очищается от пыли в циклоне ($Ц$) и рукавном фильтре (Φ).

Транспортировка сушильного агента через сушильную установку осуществляется с помощью вентиляторов (B_1, B_2). Конденсат из калорифера через конденсатоотводчик отводится на ТЭЦ.

Материальный баланс

Целью составления материального баланса является определение количества испаряемой влаги.

Принимаем следующие обозначения:

G_H – масса влажного материала, поступающего на сушку, кг/с;

G_K – масса высушенного материала, кг/с;

$G_{\text{сух}}$ – производительность сушилки по абсолютно сухому материалу, кг/с;

W – масса испаряемой влаги, кг/с;

U_H, U_K – начальная и конечная влажность материала, отнесенные к общей массе материала, %;

U'_H, U'_K – начальная и конечная влажности материала, отнесенные к массе абсолютно сухого материала, %.

Величины (U) и (U') связаны соотношениями

$$U' = \frac{100 \cdot U}{100 - U}, \quad (5.1)$$

$$U = \frac{100 - U'}{100 + U'}. \quad (5.2)$$

Количество влаги, удаляемой при сушке, определяется по формуле

$$W = G_H - G_K. \quad (5.3)$$

В зависимости от заданной производительности количество испаряемой влаги определяют по соответствующим формулам:

G_H по влажному материалу

$$W = \frac{G_H \cdot (U_H - U_K)}{100 - U_K}; \quad (5.4)$$

G_K по высушенному материалу

$$W = \frac{G_K \cdot (U_H - U_K)}{100 - U_H}. \quad (5.5)$$

Если влагосодержание дано в процентах от массы сухого вещества U' , а производительность установки по абсолютно сухому материалу $G_{\text{сух}}$, то

$$W = \frac{G_{\text{сух}} \cdot (U'_H - U'_K)}{100}. \quad (5.6)$$

Количество высушенного материала G_K , кг/с, определяется по формуле

$$G_K = \frac{G_H \cdot (100 - U_H)}{100 - U_K}. \quad (5.7)$$

Количество влажного материала на входе в сушилку G_H , кг/с, определяется по формуле

$$G_H = \frac{G_K \cdot (100 - U_K)}{100 - U_H}. \quad (5.8)$$

Проверка материального баланса, кг/с

$$G_H = G_K + W. \quad (5.9)$$

Тепловой баланс

Основными задачами расчета конвективных сушилок являются определения расходов воздуха (газа) и тепла на сушку.

Эти величины можно найти аналитическим путем или графоаналитическим методом с использованием диаграммы свойств влажного воздуха I–X, диаграмма Рамзина (см. табл. Д.2).

Аналитический расчет расхода тепла на сушку

Общий расход тепла, Q, Вт, определяют по формуле

$$Q = Q_{\text{исп}} + Q_{\text{нагр}} + Q_{\text{пот}} = W[r + C_n(t_2 - \theta_1)] + G_K \cdot C_m(\theta_2 - \theta_1) + Q_{\text{пот}}, \quad (5.10)$$

где $Q_{\text{исп}}$ – расход тепла на испарение влаги, Вт;

$Q_{\text{нагр}}$ – расход тепла на нагрев высушиваемого материала, Вт;

$Q_{\text{пот}}$ – тепловые потери (принимаются 10...15 % от расхода тепла на нагревание материала и испарение влаги),

Вт; r – удельная теплота парообразования, примерно равна энтальпии пара при 0 °С ($r = 2490 \cdot 10^3$ Дж/кг);

C_n – средняя удельная теплоемкость перегретого водяного пара ($C_n \approx 1,97 \cdot 10^3$ Дж/кг·К);

t_2 – температура воздуха на выходе из сушилки, °С;

θ_1 – начальная температура материала, °С;

θ_2 – конечная температура материала, °С;

C_m – теплоемкость сухого материала, Дж/кг·К.

Удельную теплоемкость химического соединения при отсутствии экспериментальных данных можно ориентировочно рассчитать по уравнению

$$M \cdot C_m = n_1 C_1 + n_2 C_2 + n_3 C_3 + \dots, \quad (5.11)$$

где M – молярная масса химического соединения, кг/кмоль;

C_m – массовая удельная теплоемкость, Дж/кг·К;

n_1, n_2, n_3 – число атомов элементов входящих в соединение;

C_1, C_2, C_3 – атомные теплоемкости, Дж/кг·атом·К (см. рис. Д.12).

Удельный расход тепла q , Дж/кг влаги, находится по уравнению

$$q = \frac{Q}{W}. \quad (5.12)$$

Графоаналитический расчет расхода воздуха и тепла на сушку

Рассмотрим основную схему (нормальный вариант) конвективной сушилки непрерывного действия, в которой воздух нагревается только в калорифере перед сушилкой и однократно проходит через сушильную камеру.

Воздух с начальными параметрами x_0, I_0, t_0, φ_0 (т. А) подают вентилятором в калорифер, где он нагревается до температуры t_1 , при этом относительная влажность становится равной φ_1 , теплосодержание I_1 , влагосодержание остается величиной постоянной $x_0 = x_1$. С данными параметрами x_1, I_1, t_1, φ_1 (т. В) воздух поступает в сушильную камеру, где происходит сушка материала. Влага, которая испаряется из материала, переходит в воздух. На выходе из сушилки параметры воздуха становятся равными x_2, I_2, t_2, φ_2 (т. С).

Количество абсолютно сухого воздуха в процессе сушки остается постоянным $L = \text{const}$.

Материал в процессе сушки изменяет влажность от U_n до U_k или от U'_n до U'_k . Масса абсолютно сухого материала в процессе сушки остается постоянной $G_{\text{сух}} = \text{const}$. Масса влажного материала изменяется от G_n до G_k .

В зависимости от условий сушки теплосодержание воздуха I_2 может быть меньше, больше или равно I_1 :

– если $I_1 = I_2$ – теоретический вариант сушилки;

– если $I_1 > I_2$ или $I_1 < I_2$ – действительный вариант сушилки.

Теоретическая сушилка

Определяют среднюю температуру и относительную влажность атмосферного воздуха для заданного города и времени года t_0 , φ_0 (см. табл. Г.7).

На пересечении линий $t_0 = \text{const}$ и $\varphi_0 = \text{const}$ получают точку А (рис. 5.2), характеризующую состояние воздуха перед калорифером. Из точки А проводят вертикаль до пересечения с изотермой $t_1 = \text{const}$, получают точку В, которая характеризует состояние нагретого воздуха в калорифере перед входом в сушильную камеру. Вертикальный отрезок АВ изображает процесс нагрева воздуха в калорифере, протекающий при $x_0 = x_1 = \text{const}$. Из точки В проводят линию $I_1 = \text{const}$ до пересечения с $t_2 = \text{const}$ или $\varphi_2 = \text{const}$ (в зависимости от условия задачи). Получают точку С'. Отрезок ВС' характеризует сушильный процесс по теоретическому варианту ($I_1 = I_2 = \text{const}$).

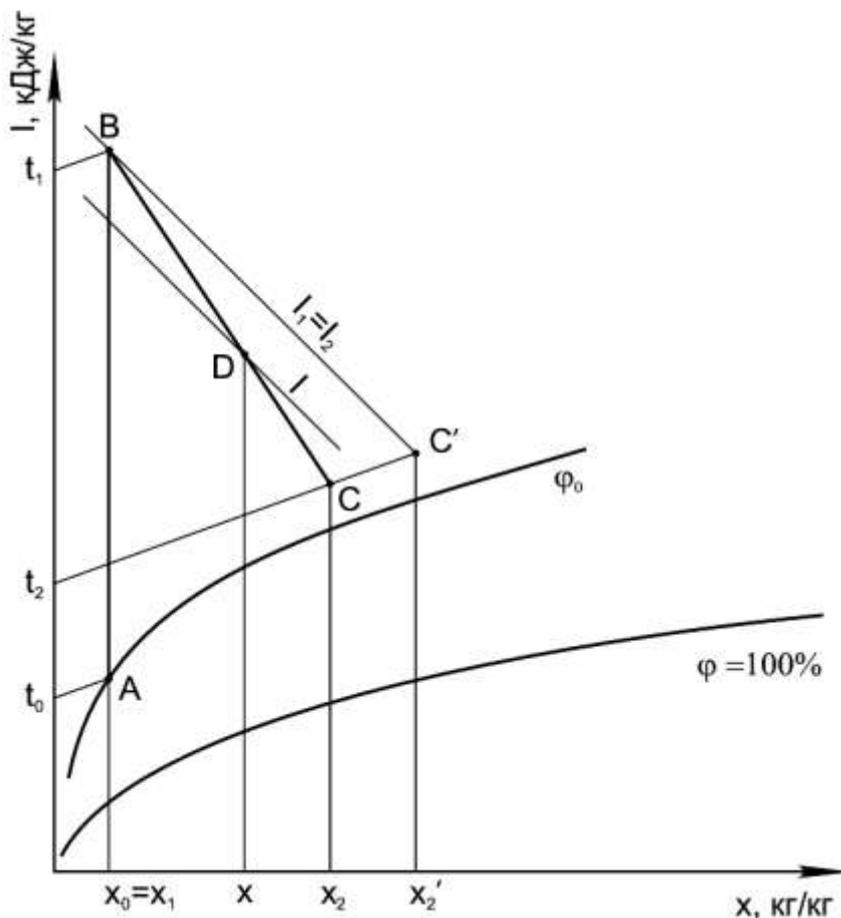


Рисунок 5.2 – Изображение процесса сушки в теоретической сушилке на I - x диаграмме

Все необходимые параметры воздуха находят по диаграмме и записывают в таблицу 5.1.

Определение расходов воздуха и тепла на сушку

Удельный расход воздуха l_T , кг/кг влаги, определяется по формуле

$$l_T = \frac{I}{x_2 - x_0}, \quad (5.13)$$

где x_0 и x_2 – начальное и конечное влагосодержание воздуха, кг влаги/кг.

Таблица 5.1 – Параметры влажного воздуха в процессе сушки

Точка	Наименование	Параметр воздуха			
		t, °C	φ, %	Влагосодержание x, кг влаги/кг с.в.	Теплосодержание I, кДж/кг с.в.
А	Атмосферный воздух на входе в калорифер				
В	Воздух на входе в сушилку				
С'	Воздух на выходе из сушилки (теоретическая сушилка)				
С	Воздух на выходе из сушилки (действительная сушилка)				

Расход сухого воздуха в сушилке L_T , кг/с, определяется по формуле

$$L_T = W \cdot l_T, \quad (5.14)$$

где W – количество испаряемой влаги, кг/с.

Общий расход тепла в калорифере для теоретической сушилки Q_T , Вт, находим по уравнению

$$Q_T = L_T \cdot (I_1 - I_0), \quad (5.15)$$

где I_0 и I_1 – энтальпия воздуха на входе в калорифер и выходе из него, Дж/кг с.в.

Удельный расход тепла q , Дж/кг влаги составляет

$$q_T = \frac{Q_T}{W}. \quad (5.16)$$

Действительная сушилка

В действительной сушилке имеются потери тепла с материалом, с транспортными устройствами и в окружающую среду.

Тепловой баланс действительной сушилки выражается уравнением

$$I \cdot (I_2 - I_1) = \Delta. \quad (5.17)$$

Величина Δ характеризует отклонение действительного процесса сушки от теоретического, выражает разность между приходом и расходом тепла в камере сушилки и равна

$$(q_d + C_v \cdot \theta_1) - (q_m + q_t + q_p) = \Delta, \quad (5.18)$$

где $q_d = \frac{Q_d}{W}$ – удельный расход тепла в дополнительном калорифере;

$C_v \cdot \theta_1$ – энтальпия одного килограмма влаги, поступающей в сушилку;

$q_p = \frac{Q_p}{W}$ – удельный расход потерь тепла сушилкой в окружающую среду;

$q_m = \frac{G_k \cdot C_m \cdot (\theta_2 - \theta_1)}{W}$ – удельный расход тепла на нагрев высушенного материала;

$q_t = \frac{G_t \cdot C_t \cdot (t_{TK} - t_{TH})}{W}$ – удельный расход тепла на нагрев транспортных устройств.

При отсутствии транспортных устройств и дополнительного калорифера выражение (5.18) имеет вид

$$\Delta = C_v \cdot \theta_1 - (q_m + q_p). \quad (5.19)$$

Если приход тепла в сушилку ($q_d + C_v \cdot \theta_1$) больше его расхода ($q_m + q_t + q_p$), т. е. Δ положительна и $I_2 > I_1$. При отрицательном значении Δ энтальпия воздуха в процессе сушки уменьшается и $I_2 < I_1$.

Построение действительного процесса сушки

Определив величину Δ , строят процесс реальной сушки на I–х диаграмме (рис. 5.3).

В действительной сушилке конечное влагосодержание воздуха x_2 (в точке С) будет меньше x'_2 . Его значение находят следующим образом.

Задают произвольно значения x ($x_1 < x < x'_2$) и определяют соответствующее значение I по уравнению

$$I = I_1 + \Delta \cdot (x - x_1). \quad (5.20)$$

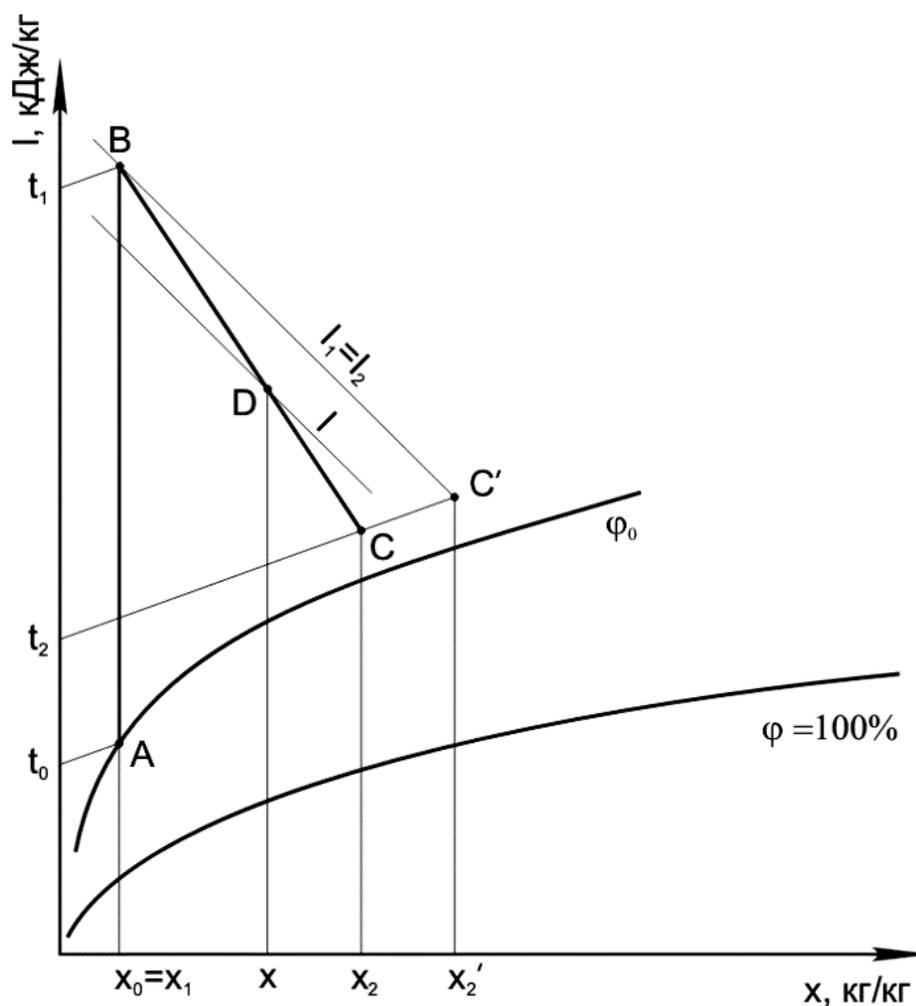


Рисунок 5.3 – Изображение процесса сушки в действительной сушилке на I - x диаграмме

На диаграмме определяют положение точки Д с координатами x , I .

Через точки В и Д проводят прямую линию до пересечения с изотермой t_2 , получают точку С, по которой находят параметры обработанного воздуха (x_2 , t_2 , I_2 , φ_2) и записывают в таблицу 5.1.

Определение расхода воздуха и тепла в действительной сушилке

Удельный расход сухого воздуха l , кг воздуха/кг испаряемой влаги, находят по уравнению

$$l = \frac{I}{x_2 - x_0}. \quad (5.21)$$

Расход сухого воздуха в сушилке L , кг/с, определяют по уравнению

$$L = W \cdot l = \frac{W}{x_2 - x_0}. \quad (5.22)$$

Расход тепла в калорифере Q , Вт, определяют по формуле

$$Q = L \cdot (I_2 - I_0) + \Sigma Q = L \cdot (I_1 - I_0), \quad (5.23)$$

где ΣQ – сумма расходов теплоты на нагрев материала, нагрев транспортных устройств, потери в окружающую среду.

Удельный расход тепла q , Дж/кг испаряемой влаги определяют по формуле

$$q = \frac{Q}{W} = \frac{I_1 - I_0}{x_2 - x_0}. \quad (5.24)$$

Тепловой КПД установки η , равен

$$\eta = \frac{r}{q}, \quad (5.25)$$

где r – удельная теплота парообразования воды, определяемая при средней температуре материала, Дж/кг (см. табл. Б.28);

q – удельный расход теплоты в сушилке, Дж/кг.

Расчет основных параметров сушильного барабана

Выбор устройства барабана

В зависимости от гранулометрического состава и свойств высушиваемого материала выбирают внутреннее устройство барабана.

Объем барабана V_b , исходя из его напряжения по влаге A_v , м³, определяется по формуле

$$V_b = \frac{W \cdot 3600}{A_v}, \quad (5.26)$$

где W – количество испаряемой влаги, кг/с;

A_v – напряжение барабана по влаге, определяемое опытным путем (см. табл. Г.8)

Диаметр барабана D_b , м, определяют по формуле

$$D_b = \sqrt{\frac{V_r}{0,785 \cdot w_r \cdot (1 - \beta)}}, \quad (5.27)$$

где V_r – объем влажного воздуха, м³/с.

$$V_{\Gamma} = L \cdot v_{\text{уд}}, \quad (5.28)$$

где $v_{\text{уд}}$ – удельный расход воздуха при температуре газов на выходе из сушилки, м³/кг;

w_{Γ} – средняя скорость газа в сушилке, которую принимают исходя из дисперсности и плотности материала (табл. 5.2);

β – коэффициент заполнения барабана. Для подъемно–лопастных насадок $\beta = 0,12 \dots 0,14$, для распределительных $\beta = 0,206$, для секторных $\beta = 0,275$.

Таблица 5.2 – Скорость газа в зависимости от плотности и дисперсности материала

Размер частиц, м	Кажущаяся плотность, кг/м ³				
	360	1000	1400	1800	2200
0,0003...0,002	0,5...1	2...5	3...7,5	4...8	5...10
Более 0,002	1...3	3...5	4...8	6...10	7...12

При выборе диаметра барабана следует руководствоваться рекомендациями, приведенными по ГОСТ 11875–79 и ОСТ 26–01–746–78 (см. табл. Г.9).

Длина барабана $L_{\text{б}}$, м, определяется по формуле

$$L_{\text{б}} = \frac{V_{\text{б}}}{0,785D_{\text{б}}^2}. \quad (5.29)$$

Отношение длины барабана к его диаметру должно быть равно

$$\frac{L_{\text{б}}}{D_{\text{б}}} = 3,5 - 7.$$

По рассчитанным $V_{\text{б}}$, $D_{\text{б}}$, $L_{\text{б}}$ выбирают стандартный сушильный барабан с учетом запаса объема 10 % и уточняют объем барабана и действительную скорость газа.

Действительная скорость газа в барабане w_{Γ} , м/с, находится по уравнению

$$w_{\Gamma} = \frac{V_{\Gamma}}{0,785D_{\text{ст}}^2}, \quad (5.30)$$

где $D_{\text{ст}}$ – диаметр стандартного сушильного барабана, м.

Действительная скорость газа в сушилке не должна отличаться от принятой в расчете более чем на 15 %.

Расчет продолжительности сушки и угла наклона барабана.

Среднее время пребывания материала в сушилке τ , с, определяют по формуле

$$\tau = \frac{G_M}{G_K + \frac{W}{2}}, \quad (5.31)$$

где G_M – количество находящегося в сушилке материала, кг;

G_K – количество высушенного материала, кг/с;

W – количество испаряемой влаги, кг/с.

Количество находящегося в сушилке материала G_M , кг, находят по формуле

$$G_M = V_{\delta} \cdot \beta \cdot \rho_M, \quad (5.32)$$

где V_{δ} – объем сушильного пространства, стандартного барабана, м³;

β – коэффициент заполнения барабана;

ρ_M – насыпная плотность материала, кг/м³.

Зная время пребывания, рассчитывают угол наклона барабана α'

$$\alpha' = \left(30 \cdot \frac{L_{\delta}}{D_{ст}} \cdot n \cdot \tau + 0,007 \cdot w_d \right) \cdot \frac{180}{\pi}, \quad (5.33)$$

где L_{δ} – длина барабана, м;

$D_{ст}$ – диаметр барабана, м;

n – число оборотов (1...8 мин⁻¹);

τ – время пребывания материала в сушилке, с;

w_d – действительная скорость газов в барабане, м/с.

Если полученное значение α' мало (меньше 0,5°), то число оборотов барабана уменьшают и расчет повторяют заново.

Проверка возможности уноса частиц минимального размера

Проверяют допустимую скорость воздуха, исходя из условия, что частицы наименьшего диаметра не должны уноситься потоком сушильного агента из барабана. Рабочая скорость (w_d) сушильного агента должна быть меньше, чем скорость уноса ($w_{св}$) частиц наименьшего диаметра $w_d < w_{св}$.

В противном случае (при $w_d > w_{св}$) уменьшают принятую в расчете скорость сушильного агента, изменив диаметр сушилки, и повторяют расчет.

Скорость уноса, равную скорости свободного витания w_{CB} , определяют по уравнению

$$w_{CB} = \frac{\mu_{\Gamma}}{d \cdot \rho_{\Gamma}} \cdot \left(\frac{Ar}{18} + 0,975 Ar^{0,5} \right), \quad (5.34)$$

где μ_{Γ} – динамический коэффициент вязкости сушильного агента при средней температуре, Па·с;

d – наименьший диаметр частиц материала, м;

ρ_{Γ} – плотность сушильного агента при средней температуре, кг/м³.

$$Ar = \frac{d^3 \cdot \rho_{\Gamma} \cdot \rho_{M} \cdot g}{\mu_{\Gamma}^2}, \quad (5.35)$$

где Ar – критерий Архимеда;

ρ_{M} – плотность высушенного материала, кг/м³.

Закончив расчет, записывают основные размеры стандартного барабана.

Мощность N (кВт), затрачиваемая на вращение барабана, ориентировочно определяется по формуле

$$N = 0,078 \cdot D_{CT}^3 \cdot L_{\sigma} \cdot \rho_{M} \cdot \sigma \cdot n, \quad (5.36)$$

где σ – коэффициент, зависящий от типа насадки и коэффициента заполнения барабана β (для подъемно–лопастной насадки $\sigma = 0,038$ при $\beta = 0,1$ и $\sigma = 0,071$ при $\beta = 0,25$; для распределительной насадки $\sigma = 0,013$ при $\beta = 0,25$).

Гидравлическое сопротивление сушильного барабана в последующих расчетах можно принять $\Delta P_{сущ} = 10 \div 20$ мм вод. ст.

5.3 Барабанная сушилка, обогреваемая воздухом

Задание

Спроектировать сушилку для сушки риса.

Данные для расчета

Производительность по исходному материалу – $G_H = 800$ кг/ч.

Влажность материала (на общую массу):

– начальная – $U_H = 25$ %;

– конечная – $U_K = 6$ %.

Температура материала:

– начальная – $t_M' = 19$ °С;

– конечная – $t_M'' = 60$ °С.

Температура воздуха:

– до входа в калорифер – $t_0 = 25 \text{ }^\circ\text{C}$;

– на выходе из калорифера (при входе в барабан) – $t_1 = 125 \text{ }^\circ\text{C}$;

– на выходе из барабана – $t_2 = 60 \text{ }^\circ\text{C}$.

Плотность материала (насыпная масса) – $\rho_m = 635 \text{ кг/м}^3$.

Давление греющего пара – $P_n = 3 \text{ ат}$.

Напряжение барабана по влаге – $A = 25 \text{ кг/(м}^3 \cdot \text{ч)}$.

Коэффициент заполнения барабана – $\beta = 0,15$.

Насадка барабана – подъемно-лопастная.

Схема сушильной установки представлена на рисунке 5.1.

Количество испаряемой влаги.

$$W = G_n \frac{U_n - U_k}{100 - U_k} = 800 \frac{25 - 6}{100 - 6} = 161,7 \text{ кг/ч} . \quad (5.37)$$

Количество высушенного материала

$$G_k = G_n - W = 800 - 161,7 = 638,3 \text{ кг/ч} . \quad (5.38)$$

Размеры сушильного барабана

Объем барабана рассчитывают по формуле (5.26)

$$V_6 = \frac{W}{A} = \frac{161,7}{25} = 6,5 \text{ м}^3 .$$

Принимаем $\frac{L}{d} = 5$. Диаметр барабана находим из соотношения

$$V_6 = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot L = 0,785 \cdot d^2 \cdot 5 \cdot d = 3,925 d^3; \quad (5.39)$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{V_6}{3,925}} = \sqrt[3]{\frac{6,5}{3,925}} = 1,18 \text{ м} . \quad (5.40)$$

Тогда длина барабана рассчитывают по уравнению (5.29)

$$L = 5d = 5 \cdot 1,18 = 5,9 \text{ м} .$$

Выбираем сушильный барабан с диаметром $d = 1,2 \text{ м}$ и длиной $L = 6 \text{ м}$.

Число оборотов барабана в 1 секунду

$$n = \frac{L}{a \pi d \cdot \text{tg} \alpha} , \quad (5.41)$$

где a – опытный коэффициент;

$\operatorname{tg}\alpha$ – тангенс угла наклона барабана;

τ – время пребывания материала в барабане, с.

Время пребывания материала в барабане

$$\tau = \frac{V_6 \rho_{\text{ср}} \beta}{G_{\text{ср}}} = \frac{6,5 \cdot 635 \cdot 0,15}{0,2} = 3095,6 \text{ с} = 51,6 \text{ мин.} \quad (5.42)$$

где $G_{\text{ср}}$ – средняя масса материала, проходящего через барабан;

$\beta = 0,15$ – коэффициент заполнения барабана;

$\rho_{\text{ср}} \approx \rho_{\text{м}} = 635 \text{ кг/м}^3$ – средняя насыпная плотность материала (в данном случае риса).

$$G_{\text{ср}} = \frac{G_{\text{н}} + G_{\text{к}}}{2} = \frac{800 + 638,3}{2} = 719,15 \text{ кг/ч} = 0,2 \text{ кг/с.} \quad (5.43)$$

Барабаны имеют угол наклона к горизонту $0,5 \dots 6^\circ$; принимаем $\alpha = 2^\circ$, $\operatorname{tg}\alpha = 0,035$.

Тогда

$$n = \frac{6}{1,2 \cdot 3095,6 \cdot 1,2 \cdot 0,035} = 0,038 \text{ об/с} \approx 2,3 \text{ мин}^{-1};$$

где $1,2$ – коэффициент a для подъемно-лопастной насадки.

Потери тепла в окружающую среду

$$Q_{\text{п}} = F_{\text{бок}}(t_{\text{ст}} - t_0)\alpha, \text{ Вт,} \quad (5.44)$$

где $F_{\text{бок}}$ – боковая поверхность барабана, м^2 ;

$t_{\text{ст}}$ – температура стенки барабана с внешней стороны, $^\circ\text{C}$;

t_0 – температура окружающей среды, $^\circ\text{C}$;

α – коэффициент теплоотдачи от стенки барабана в окружающую среду, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{K})$, он равен

$$\alpha = \alpha_{\text{к}} + \alpha_{\text{л}}, \quad (5.45)$$

где $\alpha_{\text{к}}$ – коэффициент теплоотдачи за счет вынужденной конвекции окружающей среды относительно наружной поверхности вращающегося барабана, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{K})$;

$\alpha_{\text{л}}$ – коэффициент теплоотдачи излучением, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{K})$.

Принимаем $t_{\text{ст}} = 35 \text{ }^\circ\text{C}$ и определяем режим движения окружающего воздуха относительно наружной поверхности барабана

$$\operatorname{Re} = \frac{w_{\text{в}} d_{\text{нар}} \rho_{\text{в}}}{\mu} = \frac{0,156 \cdot 1,3 \cdot 1,185}{0,0188 \cdot 10^{-3}} = 12783. \quad (5.46)$$

где $w_B = \frac{\pi d_{\text{нар}} n}{60} = \frac{3,14 \cdot 1,3 \cdot 2,3}{60} = 0,156 \text{ м/с}$ – относительная скорость движения воздуха;

$d_{\text{нар}} = 1,3 \text{ м}$ – в данном случае определяющий размер с учетом возможной толщины тепловой изоляции;

$\rho_B = \rho_0 \frac{T_0}{T} = 1,293 \frac{273}{273+25} = 1,185 \text{ кг/м}^3$ – плотность воздуха при 25 °С;

$\mu = 0,0188 \cdot 10^{-3} \text{ Н}\cdot\text{с/м}^2$ – вязкость воздуха при 25 °С.

Коэффициент теплоотдачи от стенки барабана в окружающую среду за счет вынужденной конвекции

$$Nu = 0,018 Re^{0,8} \varepsilon_i = 0,018 \cdot 12783^{0,8} \cdot 1,27 = 44; \quad (5.47)$$

где $\varepsilon_i = 1,27$ (при $Re = 12783$, $\frac{L}{d} = 5$) (табл. 5.3).

$$\alpha_k = \frac{Nu \lambda_B}{L} = \frac{44 \cdot 0,0261}{1,3} = 0,88 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}, \quad (5.48)$$

где $\lambda_B = 0,0261 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$ – теплопроводность воздуха при 25 °С.

Таблица 5.3 – Значение коэффициента ε_i

Значение критерия Re	Отношение L/d				
	10	20	30	40	50 и более
$1 \cdot 10^4$	1,23	1,13	1,07	1,03	1
$2 \cdot 10^4$	1,18	1,10	1,05	1,02	1
$5 \cdot 10^4$	1,13	1,08	1,04	1,02	1
$1 \cdot 10^5$	1,10	1,06	1,03	1,02	1
$1 \cdot 10^6$	1,05	1,03	1,02	1,01	1

Определяем коэффициент теплоотдачи излучением

$$\alpha_{\text{л}} = \varepsilon c_0 \cdot \frac{\left[\left(\frac{T_{\text{ст}}}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_0}{100} \right)^4 \right]}{t_{\text{ст}} - t_0} = 0,95 \cdot 5,7 \cdot \frac{\left[\left(\frac{273+35}{100} \right)^4 - \left(\frac{273+25}{100} \right)^4 \right]}{35 - 25} = 5,95 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}, \quad (5.49)$$

где $c_0 = 5,7 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$ – коэффициент лучеиспускания абсолютного тела;
 $\varepsilon = 0,95$ – степень черноты для поверхности, покрытой черной краской.

Коэффициент теплоотдачи от стенки барабана к воздуху

$$\alpha = 0,88 + 5,95 = 6,83 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Определяем необходимую толщину слоя изоляции. В качестве изоляционного материала выбираем шлаковую вату с $\lambda_2 = 0,076 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$. Поверх изоляции толщиной δ_2 имеется кожух из листового железа ($\delta_3 = 0,001 \text{ м}$), покрытый масляной краской. Толщина стенки барабана $\delta_1 = 0,012 \text{ м}$. Можно принять $t_1 = t_2 = 60 \text{ }^\circ\text{С}$ и $t_3 = t_4 = 35 \text{ }^\circ\text{С}$. Здесь t_1 и t_2 – температура внутренней и наружной стенок барабана; t_3 и t_4 – температура стенок защитного кожуха.

Расчет ведем по известным формулам теплопроводности через цилиндрическую стенку.

Удельный тепловой поток

$$q_1 = \pi d_{\text{нар}} q_{\text{нар}} = \pi d_{\text{нар}} \alpha (t_4 - t_0) = 3,14 \cdot 1,3 \cdot 6,83 \cdot (35 - 25) = 278,8 \text{ Вт}/\text{м}. \quad (5.50)$$

По упрощенной формуле

$$q_1 = \frac{\lambda_2}{\delta_2} \pi d_{\text{ср}} (t_2 - t_3) = \frac{\lambda_2}{\delta_2} \pi \cdot (d + 2\delta_1 + \delta_2) \cdot (t_1 - t_3) \quad (5.51)$$

определяем толщину изоляции δ_2

$$278,8 = \frac{0,076}{\delta_2} \cdot 3,14 \cdot (1,2 + 2 \cdot 0,012 + \delta_2) \cdot (60 - 35).$$

Отсюда $\delta_2 = 0,027 \text{ м}$. Принимаем $\delta_2 = 0,03 \text{ м}$.

Уточняем величину наружного диаметра барабана

$$d_{\text{нар}} = 1,2 + 2 \cdot 0,012 + 2 \cdot 0,030 + 2 \cdot 0,001 = 1,286 \text{ м}.$$

Наружная поверхность барабана

$$F_{\text{бок}} = \pi d_{\text{нар}} L = 3,14 \cdot 1,286 \cdot 6 = 24,2 \text{ м}^2. \quad (5.52)$$

Тепловые потери в окружающую среду

$$Q_{\text{п}} = \alpha F_{\text{бок}} (t_4 - t_0) = 6,83 \cdot 24,2 \cdot (35 - 25) = 1652,86 \text{ Вт}. \quad (5.53)$$

Удельная потеря тепла

$$q_{\text{п}} = \frac{Q_{\text{п}} \cdot 3600}{W} = \frac{1652,86 \cdot 3600}{161,7} = 36,8 \text{ кДж}/\text{кг} \text{ влаги}. \quad (5.54)$$

Расходы воздуха L , тепла Q_k и пара G_n

Для определения расхода воздуха и тепла на сушку строим диаграмму сушильного процесса I–x (рис. 5.4).

Для нахождения точки A задается $t_0 = 25 \text{ }^\circ\text{C}$, $\varphi_0 = 50 \%$. Из диаграммы определяем $I_0 = 50,7 \text{ кДж/кг}$ сухого воздуха и $x_0 = 0,01 \text{ кг}$ влаги/кг сухого воздуха.

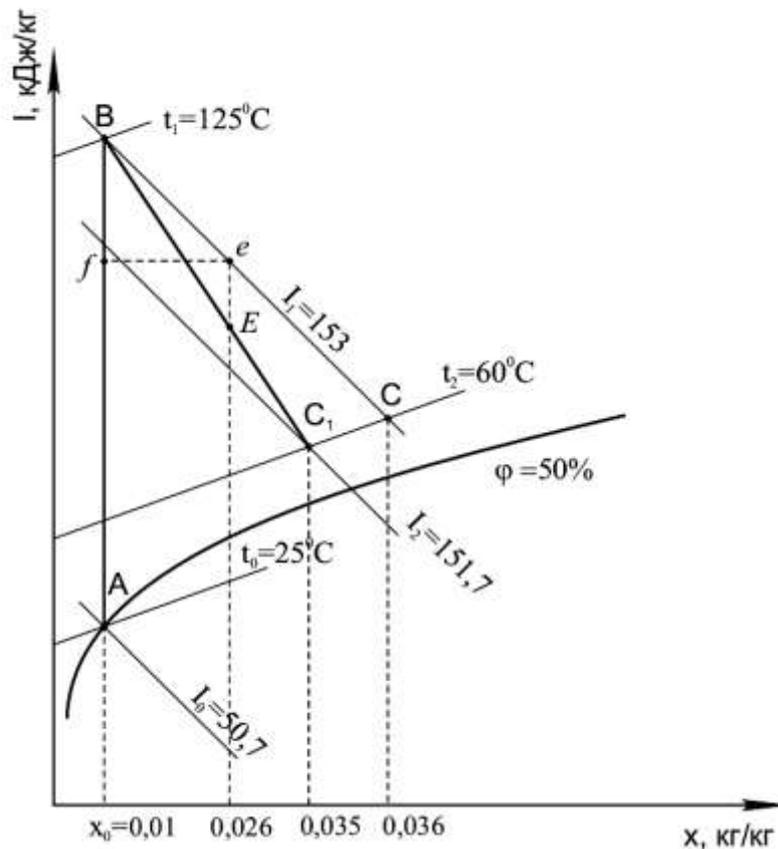


Рисунок 5.4 – Схема определения расхода воздуха и тепла в калорифере

Точку B находим по заданной температуре $t_1 = 125 \text{ }^\circ\text{C}$ и $x_1 = x_0$ из диаграммы определяем $I_1 = 153 \text{ кДж/кг}$ сухого воздуха. Точку C (окончание идеального сушильного процесса) находим по заданной температуре $t_2 = 60 \text{ }^\circ\text{C}$ и $I_2 = I_1$. Чтобы найти направление реального процесса в сушилке из произвольной точки e , лежащей на линии теоретического процесса (точка e должна лежать ближе к точке C , чтобы величина отрезков, которые участвуют в графическом расчете сушилки, были по возможности больше), опускаем перпендикуляр ef на линию AB , измеряем его и определяем величину отрезка eE по формуле

$$eE = ef\Delta, \quad (5.55)$$

где $\Delta = c_v t'_m + q_d - \sum q \text{ кДж/кг}$ влаги;

c_v – теплоемкость воды, $\text{кДж}/(\text{кг}\cdot\text{K})$;

q_d – дополнительный подвод тепла, кДж/кг влаги (в барабанной сушилке $q_d = 0$);

Σq – сумма потерь тепла (с высушенным материалом, в окружающую среду и с транспортными приспособлениями), кДж/кг влаги.

В барабанной сушилке потерь тепла, связанных с транспортными потерями, нет.

Потери тепла с высушенным материалом

$$q_M = \frac{G_K c_M'' (t_M'' - t_M')}{W}. \quad (5.56)$$

Теплоемкость высушенного материала

$$c_M'' = c \frac{100 - U_K}{100} + \frac{U_K}{100} = 1,083 \frac{100 - 6}{100} + \frac{6}{100} \approx 1,078 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)}, \quad (5.57)$$

где $c = 1,083 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)}$ – теплоемкость сухого риса.

После подстановки получаем

$$q_M = \frac{638,3 \cdot 1,078 \cdot (60 - 19)}{161,7} = 174,5 \text{ Дж/кг влаги}.$$

Определяем отрезок eE

$$eE = ef\Delta = (x_2' - x_0) \cdot [C_{\hat{a}} t_1' - (q_{\hat{i}} + q_{\hat{r}})] = (0,026 - 0,01) \cdot [4,19 \cdot 19 - (174,5 + 36,8)] = -2,1 \text{ кДж/кг}, \quad (5.58)$$

где $ef = x_2' - x_0$ берется для произвольно выбранной точки e на линии $I_i = \text{const}$ (рис. 5.4);

$C_B = 4,19 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)}$ – теплоемкость влаги при $t_M' = 19 \text{ }^\circ\text{C}$.

Если $\Delta > 0$, происходит дополнительный подогрев и отрезок eE откладывается от точки e вертикально вверх; в данном случае $\Delta < 0$, поэтому отрезок eE откладываем вниз. Точку B соединяем с полученной точкой E и продолжаем прямую до пересечения с заданной изотермой t_2 . Полученная точка C_1 характеризует состояние воздуха после сушки:

– $I_2 = 151,7 \text{ кДж/кг}$ сухого воздуха;

– $x_2 = 0,035 \text{ кг}$ влаги/кг сухого воздуха.

Расход сухого воздуха

$$L = W \cdot l = W \frac{1}{x_2 - x_0} = 161,7 \frac{1}{0,035 - 0,01} = 6468 \text{ кг/ч}. \quad (5.59)$$

Объем влажного воздуха, проходящего через сушилку за 1 ч, рассчитываем по формуле

$$V = L v_{уд}, \text{ м}^3, \quad (5.60)$$

где $v_{уд}$ – удельный объем влажного воздуха, отнесенный к 1 кг сухого воздуха,

$$v_{уд} = \frac{R_B T}{P_{об} - \varphi P_{нас}} = \frac{R_B T}{P_{об} - P_{п}}, \text{ м}^3/\text{кг сухого воздуха}, \quad (5.61)$$

где R – газовая постоянная для воздуха, равная 287 Дж/(кг·К);

T – абсолютная температура воздуха, К;

$P_{об}$ – общее давление паровоздушной смеси, Н/м²;

$P_{п} = \varphi \cdot P_{нас}$ – парциальное давление водяного пара, Н/м².

Принимаем общее давление $P_{об} = 745$ мм рт. ст.

На входе в калорифер $t_0 = 25$ °С, $x_0 = 0,010$ кг влаги/кг сухого воздуха, $P_{п} = 11,5$ мм рт. ст.

$$V_1 = 6468 \frac{287 \cdot (273 + 25)}{(745 - 11,5) \cdot 133,3} = 5658 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

На выходе из калорифера $t_1 = 125$ °С, $x_1 = x_2 = 0,010$ кг влаги/кг сухого воздуха, $P_{п} = 11,5$ мм рт. ст.

$$V_2 = 6468 \frac{287 \cdot (273 + 125)}{(745 - 11,5) \cdot 133,3} = 7556 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

При выходе из барабана $t_2 = 60$ °С, $x_2 = 0,035$ кг влаги/кг сухого воздуха, $P_{п} = 41$ мм рт. ст.

$$V_3 = 6468 \frac{287 \cdot (273 + 60)}{(745 - 41) \cdot 133,3} = 6587 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Расход тепла в калорифере

$$Q_k = W q_k = W \frac{I_1 - I_0}{x_2 - x_0} = 161,7 \frac{153 - 50,7}{(0,035 - 0,010) \cdot 3600} = 184000 \text{ Вт}. \quad (5.62)$$

Расход пара в калорифере

$$G_{п} = \frac{Q_k}{r} = \frac{184 \cdot 3600}{2208} = 300 \text{ кг/ч}, \quad (5.63)$$

где $r = 2208$ кДж/кг – теплота парообразования при $P = 3$ ат (см. табл. Б.28).

Выбор и расчет калорифера

Для подогрева до 150 °С воздуха, поступающего в сушилку, применяют воздухонагреватели с большой поверхностью теплообмена и малым гидравлическим сопротивлением. Наиболее подходят для

этого кожухотрубные и пластинчатые (с ребристой структурой) калориферы, применяемые для подогрева воздуха.

Применяют для расчета кожухотрубный калорифер. Расчет такого калорифера ничем не отличается от типового расчета кожухотрубного теплообменника.

Необходимая поверхность нагрева $F, м^2$, определяется по формуле

$$F = \frac{Q_k}{K \Delta t_{cp}}, \quad (5.64)$$

где K – коэффициент теплоотдачи, Вт/(м²·К);

Δt_{cp} – средняя разность температур между теплоносителями, °С.

Принимают в качестве источника тепла насыщенный водяной пар: $P = 3$ ат; $t_{п} = 132,9$ °С.

Температурные условия процесса

$$\Delta t_{cp} = \frac{\begin{array}{cc} 132,9 \text{ °С} & \text{—————} & 132,9 \text{ °С} \\ 25 \text{ °С} & \text{—————} & 125 \text{ °С} \end{array}}{2,3 \lg \frac{132,9 - 25}{132,9 - 125}} = 38,25 \text{ °С.}$$

Принимают турбулентный режим движения воздуха по трубному пространству. Диаметр труб $d = 0,025 \times 0,002$ м. Для предварительного расчета полагают $Re = 20000$.

Из выражений

$$Re = \frac{wd\rho}{\mu} \text{ и } w = \frac{G_B}{3600 \cdot 0,785d^2 n_p}, \quad (5.65)$$

определяют

$$n = \frac{G_B}{3600 \cdot 0,785d Re \mu} = \frac{6532,7}{3600 \cdot 0,785 \cdot 0,021 \cdot 0,025 \cdot 10^{-3} \cdot 20000} = 220, \quad (5.66)$$

где $G_B = L \cdot (1 + 0,010) = 6468(1 + 0,010) = 6532,7$ кг влажного воздуха/ч;

$\mu = 0,025 \times 10^{-3}$ Н·с/м² – вязкость воздуха при

$$t_{cp} = \frac{t_0 + t_1}{2} = \frac{25 + 125}{2} = 75 \text{ °С.}$$

Выбираем одноходовой теплообменник типа «ТК» с общим числом труб $n = 257$ и диаметром $D = 0,6$ м.

Уточняем значение критерия Рейнольдса

$$Re = \frac{G_B}{3600 \cdot 0,785 \cdot d \cdot n \cdot \mu} = \frac{6532,7}{3600 \cdot 0,785 \cdot 0,021 \cdot 0,025 \cdot 10^{-3} \cdot 257} = 17133. \quad (5.67)$$

Для турбулентного движения воздуха в трубах

$$Nu = 0,018 \cdot Re^{0,8}, \quad (5.68)$$

откуда

$$Nu = 0,018 \cdot 17133^{0,8} = 43,88, \\ \alpha_B = \frac{Nu \cdot \lambda}{\alpha} = \frac{43,88 \cdot 0,03}{0,021} = 63 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}), \quad (5.69)$$

где $\lambda = 0,03025 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$ – теплопроводность воздуха при $75 \text{ }^\circ\text{C}$ (табл. 5.4).

Таблица 5.4 – Теплопроводность воздуха, Вт/м·К

Газ	Температура, °C		
	5	10	20
Воздух	0,0279	0,0326	0,0395

Так как коэффициент теплоотдачи со стороны пара, конденсирующегося на наружной поверхности труб в межтрубном пространстве, достаточно велик и основное термическое сопротивление будет сосредоточено со стороны воздуха ($\alpha_K \gg \alpha_B$), то можно принять $\alpha_K = 12000 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$.

Принимают тепловую проводимость загрязнений со стороны накипи $\left(\frac{1}{r_{\text{загр1}}}\right)$ и со стороны нагреваемого воздуха $\left(\frac{1}{r_{\text{загр2}}}\right)$ соответственно равными 5000 и 2320 Вт/(м²·К), а теплопроводность стали $\lambda_{\text{ст}} = 46,4 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$. Тогда

$$\sum r_{\text{ст}} = r_{\text{загр1}} + r_{\text{ст}} + r_{\text{загр2}} = \frac{1}{5000} + \frac{0,002}{46,4} + \frac{1}{2320} = 0,000674 \text{ (м}^2 \cdot \text{К)}/\text{Вт}. \quad (5.70)$$

Общий коэффициент теплопередачи

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_B} + \sum r_{\text{ст}} + \frac{1}{\alpha_K}} = \frac{1}{\frac{1}{63} + 0,000674 + \frac{1}{12000}} = 60 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}). \quad (5.71)$$

Необходимая поверхность нагрева калорифера

$$F = \frac{Q_k}{K\Delta t_{cp}} = \frac{184000}{60 \cdot 38,25} = 80 \text{ м}^2. \quad (5.72)$$

Устанавливают один одноходовой кожухотрубный теплообменник типа «ТК» со следующей характеристикой: поверхность $F = 121 \text{ м}^2$, диаметр кожуха $D = 0,6 \text{ м}$, число труб $n = 257$, длина трубы $l = 4,0 \text{ м}$, диаметр трубы $d = 0,025 \times 0,002 \text{ м}$.

Запас поверхности

$$\frac{121 - 80}{80} \cdot 100 = 51 \%$$

Расчет циклона

Выбираем циклон типа ЦН–15.

Принимая $\Delta p / \rho_r = 740$, диаметр циклона найдем по формуле

$$D = \sqrt{\frac{V}{0,785 w_{ц}}}, \quad (5.73)$$

предварительно определив условную скорость газа в цилиндрической части циклона $w_{ц}$ из уравнения, $\frac{\Delta p}{\rho_r} = \frac{\zeta_0 w_{ц}^2}{2}$, где $\zeta_0 = 160$ (табл. 5.5).

$$w_{ц} = \sqrt{\frac{740 \cdot 2}{160}} = 3,04 \text{ м/с}.$$

Таблица 5.5 – Сопротивление циклона ζ_0

Тип циклона	Тип циклона		
	ЦН–24	ЦН–15	ЦН–11
Коэффициент сопротивления	60	160	250

Плотность воздуха

$$\rho_r = 1,293 \cdot \left(\frac{273}{373}\right) = 1,05 \text{ кг/м}^3.$$

Следовательно,

$$D = \sqrt{\frac{6587}{0,785 \cdot 3,04 \cdot 1,05 \cdot 3600}} = 0,85 \text{ м}.$$

Диаметр циклона изменяется от 0,2 до 1 м.

Принимаем диаметр циклона равным 0,9 м (см. табл. Г.17).

Гидравлическое сопротивление циклона

$$\Delta p_{\text{ц}} = \frac{\zeta_0 (\rho_{\text{г}} \cdot w_{\text{ц}}^2)}{2} = \frac{160 \cdot (1,05 \cdot 3,04^2)}{2} = 776 \text{ Па.} \quad (5.74)$$

Расчет гидравлического сопротивления калорифера

Средняя температура газа по теплообменнику $t = 92,5 \text{ }^\circ\text{C}$;
 $\mu = 0,021 \cdot 10^{-3} \text{ Па}\cdot\text{с}$. Абсолютное давление воздуха в калорифере принимают 800...810 мм рт. ст.

Находим плотность воздуха при данной температуре

$$\rho = \rho_0 \frac{P T_0}{P_0 T} = 1,29 \frac{1,06 \cdot 10^5 \cdot 273}{1,013 \cdot 10^5 \cdot 365,5} = 1,01 \text{ кг/м}^3. \quad (5.75)$$

Скорость воздуха в трубах $w_{\text{тр}}$, м/с, находим по уравнению

$$w_{\text{тр}} = \frac{4 \cdot G_{\text{в}} \cdot Z}{\pi \cdot d^2 \cdot n \cdot \rho_{\text{в}}}, \quad (5.76)$$

где Z – число ходов;
 n – число труб.

$$w_{\text{тр}} = \frac{4 \cdot 6532,7 \cdot 1}{3,14 \cdot 0,021^2 \cdot 257 \cdot 1,01 \cdot 3600} = 20 \text{ м/с.}$$

При $Re_{\text{тр}} > 2300$ коэффициент трения λ определяется по формуле

$$\lambda = 0,25 \cdot \left\{ \lg \left[\frac{e}{3,7} + \left(\frac{6,81}{Re_{\text{тр}}} \right)^{0,9} \right] \right\}^{-2}. \quad (5.77)$$

Принимаем $\Delta = 0,002 \text{ м}$.

$$e = \frac{\Delta}{d} = \frac{0,2}{21} = 0,0095. \quad (5.78)$$

Тогда

$$\lambda = 0,25 \cdot \left\{ \lg \left[\frac{0,0095}{3,7} + \left(\frac{6,81}{17133} \right)^{0,9} \right] \right\}^{-2} = 0,04.$$

Коэффициент местных сопротивлений потоку, движущемуся в трубном пространстве:

- $\xi_1 = 1,5$ – входная и выходная камеры;
- $\xi_2 = 1,0$ – вход в трубы и выход из них.

$$\sum \xi = 1,5 + 1 \cdot 1 = 2,5.$$

Скорость газа в штуцерах

$$w_{\text{шт.}} = \frac{4 \cdot G}{\pi \cdot d^2 \cdot \rho}, \quad (5.79)$$

где $d = 0,2$ м.

$$w_{\text{шт.}} = \frac{4 \cdot 6532,7}{3,14 \cdot 0,2^2 \cdot 1,01 \cdot 3600} = 57 \text{ м/с.}$$

Гидравлическое сопротивление трубного пространства

$$\Delta P_{\text{од}} = \left(\lambda \frac{LZ}{d} + \sum \xi \right) \cdot \frac{w_{\text{од}}^2 \cdot \rho_{\text{од}}}{2} + [2,5 \cdot (Z-1) + 2Z] \cdot \frac{\rho_{\text{од}} w_{\text{од}}^2}{2} + 3 \frac{\rho_{\text{од}} \cdot w_{\text{от}}^2}{2} = 7370 \text{ Па.} \quad (5.80)$$

Расчет рукавного фильтра

Поверхность фильтрования $F_{\text{рф}}$, м^2 , определяют по формуле

$$F_{\text{рф}} = \frac{V_{\text{Г}} + V_{\text{пр}} + V_{\text{пв}}}{w_{\text{Г}}}, \quad (5.81)$$

где $V_{\text{Г}}$ – расход запыленного газа, $\text{м}^3/\text{с}$;

$V_{\text{Г}} = V_3$; $V_{\text{пр}}$ – расход продувочного газа, $\text{м}^3/\text{с}$;

$V_{\text{пр}} = (0,1 \div 0,2)V_{\text{Г}}$;

$V_{\text{пв}}$ – расход подсасываемого в аппарат воздуха, $\text{м}^3/\text{с}$, принимается на 10 % больше расхода газа;

$V_{\text{пв}} = (1,05 \div 1,1)V_{\text{Г}}$;

$w_{\text{Г}} = (0,8 \div 1,0) \cdot 10^{-2} \text{ м}^3/\text{м}^2 \cdot \text{с}$ – допустимая удельная нагрузка тканевого фильтра по газу.

$$V_{\text{Г}} = V_3 = 6587 \text{ м}^3/\text{ч};$$

$$V_{\text{пр}} = 0,15 \cdot 6587 = 988 \text{ м}^3/\text{ч};$$

$$V_{\text{пв}} = 1,05 \cdot 6587 = 6916 \text{ м}^3/\text{ч};$$

$$w_{\text{Г}} = 0,9 \cdot 10^{-2} \text{ м}^3/\text{м}^2 \cdot \text{с},$$

тогда

$$F_{\text{рф}} = \frac{6587 \cdot 988 \cdot 6916}{3600 \cdot 0,9 \cdot 10^{-2}} = 447 \text{ м}^2.$$

Принимаем фильтр с обратной посекционной продувкой ФР-518 с фильтрующей поверхностью $F = 518 \text{ м}^2$ (см. табл. Г12, Г15).

Обычно для рукавных фильтров $\Delta P = 1 \dots 3 \text{ кПа}$.

Выбор вентилятора

Мощность, потребляемая вентилятором N , кВт, определяется по формуле

$$N = \frac{\Delta P V}{1000 \eta}, \quad (5.82)$$

где V – подача вентилятора, $\text{м}^3/\text{с}$;

ΔP – полное сопротивление сушильной установки с учетом скоростного напора, $\text{Н}/\text{м}^2$;

$\eta = \eta_{\text{в}} \eta_{\text{пр}}$ – общий КПД вентиляторной установки.

$$V = V_2 = 7556 \text{ м}^3/\text{ч} = 2,1 \text{ м}^3/\text{с};$$

$$\Delta P = \Delta P_{\text{тр}} + \Delta P_{\text{м.с}} + \Delta P_{\text{суш}} + \Delta P_{\text{кал}} + \Delta P_{\text{ц}} + \Delta P_{\text{ск}} + \Delta P_{\text{р.ф.}}, \quad (5.83)$$

где $\Delta P_{\text{тр}} = \lambda \frac{L}{D} \cdot \frac{w_{\text{в}}^2 \rho}{2}$ – сопротивление трения воздухопроводов, $\text{Н}/\text{м}^2$;

$\Delta P_{\text{м.с.}} = \sum \xi \frac{w_{\text{в}}^2 \rho}{2}$ – местные сопротивления, $\text{Н}/\text{м}^2$;

$\Delta P_{\text{суш}}$ – сопротивление сушилки, $\text{Н}/\text{м}^2$;

$\Delta P_{\text{кал}}$ – сопротивление калориферов, $\text{Н}/\text{м}^2$;

$\Delta P_{\text{ц}}$ – сопротивление циклонов, $\text{Н}/\text{м}^2$;

$\Delta P_{\text{ск}} = \frac{w_{\text{в}}^2 \rho}{2}$ – скоростное давление, $\text{Н}/\text{м}^2$;

$\Delta P_{\text{р.ф.}}$ – сопротивление рукавного фильтра, $\text{Н}/\text{м}^2$.

В соответствии со схемой сушильной установки принимают следующие исходные данные для расчета:

Общая длина воздухопроводов – 25 м.

Количество задвижек – 2 шт.

Количество отводов под углом 90° – 5 шт.

Диафрагма с модулем 0,5 – 1 шт.

Скорость газов в трубопроводах допускается в пределах $10 \dots 20 \text{ м}/\text{с}$; принимают $w_{\text{в}} = 15 \text{ м}/\text{с}$.

Из уравнения расхода находим диаметр воздухопровода между аппаратами

$$d' = \sqrt{\frac{V_2}{0,785w_B}} = \sqrt{\frac{2,1}{0,785 \cdot 15}} = 0,42 \text{ м.} \quad (5.84)$$

Принимаем трубопровод из углеродистой стали диаметром $0,426 \times 0,011$ м (см. табл. В.14).

Уточняем скорость движения воздуха

$$w = \frac{V}{0,785d^2} = \frac{2,1}{0,785 \cdot (0,404)^2} = 16,4 \text{ м/с,} \quad (5.85)$$

скоростное давление

$$\Delta P_{\text{ск}} = \frac{w_B^2 \rho}{2} = \frac{16,4^2 \cdot 0,988}{2} = 133 \text{ Н/м}^3, \quad (5.86)$$

где $\rho = \frac{G_B}{0,5(V_1 + V_2)} = \frac{6532,7}{0,5(5658 + 7556)} = 0,988 \text{ кг/м}^3$ – плотность воздуха при $t_{\text{ср}} = 75 \text{ }^\circ\text{C}$,

$$\Delta P_{\text{тр}} + \Delta P_{\text{м.с.}} = \frac{w_B^2 \rho}{2} \left(\lambda \frac{L}{d} + \sum \xi_i \right) = 133 \left(\lambda \frac{L}{d} + \sum \xi_i \right), \quad (5.87)$$

и предварительно подсчитывается критерий Re

$$\text{Re} = \frac{w_B d \rho}{\mu} = \frac{16,4 \cdot 0,404 \cdot 0,988}{0,025 \cdot 10^{-3}} = 261843, \quad (5.88)$$

где $\mu = 0,025 \cdot 10^{-3} \text{ Н}\cdot\text{с/м}^2$ – вязкость воздуха при $75 \text{ }^\circ\text{C}$.

При $\text{Re} = 261843$ коэффициент трения $\lambda = 0,018$.

Для отводов под углом 90° и задвижек находят, что $\xi_i = 0,15$, для диафрагмы $\xi = 4,00$, следовательно,

$$\Delta P_{\text{тр}} + \Delta P_{\text{м.с.}} = 133 \cdot \left(0,018 \cdot \frac{25}{0,404} + 2 \cdot 0,15 + 5 \cdot 0,15 + 1 \cdot 4,00 \right) = 820 \text{ Н/м}^2. \quad (5.89)$$

Сопротивление барабанных сушилок колеблется в пределах 10...20 мм вод. ст.

Принимаем

$$\Delta P_{\text{суш}} = 15 \text{ мм вод. ст.} = 15 \cdot 9,81 = 147 \text{ Н/м}^2.$$

Сопротивление циклона

$$\Delta P_{\text{ц}} = 703 \text{ Н/м}^2.$$

Сопротивление калорифера

$$\Delta P_{\text{кал}} = 7370 \text{ Н/м}^2.$$

Сопротивление рукавного фильтра принимаем

$$\Delta P_{p.ф.} = 1000 \text{ Н/м}^2.$$

Тогда полное сопротивление сушильной установки

$$\Delta P = 820 + 147 + 7370 + 703 + 133 + 1000 = 10173 \text{ Н/м}^2.$$

Мощность, потребляемая вентилятором,

$$N = \frac{\Delta P \cdot V}{1000 \eta} = \frac{2,1 \cdot 10173}{1000 \cdot 0,94} = 22,7 \text{ кВт}, \quad (5.90)$$

где $\eta = 0,94$ – принятый КПД вентилятора.

Устанавливаем газодувку марки ТВ-150-1.12 со следующей характеристикой:

Производительность – $2,5 \text{ м}^3/\text{с}$;

Давление – 12000 Па ;

Число оборотов – $48,3 \text{ мин}^{-1}$;

Мощность – 55 кВт .

Мощность привода барабанной сушилки.

Ориентировочно необходимая для вращения барабана мощность может быть определена по формуле

$$N = 0,078 d^3 L \rho_m \sigma n, \text{ кВт}, \quad (5.91)$$

где d – диаметр барабана, м;

L – длина барабана, м;

ρ_m – насыпная плотность материала, кг/м^3 ;

n – число оборотов барабана в 1 с;

σ – коэффициент, зависящий от типа насадки и степени заполнения барабана.

Подставляем значения и находим

$$N = 0,078 \cdot 1,2^3 \cdot 6 \cdot 635 \cdot 0,038 \cdot 0,053 = 1,03 \text{ кВт}.$$

5.4 Расчет сушилок с псевдоожженным слоем

Принципиальная технологическая схема представлена на рисунке 5.5. Топочные газы, образующиеся при сжигании топлива в топке (Т), смешиваются в камере смешения (КС) с воздухом для получения необходимой температуры газов t_1 и поступают в нижнюю часть сушилки под газораспределительную решетку. Высушиваемый материал подается с помощью питателя, расположенного в верхней части

аппарата. Проходя через слой зернистого материала, газы поддерживают его в псевдоожигенном состоянии. Высушенный материал пересыпается через порог в бункер. Отходящие газы поступают на очистку в циклон, рукавный фильтр, а затем удаляются в атмосферу.

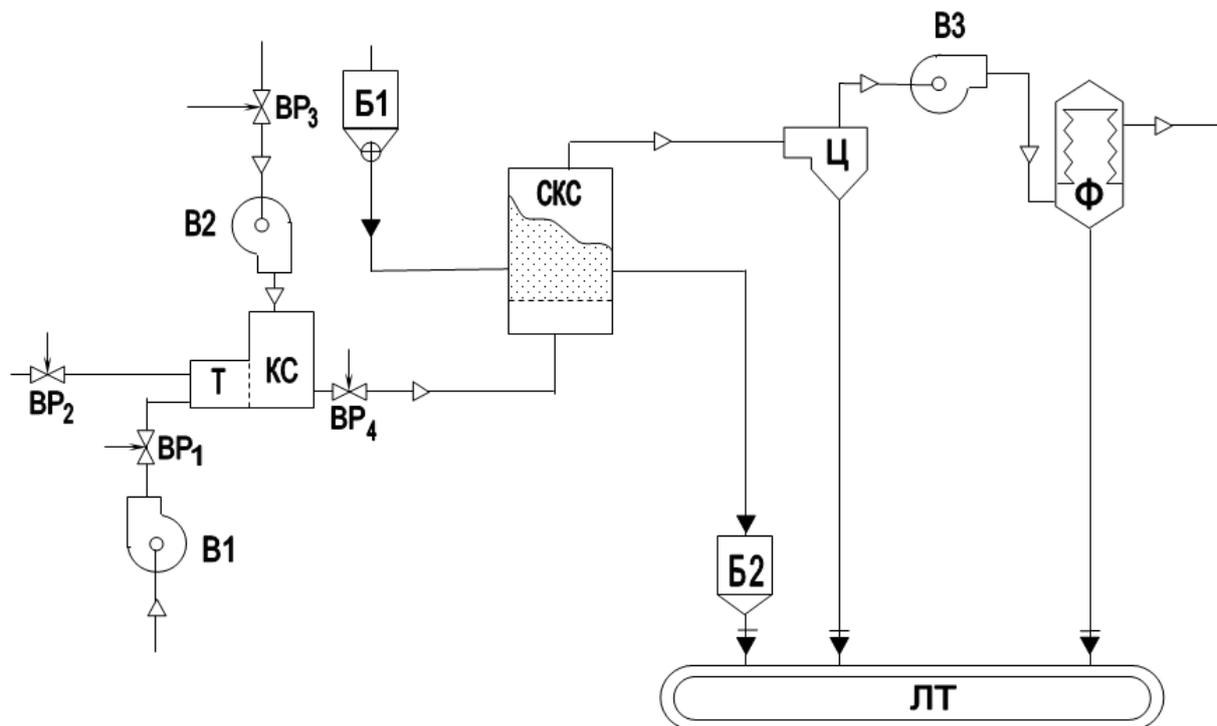


Рисунок 5.5 – Схема сушилки с псевдоожигенным слоем

Определение параметров топочных газов, подаваемых в сушилку

В качестве топлива используется природный сухой газ примерно следующего состава (в объемных %): 92 % CH_4 , 0,5 % C_2H_6 , 5 % H_2 , 1 % CO , 1,5 % N_2 . Теоретическое количество сухого воздуха L_0 , затрачиваемого на сжигание 1 кг топлива, равно

$$L_0 = 138 \cdot \left(0,0179 \cdot \text{CO} + 0,248 \cdot \text{H}_2 + \sum \left(\left(m + \frac{n}{4} \right) \cdot \frac{C_m \text{H}_n}{(12 \cdot m + n)} \right) \right), \quad (5.92)$$

где составы горючих газов выражены в объемных долях, для природного газа, состоящего в основном из метана (CH_4), $m = 1$, $n = 4$.

Для определения теплоты сгорания топлива необходимо знать теплоту сгорания простых газов, $Q(\text{H}_2) - 10810$ кДж/м³, $Q(\text{CO}) - 12680$ кДж/м³, $Q(\text{CH}_4) - 35741$ кДж/м³, $Q(\text{C}_2\text{H}_6) - 63797$ кДж/м³. Количество тепла Q , кДж/м³, выделявшееся при сжигании 1 м³ газа, равно

$$Q_y = 0,92 \cdot Q_{CH_4} + 0,005 \cdot Q_{C_2H_4} + 0,01 \cdot Q_{CO} + 0,05 \cdot Q_{H_2}. \quad (5.93)$$

Плотность газа ρ_T , кг/м³, определяют по формуле

$$\rho_T = \frac{\Sigma(C_m \cdot H_n \cdot M_i) \cdot T_0}{v_0 \cdot (T_0 + t_T)}, \quad (5.94)$$

где M_i – мольная масса топлива, кмоль/кг;

t_T – начальная температура топлива, равная 20 °С;

v_0 – мольный объем, равный 22,4 м³/кмоль.

Количество тепла Q , кДж/кг, выделившееся при сжигании 1 кг топлива, равно

$$Q = \frac{Q_y}{\rho_T}. \quad (5.95)$$

Массу сухого газа, подаваемого в сушилку, в расчете на 1 кг сжигаемого топлива определяют общим коэффициентом избытка воздуха α , необходимого для сжигания топлива и разбавления топочных газов до заданной температуры поступления топочных газов в сушилку.

Значение α находят из уравнения материального и теплового балансов.

Уравнение материального баланса

$$1 + L_0 = L_{сг} + \Sigma \frac{9 \cdot n \cdot C_m H_n}{(12 \cdot m + n)}, \quad (5.96)$$

где $L_{сг}$ – масса сухих газов, образующихся при сгорании 1 кг топлива, кг;

$C_m H_n$ – массовая доля компонентов, при сгорании которых образуется вода, кг/кг.

Уравнение теплового баланса

$$\begin{aligned} Q \cdot \eta + C_T \cdot t_T + \alpha \cdot L_0 \cdot I_0 = \\ = [L_T + L_0 \cdot (\alpha - 1)] \cdot I_{сг} + \left[\alpha \cdot L_0 \cdot x_0 + \Sigma \left(\frac{9 \cdot n \cdot C_m H_n}{(12 \cdot m + n)} \right) \right] \cdot i_n, \quad (5.97) \end{aligned}$$

где η – общий КПД, учитывающий эффективность работы топки, принимается равным 0,95;

C_T – теплоемкость газообразного топлива при $t_T = 20$ °С, равная 1,34 кДж/кг·К;

I_0 – энтальпия свежего воздуха, кДж/кг;
 $i_{сг}$ – энтальпия сухих газов, кДж/кг;
 t_T – температура сухих газов, поступающих в сушилку;
 x_0 – влагосодержание свежего воздуха, кг/кг, при температуре t_0
 и влажности ϕ_0 ;
 i_n – энтальпия водяных паров, кДж/кг, равна

$$i_n = r_0 + C_n \times t_n, \text{ё}, \quad (5.98)$$

где r_0 – теплота испарения воды при 0 °С, равная 2500 кДж/кг;
 C_n – средняя теплоемкость водяного пара, равная 1,97 кДж/кг;
 t_n – температура водяных паров, равная температуре топочных газов, поступающих в сушилку $t_n = t_{сг} = t_{см}$.

Решая совместно уравнения материального и теплового балансов, получим коэффициент избытка воздуха α

$$\alpha = \frac{Q \cdot \eta + C_T \cdot t_T - i_{сг} \cdot \left(1 - \sum \frac{9 \cdot n \cdot C_{mH_n}}{(12 \cdot m + n)} - i_n \cdot \sum \frac{9 \cdot n \cdot C_{mH_n}}{(12 \cdot m + n)} \right)}{L_0 \cdot i_{сг} + i_n \cdot x_0 - I_0}. \quad (5.99)$$

Пересчитаем содержание компонентов топлива, при сгорании которых образуется вода, из объемных долей в массовые

$$CH_4 = \frac{0,92 \cdot M_{CH_4} \cdot T_0}{22,4 \cdot \rho_T \cdot (T_0 + 20)}; \quad (5.100)$$

$$C_2H_6 = \frac{0,005 \cdot M_{C_2H_6} \cdot T_0}{22,4 \cdot \rho_T \cdot (T_0 + 20)}; \quad (5.101)$$

$$H_2 = \frac{0,05 \cdot M_{H_2} \cdot T_0}{22,4 \cdot \rho_T \cdot (T_0 + 20)}. \quad (5.102)$$

Количество влаги, выделившееся при сгорании 1 кг топлива, равно $\sum \frac{9 \cdot n \cdot C_{mH_n}}{(12 \cdot m + n)}$, кг/кг; затем находим коэффициент избытка воздуха α по уравнению (5.99).

Общая удельная масса сухих газов, получаемая при сжигании 1 кг топлива и разбавлении топочных газов воздухом до температуры поступающих газов в сушилку, кг/кг, равна

$$G_{сг} = 1 + \alpha \cdot L_0 - \sum \frac{9 \cdot n \cdot C_{mH_n}}{(12 \cdot m + n)}. \quad (5.103)$$

Удельная масса водяных паров и газовой смеси при сжигании 1 кг топлива, кг/кг, равна

$$G_{\text{п}} = \Sigma \frac{9 \cdot n \cdot C_{\text{мНп}}}{(12 \cdot m + n)} + \alpha \cdot x_0 \cdot L_0. \quad (5.104)$$

Влагосодержание газов на входе в сушилку ($x_1 = x_{\text{см}}$), кг/кг, равно

$$x_1 = \frac{G_{\text{п}}}{G_{\text{сг}}}. \quad (5.105)$$

Энтальпия газов на входе в сушилку ($I_1 = I_{\text{см}}$), кДж/кг, равна

$$I_1 = Q \cdot \eta + G_{\text{Т}} \cdot t_{\text{Т}} + \frac{\alpha \cdot L_0 \cdot I_0}{G_{\text{сг}}}. \quad (5.106)$$

Если коэффициент избытка воздуха α достаточно велик, физические свойства газовой смеси, используемой в качестве сушильного агента, практически не отличается от физических свойств воздуха. Это дает возможность использовать в расчетах диаграмму состояния влажного воздуха I-x.

Материальный и тепловой баланс установки по испаряемой влаге.

$$W = \frac{G_{\text{н}} \cdot (U_{\text{н}} - U_{\text{к}})}{100 - U_{\text{к}}}; \quad (5.107)$$

$$W = \frac{G_{\text{к}} \cdot (U_{\text{н}} - U_{\text{к}})}{100 - U_{\text{н}}}, \quad (5.108)$$

где $G_{\text{н}}$, $G_{\text{к}}$ – производительность установки по влажному и сухому материалу, кг/с;

$U_{\text{н}}$, $U_{\text{к}}$ – начальная и конечная влажность материала, % масс.

$$G_{\text{к}} = G_{\text{н}} - W, \text{ кг/с}. \quad (5.109)$$

Расход теплоты на сушку, кВт, по балансовому методу

$$Q = Q_{\text{исп}} + Q_{\text{нагр}} + Q_{\text{пот}} = W [r + C_{\text{н}} (t_2 - \theta_1)] + G_{\text{к}} C_{\text{м}} (\theta_2 - \theta_1) + Q_{\text{пот}}, \quad (5.110)$$

где $C_{\text{м}}$ – теплоемкость сухого материала, кДж/кг·К;

$G_{\text{к}}$ – количество высушенного материала, кг/с;

θ_1 – начальная температура влажного материала, °С;

θ_2 – конечная температура материала, °С;

t_2 – температура газов на выходе из сушилки, °С;

r – теплота парообразования воды при температуре слоя, кДж/кг;

C_n – теплоемкость пара 1,97 кДж/кг·К;

$Q_{пот}$ – потери тепла принимаются 10...15 % от расхода тепла на нагревание материала и испарение влаги.

Расход теплоты на сушку определяем по диаграмме Рамзина. Изображаем процесс теоретической сушки на диаграмме Рамзина (рис. 5.6).

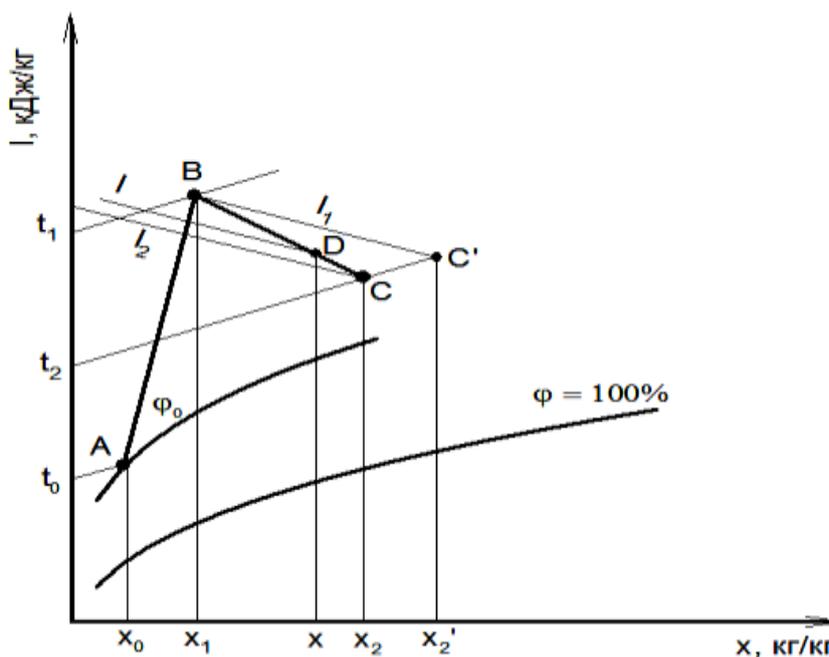


Рисунок 5.6 – Изображение процесса сушки топочными газами на I-x диаграмме

На диаграмме I-x положение точки А, характеризующей состояние холодного воздуха определяется на пересечении линии относительной влажности воздуха ϕ_0 и температуры t_0 , значение которых определяется по таблице Г.7. Положение точки В, характеризующей состояние смеси газа и воздуха на входе в сушилку, определяется при пересечении изотермы t_1 и рассчитанному влагосодержанию x_1 . Наклонная АВ изображает процесс смешения газов с воздухом. Для построения теоретического процесса, происходящего в сушилке, проводят из точки В линию I_1 до пересечения с изотермой t_2 и получают точку С', которая характеризует состояние отработанного газа на выходе из сушилки с параметрами x_2' и ϕ_2' .

Построение процесса сушки в действительной сушилке

Рассчитывают величину внутреннего баланса сушилки

$$\Delta = C_B \cdot \theta_1 - -q_M + q_n). \quad (5.111)$$

Рассчитывается энтальпия газа I по уравнению

$$I = I_1 + \Delta \cdot (x - x_1). \quad (5.112)$$

Для чего произвольно задаются влагосодержанием x в интервале от x_0 до x_2' и подставляют в уравнение. Значения I и x являются координатами для произвольно выбранной точки Д, лежащей на линии сушки. Для нахождения положения точки Д на диаграмме I– x восстанавливают перпендикуляр из x до пересечения с рассчитанным значением I . Через точку В и точку Д проводят линию до пересечения с изотермой t_2 . Получают точку С. Линия ВС есть линия сушки для действительной сушилки. Точка С характеризует состояние отработанной газовой смеси с параметрами x_2, I_2, φ_2 .

Удельный расход сухого воздуха, кг/кг влаги

$$l = \frac{1}{(x_2 - x_0)}. \quad (5.113)$$

Общий расход воздуха, кг/с, равен

$$L = l \cdot W. \quad (5.114)$$

Удельный расход сухого газа

$$l_{\text{сг}} = \frac{1}{(x_2 - x_1)}. \quad (5.115)$$

Общий расход топочных газов, кг/с, равен

$$L_{\text{сг}} = l_{\text{сг}} \cdot W. \quad (5.116)$$

Общий расход теплоты на сушку, кДж, равен

$$Q_{\text{с}} = L_{\text{сг}} \cdot (I_1 - I_0). \quad (5.117)$$

Расход топлива на сушку

$$G_{\text{т}} = \frac{Q_{\text{с}}}{Q}, \quad (5.118)$$

где Q – теплотворная способность топлива.

Объем влажного теплоносителя на выходе из сушилки (при t_2, φ_2), $\text{м}^3/\text{с}$, определяют по уравнению

$$V = L \cdot v_{\text{уд}}, \quad (5.119)$$

где $v_{уд}$ – удельный объем влажного воздуха, м³/кг.

Удельный объем влажного воздуха рассчитывают по формуле

$$v_{уд} = R_B \cdot \frac{T_2}{(P_{общ} - \varphi_2 \cdot P_{нас})}, \quad (5.120)$$

где R_B – газовая постоянная воздуха, равная 287 Дж/кг;

T_2 – температура воздуха на выходе из сушилки, К;

$P_{общ}$ – общее давление паровоздушной смеси, Па;

$P_{нас}$ – парциальное давление водяного пара в газовой смеси на выходе из сушилки;

φ_2 – относительная влажность воздуха.

Тепловой к.п.д. установки

$$\eta = \frac{r}{q}, \quad (5.121)$$

где r – теплота парообразования влаги при температуре слоя (температура мокрого термометра), кДж/кг.

Гидродинамический расчет сушилки

Скорость газов

Рассчитывают критерий Архимеда при температуре газов, равной температуре слоя. Температура в слое обычно принимается на 5...15 °С больше температуры уходящих газов.

$$A_r = \frac{d_3^3 \cdot \rho_r \cdot g \cdot \rho_m}{\mu_r^2}, \quad (5.122)$$

где d_3 – средний диаметр частиц, м;

ρ_m – плотность материала, кг/м³;

ρ_r – плотность газов, кг/м³;

μ_r – динамический коэффициент вязкости газа, Па · с;

g – ускорение свободного падения, $g = 9,81$ м/с.

Принимаем число псевдооживления (K) в пределах 3...8.

Порозность псевдооживленного слоя

$$E = E_n \cdot K^n, \quad (5.123)$$

где E_n – порозность неподвижного слоя, равная 0,4.

Показатель степени $n \approx 0,08$ при $d_3 \leq 0,3$ мм, $n \approx 0,2$ при $d_3 \geq 2,7$,
 $n = (0,065 - 0,05) d_3$ при $0,3 \leq d_3 \leq 2,7$.

Определяют критерий Re для рабочей скорости

$$\text{Re} = \frac{\text{Ar} \cdot E^{4,75}}{18 + 0,61 \sqrt{\text{Ar} \cdot E^{4,75}}}. \quad (5.124)$$

Рассчитывают рабочую скорость псевдооживления, м/с, по формуле

$$w_{\text{раб}} = \frac{\text{Re} \cdot \mu_{\Gamma}}{d_{\text{э}} \cdot \rho_{\Gamma}}. \quad (5.125)$$

Скорость газа непосредственно у газораспределительной решетки выше из-за более высокой температуры. Эта скорость равна

$$w_{\text{реш}} = \frac{(273 + t_1)}{(273 + t_{\text{сл}})} \cdot w_{\text{раб}}, \quad (5.126)$$

где $t_1, t_{\text{сл}}$ – температуры газа на входе в сушилку и в слое, °С.

Скорость газа в отверстиях решетки, м/с, равна

$$w_{\text{отв}} = F_{\text{жс}} \cdot w_{\text{реш}}, \quad (5.127)$$

где $F_{\text{жс}}$ – площадь живого сечения решетки, %, живое сечение решетки составляет 1...7 %.

Определяется диаметр решетки, м

$$D_{\text{реш}} = \sqrt{\frac{L}{0,785 \cdot w_{\text{раб}} \cdot \rho_{\Gamma}}}, \quad (5.128)$$

где L – расход воздуха, кг/с;

ρ_{Γ} – плотность газа, кг/м³;

$w_{\text{раб}}$ – рабочая скорость псевдооживления, м/с.

Высота кипящего слоя

Высоту кипящего слоя в аппарате, исходя из практических рекомендаций, принимают в 4 раза больше зоны действий струи (зона гидродинамической стабилизации)

$$h_{\text{стр}} = 20 \cdot d_{\text{отв}}; \quad (5.129)$$

$$h_{\text{сл}} = 4 \cdot h_{\text{стр}}, \quad (5.130)$$

где $d_{\text{отв}}$ – диаметр отверстий в решетке, м, принимается в пределах 0,002...0,006 м.

Высота сепарационного пространства, м

$$h_{\text{сеп}} = 4 \cdot h_{\text{сл}} \quad (5.131)$$

Общая высота аппарата над решеткой, м

$$H = h_{\text{сл}} + h_{\text{сеп}} \quad (5.132)$$

Число отверстий в распределительной решетке

$$n = \frac{4 \cdot F_{\text{реш}} \cdot \varphi_{\text{жс}}}{\pi \times d_{\text{отв}}^2}, \quad (5.133)$$

где $\varphi_{\text{жс}}$ – доля живого сечения решетки (0,01...0,07);

$F_{\text{реш}}$ – площадь решетки, м².

Проверка возможности уноса частиц минимального диаметра

Определяют критерий Архимеда для минимального размера частиц и температуры газов на выходе из сушилки. Находят критерий Лященко $Lu_{\text{вит}}$. При $E = 1$, соответствующему уносу частиц (см. рис. Д.3), скорость витания частиц, м/с, равна

$$w_{\text{вит}} = \sqrt{\frac{Lu_{\text{вит}} \cdot v_{\text{Г}} \cdot g \cdot \rho_{\text{М}}}{\rho_{\text{Г}}}} \quad (5.134)$$

Действительная скорость газа в сепарационном пространстве для аппарата с вертикальными стенками, м/с, равна

$$w_{\text{реш}} = \frac{V}{F_{\text{реш}}}, \quad (5.135)$$

где V – объемный расход газа, м³/с;

$F_{\text{реш}}$ – площадь решетки, равная $0,785 D_{\text{реш}}^2$.

Если окажется, что $w_{\text{сеп}} > w_{\text{вит}}$, то необходимо увеличить сечение пространства для обеспечения осаждения частиц минимального размера

$$F_{\text{сеп}} = 1,1 \cdot F_{\text{реш}} \cdot \frac{w_{\text{сеп}}}{w_{\text{вит}}}, \quad \text{м}^2. \quad (5.136)$$

Диаметр сепарационного пространства, м

$$D_{\text{сеп}} = \sqrt{\frac{F_{\text{сеп}}}{0,785}} \quad (5.137)$$

Гидравлическое сопротивление аппарата

Гидравлическое сопротивление аппарата, Па

$$\Delta P = \Delta P_{\text{сл}} + \Delta P_{\text{реш}}, \quad (5.138)$$

где $\Delta P_{\text{сл}}$ – гидравлическое сопротивление слоя, Па, равно

$$\Delta P_{\text{сл}} = \rho_{\text{м}} \cdot (1 - E_0) \cdot g \cdot h_{\text{сл}}, \quad (5.139)$$

где $\rho_{\text{м}}$ – плотность материала, кг/м³;
 E_0 – порозность неподвижного слоя, равна 0,4;
 $h_{\text{сл}}$ – высота неподвижного слоя, м, равна:

$$h_{\text{сл}} = \frac{G_{\text{н}}}{\rho_{\text{нас}} \cdot F_{\text{реш}}}, \quad (5.140)$$

где $F_{\text{реш}}$ – площадь решетки, м²;
 $G_{\text{н}}$ – масса влажного материала, кг;
 $\rho_{\text{нас}}$ – насыпная плотность материала, кг;
 $\Delta P_{\text{реш}}$ – гидравлическое сопротивление решетки, Па, равно

$$\Delta P_{\text{реш}} = 0,503 \cdot w_{\text{отв}}^2 \cdot \rho_{\text{г}} \cdot \frac{(1 - \varphi)^2}{C^2}, \quad (5.141)$$

где φ – доля живого сечения решетки 0,1...0,07;
 $w_{\text{отв}}$ – скорость потока в отверстии решетки, м/с;
 C – коэффициент сопротивления решетки, зависящий от отношения диаметра отверстий к толщине решетки $d_{\text{отв}}/\delta$ (см. рис. Д.11).

5.5 Расчет воздушной сушилки «кипящего» слоя

Задание

Рассчитать сушилку «кипящего» слоя для сушки проса.

Данные для расчета:

Производительность (по высушенному материалу) $G_{\text{к}} = 900$ кг/ч;

Влажность материала (на общую массу):

– начальная $U_1 = 25$ %;

– конечная $U_2 = 8$ %;

Температура материала (на общую массу):

– начальная $t_1 = 18$ °С;

– конечная $t_2 = 65$ °С;

Температура воздуха:

– до входа в калорифер ($\varphi = 70$ %) $t_0 = 19$ °С;

– после калорифера $t_1 = 130$ °С;

– на выходе из сушилки $t_2 = 70 \text{ }^\circ\text{C}$;

Теплоемкость сухого материала $c_M = 1,475 \text{ кДж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$;

Плотность материала $\rho_M = 768 \text{ кг}/\text{м}^3$;

Тепловые потери принимаем равными 1,5 % от расхода тепла на нагрев материала и испарение влаги.

Для выбора конструкции сушилки и условий ее работы устанавливаются факторы, влияющие на конструкцию сушилки:

1. Материал сыпучий, сбивается в комки во влажном состоянии.
2. Отношение максимального размера частичек к минимальному

$$\frac{d_{\text{макс}}}{d_{\text{мин}}} = \frac{2}{1} = 2. \quad (5.142)$$

3. Влага, подлежащая удалению, в основном, поверхностная.

4. Решетку выбирают беспровальную в виде двух параллельно расположенных решеток ($d_{\text{отв}} = 0,006 \text{ м}$ и $S = 10 \text{ \%}$) оси отверстий которых смещены одна относительно другой. Живое сечение S рекомендуется в пределах 3...10 %.

5. Допускается некоторая неравномерность высушенного материала по конечному влагосодержанию, поскольку при хранении все частички проса приобретают одинаковую влажность.

Для расчета выбирают однокамерный сушильный аппарат с вертикальными стенками прямоугольного сечения. Влажное просо подают с помощью разбрасывателя, чтобы обеспечить равномерное «кипение» и предотвратить комкование влажного проса.

Расход влажного материала

$$G_H = G_K \cdot \frac{100 - U_2}{100 - U_1} = 900 \cdot \frac{100 - 8}{100 - 25} = 1104 \text{ кг/ч}, \quad (5.143)$$

где U_1, U_2 – соответственно начальная и конечная влажность материала, %;

G_K – производительность установки по высушенному материалу, кг/ч.

Количество испаряемой влаги за 1 секунду

$$W = G_H - G_K = 1104 - 900 = 204 \text{ кг/ч} = 0,056 \text{ кг/с}. \quad (5.144)$$

Расход тепла

$$Q = Q_{\text{исп}} + Q_{\text{нагр}} + Q_{\text{пот}} = 1,15 \{ W \cdot [r + c_n(t_2 - t'_1)] + G_K \cdot c_M \cdot (t'_2 - t'_1) \} = 1,15 \{ 204 \cdot [2446,2 + 1,97 \cdot (65 - 18)] + 900 \cdot 1,475 \cdot (65 - 18) \} = 667351,6 \text{ кДж/ч}, \quad (5.145)$$

где r – теплота парообразования при 18 °С кДж/кг;
 c_n – теплоемкость пара, кДж/(кг·К).
 Удельный расход тепла

$$q = \frac{Q}{W} = \frac{667351,6}{204} = 3271,3 \text{ кДж/кг влаги.} \quad (5.146)$$

Расход воздуха

$$L = \frac{Q}{C_B(t_1 - t_2)} = \frac{667351,6}{1,01 \cdot 10^3 \cdot (130 - 70)} = 11012,4 \text{ кг/ч} = 3,06 \text{ кг/с.} \quad (5.147)$$

Теплоемкость воздуха C_B взята при

$$t_{cp} = \frac{t_1 + t_2}{2} = \frac{(130 + 70)}{2} = 100 \text{ °С.} \quad (5.148)$$

Удельный расход воздуха

$$l = \frac{L}{W} = \frac{11012,4}{204} = 54 \text{ кг сухого воздуха/кг влаги.} \quad (5.149)$$

Скорость воздуха

Предварительно рассчитывают критическую скорость псевдоожижения для частичек среднего размера, пользуясь графиками $Lu = f(Ar)$ (рис. 5.7) для температуры в слое, которую можно считать равной температуре уходящих газов, т. е. 70 °С.

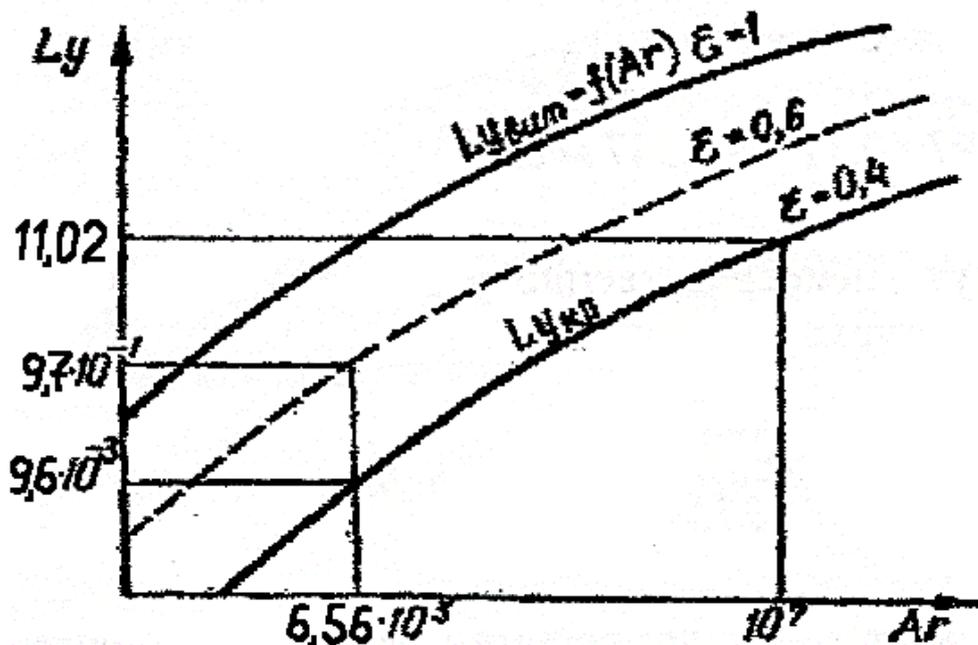


Рисунок 5.7 – Определение критерия Лященко Ly

Рассчитываем критерий Архимеда

$$Ar = \frac{d^3 \cdot \rho_M \cdot g}{\nu^2 \rho_B} = \frac{15^3 \cdot 10^{-12} \cdot 768 \cdot 9,81}{1,94 \cdot 10^{-10} \cdot 1,03} = 6560, \quad (5.150)$$

где ν – кинематический коэффициент вязкости воздуха при температуре 70 °С;

ρ_B – плотность воздуха, рассчитывается по формуле

$$\rho_B = 1,293 \frac{273}{273 + 70} = 1,03 \text{ кг/м}^3;$$

$$\nu = \frac{\mu_K}{\rho_B} = \frac{0,021 \cdot 10^{-3}}{1,08} = 1,94 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2/\text{с}; \quad (5.151)$$

где $\mu_K = 0,021 \cdot 10^{-3}$ – вязкость воздуха при $t = 70$ °С, Н·с/м².

Средний диаметр частичек проса

$$d = \frac{d_{\text{макс}} + d_{\text{мин}}}{2} = \frac{1 + 2}{2} = 1,5 \text{ мм} = 15 \cdot 10^{-4} \text{ м}. \quad (5.152)$$

Критическое значение критерия Лященко $Ly_{\text{кр}} = 9,6 \cdot 10^{-3}$ при $Ar = 6560$.

Критическая скорость псевдооживления

$$W_{\text{кр}} = 3 \sqrt{\frac{Ly_{\text{кр}} \nu \cdot g \cdot \rho_M}{\rho_B}} = 3 \sqrt{\frac{9,7 \cdot 10^{-3} \cdot 1,94 \cdot 10^{-5} \cdot 9,81 \cdot 768}{1,03}} = 0,14 \text{ м/с}. \quad (5.153)$$

Рабочее значение критерия Лященко выбирают при $\varepsilon = 0,6$ (процесс идет в основном в первом периоде) (см. рис. Д.10) при $Ar = 6560$ $Ly \approx 9,7 \cdot 10^{-1}$, тогда коэффициент псевдооживления

$$K_{\omega} = 3 \sqrt{\frac{Ly}{Ly_{\text{кр}}}} = 3 \sqrt{\frac{9,7 \cdot 10^{-1}}{9,6 \cdot 10^{-3}}} = 3,2. \quad (5.154)$$

Скорость воздуха (считая на полное сечение решетки)

$$w = K_{\omega} \cdot w_{\text{кр}} = 3,2 \cdot 0,14 = 0,448 \text{ м/с}. \quad (5.155)$$

Скорость воздуха непосредственно у решетки увеличивается за счет более высокой температуры

$$w_{\text{реш}} = w \cdot \frac{273 + t_1}{273 + t_2} = 0,448 \cdot \frac{273 + 130}{273 + 70} = 0,533 \text{ м/с.} \quad (5.156)$$

При принятом живом сечении решетки, равном 10 %, скорость воздуха в отверстиях решетки будет

$$w_{\text{отв}} = \frac{w_{\text{реш}}}{0,1} = \frac{0,533}{0,1} = 5,33 \text{ м/с.} \quad (5.157)$$

Эта скорость достаточна для псевдооживления слоя не только с частичками наибольшего диаметра ($d_{\text{max}} = 0,002 \text{ м}$), но и с более крупными образованиями (комками), что видно из следующего расчета.

Если принять число псевдооживления для укрупненных частиц небольшим, лишь достаточным для их перемещения, например $K_{\omega} = 4$, то критическая скорость псевдооживления для этих частичек будет равна

$$w_{\text{кр.отв}} = \frac{w_{\text{отв}}}{K_{\omega}} = \frac{5,33}{4} = 1,33 \text{ м/с.} \quad (5.158)$$

Тогда

$$Lu_{\text{кр.отв}} = \frac{w_{\text{кр.отв}}^3 \cdot \rho_{\text{в}}}{\nu \cdot g \cdot \rho_{\text{м}}} = \frac{1,33^3 \cdot 0,9}{2,55 \cdot 10^{-5} \cdot 9,81 \cdot 768} = 11,02, \quad (5.159)$$

где $\rho_{\text{в}} = 1,293 \cdot \frac{273}{273 + 130} = 0,9 \text{ кг/м}^3$;

$$\nu = \frac{\mu_{\text{г}}}{\rho_{\text{в}}} = \frac{0,023 \cdot 10^{-3}}{0,9} = 2,55 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2/\text{с}, \quad (5.160)$$

где $\mu_{\text{г}} = 0,023 \cdot 10^{-3}$ – вязкость воздуха при $130 \text{ }^{\circ}\text{C}$, $\text{Н}\cdot\text{с}/\text{м}^2$.

Значению $Lu_{\text{кр}} = 11,02$ соответствует $Ar = 10^6$. Тогда диаметр укрупненных частичек (комков)

$$d = \sqrt[3]{\frac{Ar \cdot \nu^2 \cdot \rho_{\text{в}}}{\rho_{\text{м}} \cdot g}} = \sqrt[3]{\frac{10^7 \cdot 2,55^2 \cdot 10^{-10} \cdot 0,9}{768 \cdot 9,81}} = 0,0092 \text{ м.} \quad (5.161)$$

Таким образом, около решетки могут перемещаться даже комки проса диаметром $\approx 0,009 \text{ м}$.

Расход тепла в калорифере

$$Q = L_{\text{сек}} C_{\text{в}} \cdot (t_1 - t_0) = 3,06 \cdot 1,01 \cdot (130 - 19) = 343 \text{ кВт}, \quad (5.162)$$

где $C_{\text{в}}$ – теплоемкость воздуха при $t_{\text{ср}} = 100 \text{ }^{\circ}\text{C}$, $\text{кДж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$.

Размер решетки для сушилки

Полная площадь решетки

$$S_{\text{реш}} = \frac{L_{\text{сек}}}{\rho_{\text{в}} \cdot w} = \frac{3,06}{1,03 \cdot 0,448} = 6,3 \text{ м}^2; d_{\text{реш}} = 2,8 \text{ м.} \quad (5.163)$$

Ширину решетки принимают $a = 1,5$ м, тогда длина решетки $b = \frac{6,3}{1,5} = 4,2$ м.

Сепарационное пространство

Высота зоны действия струй (зоны гидродинамической стабилизации)

$$h_{\text{стр}} = 20 \cdot d_{\text{отв}} = 20 \cdot 6 = 0,12 \text{ м.} \quad (5.164)$$

Высота «кипящего слоя»

$$h = (2 \div 4) \cdot h_{\text{стр}}. \quad (5.165)$$

Принимаем

$$h = 3 \cdot h_{\text{стр}} = 3 \cdot 120 = 0,36 \text{ м.}$$

В свою очередь высоту сепарационного пространства принимают в 4 раза больше высоты «кипящего» слоя

$$h_{\text{сеп}} = 4 \cdot 360 = 1,440 \text{ м.}$$

Проверяем, будут ли выноситься из аппарата наименьшие частички проса, равные 0,001 м

$$Ar = \frac{d^3 \cdot \rho_{\text{м}} \cdot g}{v^2 \cdot \rho_{\text{в}}} = \frac{(1 \cdot 10^{-3})^3 \cdot 768 \cdot 9,81}{(1,94 \cdot 10^{-5})^2 \cdot 1,03} = 377. \quad (5.166)$$

Критерий Лященко, соответствующий уносу частичек, будет $Lu_{\text{вит}} = 3,7$, а скорость «витания» частичек диаметром 0,001 м

$$w_{\text{вит}} = \sqrt[3]{\frac{Lu_{\text{вит}} \cdot v \cdot \rho_{\text{м}} \cdot g}{\rho_{\text{в}}}} = \sqrt[3]{\frac{3,7 \cdot 1,94 \cdot 10^{-5} \cdot 768 \cdot 9,81}{1,03}} = 0,72 \text{ м/с.} \quad (5.167)$$

Действительная скорость газа в сепарационном пространстве для аппарата с вертикальными стенками

$$w = \frac{L_{\text{сек}} + w_{\text{сек}}}{\rho_{\text{в}} \cdot S_{\text{реш}}} \cdot \frac{273 + t_2}{273} = \frac{(3,06 + 0,056) \cdot (273 + 70)}{1,03 \cdot 6,3 \cdot 273} = 0,84 \text{ м/с.} \quad (5.168)$$

Так как $w_{\text{вит}} < w$, то сечение сепарационного пространства необходимо расширить до

$$S_{\text{сеп}} = 1,1 S_{\text{реш}} \frac{w}{w_{\text{ВИТ}}} = 1,1 \cdot 6,3 \cdot \frac{0,84}{0,72} = 8,09; d_{\text{сеп}} = \sqrt{S_{\text{сеп}} / 0,785} = 3,2 \text{ м.} \quad (5.169)$$

Общая высота аппарата (над решеткой)

$$h + h_{\text{сеп}} = 360 + 1440 = 1800 \text{ мм} = 1,8 \text{ м.} \quad (5.170)$$

Сопротивление сушилки с кипящим слоем

Сопротивление сушилки с кипящим слоем равно

$$\Delta P_c = \Delta P_{\text{сл}} + \Delta P_p, \quad (5.171)$$

где $\Delta P_{\text{сл}}$ – сопротивление взвешенного слоя;

ΔP_p – сопротивление решетки.

$$\Delta P_{\text{сл}} = \rho_m \cdot (1 - \varepsilon) \cdot g \cdot h = 768 \cdot (1 - 0,4) \cdot 9,8 \cdot 0,36 = 1625 \text{ Па}; \quad (5.172)$$

$$\Delta P_p = 0,503 \cdot \omega_0^2 \cdot \rho_v \cdot (1 - \varphi^2) \cdot c^2, \quad (5.173)$$

где φ – доля живого сечения решетки;

ω_0 – скорость потока в отверстиях решетки, м/с;

c – коэффициент сопротивления решетки, зависящий от отношения d_0/δ (см. рис. Д.11).

Принимаем $\delta = 2$ мм, $c = 0,73$, тогда

$$\Delta P_p = 0,503 \cdot 5,33^2 \cdot 1,03 \cdot (1 - 0,1^2) \cdot 0,73 = 10,6 \text{ Па.}$$

Сопротивление сушилки равно

$$\Delta P_c = 1625 + 10,6 = 1635,6 \text{ Па.}$$

Расход сухого воздуха

Рассчитываем плотность воздуха при $t_0 = 19$ °С

$$\rho_0 = 1,29 \cdot \frac{273}{273 + 19} = 1,2 \text{ кг/м}^3.$$

Объемный расход воздуха, поступающего в калорифер, равен

$$V_0 = \frac{L_{\text{сек}}}{\rho_0} = \frac{3,06}{1,2} = 2,55 \text{ м}^3/\text{с}. \quad (5.174)$$

Объемный расход воздуха, выходящего из калорифера равен

$$V_1 = \frac{L_{\text{сек}}}{\rho_1}, \quad (5.175)$$

где ρ_1 – плотность воздуха на выходе из калорифера рассчитывается по формуле

$$\rho_1 = 1,29 \cdot \frac{273}{273 + 130} = 0,68 \text{ кг/м}^3.$$

$$V_1 = \frac{3,06}{0,68} = 4,5 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Объемный расход воздуха, выходящего из сушилки равен

$$V_2 = \frac{L_{\text{сек}}}{\rho_2} = \frac{3,06}{1,03} = 2,97 \text{ м}^3/\text{с}. \quad (5.176)$$

Выбор и расчет калорифера

Для подогрева воздуха до 130 °С применяют воздухонагреватели с большой поверхностью теплообмена. Наиболее подходят для этого кожухотрубные калориферы. Расчет такого калорифера ничем не отличается от типового расчета кожухотрубного теплообменника.

Необходимая поверхность нагрева F , м, определяется по формуле

$$F = \frac{Q_k}{K \Delta t_{\text{cp}}}, \quad (5.177)$$

где K – коэффициент теплопередачи, Вт/(м²·К);

Δt_{cp} – средняя разность температур между теплоносителями, К.

Принимаем в качестве источника тепла насыщенный водяной пар: $P = 4 \text{ ат}$; $t_{\text{п}} = 142,9 \text{ °С}$.

Температурные условия процесса:

$$\begin{array}{ccc} 142,9 \text{ °С} & \text{—————} & 142,9 \text{ °С} \\ 19 \text{ °С} & \text{—————} & 130 \text{ °С} \end{array}$$

$$\Delta t_{\text{cp}} = \frac{(142,9 - 19) - (142,9 - 130)}{2,3 \lg \frac{142,9 - 19}{142,9 - 130}} = 49,11 \text{ °С}.$$

Количество тепла (Q , Вт), необходимое для нагрева воздуха в калорифере, рассчитывается по формуле

$$Q = L_{\text{сек}} \cdot C_{\text{в}} \cdot (t_{\text{к}} - t_{\text{н}}), \quad (5.178)$$

где $C_{\text{в}}$ – теплоемкость воздуха, определяется при средней температуре, равной

$$t_{\text{cp}} = \frac{(t_{\text{н}} + t_{\text{к}})}{2} = \frac{(130 + 19)}{2} = 79,5 \text{ °С}. \quad (5.179)$$

$$Q = 3,06 \cdot 1,014 \cdot 10^3 \cdot (130 - 19) = 344415 \text{ Вт.}$$

Принимаем коэффициент теплопередачи $K = 20 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$ (см. табл. 2.3). Тогда поверхность теплообмена равна

$$F = \frac{344415}{(20 \cdot 49,11)} = 350 \text{ м}^2.$$

Устанавливаем два одноходовых теплообменника с поверхностью $F = 235 \text{ м}^2$; диаметр кожуха $D = 1 \text{ м}$; длина трубы $l = 4,0 \text{ м}$; число труб $n = 747$; диаметр трубы $d = 0,025 \times 0,002 \text{ м}$ (см. табл. В.12).

Рассчитываем сопротивление калорифера.

Сопротивление трубного пространства рассчитывается по формуле

$$\Delta p_{\text{тр}} = \lambda \cdot \frac{\ell \cdot z}{d} \cdot \frac{\omega_{\text{тр}}^2 \cdot \rho_{\text{тр}}}{2} + [2,5 \cdot (z-1) + 2z] \cdot \frac{\omega_{\text{тр}}^2 \cdot \rho_{\text{тр}}}{2} + 3 \cdot \frac{\rho_{\text{тр}} \cdot \omega_{\text{тр.ш}}^2}{2}, \quad (5.180)$$

где z – число ходов;

$\omega_{\text{тр}}$ – скорость воздуха в трубном пространстве теплообменника;

$\rho_{\text{тр}}$ – плотность воздуха в трубном пространстве при $t_{\text{ср}}$ в теплообменнике;

$\omega_{\text{тр.ш}}$ – скорость воздуха в штуцере трубного пространства.

Средний объем воздуха, проходящего через калорифер, равен

$$V_{\text{ср.т}} = \frac{V_0 + V_1}{2} = \frac{2,55 + 4,5}{2} = 3,52 \text{ м}^3/\text{с}. \quad (5.181)$$

Рассчитываем скорость воздуха в трубах теплообменника

$$\omega_{\text{тр}} = \frac{V_{\text{ср.т}}}{0,785 \cdot d^2 \cdot n} = \frac{3,52}{0,785 \cdot 0,021^2 \cdot 747} = 13,63 \text{ м/с}. \quad (5.182)$$

Рассчитываем критерий Рейнольдса для воздуха

$$Re = \frac{\omega_{\text{тр}} \cdot d \cdot \rho_{\text{тр}}}{\mu_{\text{тр}}} = \frac{13,63 \cdot 0,021 \cdot 1}{0,021 \cdot 10^{-3}} = 13630. \quad (5.183)$$

Определяем коэффициент трения. Принимаем среднюю шероховатость стальных труб $e = 0,002 \text{ м}$ (см. табл. Д2). Для $d/e = 21/0,2 = 105$ и $Re = 13630$ находим коэффициент трения $\lambda = 0,039$ (см. рис. Д.1).

Принимаем диаметр штуцера $D_{шт}=0,3$ м (см. табл. В.14). Тогда скорость воздуха в штуцере равна

$$\omega_{тр.шт} = \frac{V_{ср.т}}{0,785 \cdot D_{шт}^2} = \frac{3,52}{0,785 \cdot 0,03^2} = 49,8 \text{ м/с}; \quad (5.184)$$

$$\begin{aligned} \Delta p_{тр} = 0,039 \cdot \frac{4 \cdot 1}{0,021} \cdot \frac{13,63^2 \cdot 1}{2} + [2,5 \cdot (1 - 1) + 2 \cdot 1] \cdot \frac{13,63^2 \cdot 1}{2} + \\ + 3 \cdot \frac{1 \cdot 49,8^2}{2} = 4596 \text{ Па.} \end{aligned}$$

Расчет циклона

Циклон служит для разделения газовых смесей под действием центробежной силы. Широкое распространение получили циклоны НИИОГАЗ (Научно-исследовательский институт по промышленной и санитарной очистке газов). Отличительной особенностью циклонов НИИОГАЗ является наклонный патрубок для поступающего газа. Широко применяют три типа одиночных циклонов:

– ЦН-24 – обеспечивает повышенную производительность при наименьшем гидравлическом сопротивлении; предназначен для улавливания крупной пыли, $\xi_0 = 60$;

– ЦН-15 – обеспечивает хорошую степень улавливания при сравнительно небольшом гидравлическом сопротивлении, $\xi_0 = 160$;

– ЦН-11 – обеспечивает повышенную эффективность и рекомендуется в качестве унифицированного пылеуловителя, $\xi_0 = 250$.

Расчет циклона производится методом последовательных приближений в следующем порядке:

1. Выбирают циклон типа ЦН–15 с коэффициентом местного сопротивления $\xi_0 = 160$ (см. табл. Г.17).

2. Принимают $\Delta\rho/\rho_B = 740$. Диаметр циклона D определяют по условной скорости газа $w_{ц}$, отнесенной к полному поперечному сечению цилиндрической части циклона

$$D = \sqrt{\frac{V}{0,785 w_{ц}}}, \quad (5.185)$$

где V – объемный расход газа, проходящего через циклон, $V = 11165 \text{ м}^3/\text{ч}$;
 $w_{ц}$ – условная скорость газа в цилиндрической части циклона.

$$\Delta\rho/\rho_B = \xi_0 w_{ц}^2 / 2, \quad (5.186)$$

где $\xi_0 = 160$.

$$w_{\text{Ц}} = \sqrt{\frac{740 \cdot 2}{160}} = 3,04 \text{ м/с.}$$

Плотность воздуха: $\rho_{\text{В}} = 1,293 \cdot (273/343) = 1,026 \text{ кг/м}^3$.

Следовательно

$$D = \sqrt{\frac{2,97}{1,03 \cdot 0,785 \cdot 3,04}} = 1,21 \text{ м.}$$

Согласно ГОСТ 9617–67 для одиночных циклонов не рекомендуется диаметр выше 1 м. Принимаем диаметр циклона 0,8 м, рассчитываем объем воздуха, проходящего через стандартный циклон

$$V_{\text{ст}} = 0,785 \cdot D_{\text{ст}}^2 \cdot w_{\text{Ц}} = 0,785 \cdot 0,8^2 \cdot 3,04 = 1,53 \text{ м}^3/\text{с.} \quad (5.187)$$

Рассчитываем число одиночных циклонов

$$n = \frac{V_2}{V_{\text{ст}}} = \frac{2,97}{1,53} = 1,94. \quad (5.188)$$

Устанавливаем два одиночных циклона диаметром 0,8 м.

Гидравлическое сопротивление циклона

$$\Delta p_{\text{Ц}} = \xi_0 (\rho_{\text{в}} w_{\text{Ц}}^2) / 2 = 160 \cdot (1,03 \cdot 3,04^2) / 2 = 761 \text{ Па.} \quad (5.189)$$

Общее сопротивление равно $761 \cdot 2 = 1523 \text{ Па}$.

Расчет рукавного фильтра

Для очистки газов от пыли методом фильтрования широко применяют тканевые фильтры, и в частности рукавные или мешочные фильтры, самовстряхивающиеся с обратной принудительной продувкой фильтровальной ткани.

Во избежание конденсации водяных паров температура газов на выходе должна быть на 15...20 °С выше температуры точки росы. Поверхность фильтрования, $F_{\text{рф}}$, м^2 определяют по формуле

$$F_{\text{рф}} = \frac{V_2 + V_{\text{пр}} + V_{\text{нв}}}{w_2}, \quad (5.190)$$

где V_2 – расход запыленного газа, $\text{м}^3/\text{с}$;

$V_{\text{г}} = 10692 \text{ м}^3/\text{ч}$;

$v_{\text{пр}}$ – расход продувочного газа, $\text{м}^3/\text{с}$;

$V_{\text{пр}} = (0,1 \div 0,2) \cdot V_2 = 0,15 \cdot 10692 = 1603,8 \text{ м}^3/\text{ч}$;

$V_{\text{ПВ}}$ – расход подсасываемого в аппарат воздуха, $\text{м}^3/\text{с}$, принимается на 10 % больше расхода газа $V_{\text{ПВ}} = (1,05 \div 1,1) \cdot V_2 = 1,05 \cdot 10692 = 11226 \text{ м}^3/\text{ч}$;

$w_B = (0,8 - 1,0) \cdot 10^{-2} \text{ м}^3/\text{м}^2\text{с}$ – допустимая удельная нагрузка тканевого фильтра по газу;

$$w_{\Gamma} = 0,9 \cdot 10^{-2} \text{ м}^3/\text{м}^2.$$

$$F_{\text{рф}} = \frac{10692 + 1603,8 + 11226}{3600 \cdot 0,9 \cdot 10^{-2}} = 726 \text{ м}^2.$$

Рассчитанная поверхность фильтрации должна быть проверена на допустимую запыленность ткани

$$F_{\text{рф}} \geq G_{1H} / G_0, \quad (5.191)$$

где G_{1H} – исходное количество пыли в газе, $\text{кг}/\text{с}$, поступающем в рукавный фильтр;

$G_0 = (0,2 \dots 0,3)$ – допустимая удельная запыленность ткани.

По каталогу ОСТ 26-14-2005-77 выбираем фильтр типа СМЦ-101 с поверхностью 800 м^2 (см. табл. Г.12, Г.15).

Рукавные фильтры работают практически в режиме постоянной скорости фильтрования, поэтому промежутки времени между встряхиванием рукавов определяются располагаемыми перепадами давлений, возрастающими по мере увеличения толщины слоя осевшей пыли обычно $\Delta p = 1 \dots 3 \text{ КПа}$. Принимаем гидравлическое сопротивление фильтра 1500 Па .

Сопротивление трубопровода.

Средний объемный расход воздуха в установке равен

$$V_{\text{ср}} = (V_0 + V_2) / 2 = (2,55 + 2,97) / 2 = 2,76 \text{ м}^3/\text{с}. \quad (5.192)$$

Рассчитываем диаметр трубопровода по формуле

$$d = \sqrt{\frac{V_{\text{ср}}}{0,785 \cdot w}}, \quad (5.193)$$

где w – скорость воздуха в трубопроводе (см. табл. 2.7).

Принимаем $w = 15 \text{ м}/\text{с}$.

$$d = \sqrt{\frac{2,76}{0,785 \cdot 15}} = 0,48 \text{ м}.$$

Принимаем стандартный диаметр трубопровода, равный $d = 0,53 \times 0,015$ м. Корректируем скорость воздуха в трубопроводе:

$$w = \frac{2,76}{0,785 \cdot 0,5^2} = 14,06 \text{ м/с.}$$

Критерий Рейнольдса

$$Re = \frac{w \cdot d \cdot \rho}{\mu} = \frac{14,06 \cdot 0,5 \cdot 1,11}{19,3 \cdot 10^{-6}} = 404316. \quad (5.194)$$

Плотность и вязкость воздуха определены при средней температуре в трубопроводе, $t_{cp} = (19 + 70)/2 = 44,5$ °С.

Определяем коэффициент трения. Принимаем шероховатость стальных труб с незначительной коррозией $e = 0,2$ мм (см. табл. Д.2). Для $d/e = 500/0,2 = 2500$ и $Re = 404316$ находим $\lambda = 0,017$ (см. рис. Д.3).

Коэффициенты местных сопротивлений представлены в таблице 5.6.

Таблица 5.6 – Коэффициенты местных сопротивлений

Вид сопротивления	$\Sigma \xi$
Вход воздуха в трубопровод	0,2
Диафрагма ($m = 0,4$)	8,25
Задвижка	2·0,15
Отвод (при $\varphi = 90^\circ$ и $R_0/d = 4$)	0,11·5

Общее гидравлическое сопротивление трубопровода

$$\Delta P = \frac{\rho \cdot \omega^2}{2} \left(1 + \frac{\lambda \cdot L}{d} + \Sigma \xi \right), \quad (5.195)$$

где L – длина трубопровода, принимаем $L = 30$ м.

Тогда

$$\Delta P = \frac{1,11 \cdot 14,06^2}{2} \left(1 + \frac{0,017 \cdot 30}{0,5} + 9,4 \right) = 1253 \text{ Па.}$$

Общее сопротивление установки равно

$$\begin{aligned} \Delta P_{уст} &= \Delta P_{суш} + \Delta P_{к} + \Delta P_{цикл} + \Delta P_{ф} + \Delta P_{тр} = \\ &= 4596 + 1635,6 + 1523 + 1500 + 1252 = 10506,6 \text{ Па.} \end{aligned} \quad (5.196)$$

Выбор газодувки

Мощность, потребляемая газодувкой N , кВт, определяется по формуле

$$N = \frac{V \cdot \Delta P_{уст}}{1000 \cdot \eta}, \quad (5.197)$$

где V – производительность газодувки, м³/с;

$\Delta P_{уст}$ – полное сопротивление сушильной установки, Н/м²;

η – к.п.д. вентиляторной установки.

$$V = V_0 = 2,55 \text{ м}^3/\text{с}. \quad (5.198)$$

Полное сопротивление сушильной установки

$$N = \frac{2,55 \cdot 10506,6}{1000 \cdot 0,8} = 33,5 \text{ кВт}.$$

Принимаем газодувку (см. табл. Г.16) марки ТВ–200–1.12 со следующими характеристиками:

Производительность – 3,33 м³/с;

Давление – 12000 Па;

Число оборотов – 48,3 мин⁻¹;

Мощность – 75 кВт.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Учебное пособие по дисциплине «Процессы и аппараты пищевых производств» отражает общие требования к выполнению курсового проекта согласно учебному плану по направлению подготовки 15.03.02 – Технологические машины и оборудование.

В пособии даны положения и содержание курсового проекта, основы расчета материальных и тепловых балансов технологических схем, расчеты основных аппаратов и вспомогательного оборудования, а также правила оформления принципиальных технологических схем и чертежей основных аппаратов.

Приведены примеры расчета теплообменников, колонных аппаратов и сушильных установок.

Представленные в учебном пособии материалы по дисциплине «Процессы и аппараты пищевых производств» позволят студентам реализовать предусмотренные учебным планом направления подготовки 15.03.02 – Технологические машины и оборудование, 19.03.02 – Продукты питания из растительного сырья, 19.03.03 – Продукты питания животного происхождения, 35.03.07 – Технология производства и переработки сельскохозяйственной продукции очной и заочной форм обучения все предусмотренные учебным планом профессиональные компетенции и выполнить курсовой проект самостоятельно без использования дополнительных литературных источников для успешной сдачи и защиты работы.

ЛИТЕРАТУРА

1. Вобликова, Т. В. Процессы и аппараты пищевых производств: учебное пособие / Т. В. Вобликова, С. Н. Шлыков, А. В. Пермяков. – Санкт-Петербург: Лань, 2019. – 204 с.
2. Бородулин, Д. М. Процессы и аппараты пищевых производств и биотехнологии: учебное пособие / Д. М. Бородулин, М. Т. Шулбаева, Е. А. Сафонова, Е. А. Вагайцева. – Санкт-Петербург: Лань, 2019. – 292 с.
3. Борисова, Т. В. Основные свойства пищевого сырья, полуфабрикатов и продуктов. Справочное пособие / Т. В. Борисова, В. Г. Зологина, Б. Д. Левин; Красноярский государственный аграрный университет. – Красноярск, 2008. – 98 с.
4. Бредихин, С. А. Процессы и аппараты пищевой технологии / С. А. Бредихин. – Санкт-Петербург: Лань, 2014. – 416 с.
5. Кавецкий, Г. Д. Процессы и аппараты пищевых технологий / Г. Д. Кавецкий, В. П. Касьяненко. – Москва: КолосС, 2008. – 591 с.
6. Остиков, А. Н. Расчет и проектирование массообменных аппаратов / А. Н. Остиков, В. Н. Василенко. – Санкт-Петербург: Лань, 2015. – 352 с.
7. Павлов, К. Ф. Примеры и задачи по курсу: процессы и аппараты химической технологии / К. Ф. Павлов, П. Г. Романов, А. А. Носков. – Москва: Русмедиа, 2004 – 576 с.
8. Ченцова, Л. И. Процессы и аппараты пищевых производств / Л. И. Ченцова, М. К. Шайхутдинова, Т. В. Борисова; Красноярский государственный аграрный университет. – Красноярск, 2006. – 112 с.
9. Ченцова, Л. И. Процессы и аппараты пищевых производств; метод. указания / Л. И. Ченцова, М. И. Шайхутдинова, В. Г. Зологина; Красноярский государственный аграрный университет. – Красноярск, 2009. – 46 с.
10. Ченцова, Л. И. Процессы и аппараты пищевых производств: Учебное пособие / Л. И. Ченцова, В. Н. Тепляшин, В. Н. Невзоров; Красноярский государственный аграрный университет. – Красноярск, 2013. – 94 с.

ПРИЛОЖЕНИЯ

Приложение А

Титульный лист пояснительной записки курсового проекта

Министерство сельского хозяйства Российской Федерации
Департамент образования, научно-технологической политики
и рыбохозяйственного комплекса
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования
«Красноярский государственный аграрный университет»

Институт пищевых производств

Кафедра «Технология, оборудование бродильных и пищевых производств»

«Процессы и аппараты пищевых производств»
(наименование дисциплины)

КУРСОВОЙ ПРОЕКТ
(Тема курсового проекта)

02. П42. . ПЗ
(обозначение документа)

Выполнил
студент группы

_____ (ФИО)
(подпись)

Принял
(Ученое звание, степень, или
должность)

_____ (ФИО)
(подпись)

Красноярск 20__

Индивидуальное задание

КРАСНОЯРСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АГРАРНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ
Кафедра «Технология, оборудование бродильных и пищевых производств»

Зав. кафедрой _____

Утверждаю _____

ЗАДАНИЕ

по курсовому проектированию

Студенту _____

Группа _____

Тема: Проект установки для пастеризации _____

_____ производительностью _____

Исходные данные: в пастеризаторе _____ нагревается от _____

до _____ °С. Давление греющего пара _____ . В холодильнике

_____ охлаждается до _____ °С водой с темпе-

ратурой $t_n =$ _____ °С, $t_k =$ _____ °С.

Содержание пояснительной записки:

Введение, физико-химические свойства исходного сырья и готового продукта, описание технологической схемы и принципа работы основного оборудования, технологические расчеты (материальный и тепловой баланс), расчет и подбор основного и вспомогательного оборудования по ГОСТу, заключение, библиографический список.

Графическая часть:

Схема установки, чертеж основного аппарата

Задание выдано _____

Срок защиты _____

Подпись преподавателя _____

Зав. кафедрой _____

Утверждаю _____

ЗАДАНИЕ

по курсовому проектированию

Студенту _____

Группа _____

Тема: Спроектировать ректификационную установку непрерывного действия для разделения смеси _____

Исходные данные:

1. Производительность установки _____

2. Состав исходной смеси по низкокипящему компоненту _____

3. Состав дистиллята по низкокипящему компоненту _____

4. Состав остатка по низкокипящему компоненту _____

5. Давление в колонне _____

6. Тип колонны _____

Содержание пояснительной записки:

Введение, физико-химические свойства исходного сырья и готового продукта, описание технологической схемы и принципа работы основного оборудования, расчет ректификационной колонны, расчет подогревателя, расчет дефлегматора и подбор основного и вспомогательного оборудования по ГОСТу, заключение, библиографический список.

Графическая часть:

Схема установки, чертеж установки, чертеж ректификационной колонны.

Задание выдано _____

Срок защиты _____

Подпись преподавателя _____

Зав. кафедрой _____

Утверждаю _____

ЗАДАНИЕ

по курсовому проектированию

Студенту _____

Группа _____

Тема: Спроектировать установку для сушки _____

в _____

В качестве теплоносителя взять _____

Исходные данные:

1. Производительность установки _____

2. Начальная влажность материала _____

3. Конечная влажность материала _____

4. Начальная температура теплоносителя _____

5. Конечная температура теплоносителя _____

6. Конечный размер частиц _____

7. Начальная температура материала _____

8. Конечная температура материала _____

Содержание пояснительной записки:

Введение, физико-химические свойства исходного сырья и готового продукта, описание технологической схемы и принципа работы основного оборудования, расчет сушильной камеры, расчет калорифера, расчет и подбор вентилятора, расчет аспирационной системы, выбор основного и вспомогательного оборудования по ГОСТу, заключение, библиографический список.

Графическая часть:

Схема сушильной установки, чертеж сушильной камеры.

Задание выдано _____

Срок защиты _____

Подпись преподавателя _____

КРАСНОЯРСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АГРАРНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ
Кафедра «Технология, оборудование бродильных и пищевых производств»

Зав. кафедрой _____

Утверждаю _____

ЗАДАНИЕ

по курсовому проектированию

Студенту _____

Группа _____

Тема: Спроектировать установку для выпарки _____ производительностью, _____ состоящую из _____ корпусов _____

работающую по системе питания _____

Поверхности нагрева корпусов должны быть равными между собой.

Исходные данные:

1. Давление свежего пара, обогревающего 1 корпус _____

2. Вакуум в соковом пространстве последнего корпуса _____

3. Начальная концентрация _____

4. Конечная концентрация _____

5. Температура исходного раствора _____

6. Температура конденсата из барометрического конденсатора _____

7. Подогреватели

Номер п/п	Место установки	Тип	Греющий пар	Температура конденсата	Температура	
					до нагрева	после нагрева

Содержание пояснительной записки:

Введение, физико-химические свойства исходного сырья и готового продукта, описание технологической схемы и принципа работы основного оборудования, расчет многокорпусной батареи, паропроводов, выбор основного и вспомогательного оборудования по ГОСТу, заключение, библиографический список.

Графическая часть:

Схема выпарной установки, чертеж выпарного аппарата.

Задание выдано _____

Срок защиты _____

Подпись преподавателя _____

Зав. кафедрой _____

Утверждаю _____

ЗАДАНИЕ

по курсовому проектированию

Студенту _____

Группа _____

Тема: Расчет установки для конденсации и охлаждения _____

исходные данные:

1. Производительность _____

2. Начальная температура вещества _____

3. Конечная температура вещества _____

4. Начальная температура хладагента _____

5. Конечная температура хладагента _____

6. Тип аппарата _____

Объем задания:

1. Схема установки.

2. Расчет теплообменников.

3. Расчет вспомогательного оборудования.

4. Графическая часть:

а) схема установки;

б) чертеж теплообменника.

Задание выдано _____

Срок защиты _____

Подпись преподавателя _____

Зав. кафедрой _____

Утверждаю _____

ЗАДАНИЕ

по курсовому проектированию

Студенту _____

Группа _____

Тема: Расчет установки для нагревания и испарения смеси _____

исходные данные:

1. Производительность _____

2. Начальная температура вещества _____

3. Конечная температура вещества _____

4. Начальная температура теплоносителя _____

5. Конечная температура теплоносителя _____

6. Тип аппарата _____

Объем задания:

1. Схема установки.

2. Расчет теплообменников.

3. Расчет вспомогательного оборудования.

4. Графическая часть:

а) схема установки;

б) чертеж испарителя.

Задание выдано _____

Срок защиты _____

Подпись преподавателя _____

Реферат пояснительной записки курсового проекта

Реферат

Пояснительная записка состоит из 25 страниц машинописного текста, 3 рисунков, 5 таблиц, 7 формул и 4 литературных источников.

ТЕПЛООБМЕН, ТЕПЛОПЕРЕДАЧА, ТЕПЛООТДАЧА, НАГРЕВАНИЕ, ИСПАРЕНИЕ, ТЕПЛООБМЕННИК

Объектом исследования является установка, используемая для нагревания и выпаривания томатного сока.

Цель работы – рассчитать и подобрать теплообменник для нагревания томатного сока и его выпаривания.

В результате расчета выпарных аппаратов с естественной циркуляцией с поверхностью 200 м^2 , диаметр греющей камеры $1,2 \text{ м}$, сепаратор $2,8 \text{ м}$.

Подобрано вспомогательное оборудование: подогреватель $F = 46 \text{ м}^2$, барометрический конденсатор $d = 0,8 \text{ м}$. Выполнен расчет диаметров трубопровода.

Экономичность выпарки $1,94 \text{ кг/кг}$, удельный расход пара $0,7 \text{ кг/кг}$ выпаренной воды.

Графическая часть проекта представлена технологической схемой установки и чертежом выпарного аппарата.

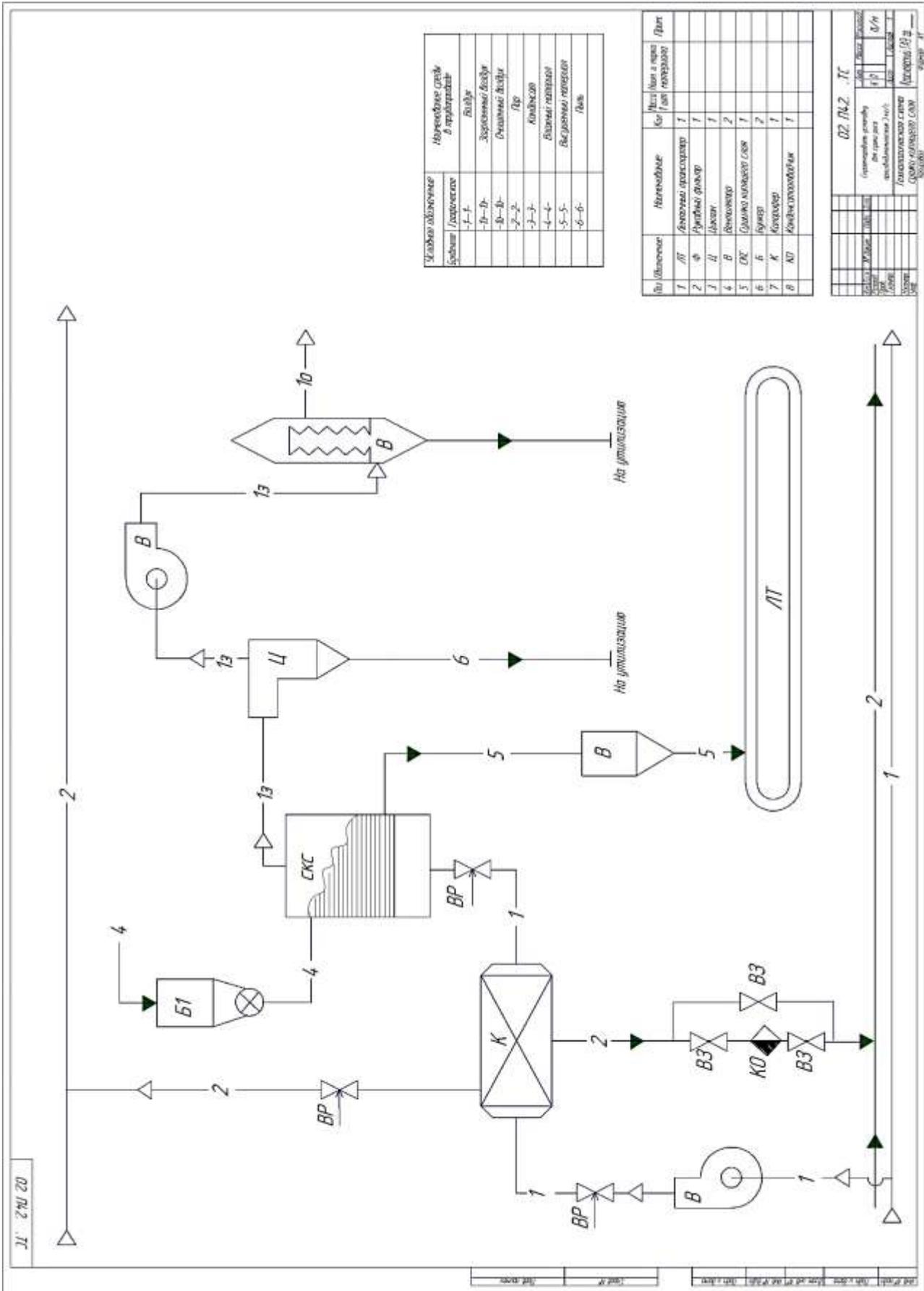
Содержание пояснительной записки курсового проекта

Содержание

Введение.....	5
1 Физико-химические свойства исходного сырья и готового продукта	6
2 Описание технологической схемы.....	7
3 Расчет основного оборудования.....	8
3.1 Расчет подогревателя.....	8
3.2 Расчет испарителя.....	11
4 Расчет вспомогательного оборудования	12
4.1 Расчет барометрического конденсатора	20
4.2 Расчет вакуум-насоса	22
4.3 Расчет трубопроводов	22
4.4 Расчет подогревателя.....	23
4.5 Расчет технико-экономических показателей.....	24
Заключение	26
Список использованной литературы	27

					<i>02. П42. . ПЗ</i>			
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>	Проект установки для выпарки томатного сока производительностью 1,5 кг/с	<i>Лит.</i>	<i>Масса</i>	<i>Масштаб</i>
<i>Разраб.</i>								
<i>Провер.</i>								
<i>Т. Контр.</i>								
<i>Реценз.</i>						<i>Лист</i> 4	<i>Листов</i> 25	
<i>Н. Контр.</i>					Ведомость курсового проекта 210	Красноярский ГАУ гр. _____		
<i>Утв.</i>								

Пример изображения технологической схемы



Л. 2 П. 20

Условные обозначения		Наименование средств автоматизации	
Символ	Обозначение	Символ	Наименование
1-1	1-1	1-1	Валы
1-2	1-2	1-2	Защитный фон
1-3	1-3	1-3	Система защиты
1-4	1-4	1-4	Пр
1-5	1-5	1-5	Аварийная остановка
1-6	1-6	1-6	Выход на аварийный режим
1-7	1-7	1-7	Панель

№	Обозначение	Наименование	Материал	Диаметр	Длина
1	ЛТ	Валы	1		
2	Ф	Защитный фон	1		
3	Ц	Система защиты	1		
4	В	Валы	2		
5	СКС	Система автоматического контроля	1		
6	Б	Буфер	1		
7	К	Контроль	1		
8	АВ	Аварийная остановка	1		

Л. 2 П. 20 . ТС	
№	Наименование
1	Валы
2	Защитный фон
3	Система защиты
4	Валы
5	Система автоматического контроля
6	Буфер
7	Контроль
8	Аварийная остановка

Таблица Б.1 – Зависимость плотности яблочного сока от концентрации при температуре 20 °С

Концентрация сока, %	ρ , кг/м ³	Концентрация сока, %	ρ , кг/м ³	Концентрация сока, %	ρ , кг/м ³
9,8	1030	30,0	1124	51,5	1225
12,8	1048	33,0	1144	54,7	1227
15,0	1063	34,0	1146	56,5	1272
18,0	1077	36,5	1179	57,5	1275
20,0	1080	46,5	1220	61,0	1301
22,4	1086	47,0	1223	62,4	1308
24,0	1086	48,5	1223	64,0	1312
26,4	1109	–	–	–	–

Таблица Б.2 – Зависимость плотности виноградного сока от концентрации и температуры

t , °С	ρ , кг/м ³ , при концентрации, %						
	15	20	30	40	50	60	70
0	1065	1088	1138	1185	1242	1300	1373
10	1065	1085	1132	1180	1237	1295	1368
20	1056	1081	1127	1176	1232	1290	1361
30	1052	1078	1124	1173	1228	1283	1355
40	1050	1075	1121	1168	1225	1278	1350
50	1048	1071	1118	1162	1220	1275	1342
60	1045	1067	1112	1156	1215	1268	1334
70	1040	1062	1108	1150	1210	1262	1326

Таблица Б.3 – Зависимость плотности натурального томатного сока от содержания сухих веществ и температуры

t , °С	ρ , кг/м ³ , при концентрации сока, %						
	4,29	8,07	12,40	16,40	20,22	25,22	30,04
20	1030	1046	1061	1078	1120	1121	1141
30	1023	1038	1055	1070	1097	1118	1137
40	1017	1033	1048	1065	1090	1109	1130
50	1011	1027	1043	1061	1084	1102	1124
60	1008	1025	1038	1055	1080	1098	1118
70	1000	1015	1030	1048	1072	1090	1113
80	997	1009	1022	1041	1062	1088	1105

Таблица Б.4 – Динамический коэффициент вязкости яблочного сока в зависимости от температуры при различных концентрациях

t , °С	μ , мПа·с, при концентрации сока, %				
	15,0	29,5	35,4	40,0	50,0
10	1,89	–	–	–	–
20	1,54	3,28	5,12	9,25	19,27
30	1,51	2,75	3,87	5,84	12,35
40	0,86	2,04	2,94	3,80	8,86
50	0,74	1,75	2,15	2,97	6,22
60	0,65	1,68	1,87	2,04	4,32
70	0,52	1,12	1,24	1,95	3,28
80	0,52	1,07	1,22	1,80	2,90

Таблица Б.5 – Динамический коэффициент вязкости виноградного сока в зависимости от температуры при различных концентрациях

t, °C	μ , мПа·с, при концентрации сока, %				
	15	20	30	40	50
0	–	4,00	6,50	15,0	48,0
5	–	3,80	5,40	11,7	37,0
10	2,20	3,25	4,30	9,2	28,0
20	1,75	2,40	3,80	6,2	15,0
30	1,40	1,5	2,76	–	–
40	1,10	1,35	2,20	–	–
50	0,90	1,05	1,80	–	–
60	0,75	0,85	1,40	–	–
70	0,60	0,74	1,15	–	–

Таблица Б.6 – Динамический коэффициент вязкости томатного сока в зависимости от температуры при различных концентрациях

t, °C	μ , мПа·с, при концентрации сока, %							
	4,62	6,35	10,8	11,2	13,5	14,0	17,6	25,0
30	60	95	410	450	700	1000	2500	4300
40	50	75	320	360	520	750	1800	3200
50	25	50	240	265	405	700	1400	2100
60	15	45	175	200	290	500	1000	1700
70	10	30	140	170	205	400	650	1150
80	5	25	110	130	185	250	500	1050

Таблица Б.7 – Коэффициент теплопроводности сока в зависимости от температуры при различном содержании сухих веществ

Концентрация сока, %	$\lambda \cdot 10^2$, Вт/(м·К), при температуре, °C					
	25	35	45	55	65	75
Яблочный сок						
13	52,1	55,6	55,9	58,0	60,0	62,0
20	47,5	49,7	51,6	53,4	55,3	57,8
30	44,1	46,4	47,6	50,4	52,0	54,5
40	41,5	43,3	45,0	47,5	48,8	50,7
50	39,2	41,0	42,6	44,6	46,7	47,5
60	35,4	38,6	40,0	41,9	43,1	44,3
Виноградный сок						
20	49,1	52,0	53,7	56,5	57,8	59,0
30	45,6	47,3	50,0	52,5	53,8	55,8
40	42,8	45,4	46,8	49,2	50,4	52,2
50	39,8	41,9	43,9	44,7	47,4	49,3
60	37,1	37,1	40,0	41,5	44,0	46,3

Таблица Б.8 – Теплоемкость яблочного сока при различной концентрации в зависимости от температуры

$t, ^\circ\text{C}$	$c, \text{Дж}/(\text{кг}\cdot\text{К}), \text{ при концентрации сока, \%}$					
	15	20	30	40	50	58
20	3690	3530	3330	3180	2950	2800
30	3730	3600	3410	3250	3030	2920
40	3750	3630	3450	3290	3070	2970
50	3780	3660	3470	3300	3120	3000
60	3780	3665	3475	3300	3125	3000
70	3780	3665	3475	3300	3125	3000
80	3780	3665	3475	3300	3125	3000

Таблица Б.9 – Зависимость динамического коэффициента вязкости вина от температуры

$t, ^\circ\text{C}$	$\mu, \text{мПа}\cdot\text{с}$			
	Сухое	Крепленное	Фруктовое	Белый мускат
-10	–	8,581*	7,110	12,405
-5	3,628**	6,865	6,865	9,385
0	2,991	5,433	4,648	7,355
5	2,451	4,285	3,697	5,805
10	2,029	3,432	2,951	4,707
15	1,716	2,765	2,412	3,824
20	1,510	2,353	2,079	3,128
25	1,343	1,981	1,765	2,599
30	1,226	1,716	1,530	2,275
35	1,128	1,471	1,324	1,981
40	1,030	1,304	1,206	1,755
45	0,980	1,177	1,088	1,569
50	0,932	1,079	1,069	1,441
55	0,902	1,030	1,049	1,373
60	0,882	1,030	1,030	1,343

* При $-9 ^\circ\text{C}$.

** При $-4 ^\circ\text{C}$.

Таблица Б.10 – Зависимость плотности и удельной теплоемкости вина от температуры

$t, ^\circ\text{C}$	Сухое		Крепленное		Фруктовое		Белый мускат	
	$\rho, \text{кг}/\text{м}^3$	$c, \text{Дж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$						
-10	–	–	1036	3529*	1019*	–	1094	3467
-5	996**	–	1036	3626	1019	3669	1093	3563
0	996	3881	1034	3680	1018	4056	1092	3601
3	996	3827	1032	3714	1017	4091	1091	3609
10	995	3785	1030	3726	1015	4095	1089	3609
15	994	3760	1028	3726	1014	4095	1088	3609
20	993	3735	1025	3726	1012	4095	1086	3609
25	992	3718	1022	3726	1010	4095	1084	3609
30	991	3710	1020	3726	1008	4095	1082	3609
35	989	3710	1017	3726	1005	4095	1080	3609
40	986	3710	1014	3726	1003	4095	1077	3609
45	984	3726	1011	3726	1000	4095	1074	3609
50	981	3739	1008	3726	998	4095	1071	3609
55	981	3756	1005	3726	995	4095	1068	3609
60	975	3789	1002	3726	993	4095	1065	3609

* При $-9 ^\circ\text{C}$.

** При $-4 ^\circ\text{C}$.

Таблица Б.11 – Зависимость коэффициента теплопроводности вина от температуры

$t, ^\circ\text{C}$	$\lambda \cdot 10^2, \text{Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$			
	Сухое	Крепленное	Фруктовое	Белый мускат
-10	–	33,0*	31,4*	33,7
-5	40,9**	35,0	32,6	34,5
0	42,4	36,7	33,7	35,5
5	44,3	38,1	34,9	36,4
10	46,1	39,3	36,0	37,3
15	47,9	40,1	37,2	38,3
20	49,4	40,8	38,4	39,2
25	50,8	41,4	39,5	40,1
30	52,1	41,6	40,1	41,6
35	53,1	41,7	41,9	42,1
40	53,9	41,9	43,0	43,0
45	54,6	42,0	44,2	43,9
50	55,1	42,1	45,3	44,8
55	55,6	42,2	46,5	45,9
60	55,8	42,3	47,7	47,4

*При -9°C .

**При -4°C .

Таблица Б.12 – Температура затвердевания вина

Сухое		Крепленное		Фруктовое		Белый мускат	
$t_{\text{ЗАТ}}, ^\circ\text{C}$	$\rho, \text{кг}/\text{м}^3$						
-5,0	992,5	-10,2	1022,7	-11,0	1001,9	-12,4	1084,9
-5,8	994,0	-11,6	1023,0	-12,0	1014,2	-14,2	1071,7
-5,1	992,0	-9,8	1033,4	-13,6	1058,2	-13,2	1071,2
-6,6	996,4	-12,8	1026,2	-11,2	1016,0	–	–
-5,4	991,5	-12,0	1022,7	-11,2	1002,7	–	–

Таблица Б.13 – Теплофизические характеристики продуктов пивоваренного производства

Продукты	$t, ^\circ\text{C}$	$\rho, \text{кг}/\text{м}^3$	$\mu, \text{мПа}\cdot\text{с}$	$c, \text{Дж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$	$\lambda \cdot 10^2, \text{Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$	$\delta \cdot 10^3, \text{Н}/\text{м}$
Пиво Ленинградское						
Заторная масса	40	1097	–	3569	41,0	–
	80	1097	–	3646	45,6	–
Сусло неохмеленное	50	1072		3671	56,0	
	80	1056		3726	58,3	
Сусло охмеленное	50	1072		3679	57,0	
	80	1056		3730	60,5	
Готовое пиво	50	1020		3860	55,0	
	80	1020		3873	57,9	
Пиво Жигулевское						
Заторная масса	20	1081	–	3626	46,2	–
	80	1081	–	3718	54,1	–
Сусло неохмеленное	50	1077	1,382	3758	56,3	36,7
	80	1058	0,750	3810	60,5	36,0
Сусло охмеленное	50	1048	1,097	3915	58,6	30,0
	90	1015	0,698	3960	62,0	–
Готовое пиво	50	1008	0,780	4007	55,6	43,9
	90	1000	0,409	4028	59,7	42,8

Таблица Б.14 – Свойства водно-спиртовых паров при давлении $9,81 \cdot 10^4$ Па

Содержание спирта в жидкости		Температура кипения смеси	Содержание спирта в парах	
% мас.	% мол.		% мас.	% мол.
1,00	0,39	98,75	10,75	4,51
5,00	2,01	94,95	37,0	18,68
10,00	4,16	91,30	52,2	29,92
15,00	6,46	89,0	60,0	36,98
20,00	8,92	87,0	65,0	42,09
25,00	11,53	85,7	68,6	46,08
30,00	14,35	84,7	71,3	49,30
35,00	17,41	83,75	73,2	51,67
40,00	20,68	83,1	74,6	53,46
45,00	24,25	82,45	79,9	55,22
50,00	28,12	81,9	77,0	56,71
55,00	32,34	81,4	78,2	58,39
60,00	36,98	81,0	79,5	60,29
65,00	42,09	80,6	80,8	62,22
70,00	47,72	80,2	82,1	64,21
75,00	54,00	79,75	83,8	66,93
80,00	61,02	79,5	85,8	70,29
85,00	68,92	78,95	88,3	74,69
90,00	77,88	78,5	91,3	80,42
95,00	88,15	78,15	95,05	88,25
96,57	89,41	78,15	95,57	89,41

Таблица Б.15 – Свойства водно-спиртовых паров при давлении 10^5 Па

Концентрация, % мас.	t , °С	i' , кДж/кг	r , кДж/кг	i'' , кДж/кг	ρ_n , кг/м ³
0	100,0	418,70	2256,7	2675,0	0,589
5	99,4	424,56	2185,6	2610,0	0,620
10	98,8	426,24	2114,4	2540,0	0,643
15	98,2	423,30	2043,0	2466,5	0,667
20	97,6	420,79	1972,1	2392,9	0,694
25	97,0	420,37	1902,9	2383,4	0,722
30	96,0	417,86	1833,9	2250,5	0,750
35	95,3	406,97	1762,7	2169,7	0,785
40	94,0	397,34	1691,5	2087,2	0,817
45	93,2	382,27	1624,5	2006,8	0,854
50	91,9	369,29	1553,4	1922,6	0,887
55	90,6	356,73	1484,3	1841,0	0,933
60	89,0	342,91	1415,2	1758,1	0,976
65	87,0	322,81	1346,0	1668,9	1,025
70	85,1	306,48	1277,0	1585,2	1,085
75	82,8	284,29	1210,0	1494,3	1,145
80	80,8	260,1	1143,0	1403,0	1,214
85	79,6	249,96	1071,8	1321,8	1,295
90	78,7	237,40	996,5	1233,9	1,380
95	78,2	222,74	925,3	1148,0	1,480
100	78,3	209,76	854,1	1063,9	1,598

Таблица Б.16 – Плотность водно-спиртовых растворов при различной температуре

$t, ^\circ\text{C}$	$\rho, \text{кг/м}^3$, при концентрации, % мас.											
	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100	
-20	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	823
0	1000	–	977	–	947	–	904	–	857	–	–	806
20	998	982	969	954	935	914	891	868	844	818	–	789
30	996	979	964	948	928	906	883	859	836	809	–	781
40	994	975	959	941	920	898	874	850	826	800	–	772
50	988	971	953	935	912	889	865	841	817	791	–	763
60	983	964	947	927	903	880	856	831	807	781	–	754
70	978	957	939	919	894	871	846	822	797	772	–	744
80	972	954	932	910	885	862	837	812	787	762	–	735
100	958	–	922	–	885	–	835	–	783	–	–	716
120	943	–	910	–	872	–	820	–	768	–	–	683

Таблица Б.17 – Динамический коэффициент вязкости водно-спиртовых растворов при различной температуре

$t, ^\circ\text{C}$	$\mu, \text{мПа}\cdot\text{с}$, при концентрации, % мас.										
	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
10	–	2,162	3,235	4,095	4,355	4,774	3,787	3,268	2,663	2,048	1,480
20	0,988	1,548	2,168	2,670	2,867	2,832	2,642	2,369	1,998	1,601	1,221
30	0,801	1,153	1,539	1,849	1,941	2,001	1,906	1,744	1,519	1,270	0,997
40	0,653	0,896	1,144	1,353	1,455	1,475	1,426	1,328	1,181	1,022	0,824
50	0,549	0,725	0,896	1,038	1,116	1,136	1,109	1,044	0,950	0,835	0,695
60	0,470	0,602	0,728	0,826	0,887	0,904	0,887	0,841	0,778	0,695	0,590
70	0,405	0,509	0,606	0,677	0,724	0,739	0,727	0,696	0,648	0,589	0,506
75	–	0,481	0,578	0,625	0,665	0,600	0,700	0,650	0,605	–	–

Таблица Б.18 – Коэффициент теплопроводности водно-спиртовых растворов при различной температуре

$t, ^\circ\text{C}$	$\lambda \cdot 10^2, \text{Вт/(м}\cdot\text{К)}$, при концентрации, % мас.										
	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
20	0,61	0,55	0,50	0,45	0,41	0,35	0,30	0,27	0,24	0,23	0,19
30	0,62	0,57	0,52	0,48	0,42	0,37	0,33	0,28	0,26	0,24	0,19
40	0,64	0,58	0,54	0,49	0,44	0,38	0,34	0,30	0,27	0,26	0,18
50	0,65	0,61	0,55	0,50	0,45	0,39	0,36	0,31	0,28	0,27	0,18
60	0,66	0,62	0,56	0,51	0,46	0,41	0,37	0,33	0,29	0,28	0,18
70	0,66	0,62	0,57	0,52	0,48	0,42	0,38	0,34	0,30	0,28	0,18
80	0,6	0,63	0,58	0,54	0,49	0,43	0,38	0,35	0,31	0,29	0,18

Таблица Б.19 – Теплоемкость водно-спиртовых растворов при различной температуре

$t, ^\circ\text{C}$	$c, \text{Дж}/(\text{кг}\cdot\text{K}), \text{ при концентрации, \% мас.}$										
	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
20	4183	4262	4304	4212	3961	3789	3550	3266	2998	2730	2403
30	4199	4270	4310	4270	4100	3850	3600	3350	3100	2810	2510
40	4183	4283	4312	4245	4091	3873	3663	3429	3140	2906	2600
50	4199	4270	4310	4400	4190	4020	3850	3680	3220	2930	2720
60	4187	4283	4342	4275	4132	3948	3776	3584	3341	3140	2948
70	4212	4310	4310	4480	4350	4230	4100	3940	3640	3350	2970
80	4216	4310	4310	4520	4400	4310	4230	4100	3850	3560	3100
90	–	4310	4310	4560	4440	4400	4350	4270	4060	3770	3260
100	–	4350	4310	4600	4480	4480	4480	4430	4270	3980	3430
110	–	4310	4310	4650	4520	4560	4600	4600	4480	4190	3600

Таблица Б.20 – Свойства насыщенного водяного пара в зависимости от температуры

Температура, $^\circ\text{C}$	Давление (абсолютное), $\text{кгс}/\text{см}^2$	Удельный объем, $\text{м}^3/\text{кг}$	Плотность, $\text{кг}/\text{м}^3$	Удельная энтальпия жидкости i' , $\text{кДж}/\text{кг}$	Удельная энтальпия пара i'' , $\text{кДж}/\text{кг}$	Удельная теплота парообразования r , $\text{кДж}/\text{кг}$
1	2	3	4	5	6	7
0	0,0062	206,5	0,00484	0	2493,1	2493,1
5	0,0089	147,1	0,00680	20,95	2502,7	2481,7
10	0,0125	106,4	0,00940	41,90	2512,3	2470,4
15	0,0174	77,9	0,01283	62,85	2522,4	2459,5
20	0,0238	57,8	0,01729	83,80	2532,0	2448,2
25	0,0323	43,40	0,02304	104,75	2541,7	2436,9
30	0,0433	32,93	0,03036	125,70	2551,3	2425,6
35	0,0573	25,25	0,03960	146,65	2561,0	2414,3
40	0,0752	19,55	0,05114	167,60	2570,6	2403,0
45	0,0977	15,28	0,06543	188,55	2579,8	2391,3
50	0,1258	12,054	0,0830	209,50	2589,5	2380,0
55	0,1605	9,589	0,1043	230,45	2598,7	2368,2
60	0,2031	7,687	0,1301	251,40	2608,3	2356,9
65	0,2550	6,209	0,1611	272,35	2617,5	2345,2
70	0,3177	5,052	0,1979	293,30	2626,3	2333,0
75	0,393	4,139	0,2416	314,3	2636	2321
80	0,483	3,414	0,2929	335,2	2644	2310
85	0,590	2,832	0,3531	356,2	2653	2297
90	0,715	2,365	0,4229	377,1	2662	2285
95	0,862	1,985	0,5039	398,1	2671	2273
100	1,033	1,675	0,5970	419,0	2679	2260
105	1,232	1,421	0,7036	440,4	2687	2248
110	1,461	1,212	0,8254	461,3	2696	2234
115	1,724	1,038	0,9635	482,7	2704	2221
120	2,025	0,893	1,1199	504,1	2711	2207
125	2,367	0,7715	1,296	525,4	2718	2194

Окончание таблицы Б.20

1	2	3	4	5	6	7
130	2,755	0,6693	1,494	546,8	2726	2179
135	3,192	0,5831	1,715	568,2	2733	2165
140	3,685	0,5096	1,962	589,5	2740	2150
145	4,238	0,4469	2,238	611,3	2747	2125
150	4,855	0,3933	2,543	632,7	2753	2120
160	6,303	0,3075	3,252	654,1	2765	2089
170	8,080	0,2431	4,113	719,8	2776	2056
180	10,23	0,1944	5,145	763,8	2785	2021
190	12,80	0,1568	6,378	808,3	2792	1984
200	15,85	0,1276	7,840	852,7	2798	1945
210	19,55	0,1045	9,567	897,9	2801	1904
220	23,66	0,0862	11,600	943,2	2803	1860
230	28,53	0,07155	13,98	989,3	2802	1813
240	34,13	0,05967	16,76	1035	2799	1763
250	40,55	0,04998	20,01	1082	2792	1710
260	47,85	0,04199	23,82	1130	2783	1653
270	56,11	0,03538	28,27	1178	2770	1593
280	65,42	0,02988	33,47	1226	2754	1528
290	75,88	0,02525	39,60	1275	2734	1459
300	87,6	0,02131	46,93	1327	2710	1384
310	100,7	0,01799	55,59	1380	2682	1302
320	115,2	0,01516	65,95	1437	2650	1213
330	131,3	0,01273	78,53	1498	2613	1117
340	149,0	0,01064	93,98	1564	2571	1009
350	168,6	0,00884	113,2	1638	2519	881,2
360	190,3	0,00716	139,6	1730	2444	713,6
370	214,5	0,00585	171,0	1890	2304	411,5
374	225	0,00310	322,6	2100	2100	0

Пересчет в СИ: $1 \text{ кгс/см}^2 = 9,881 \cdot 10^4 \text{ Па}$.

Таблица Б.21 – Свойства насыщенного водяного пара в зависимости от давления

Давление (абсолютное), кгс/см ²	Температура, °С	Удельный объем, м ³ /кг	Плотность, кг/м ³	Удельная энтальпия жидкости i' , кДж/кг	Удельная энтальпия пара i'' , кДж/кг	Удельная теплота па- рообразова- ния r , кДж/кг
1	2	3	4	5	6	7
0,01	6,6	131,60	0,00760	27,7	2506	2478
0,015	12,7	89,64	0,01116	53,2	2518	2465
0,02	17,1	68,27	0,01465	71,6	2526	2455
0,025	20,7	55,28	0,01809	86,7	2533	2447
0,03	23,7	46,53	0,02149	99,3	2539	2440
0,04	28,6	35,46	0,02820	119,8	2548	2429
0,05	32,5	28,73	0,03481	136,2	2556	2420
0,06	35,8	24,19	0,04133	150,0	2562	2413
0,08	41,1	18,45	0,05420	172,2	2573	2400
0,10	45,4	14,96	0,06686	190,2	2581	2390

Окончание таблицы Б.21

1	2	3	4	5	6	7
0,12	49,0	12,60	0,07937	205,3	2588	2382
0,15	53,6	10,22	0,09789	224,6	2596	2372
0,30	68,7	5,331	0,1876	287,9	2620	2336
0,40	75,4	4,072	0,2456	315,9	2632	2320
0,50	80,9	3,304	0,3027	339,0	2642	2307
0,60	85,5	2,785	0,3590	358,2	2650	2296
0,70	89,3	2,411	0,4147	375,0	2657	2286
0,80	93,0	2,128	0,4699	389,7	2663	2278
0,90	96,2	1,906	0,5246	403,1	2668	2270
1,0	99,1	1,727	0,5790	415,2	2677	2264
1,2	104,2	1,457	0,6865	437,0	2686	2249
1,4	104,2	1,261	0,7931	456,3	2693	2237
1,6	112,7	1,113	0,898	473,1	2703	2227
1,8	116,3	0,997	1,003	483,6	2709	2217
2,0	119,6	0,903	1,107	502,4	2710	2208
3,0	132,9	0,6180	1,618	558,9	2730	2171
4,0	142,9	0,4718	2,120	601,1	2744	2141
5,0	151,1	0,3825	2,614	637,7	2754	2117
6,0	158,1	0,3222	3,104	667,9	2768	2095
7,0	164,2	0,2785	3,591	694,3	2769	2075
8,0	169,6	0,2454	4,075	718,4	2776	2057
9,0	174,5	0,2195	4,536	740,0	2780	2040
10	179,0	0,1985	5,037	759,6	2784	2024
11	183,2	0,1813	5,516	778,1	2787	2009
12	187,1	0,1668	5,996	795,3	2790	1995
13	190,7	0,1545	6,474	811,2	2793	1984
14	194,1	0,1438	6,952	826,7	2795	1968
15	197,4	0,1346	7,431	840,9	2796	1956
16	200,4	0,1264	7,909	854,8	2798	1943
17	203,4	0,1192	8,389	867,7	2799	1931
18	206,2	0,1128	8,868	880,3	2800	1920
19	208,8	0,1070	9,349	892,5	2801	1909
20	211,4	0,1017	9,83	904,2	2802	1898
30	232,8	0,06802	14,70	1002	2801	1800
40	249,2	0,05069	19,73	1079	2793	1715
50	262,7	0,04007	24,96	1143	2780	1637
60	274,3	0,03289	30,41	1199	2763	1565
70	284,5	0,02769	36,12	1249	2746	1497
80	293,6	0,02374	42,13	1294	2726	1432
90	301,9	0,02064	48,45	1337	2705	1369
100	309,5	0,01815	55,11	1377	2684	1306
120	323,1	0,01437	69,60	1455	2638	1183
160	345,7	0,00956	104,6	1606	2540	934
180	355,4	0,00782	128,0	1684	2483	799
200	364,2	0,00614	162,9	1783	2400	617
225	374,0	0,00310	322,6	2100	2100	0

Пересчет в СИ: $1 \text{ кгс/см}^2 = 9,881 \cdot 10^4 \text{ Па}$.

Таблица Б.22 – Физические свойства воды (на линии насыщения)

p , кгс/см ²	t , °С	ρ , кг/м ³	i , Дж/кгК	c , Дж/кгК	$\lambda \cdot 10^2$, Вт/мК	$\alpha \cdot 10^7$, м ² /с	$\mu \cdot 10^6$, Па·с	$\nu \cdot 10^6$, м ² /с	$\beta \cdot 10^4$, К ⁻¹	$\sigma \cdot 10^4$, кг/с ²	Pr
1	0	1000	0	4,23	55,1	1,31	1790	1,79	-0,63	756	13,7
1	10	1000	41,9	4,19	57,5	1,37	1310	1,31	+0,7	762	9,52
1	20	998	83,8	4,19	59,9	1,43	1000	1,01	1,82	727	7,02
1	30	996	126	4,18	61,8	1,49	804	0,81	3,21	712	5,42
1	40	992	168	4,18	63,4	1,53	657	0,66	3,87	697	4,31
1	50	988	210	4,18	64,8	1,57	549	0,556	4,49	677	3,54
1	60	983	251	4,18	65,9	1,61	470	0,478	5,11	662	2,98
1	70	978	293	4,19	66,8	1,63	406	0,415	5,70	643	2,55
1	80	972	335	4,19	67,5	1,66	355	0,365	6,32	626	2,21
1	90	965	377	4,19	68,0	1,68	315	0,326	6,95	607	1,95
1,03	100	958	419	4,23	68,3	1,69	282	0,295	7,5	589	1,75
10,46	110	951	461	4,23	68,5	1,69	256	0,268	8,0	569	1,58
2,02	120	943	503	4,23	68,6	1,72	231	0,244	8,6	549	1,43
2,75	130	935	545	4,27	68,6	1,72	212	0,226	9,2	529	1,32
3,68	140	926	587	4,27	68,5	1,72	196	0,212	9,7	507	1,23
4,85	150	917	629	4,32	68,4	1,72	185	0,202	10,3	487	1,17
6,30	160	907	671	4,36	68,3	1,72	174	0,191	10,8	466	1,10
8,08	170	897	713	4,40	67,9	1,72	163	0,181	11,5	444	1,05
10,23	180	887	755	4,44	67,5	1,72	153	0,173	12,2	424	1,01

Таблица Б.23 – Температурная депрессия сахарных растворов

Концентрация раствора, %	Δ , °С, при температуре в надсоковом пространстве аппарата °С														
	60	65	70	75	80	85	90	95	100	105	110	115	120	125	130
10	0,1	0,1	0,08	0,09	0,09	0,09	0,09	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1
15	0,15	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3
20	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4
25	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,6	0,6	0,6
30	0,5	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7	0,8	0,8	0,8	0,8
35	0,7	0,7	0,7	0,8	0,8	0,8	0,8	0,9	0,9	0,9	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0
40	0,9	1,0	1,0	1,0	1,0	1,1	1,1	1,2	1,2	1,2	1,3	1,3	1,3	1,4	–
45	1,3	1,3	1,3	1,4	1,4	1,5	1,5	1,6	1,6	1,7	1,7	1,7	1,9	–	–
50	1,6	1,6	1,7	1,7	1,8	1,9	1,9	2,0	2,0	2,1	2,2	2,2	2,3	–	–
55	2,0	2,1	2,2	2,2	2,3	2,4	2,5	2,5	2,6	2,7	2,8	2,9	–	–	–
60	2,6	2,7	2,7	2,8	2,9	3,0	3,1	3,2	3,3	3,4	3,6	3,7	–	–	–
65	3,3	3,4	3,5	3,6	3,8	3,9	4,0	4,1	4,3	4,4	4,6	–	–	–	–
70	4,2	4,3	4,4	4,8	4,8	4,9	5,1	5,3	5,4	5,6	5,8	–	–	–	–

Таблица Б.24 – Среднее значение тепловой проводимости загрязнений стенок

Теплоноситель	Тепловая проводимость загрязнений стенок $1/r_{загр}$, Вт/м ² ·К
Вода загрязненная	1400–1850*
Вода среднего качества	1860–2900*
Вода хорошего качества	2900–5800*
Вода очищенная	2900–5800*
Вода дистиллированная	11600
Нефтепродукты чистые, масла, пары хладагентов	2900
Нефтепродукты сырые	1160
Органические жидкости, рассолы, жидкие хладагенты	5800
Водяной пар (с содержанием масла)	5800
Органические пары	11600
Воздух	2800

* для воды меньшие значения тепловой проводимости загрязнений соответствуют более высоким температурам.

Таблица Б.25 – Плотность воды и уксусной кислоты

Вещество	Плотность, кг/м ³						
	0	20	40	60	80	100	120
Вода	1000	988	992	983	972	958	943
100 %-я уксусная кислота	1072	1048	1027	1004	981	958	922
50 %-я уксусная кислота	1074	1058	1042	1026	1010	994	978

Таблица Б.26 – Вязкость воды и уксусной кислоты

Вещество	Вязкость, мПа·с									
	0	10	20	30	40	50	60	80	100	120
Вода	1,99	1,31	1,0	0,801	0,656	0,549	0,469	0,357	0,284	0,232
100 %-я уксусная кислота	–	–	1,22	1,04	0,9	0,79	0,7	0,56	0,46	0,37
50 %-я уксусная кислота	4,35	3,03	2,21	1,7	1,35	1,11	0,92	0,65	0,5	0,4

Таблица Б.27 – Коэффициент теплопроводности воды и уксусной кислоты

Вещество	Теплопроводность, Вт/(м·К)						
	0	20	40	60	80	100	120
Вода	0,56	0,59	0,63	0,65	0,67	–	–
100 %-я уксусная кислота	0,26	0,25	0,24	0,23	22	22	21

Таблица Б.28 – Удельная теплота парообразования воды и уксусной кислоты

Вещество	Теплота парообразования, кДж/кг				
	60	80	100	120	140
Вода	2359	2370	2258	2207	2140
100 %-я уксусная кислота	–	–	–	406,4	395,5

Таблица Б.29 – Теплофизические характеристики молока

$t, ^\circ\text{C}$	$\rho, \text{кг/м}^3$	$\mu, \text{мПа}\cdot\text{с}$	$C, \text{Дж/кг}\cdot\text{K}$	$\lambda, \text{Вт/(м}\cdot\text{K)}$
0	1114,2	3,01	3635	0,520
5	1102,3	2,73	3615	0,526
10	1033,2	2,47	3853	0,531
15	1030,0	2,10	3854	0,537
20	1027,9	1,79	3855	0,542
30	1023,6	1,33	3856	0,553
40	1019,3	1,17	3859	0,564
50	1015,1	1,04	3864	0,575
60	1010,3	0,85	3869	0,586
70	1004,5	0,67	3879	0,597
80	998,7	0,33	3893	0,608
90	992,4	0,12	3898	0,619
100	985,8	0,08	3905	0,631

Таблица Б.30 – Поверхностное натяжение этилового спирта в зависимости от температуры

Вещество	Поверхностное натяжение $\sigma \cdot 10^3, \text{Н/м}$							
	-20 °C	0 °C	20 °C	40 °C	60 °C	80 °C	100 °C	120 °C
Этиловый спирт, 100 %	25,7	24	22,3	20,6	19	17,3	15,5	13,4
Этиловый спирт, 80 %	–	26	25	23	21	20	18	16
Этиловый спирт, 60 %	–	28	27	25	23	22	20	18
Этиловый спирт, 40 %	–	32	30	28	26	24	22	19
Этиловый спирт, 20 %	–	40	38	36	33	31	29	27

Таблица В.1 – Обозначение выпарных аппаратов и их элементов
(ГОСТ 2.788 – 74)

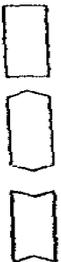
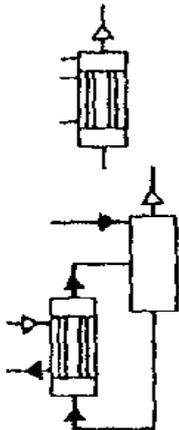
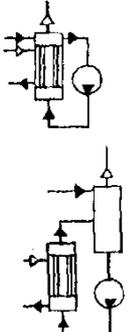
Наименование	Обозначение
<p>Обечайки:</p> <p>а) под атмосферным давлением;</p> <p>б) под внутренним давлением выше атмосферного;</p> <p>в) под внутренним давлением ниже атмосферного</p>	
<p>Днища:</p> <p>а) под атмосферным давлением;</p> <p>б) под внутренним давлением выше;</p> <p>в) под внутренним давлением ниже атмосферного</p>	
<p>Корпуса аппаратов:</p> <p>а) под атмосферным давлением;</p> <p>б) под внутренним давлением выше атмосферного;</p> <p>в) под внутренним давлением ниже атмосферного</p>	
<p>Аппараты выпарные с естественной циркуляцией:</p> <p>а) с соосной греющей камерой;</p> <p>б) с выносной греющей камерой</p>	
<p>Аппараты выпарные с принудительной циркуляцией:</p> <p>а) с соосной греющей камерой;</p> <p>б) с выносной греющей камерой</p>	

Таблица В.2 – Типы выпарных трубчатых аппаратов (ГОСТ 11987–81)

Тип	Наименование	Исполнение	Назначение
1	Выпарные трубчатые аппараты с естественной циркуляцией	1 – с соосной двухходовой греющей камерой	Упаривание растворов, не образующих осадка на греющих трубках, а также при незначительных накип образований на трубках, удаляемых промывкой
		2 – с вынесенной греющей камерой	Упаривание растворов, выделяющих незначительный док, удаляемый механическим способом
		3 – с соосной греющей камерой и солеотделением	Упаривание растворов, выделяющих кристаллы и образующих осадок, удаляемый промывкой
2	Выпарные трубчатые аппараты с принудительной циркуляцией	1 – с вынесенной греющей камерой	Упаривание вязких растворов или выделяющих осадок на греющих трубках, удаляемый механическим способом
		2 – с соосной греющей камерой	Упаривание вязких чистых растворов, не выделяющих осадок, а также при незначительных накип образований на трубках, удаляемых промывкой
3	Выпарные трубчатые аппараты пленочные	1 – с восходящей пленкой	Упаривание пенящихся растворов
		2 – со стекающей пленкой	Упаривание вязких и термо нестойких растворов

Шаг и размещение трубок в греющих камерах (рис. В.1) должны соответствовать размерам, указанным ниже:

Диаметр трубки d , мм
38; 57

Шаг разбивки t , мм
48; 70

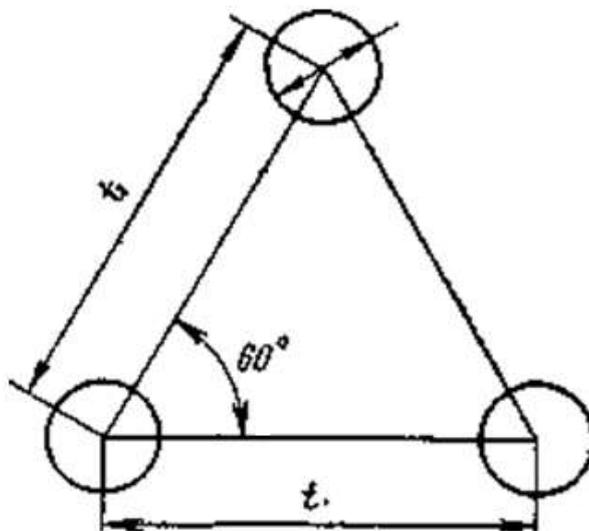


Рисунок В.1 – Шаг и размещение трубок в греющих камерах

Таблица В.3 – Техническая характеристика (размеры в мм) выпарных аппаратов с естественной циркуляцией и соосной двухходовой греющей камерой (тип 1, исполнение 1, рис. В.2)

Поверхность теплообмена (номинальная), м ² , при диаметре трубы 38·2 и длине		Диаметр греющей камеры D , не менее	Диаметр сепаратора D_1 , не более	Диаметр циркуляционной трубы D_2 , не более	Высота аппарата H , не более	Масса аппарата, кг, не более
$L = 3000$	$L = 4000$					
10	–	400	600	250	10500	1000
16	–	600	800	300	10500	1200
25	–	600	1000	400	11000	2200
40	–	800	1200	500	11000	3000
63	–	1000	1400	600	11500	4800
100	–	1000	1800	700	11500	6000
–	160	1200	2400	1200	12500	8600
–	250	1400	3000	1400	12500	13000
–	400	1800	3800	1800	12500	21000

Примечания:

1. Высота парового пространства H_1 – не более 2000 мм.

2. Условное давление в греющей камере – от 0,014 до 1,6 МПа; в сепараторе – от 0,0054 до 1,0 МПа.

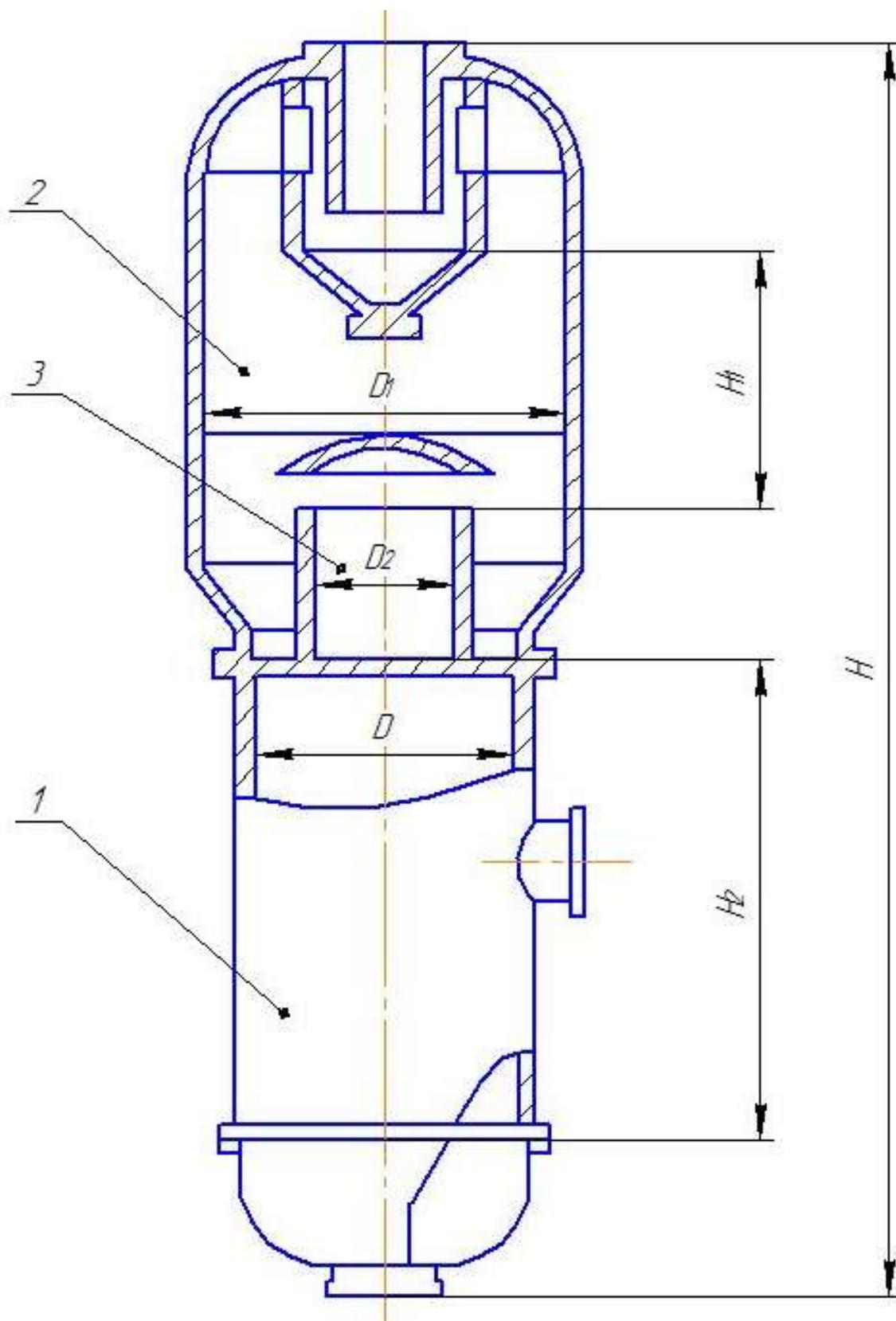


Рисунок В.2 – Выпарной аппарат с естественной циркуляцией и соосной двухходовой греющей камерой (тип 1, исполнение 1):
 1 – греющая камера; 2 – сепаратор; 3 – распределительная камера

Таблица В.4 – Техническая характеристика (размеры в мм) выпарных аппаратов с естественной циркуляцией и вынесенной греющей камерой (тип 1, исполнение 2, рис. В.3)

Поверхность теплообмена (номинальная), м ² , при диаметре трубы 38·2 и длине		Диаметр греющей камеры D , не менее	Диаметр сепаратора D_1 , не более	Диаметр циркуляционной трубы D_2 , не более	Высота аппарата H , не более	Масса аппарата кг, не более
$L = 4000$	$L = 5000$					
10	–	400	600	200	12000	1700
16	–	400	800	250	12000	2500
25	–	600	1000	300	12500	3000
40	–	600	1200	400	12500	4700
63	–	800	1600	500	13000	7500
100	12	1000	1800	600	13000	8500
125	140	1000	2200	700	13500	11500
160	180	1200	2400	700	13500	12000
200	224	1200	2800	800	14500	14800
250	280	1400	3200	900	14500	15000
315	355	1600	3600	1000	15000	21000
–	400	1600	3800	1000	15000	26500
–	450	1600	4000	1000	15000	31800
–	500	1600	4500	1200	16500	33000
–	560	1800	4500	1200	17000	38300
–	630	1800	5000	1200	17000	40000
–	710	2000	5000	1400	18000	50000
–	800	2000	5600	1400	18000	55000

Примечания:

1. Высота парового пространства H_1 – не более 2500 мм.

2. Условное давление в греющей камере – от 0,014 до 1,0 МПа; в сепараторе – от 0,0054 до 1,0 МПа.

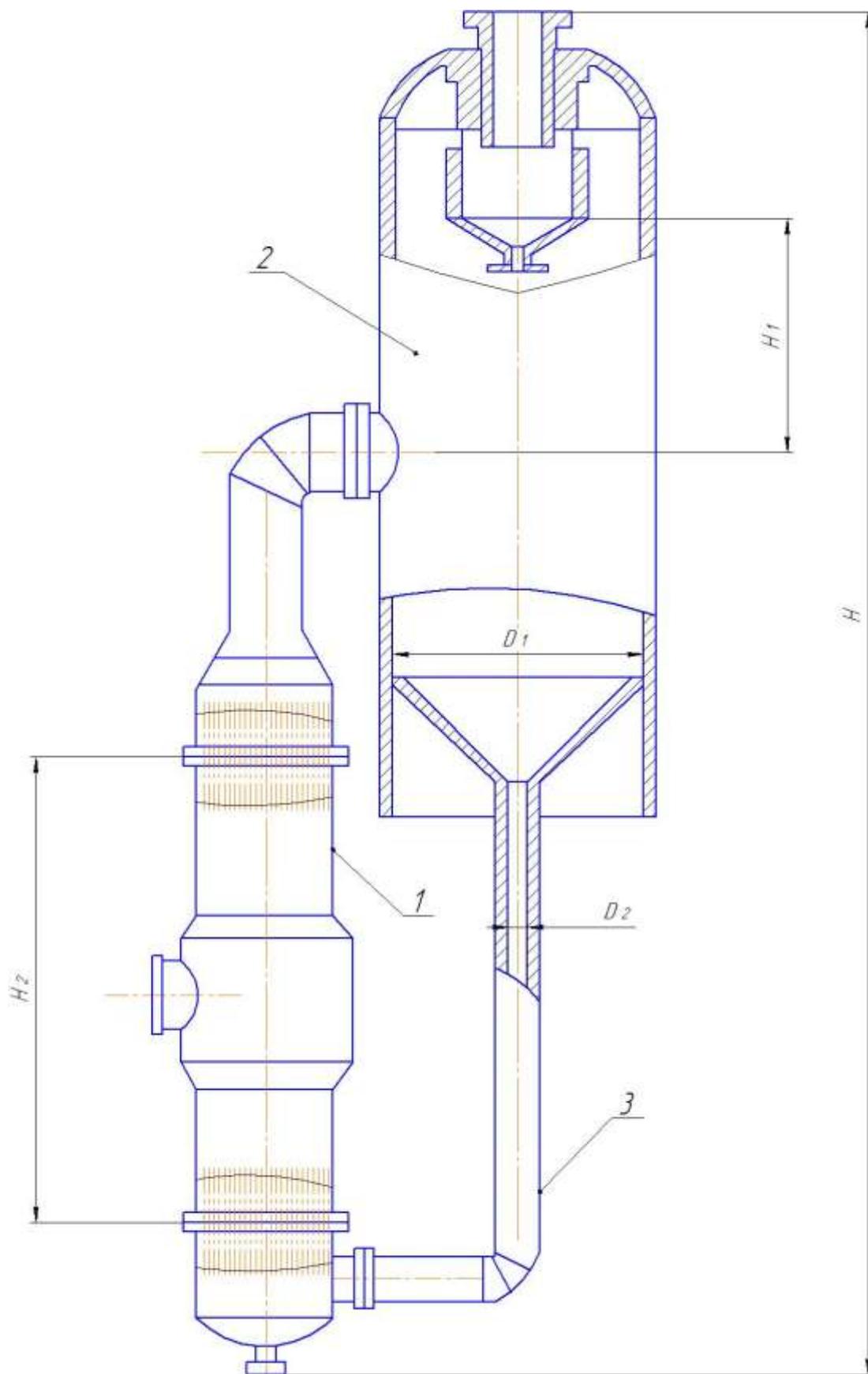


Рисунок В.3 – Выпарной аппарат с естественной циркуляцией и вынесенной греющей камерой (тип 1, исполнение 2):
 1 – греющая камера; 2 – сепаратор; 3 – циркуляционная труба

Таблица В.5 – Техническая характеристика (размеры в мм) выпарных аппаратов с естественной циркуляцией, соосной греющей камерой и солеотделением (тип 1, исполнение 3, рис. В.4)

Поверхность теплообмена (номинальная), м ² , при диаметре трубы 38·2 и длине		Диаметр греющей камеры D , не менее	Диаметр сепаратора D_1 , не более	Диаметр циркуляционной трубы D_2 , не более	Высота аппарата H , не более	Масса аппарата, кг, не более
$L = 4000$	$L = 6000$					
10	–	400	600	200	14500	1 900
16	–	400	800	250	14500	2500
25	–	600	1000	300	14500	2700
40	50	600	1200	400	15500	3000
63	80	800	1600	500	15500	3500
100	112	1000	1800	600	15500	5200
125	140	1000	2200	700	16000	10000
160	180	1200	2400	700	16000	12500
200	224	1200	2800	800	16000	15000
250	280	1400	3200	900	16500	20000
315	355	1600	3600	1000	17500	23000
–	400	1600	3800	1000	17500	30000
–	450	1600	4000	1000	18000	31500
–	500	1600	4500	1200	18000	33000
–	560	1600	4500	1200	18000	40000
–	630	1800	5000	1200	19000	43500
–	710	1800	5600	1400	19000	48500
–	800	2000	5600	1400	19000	50000

Примечания:

1. Высота парового пространства H_1 – не более 2500 мм.
2. Условное давление в греющей камере – от 0,014 до 1,0 МПа, в сепараторе – от 0,0054 до 1,0 МПа. 1,6 МПа; в сепараторе – от 0,0054 до 1,6 МПа.

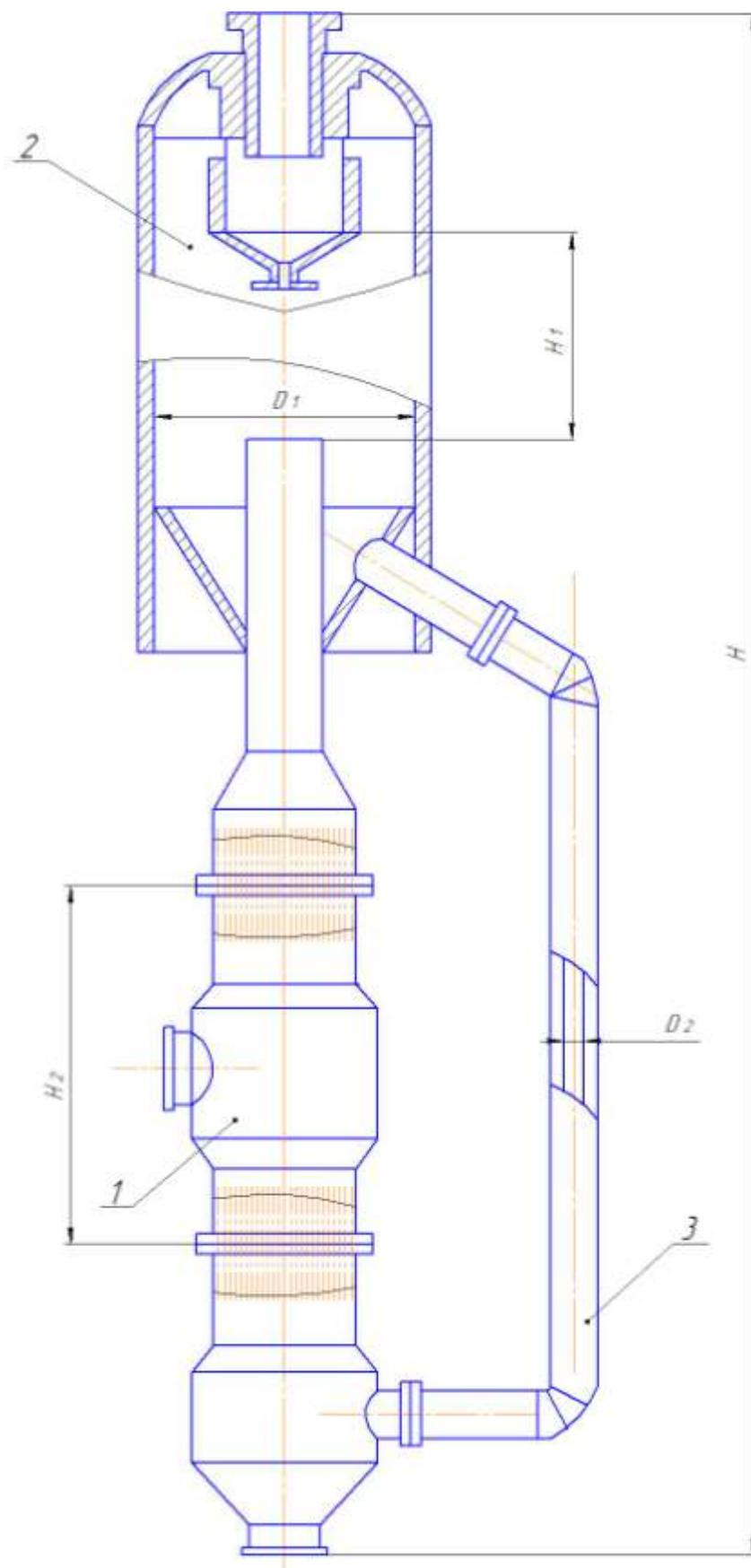


Рисунок В.4 – Выпарной аппарат с естественной циркуляцией, соосной греющей камерой и солеотделением (тип 1, исполнение 3):
 1 – греющая камера; 2 – сепаратор; 3 – циркуляционная труба

Таблица В.6 – Техническая характеристика (размеры в мм) выпарных аппаратов с принудительной циркуляцией и вынесенной греющей камерой (тип 2, исполнение 1, рис. В.5)

Поверхность теплообмена (номинальная), м ²	Диаметр греющей камеры D , не менее	Диаметр сепаратора D_1 , не более	Диаметр циркуляционной трубы D_2 , не более	Высота аппарата H , не более	Масса аппарата кг, не более
25	400	1200	200	19000	6000
40	600	1400	250	19000	6600
63	600	1900	400	19000	8300
100	800	2200	500	21000	11300
125	800	2600	500	21000	13000
160	1000	2800	600	21000	15500
200	1000	3000	600	23500	19000
250	1200	3400	700	23500	26500
315	1200	3800	800	23500	29800
400	1400	4000	900	25000	32000
500	1600	4500	1000	25000	42000
630	1800	5000	1000	25000	55000
800	2000	5600	1200	25500	62000
1000	2200	6300	1400	25500	65000

Примечания:

1. Высота парового пространства H_1 – не более 3000 мм.

2. Условное давление в греющей камере – от 0,014 до 1,6 МПа; в сепараторе – от 0,0054 до 1,0 Мпа.

3. Диаметр трубы $d = 38,2$, длина $l = 6000$ мм.

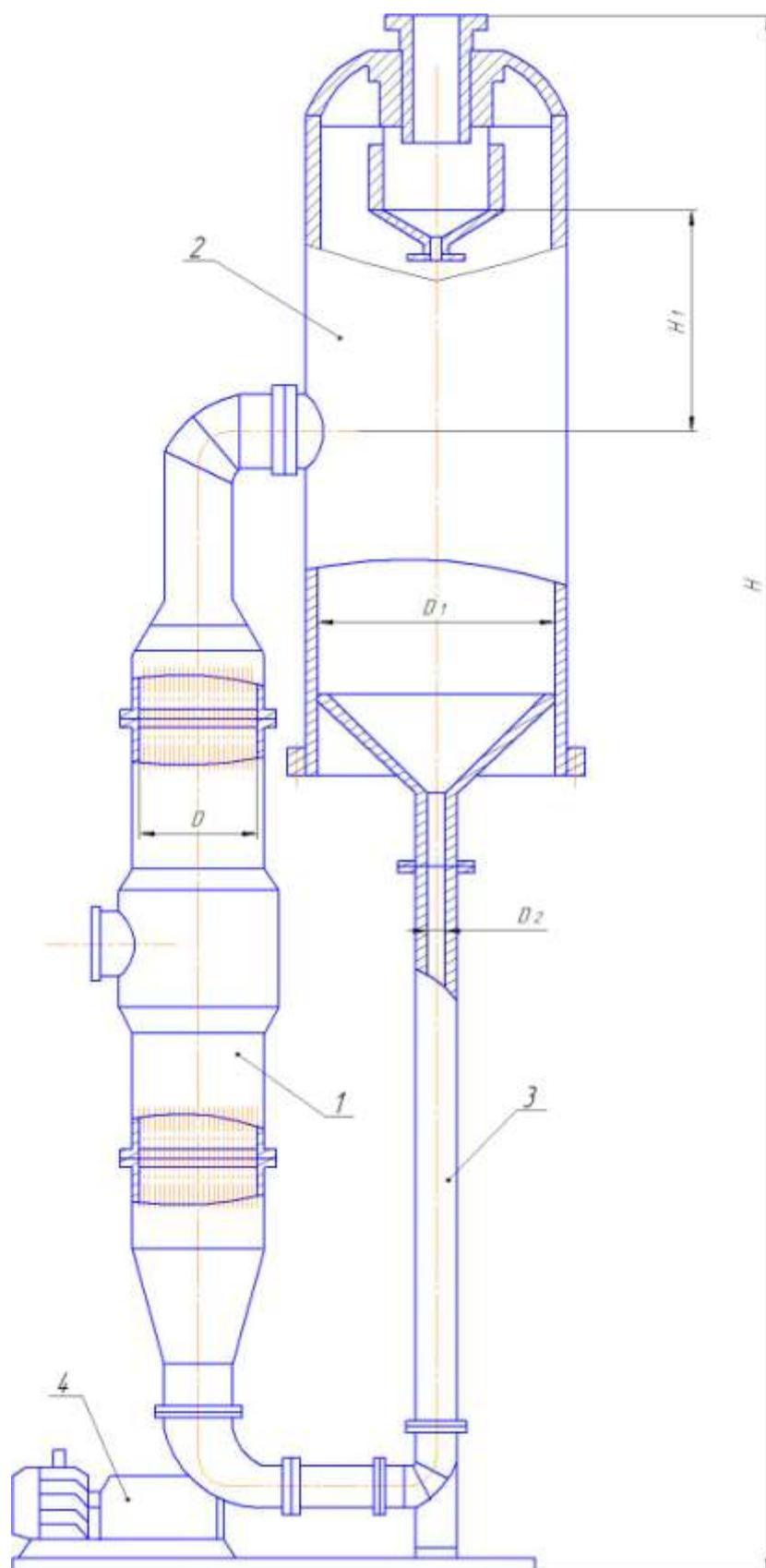


Рисунок В.5 – Выпарной аппарат с принудительной циркуляцией и вынесенной греющей камерой (тип 2, исполнение 1):
 1 – греющая камера; 2 – сепаратор; 3 – циркуляционная труба;
 4 – электронасосный агрегат

Таблица В.7 – Техническая характеристика (размеры в мм) выпарных аппаратов с принудительной циркуляцией и сосной греющей камерой (тип 2, исполнение 2, рис. В.6)

Поверхность теплообмена (номинальная), м ²	Диаметр греющей камеры D , не менее	Диаметр сепаратора D_1 , не более	Диаметр циркуляционной трубы D_2 , не более	Высота аппарата H , не более	Масса аппарата, кг не более
25	400	1000	200	19500	6200
40	600	1200	250	19500	7000
63	600	1600	400	19500	9500
100	800	1800	500	21500	14500
125	800	2200	500	21500	15500
160	1000	2400	600	21500	20000
200	1000	2800	600	24500	22500
250	1200	3200	700	24500	28000
315	1200	3600	800	24500	36000
400	1400	3800	900	26000	44500
500	1600	4000	1000	26000	55500
630	1800	4500	1000	26000	69500
800	2000	5000	1200	26500	87500
1000	2200	5600	1400	26500	112000

Примечания:

1. Высота парового пространства H_1 – не более 3000 мм.
2. Условное давление в греющей камере – от 0,014 до 1,6 МПа; в сепараторе – от 0,0054 до 1,0 Мпа;
3. Диаметр трубы $d = 38 \cdot 2$, длина $l = 6000$ мм.

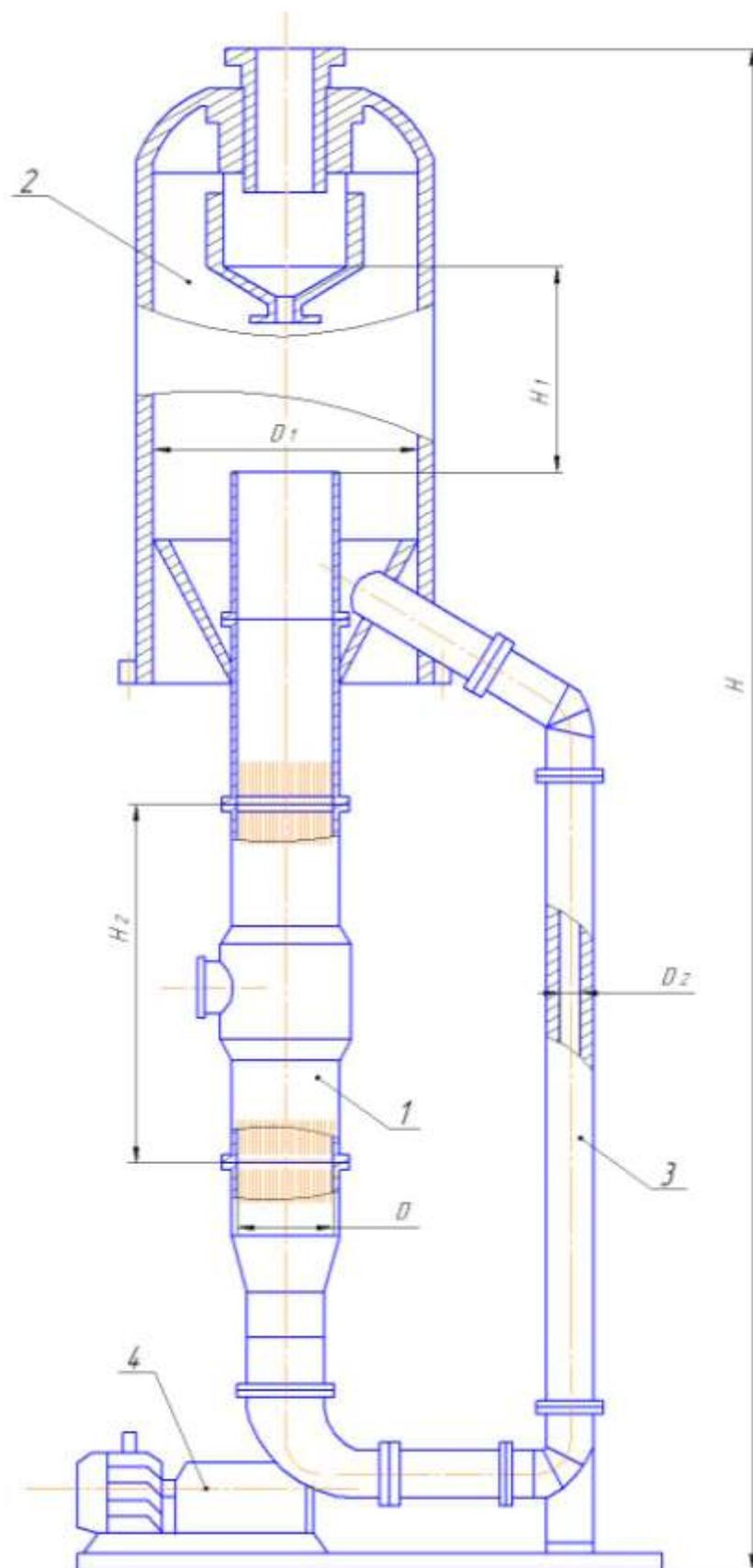


Рисунок В.6 – Выпарной аппарат с принудительной циркуляцией и соосной греющей камерой (тип 2, исполнение 2):
 1 – греющая камера; 2 – сепаратор; 3 – циркуляционная труба;
 4 – электронасосный агрегат

Таблица В.8 – Техническая характеристика (размеры, мм) выпарных аппаратов с восходящей пленкой (тип 3, исполнение 1, рис. В.7)

Поверхность теплообмена (номинальная), м ²		Диаметр греющей камеры D , не менее	Диаметр сепаратора D_1 , не более	Высота аппарата H , не более	Масса аппарата, кг, не более	
При диаметре трубы 38·2 и длине						
$L = 5000$	$L = 7000$	При диаметре трубы 57·2,5 и длине $L = 7000$				
10	–	10	400	600	11000	2200
16	–	16	400	800	11000	3000
25	–	25	600	1000	11000	3600
40	–	40	600	1200	11000	4400
63	–	63	800	1400	12000	5000
100	–	100	800	1800	12000	7000
125	–	125	1000	2200	12000	9000
160	–	160	1000	2400	12000	10000
200	–	200	1200	2800	12500	11500
224	–	224	1200	2800	12500	12000
250	–	250	1200	3000	12500	13000
280	–	280	1400	3200	12500	14000
315	–	315	1400	3400	13000	15000
355	–	355	1400	3600	13000	18500
400	–	400	1600	3800	13000	20000
450	–	450	1600	4000	13500	22500
500	–	500	1800	4500	13500	24000
560	–	560	1800	4500	13500	26000
710	–	710	2000	5000	14000	31000
800	–	800	2200	5600	14500	37800
–	1000	–	2000	6300	14500	42600
–	–	1120	2400	6300	15000	45400
–	1250	–	2200	6300	15000	51900
–	–	1400	2800	7000	16000	60300
–	1000	–	2400	7500	16000	70200
–	–	1800	3000	8000	16500	75000
–	2000	–	2800	8500	16500	83000
–	–	2240	3200	9000	17000	90000
–	2500	–	3000	9500	17000	103000
–	2800	–	3200	10000	18000	120000
–	3150	–	3400	10000	18000	130000

Примечания:

1. Высота парового пространства H_1 – не более 2500 мм.

2. Условное давление в греющей камере – от 0,014 до 1,6 МПа; в сепараторе 0,0054 до 1,6 МПа.

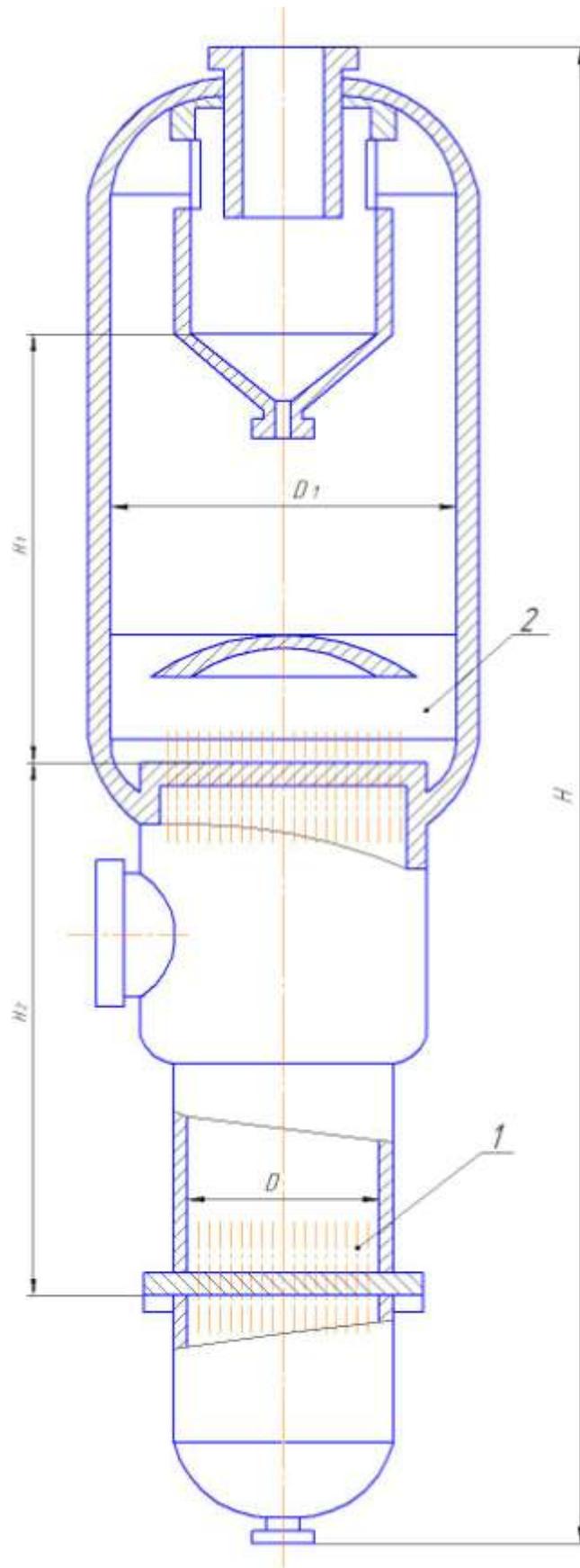


Рисунок В.7 – Выпарной аппарат с восходящей пленкой (тип 3, исполнение 1):
 1 – греющая камера; 2 – сепаратор

Таблица В.9 – Техническая характеристика (размеры в мм) выпарных аппаратов со стекающей пленкой (тип 3, исполнение 2, рис. В.8)

Поверхность теплообмена (номинальная), м ² при диаметре трубы 38·2 и длине		Диаметр греющей камеры D , не менее	Диаметр сепаратора D_1 , не более	Высота аппарата H , не более	Высота парового пространства H_1 , не более	Масса аппарата, кг, не более
$L = 4000$	$L = 6000$					
10	12,5	400	600	9000	1500	1500
16	20	400	800	9000	1500	2000
25	31,5	600	1000	9500	1500	2900
40	50	600	1200	9500	1500	3600
63	80	800	1600	10500	1500	5800
100	112	1000	1800	12000	2000	8800
125	140	1000	2200	12000	2000	10000
160	180	1200	2400	12500	2000	13000
200	224	1200	2800	12500	2000	15000
250	280	1400	3200	13500	2000	20000
315	355	1600	3600	15000	2000	23500
–	400	1600	3800	15000	2000	30500
–	450	1600	4000	16000	2000	32500
–	500	1600	4500	16000	2000	35500
–	560	1600	4500	16000	2000	40000
–	630	1800	5000	17000	2000	45500
–	710	1800	5000	17000	2000	51000
–	800	2000	5600	18000	2000	58500

Примечание. – условное давление в греющей камере – от 0,014 до 1,6 МПа; в сепараторе – от 0,0054 до 1,0 МПа.

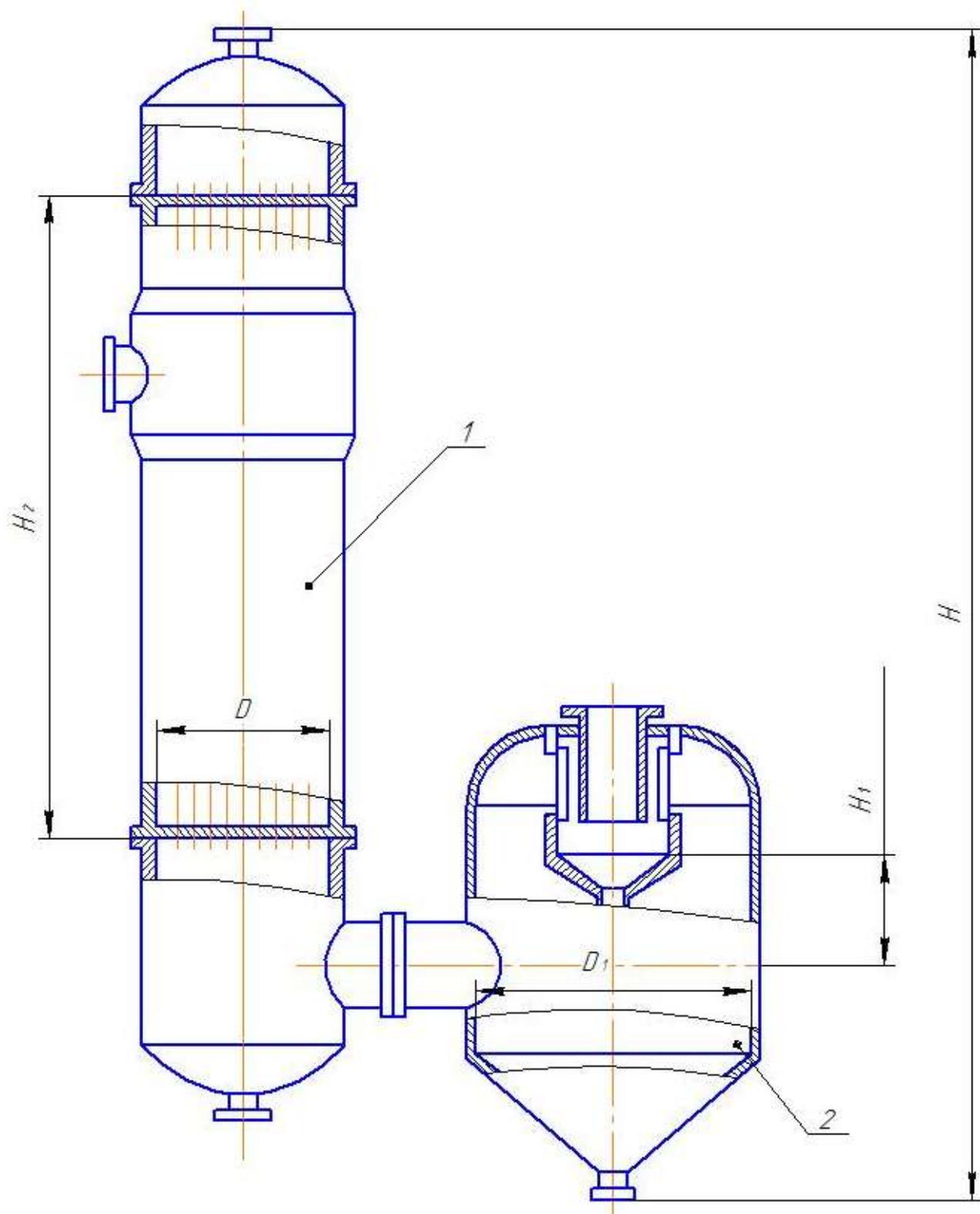


Рисунок В.8 – Выпарной аппарат со стекающей пленкой (тип 3, исполнение 2):
 1 – греющая камера; 2 – сепаратор

Таблица В.10 – Основные размеры барометрических конденсаторов (рис. В.9)

Размер	Внутренний диаметр конденсатора d , мм						
	500	600	800	1000	1200	1600	2000
Толщина стенки аппарата, S	5	5	5	6	6	6	10
Расстояние от верхней полки до крышки аппарата, a	1300	1300	1300	1300	1300	1300	1300
Расстояние от нижней полки до днища аппарата, r	1200	1200	1200	1200	1200	1200	1200
Ширина полки, b	–	–	500	650	750	1000	1250
Расстояние между осями конденсатора и ловушки:							
K_1	675	725	950	1100	1200	1450	1650
K_2	–	–	835	935	1095	1355	1660
Высота установки, H	4300	4550	5080	5680	6220	7530	8500
Ширина установки, T	1300	1400	2350	2600	2975	3200	3450
Диаметр ловушки, D	400	400	500	500	600	800	800
Высота ловушки, h	1440	1440	1700	1900	2100	2300	2300
Диаметр ловушки, D_1	–	–	400	500	500	600	800
Высота ловушки, h_1	–	–	1350	1350	1400	1450	1550
Расстояние между полками:							
α_1	220	260	200	250	300	400	500
α_2	260	300	260	320	400	500	650
α_3	320	360	320	400	480	640	800
α_4	360	400	380	475	575	750	950
α_5	390	430	440	550	660	880	1070
Условные проходы штуцеров:							
для входа пара (A)	300	350	350	400	450	600	800
для входа воды (B)	100	125	200	200	250	300	400
для выхода парогазовой смеси (B)	80	100	125	150	200	200	250
для барометрической трубы (Γ)	125	150	200	200	250	300	400
Воздушник (C):	–	–	25	25	25	25	25
для входа парогазовой смеси ($И$)	80	100	180	150	260	200	250
для выхода парогазовой смеси ($Ж$)	50	70	80	100	150	200	250
для барометрической трубы (E)	50	50	70	70	80	80	100

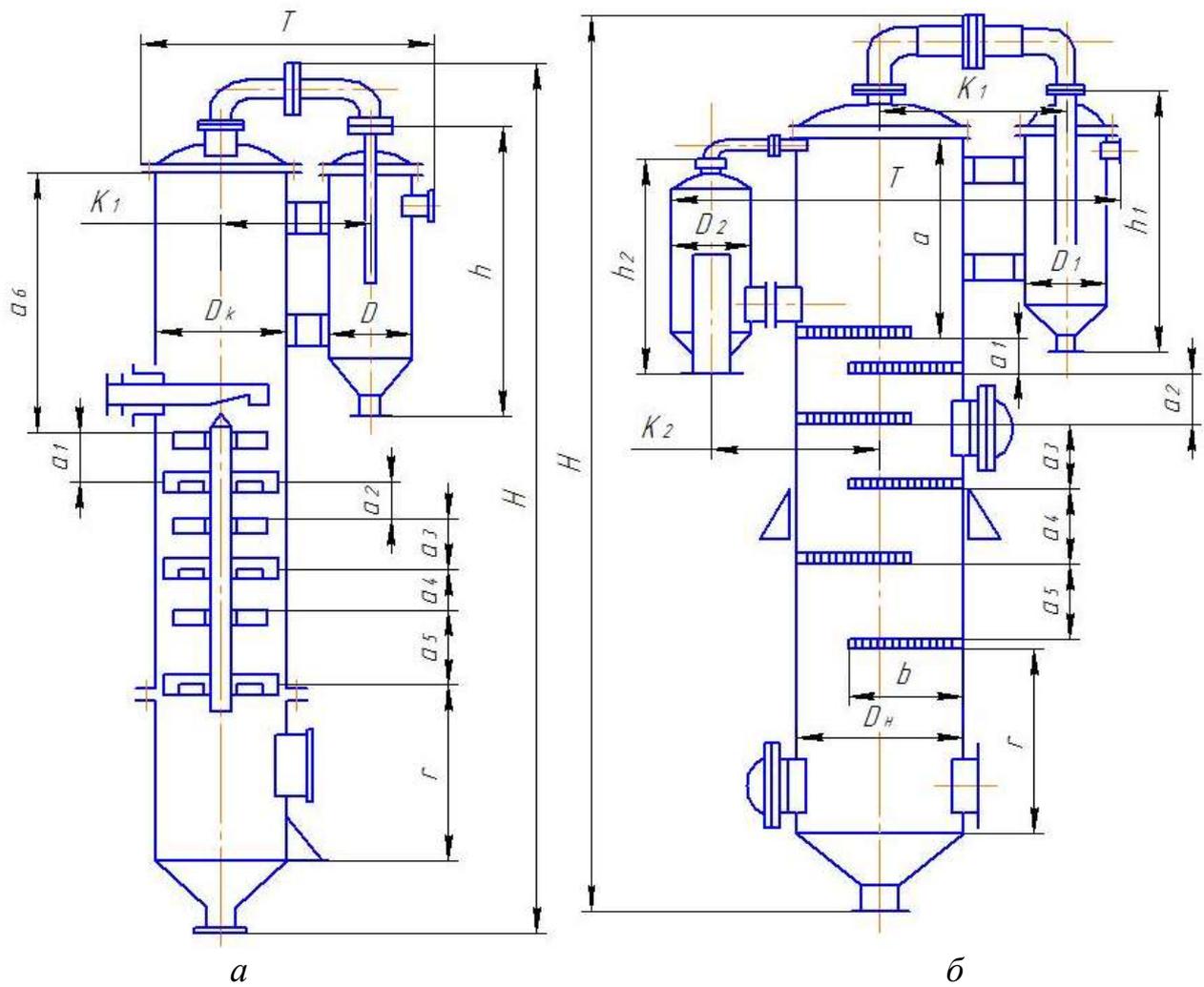


Рисунок В.9 – Барометрические конденсаторы:
 а – с концентрическими полками (изготавливаются диаметром 500 и 600 мм);
 б – с сегментными полками (изготавливаются диаметром 800–2000 мм)

Таблица В.11 – Техническая характеристика вакуум-насосов типа ВВН

Типоразмер	Остаточное давление, мм рт. ст.	Производительность, м ³ /сек	Мощность на валу, кВт	Типоразмер	Остаточное давление, мм рт. ст.	Производительность, м ³ /сек	Мощность на валу, кВт
ВВН-0,75	110	0,75	1,3	ВВН-12	23	12	20
ВВН-1,5	110	1,5	2,1	ВВН-25	15	25	48
ВВН-3	75	3	6,5	ВВН-50	15	50	94
ВВН-6	38	6	12,5				

Таблица В.12 – Основные характеристики теплообменников ТН и ТК и холодильников ХН и ХК с трубами 25 × 2 мм (ГОСТ 15118-79, ГОСТ 15120-79, 15122-79), n_p – число рядов труб по вертикали для горизонтальных аппаратов – по ГОСТ 15118-79; h – расстояние между перегородками

Диаметр кожуха (внутренний) D , мм	Число труб, n	Длина труб l , м							Проходное сечение, м ²			n_p	h , мм
		1,0	1,5	2,0	3,0	4,0	6,0	9,0	$S_T \cdot 10^2$	$S_M \cdot 10^2$	$S_B \cdot 10^2$		
Одноходовые													
159*	13	1,0	1,5	2	3	–	–	–	0,5	0,8	0,4	5	100
273*	37	3,0	4,5	6	9	–	–	–	1,3	1,1	0,9	7	130
325*	62	–	7,5	10	14,5	19,5	–	–	2,1	2,9	1,3	9	180
400	111	–	–	17	26	35	52	–	3,8	3,1	2,0	11	250
600	257	–	–	40	61	81	121	–	8,9	5,3	4,0	17	300
800	465	–	–	73	109	146	219	329	16,1	7,9	6,9	23	350
1000	747	–	–	–	176	235	352	528	25,9	14,3	10,6	29	520
1200	1083	–	–	–	–	340	510	765	37,5	17,9	16,4	35	550
Двухходовые													
325*	56	–	6,5	9	13	17,5	–	–	1,0	1,5	1,3	8	180
400	100	–	–	16	24	31	47	–	1,7	2,5	2,0	10	250
600	240	–	–	38	57	75	113	–	4,2	4,5	4,0	16	300
800	442	–	–	69	104	139	208	312	7,7	7,0	6,5	22	350
1000	718	–	–	–	169	226	338	507	12,4	13,0	10,6	28	520
1200	1048	–	–	–	–	329	494	740	17,9	16,5	16,4	34	550
Четырехходовые													
600	206	–	–	32	49	65	97	–	1,8	4,7	4,0	14	300
800	404	–	–	63	95	127	190	285	3,0	7,0	6,5	20	350
1000	666	–	–	–	157	209	314	471	5,5	13,0	10,6	26	520
1200	986	–	–	–	–	310	464	697	8,4	16,5	16,4	32	550
Шестиходовые													
600	196	–	–	31	46	61	91	–	1,1	4,5	3,7	14	300
800	384	–	–	60	90	121	181	271	2,2	7,0	7,0	20	350
1000	642	–	–	–	151	202	302	454	3,6	13,0	10,2	26	520
1200	958	–	–	–	–	301	451	677	5,2	16,5	14,2	32	550

* Наружный диаметр кожуха

Таблица В.13 – Поверхности теплообмена (по $d_{нар}$) испарителей ИН и ИК и конденсаторов КН и КК с трубами 25х2 мм по ГОСТ 15119-79

Диаметр кожуха (внутренний), мм	Число труб		Длина труб, м				Тип аппаратов
	общее	На один ход	2	3	4	6	
			Площадь поверхности теплообмена, м ² (по $d_{нар}$)				
Одноходовые							
600	261	261	40	61	81	–	Испарители ИН, ИК
800	473	473	74	112	150	–	
1000	783	783	121	182	244	–	
1200	1125	1125	–	260	348	–	
1400	1549	1549	–	358	480	–	
Двухходовые							
600	244	122	–	57	76	114	Испарители ИН, ИК
800	450	225	–	106	142	212	
1000	754	377	–	175	234	353	
1200	1090	545	–	–	318	509	
1400	1508	754	–	–	–	706	
Четырехходовые							
600	210	52,5	–	49	65	98	Конденсаторы КН, КК
800	408	102	–	96	128	193	
1000	702	175,5	–	163	218	329	
1200	1028	257	–	–	318	479	
1400	1434	358,5	–	–	–	672	
Шестиходовые							
600	198	33	–	46	62	93	Конденсаторы КН, КК
800	392	65,3	–	93	123	185	
1000	678	113	–	160	213	319	
1200	1000	166,6	–	–	314	471	
1400	1400	233,3	–	–	–	659	

Таблица В.14 – Характеристики стальных труб, применяемых
в промышленности

Наружный диаметр, мм	Толщина стенки, мм	Материал	Наружный диаметр, мм	Толщина стенки, мм	Материал
14	2	У, Н	89	4	У
14	2,5	Н	89	4,5	Н
14	3	У	89	6	У
16	2	У	95	4	У, Н
18	2	У, Н	95	5	У
18	3	У, Н	108	4	У
20	2	Н	108	5	У
20	2,5	У	108	6	Н
22	2	У, Н	133	4	У
22	3	У	133	6	Н
25	2	У, Н	133	7	У
25	3	У	159	4,5	У
32	3	Н	159	5	У
32	3,5	У	159	6	Н
38	2	У, Н	159	7	У
38	3	Н	194	6	У
38	4	У	194	10	У
45	3,5	Н	210	6	У
45	4	У	210	8	У
48	3	Н	245	7	У
48	4	У	245	10	У
56	3,5	Н	273	10	У
57	2,5	У	325	10	У
57	3,5	У	325	12	У
57	4	У	377	10	У
70	3	Н	426	11	У
70	3,5	У	530	15	У
76	4	У	630	15	У
90	4	У, Н	720	10	У
90	5	У, Н	820	10	У

Примечание:

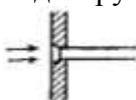
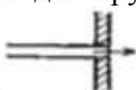
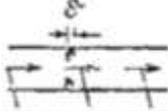
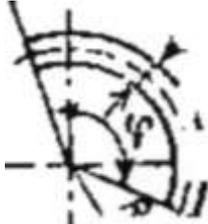
«У» – углеродистая сталь;

«Н» – нержавеющая сталь.

Таблица В.15 – Характеристика центробежных насосов

Марка насоса	Q, м ³ /с	H, м столба жидкости	n, об/с	η_n	Электродвигатель						
					тип	N _n , кВт	η_n				
X2/25	$4,2 \cdot 10^{-4}$	25	50	—	АОЛ-12-2	1,1	—				
X8/18	$2,4 \cdot 10^{-3}$	11,3	48,3	0,40	A02-31-2	3	—				
		14,8 18			BAO-31-2	3	0,82				
X8/30	$2,4 \cdot 10^{-3}$	17,7	48,3	0,50	A02-32-2	4	—				
		24 30			BAO-32-2	4	0,83				
		X20/18			$5,5 \cdot 10^{-3}$	10,5 13,8 18	48,3	0,60	A02-31-2	3	—
X20/31	$5,5 \cdot 10^{-3}$	18	48,3	0,55	A02-41-2	5,5	0,87				
		25 31			BAO-41-2	5,5	0,84				
X20/53	$5,5 \cdot 10^{-3}$	34,4	48,3	0,50	A02-52-2	13	0,89				
		44 53			BAO-52-2	13	0,87				
		X45/21			$1,25 \cdot 10^{-2}$	13,5 17,3 21	48,3	0,60	A02-51-2	10	0,88
X45/31	$1,25 \cdot 10^{-2}$	19,8	48,3	0,60	BAO-51-2	10	0,87				
		25 31			A02-52-2	13	0,89				
X45/54	$1,25 \cdot 10^{-2}$	32,6	48,3	0,60	BAO-52-2	13	0,87				
		42 54			A02-62-2	17	0,88				
		X90/19			$2,5 \cdot 10^{-2}$	13 16 19	48,3	0,70	A02-71-2	22	0,88
X90/33	$2,5 \cdot 10^{-2}$	25	48,3	0,70	A02-52-2	13	0,89				
		29,2 33			A02-62-2	17	0,88				
		A02-71-2			22	0,90					
X90/49	$2,5 \cdot 10^{-2}$	31,4	48,3	0,70	A02-72-2	30	0,90				
		40 49			A02-81-2	40	—				
		X90/85			$2,5 \cdot 10^{-2}$	56 70 85	48,3	0,65	A02-71-2	22	0,88
X160/29/2	$4,5 \cdot 10^{-2}$	20	48,3	0,65	A02-72-2	30	0,89				
		24 29			A02-81-2	40	—				
		X160/49/2			$4,5 \cdot 10^{-2}$	33 40,6 49	48,3	0,75	A02-72-2	30	0,89
XI60/29	$4,5 \cdot 10^{-2}$	29	24,15	0,60	A02-81-2	40	—				
		X160/49/2			$4,5 \cdot 10^{-2}$	33 40,6 49	48,3	0,75	A02-82-2	55	—
		A02-91-2			75	0,89					
XI60/29	$4,5 \cdot 10^{-2}$	29	24,15	0,60	A02-81-4	40	—				

Таблица В.16 – Коэффициенты местных сопротивлений

Вид сопротивления	Значение коэффициента местного сопротивления											
1	2											
Вход в трубу 	С острыми краями – $\zeta = 0,5$.											
	С закругленными краями – $\zeta = 0,2$.											
Выход из трубы 	При расчете Δp сопротивление ζ для выхода из трубы учитывать не надо $\zeta=1$.											
Диафрагма (отверстие) с острыми краями в прямой трубе 	При $\frac{\delta}{d_0} = 0 \div 0,015$ потеря давления $\Delta p = \frac{\rho \zeta \omega^2}{2}$ Значение ζ определяется по таблице:											
$m = \left(\frac{d_0}{D}\right)^2$	<i>m</i>	0,02	0,04	0,06	0,08	0,1	0,12	0,14	0,16	0,18	0,2	0,22
	ζ	7000	1670	730	400	245	165	117	86	65,5	51,5	40,0
	<i>m</i>	0,24	0,26	0,28	0,3	0,34	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9
	ζ	32,0	26,8	22,3	18,2	13,1	8,25	4	2	0,97	0,42	0,13
Отвод круглого или квадратного сечения  <i>d</i> – внутренний диаметр трубопровода, м; <i>R_o</i> – радиус изгиба трубы, м	Коэффициент сопротивления $\zeta = AB$ определяется по таблицам:											
	Угол φ , градусы	20	30	45	60	90	110	130	150	180		
	<i>A</i>	0,31	0,45	0,6	0,78	1,0	1,13	1,20	1,28	1,40		
	<i>R_o/d</i>	1,0	2,0	4,0	6,0	15	30	50				
	<i>B</i>	0,21	0,15	0,11	0,09	0,06	0,04	0,03				
Колено (угольник) 90° стандартный чугунный	Условный проход, мм				12,5	25	37	50				
	ζ				2,2	2	1,6	1,1				

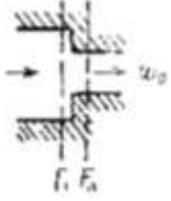
1	2						
<p>Внезапное сужение</p>  <p>F_0 – площадь меньшего поперечного сечения, м²; ω_0 – скорость потока в меньшем сечении, м/с; F_1 – площадь большего поперечного сечения, м²; $Re = \frac{\omega_0 d_3}{\nu}$ $\Delta p_{\text{суж}} = \zeta \left(\rho \omega_0^2 / 2 \right)$</p>	$Re = \frac{\omega_0 d_3}{\nu}$	F_0/F_1					
		0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6
	10	5,0	5,0	5,0	5,0	5,0	5,0
	100	1,30	1,20	1,10	1,00	0,90	0,80
	1000	0,64	0,50	0,44	0,35	0,30	0,24
	10000	0,5	0,4	0,35	0,30	0,25	0,20
> 10000	0,45	0,40	0,35	0,30	0,25	0,20	

Таблица Г.1 – Равновесные составы жидкостей и пара
в системе вода – уксусная кислота

Вода–уксусная кислота		
t, °С	% (МОЛ.) ВОДЫ	
	в жидкости	в паре
118,1	0	0
115,4	5	9,2
113,8	10	16,7
110,1	20	30,2
107,5	30	42,5
105,8	40	53,0
104,4	50	62,6
103,2	60	71,6
102,1	70	79,5
101,3	80	86,4
100,6	90	93,0
100,0	100	100

Таблица Г.2 – Колонные аппараты из углеродистой или кислотостойкой стали
для давления от 0,005 до 16 ат

Наименование	Внутренний диаметр, мм	Расстояние между тарелками, мм	Обозначение	Колпачок		Переливное устройство	Основание тарелки	
				диаметр, мм	ширина, мм			
1	2	3	4	5	6	7	8	
Колонные аппараты с туннельными колпачками	1200, 1400, 1600, 1800, 2200, 2600, 3000	400, 500, 600, 700	ТСТ	–	70, 80	Перелив диаметральный. Слив флегмы через круглые трубы	Разъемное	
Колонные аппараты с капсульными колпачками	400, 500, 600, 800, 1000	200, 250, 300, 350, 400, 450, 500 (свыше 500 не нормализируется)	ТСК–I	80	–		Перелив диаметральный. Слив флегмы через сегментные трубы	Неразъемное
	1000, 1200, 1400, 1600, 1800, (2000), 2200, (2400), 2600, 3000		ТСК–III	100	–			
	(1200), 1400, 1600, 1800, (2000), 2200, (2400), 2600, 3000	300, 350, 400, 450, 500 (свыше 500 не нормализируется)	ТСК–P	100	–		Разъемное из нескольких частей	

Окончание табл. Г.2

1	2	3	4	5	6	7	8
Колонные аппараты безнасадочные (решетчатые)	400, 500, 600	200, 300, 350, 400, 450, 600 (последнее при установке люка)	ТСБ-I	-	-	Без переливного устройства	Неразъемное
	800, 1000, 1200, 1400, 1600, 1800, (2000), 2200, (2400), 2600, 3000						Разъемное из нескольких частей
Колонные аппараты безнасадочные (ситчатые)	400, 500, 600	200, 300, 350, 400, 450, 600 (последнее при установке люка)	ТСБ-II	-	-	Без переливного устройства	Неразъемное
	800, 1000, 1200, 1400, 1600, 1800, (2000), 2200, (2400), 2600, 3000						Разъемное из нескольких частей
Колонные аппараты насадочные	400, 500, 600, 800, 1000, 1200, (1400), (1600), (1800), (2000), (2200), (2400), (2600), (3000)	Не нормализуется	ТСН-II	-	-	Без переливного устройства	Неразъемное или разъемное из нескольких частей
			ТСН-III	-	-		Неразъемное или разъемное из двух половин на болтах
			ТСН-IV	-	-		Разъемное из нескольких частей для прохода через люк

Таблица Г.3 – Характеристика колонных аппаратов с капсульными колпачками

Тип тарелки	Колонный аппарат		Диаметр колпачка, мм	Число колпачков	Длина линии барботажа, м	Длина сливного борта, мм	Диаметр переливной трубы, мм	Площадь сечения переливной	Площадь сечения паровых патрубков, F_n , м ²	$\frac{F_n}{F_k} 100$, %
	внутренний диаметр, мм	площадь поперечного сечения, F_k , м ²								
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
ТСК-I	400	0,125	80	6	1,51	235	–	0,005	0,0120	9,5
	500	0,196		10	2,51	300	57×3	–	0,0196	10,0
	600	0,283		13	3,25	355	57×3	–	0,0255	9,0
	800	0,502		29	7,29	500	89×4	–	0,0570	11,4
	1000	0,785		34	8,54	585	108×4	–	0,0667	8,5
ТСК-II	1000	0,785	100	27	8,50	585	–	0,026	0,0820	10,4
	1200	1,13		34	10,7	770	–	0,054	0,130	9,0
	1400	1,54		56	17,6	870	–	0,054	0,169	11,1
	1600	2,01		66	20,7	1000	–	0,09	0,200	10,0
	1800	2,54		96	30,1	1100	–	0,09	0,290	11,4
	(2000)	3,14		129	40,5	1140	–	0,09	0,380	12,1
	2200	3,81		147	46,2	1420	–	0,218	0,444	11,7
	(2400)	4,51		163	51,2	1680	–	0,29	0,490	10,9
	2600	5,29		208	65,3	1740	–	0,29	0,630	11,9
	3000	7,07		284	89,2	2040	–	0,428	0,856	12,1
	ТСК-P	(1200)		1,13	100	41	12,9	720	–	0,08
1400		1,54	56	18,5		870	–	0,098	0,178	11,6
1600		2,01	70	22,0		1000	–	0,125	0,212	10,0
1800		2,54	100	31,4		1100	–	0,223	0,320	11,4
(2000)		3,14	129	40,5		1140	–	0,327	0,380	12,1
2200		3,81	151	47,4		1420	–	0,337	0,455	12,4
(2400)		4,51	169	53,1		1680	–	0,49	0,510	11,3
2600		5,29	212	66,6		1740	–	0,478	0,640	12,1
3000		7,07	288	90,5		2040	–	0,681	0,870	12,3

Таблица Г.4 – Техническая характеристика колонных аппаратов с тарелками типов ТСК-1, ТС и ТС-P

Диаметр колонного аппарата D_k , мм	Расстояние между тарелками H_{MT} , мм	Высота царги $H_{Ц}$, мм	Количество тарелок в царге N
400	200	1200	6
500	300	1200	4
600	400	1200	3
800	500	1500	3
1000	500	1500	3

Таблица Г.5 – Техническая характеристика колонных аппаратов с тарелками типов ТСК-Р, ТСК, ТС-Р, ТС-Р2

Диаметр колонного аппарата D_k , мм	Высота сепарационной части $h_{сеп}$, мм	Высота кубовой части $h_{куб}$, мм	Расстояние между штуцерами для уровнемера $h_{ур}$, мм
1000–1600	800	2000	900
2000–2600	1000	2500	1300
2800–4000	1200	3000	1300

Таблица Г.6 – Минимальные толщины стенок корпуса колонны в зависимости от диаметра аппарата

Диаметр колонного аппарата D_k , мм	Толщины стенки δ , мм
1000–1800	10
2000–2600	12
2800–3200	14
3400–3800	18
4000	24

Таблица Г.7 – Средняя температура и относительная влажность атмосферного воздуха в некоторых районах Российской Федерации

Наименование пункта	Январь		Июль	
	t , °С	φ , %	t , °С	φ , %
1	2	3	4	5
Архангельск	–13,3	88	15,3	79
Астрахань	–7,1	91	25,2	58
Благовещенск	–24,2	78	21,2	72
Брянск	–8,8	88	18,2	74
Владивосток	–13,7	74	20,6	77
Волгоград	–9,9	85	24,7	50
Вологда	–12,0	85	17,6	70
Воронеж	–9,8	90	20,6	62
Горький	–12,2	89	19,4	68
Грозный	–4,9	93	23,9	70
Днепропетровск	–6,0	88	22,3	60
Иваново	–12,0	90	18,8	71
Иркутск	–20,9	85	17,2	72
Казань	–13,6	86	19,9	63
Киров	–15,1	86	18,1	71
Кировоград	–5,8	88	20,9	60
Красноводск	–2,4	78	28,6	46
Краснодар	–2,1	90	23,7	67
Красноярск	–18,2	81	19,3	72
Курск	–9,3	88	19,4	67

1	2	3	4	5
Москва	-10,8	88	18,0	70
Николаев	-4,0	88	23,1	63
Новгород	-8,4	88	17,6	78
Новороссийск	-2,0	75	23,6	68
Новосибирск	-19,3	83	18,7	59
Омск	-19,6	85	19,1	70
Орел	-9,5	92	18,6	77
Пермь	-16,0	84	18,0	72
Псков	-7,1	86	17,5	72
Ростов на Дону	-6,1	89	23,7	59
Саратов	-11,3	84	23,1	53
Свердловск	-12,2	84	17,2	70
Смоленск	-8,4	88	17,6	78
Томск	-19,4	82	18,8	76
Уральск	-14,0	85	23,5	47
Уфа	-15,0	86	19,4	67
Чита	-27,4	82	18,7	65

Таблица Г.8 – Опытные данные по сушке некоторых материалов в барабанных сушилках

Материал	Размер частиц, мм	$W_H, \%$	$W_K, \%$	$t_1, ^\circ\text{C}$	$t_2, ^\circ\text{C}$	$A_v, \text{кг}/(\text{м}^3 \cdot \text{ч})$	Тип (параметры) внутренних распределительных систем барабана
1	2	3	4	5	6	7	8
Глина: простая огнеупорная	–	22	5	600–700	80–100	50–60	Подъемно-лопастная
	–	9	0,7	800–1000	70–80	60	
Известняк	0–15	10–15	1,5	1000	80	45–65	Подъемно-лопастная
	0–20	8–10	0,5	800	120	30–40	Подъемно-лопастная
Инфузорная земля	–	40	15	550	120	50–60	Распределительная
Песок	–	4,3–4,7	0,05	840	100	80–88	Распределительная и перевалочная
Руда: железная (магнито-горская) марганцевая	0–50	6,0	0,5	730	–	60	Подъемно-лопастная
	2,5	15,0	2,0	120	60	12	Распределительная
Железный колчедан	–	10–12	1–3	270–350	95–100	20–30	Подъемно-лопастная секторная ($d = 1,6 \text{ м}; l = 14 \text{ м}$)
Сланцы	0–40	38	12	500–600	100	45–60	Подъемно-лопастная

Окончание табл. Г.8

1	2	3	4	5	6	7	8
Уголь: каменный бурый	– 0–10	9,0 30	0,6 10–15	800–1000 430	60 150–200	32–40 40–65	Подъемно-лопастная Подъемно-лопастная
Торф фрезерный	–	50	20	450	100	75	Подъемно-лопастная
Фосфориты	–	6,0	0,5	600	100	45–60	Подъемно-лопастная
Нитрофоска	0,5–4,0	–	1	220	105	0,5–4,0	Подъемно-лопастная секторная
Аммофос	1–4	8–12	1,5	350	110	15–20	Подъемно-лопастная секторная
Диаммофос	1–4	3–4	1	200	90	8–10	Подъемно-лопастная секторная
Суперфосфат гранулиро- ванный	1–4	14–18	2,5–3,0	550–600	120	60–80	Подъемно-лопастная секторная ($d = 2,8$ м; $l = 14$ м)
Преципитат	–	55–57	–	500–700	120–130	28–33	Подъемно-лопастная секторная ($d = 3,2$ м; $l = 22$ м)
Сульфат аммония	–	3,5	0,4	82	–	4–5	Подъемно-лопастная
Хлорид бария	–	5,6	12	109	–	1,0–2,0	Подъемно-лопастная
Фторид алю- миния	–	48–50	3–3,5	750	220–250	18	Подъемно-лопастная секторная ($n = 3$ об/мин)
Соль пова- ренная	–	4–6	0,2	150–200	–	7,2	Подъемно-лопастная
Пшеница	–	20	14	150–200	50–80	20–30	Распределительная
Жом свекло- вичный	–	84	12	750	100–125	185	Распределительная

Таблица Г.9 – Основные размеры и параметры
вращающихся барабанов сушилок

D , мм	L , мм	l , мм	l_1 , мм	G , кН	n , с ⁻¹	δ , мм	W , кг/ч	M , т
1000	4000	850	2300	100	0,068–0,135	5	120	5,7
	6000	1250	3500				180	6,3
1200	6000	1250	3500	160	0,068–0,135	6	260	8,3
	8000	1650	4700				340	9,1
	10000	2050	5900				420	9,8
1600	800	1650	4500	250	0,053–0,107	8	600	16,4
	10000	2050	5900				750	17,6
	12000	2500	7000				900	19,0
2000	8000	1650	4700	400	0,053–0,107	10	960	24,9
	10000	2050	5900				1200	26,8
	12000	2050	7000				1440	28,9
2200	10000	2050	5900	400	0,053–0,107	12	1480	31,7
	12000	2300	7000				1740	33,8
	14000	2900	8200				2000	36,7
	16000	3350	9300				2240	39,0
2500	14000	2900	8200	630	0,033–0,100	14	2660	75,0
	18000	3750	10500				3440	88,85
	2000	4150	11700				3820	94,30
2800	14000	2900	8200	800	0,033–0,100	16	3340	88,5
	16000	3350	9300				3820	94,5
	20000	4150	11700				4760	111,61
3000	18000	4000	10000	1000	0,033–0,100	20	5000	129,52
	20000		12000				5500	129,37
3200	18000	4000	10000	1250	0,033–0,100	20	5650	145,65
	2200	450	13000				6500	159,86
3500	18000	4000	10000	1600	0,033–0,100	22	7200	164,81
	22000	45000	13000				8250	194,12
	27000	5000	17000				10000	215,75
	16000	2700	10600				0,10	7000
4000	22000	4500	13000	1600	0,075	25	9000	223,9
4500	16000	2700	10600	1600	0,075	25	12000	228,0
						22		220,0

Таблица Г.10 – Теплофизические свойства сухого воздуха
при барометрическом давлении $P = 0,101$ МПа

$t, ^\circ\text{C}$	$\rho, \text{кг/м}^3$	$C, \text{Дж/(кг}\cdot\text{К)}$	$\lambda \cdot 10^2, \text{Вт/(м}\cdot\text{К)}$	$\mu \cdot 10^6, \text{Па}\cdot\text{с}$
-50	1,584	1014	2,04	14,6
-30	1,453	1014	2,20	15,7
-20	1,395	1010	2,28	16,2
-10	1,342	1010	2,36	16,7
0	1,293	1006	2,44	17,2
10	1,247	1006	2,51	17,7
20	1,205	1006	2,60	18,2
30	1,165	1006	2,68	18,7
40	1,128	1006	2,76	19,1
50	1,093	1006	2,83	19,6
60	1,060	1006	2,90	20,1
70	1,029	1010	2,97	20,6
80	1,000	1010	3,05	21,1
90	0,972	1010	3,13	21,5
100	0,946	1010	3,21	21,9
120	0,898	1010	3,34	22,9
140	0,854	1014	3,49	23,8
160	0,815	1018	3,64	24,5
180	0,779	1022	3,78	25,3
200	0,746	1026	3,93	26,0
250	0,674	1043	4,27	27,4
300	0,615	1048	4,62	29,8
350	0,566	1060	4,91	31,4

Таблица Г.11 – Теплофизические свойства дымовых газов
при барометрическом давлении $P = 0,101$ МПа

$t, ^\circ\text{C}$	$\rho, \text{кг/м}^3$	$C, \text{Дж/(кг}\cdot\text{К)}$	$\lambda \cdot 10^6 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$	$\mu \cdot 10^6, \text{Па}\cdot\text{с}$
0	1,295	1040	2,27	15,74
100	0,950	1065	3,12	20,38
200	0,748	1095	4,00	24,48
300	0,617	1125	4,82	28,20
400	0,525	1150	5,67	31,61
500	0,457	1184	6,55	34,80
600	0,405	1212	7,40	37,80
700	0,363	1238	8,24	4,55
800	0,330	1263	9,12	43,35
900	0,301	1290	10,00	45,90
1000	0,275	1304	10,82	48,30
1100	0,257	1342	11,70	50,65
1200	0,240	1378	12,60	53,00

Таблица Г.12 – Фильтры с обратной посекционной продувкой типа ФР

Конструктивные параметры фильтра и другие данные	Модель фильтра				
	ФР-518	ФР-2800	ФР-3730	ФР-5000	ФР-10000
Фильтрующая поверхность, м ²	518	2800	3730	5000	10000
Количество секций	6	6	8	8	8
Количество рукавов в аппарате	432	2304	3072	4032	2016 при H = 3,6 м; 3744 при H = 4,7 м
Диаметр рукава, мм	127	127	127	127	135
Высота рукава, мм	3	3,1	3,1	3,04	3,6 и 4,7
Габариты, м:					
ширина	3,4	7,3	7,6	7,4	10,7
длина	13,7	23,0	30	29	31,6
высота	9,5	15,0	15	15	16,55
Масса, т	25	111	151	124	231

Таблица Г.13 – Технические характеристики центробежных вентиляторов

Марка	Q, м ³ /с	pgH, Па	n ₁ , с ⁻¹	η _H	Электродвигатель		
					тип	N _H , кВт	η, ДВ
В-Ц14-46-5К-02	3,67	2360	24,1	0,71	A02-61-4	13	0,88
	4,44	2450			A02-62-4	17	0,89
	5,55	2550			A02-71-4	22	–
В-Ц14-46-8К-02	5,28	1770	16,1 5	0,73	A02-62-6	13	0,88
	6,39	1820			A02-72-6	17	0,90
	7,78	1870			A02-72-6	22	0,90
В-Ц14-46-5К-02	6,94	2450	16,0	0,70	A02-82-6	30	–
	9,72	2600			A02-82-6	40	–
	11,95	2750			A02-91-6	55	0,92
В-Ц12-49-8-01	12,50	5500	24,1 5	0,68	4A280S4	110	–
	15,25	5600			4A280M4	132	–
	18,0	5700			4A315S4	160	–
ЦП-40-8К	1,39–695	1470–3820	26,6 5	0,61	–	–	–
Вентиляторы малой производительности							
Марка	Q, м ³ /с	pgH, Па	n, с ⁻¹	Марка	Q, м ³ /с	pgH, Па	n, с ⁻¹
Ц1-181.5	0,050	618	46,7	Ц1-1450	0,402	2450	46,7
Ц1-354	0,098	967	46,7	Ц1-2070	0,575	1280	46,7
Ц1-690	0,192	1500	46,7	Ц1-4030	1,120	2840	46,7
Ц1-1000	0,278	1110	46,7	Ц1-8500	2,360	3280	46,7

Таблица Г.14 – Техническая характеристика воздухонагревателей типов КПЗ-СК и КП4-СК

Число рядов труб		Площадь по- верхностного сечения, м ²	Площадь фронтального сечения для прохода воздуха, м ²	Длина теплонагревающей трубки в свету, м	Высота решетки в свету, м
3	4				
КП36-СК-01У3А	КП46-СК-01У3А	13,26/17,42	0,267	0,530	0,503
КП37-СК-01У3А	КП47-СК-01У3А	26,34/21,42	0,329	0,655	0,503
КП38-СК-01У3А	КП48-СК-01У3А	19,42/25,52	0,329	0,780	0,503
КП39-СК-01У3А	КП49-СК-01У3А	22,50/29,57	0,455	0,905	0,503
КП310-СК-01У3А	КП410-СК-01У3А	28,66/37,66	0,581	1,155	0,503
КП311-СК-01У3А	КП411-СК-01У3А	83,82/110,05	1,660	1,655	1,003
КП312-СК-01У3А	КП412-СК-01У3А	125,27/166,25	2,488	1,655	1,503

Таблица Г.15 – Фильтры типа СМЦ

Номер габарита фильтра (высота рукавов) Н, м	Конструктивные параметры фильтра					
	число секций	число рукавов аппарата	фильтрующая поверхность, м ²		масса, т	
			СМЦ-100	СМЦ-101	СМЦ-100	СМЦ-101
I (Н = 2,25)	1	36	54	50	2,8	3
	2	72	108	100	5,6	6
	3	108	162	150	8,4	9,1
	4	144	216	200	11,2	12,1
II (Н = 4,5)	1	36	104	100	3,6	3,9
	2	72	208	200	7,3	7,9
	3	108	312	300	10,9	11,9
	4	144	416	400	14,6	15,8
	5	180	520	500	18,2	20,8
	6	216	624	600	21,9	23,8
	7	252	728	700	25,5	27,7
	8	288	832	800	29,2	31,7
	9	324	936	900	32,0	35,6
	10	360	1040	1000	36,5	39,6
III (Н = 9,0)	1	36	204	200	7,8	5,4
	2	72	408	400	9,6	10,8
	3	108	612	600	14,4	16,3
	4	144	800	800	19,2	21,7
	5	180	1020	1000	24,0	27,1
	6	216	1224	1200	28,8	32,5
	7	252	1428	1400	33,6	38
	8	288	1632	1600	38,4	43,4
	9	324	1836	1800	43,2	48,8
	10	360	2040	2000	48,0	54,2

Примечание. Диаметр рукавов для всех аппаратов 200 мм

Таблица Г.16 – Технические характеристики газодувок

Марка	Q, м ³ /с	ρgH, Па	n, с ⁻¹	Электродвигатель		
				тип	N _н , кВт	η _{дв}
ТВ-25-1.1	0,833	10000	48,3	АО2-71-2	22	0,88
ТВ-100-1.12	1,67	12000	48,3	АО2-81-2	40	–
ТВ-150-1.12	2,50	12000	48,3	АО2-82-2	55	–
ТВ-200-1.12	3,33	12000	48,3	АО2-91-2	75	0,89
ТВ-250-1.12	4,16	12000	49,3	АО2-92-2	100	0,91
ТВ-350-1.06	5,86	6000	48,3	АО2-82-2	55	–
ТВ-450-1.08	7,50	8000	49,5	А2-92-2	125	0,94
ТВ-500-1.08	8,33	8000	50,0	ВАО-315S-2	132	–
ТВ-600-1.1	10,0	10000	49,4	А3-315М-2	200	–
РГН-1200А	0,167	30000	16,7	АО2-62-6	13	
2А-34	0,630	80000	25,0	4А250-S443	75	–
ТВ-42-1.4	1,0	40000	48,3	АО2-82-2	55	–
ТВ-50-1.6	1,0	60000	49,3	АО2-92-2	100	–
ТВ-80-1.2	1,67	20000	48,3	АО2-82-2	55	–
ТГ-170-1.1	2,86	28000	49,3	АО2-92-2	100	–
ТГ-300-1.18	5,0	18000	50,0	ВАО-315М-2	160	–

Примечание – газодувки с $\rho gH \leq 12000$ Па можно рассматривать как вентиляторы высокого давления; газодувки с $\rho gH \geq 18000$ Па можно рассматривать как компрессоры.

Таблица Г.17 – Технические характеристики циклонов

Характеристика циклонов	Тип циклона		
	ЦН-24	ЦН-15	ЦН-11
Диаметр выходной трубы D_1	0,6	0,6	0,6
Ширина выхода патрубка b	0,26	0,26	0,26
Высота входного патрубка, h_1	1,11	0,66	0,48
Высота выходного патрубка, h_2	2,11	1,74	1,56
Высота цилиндрической части, h_3	2,11	2,26	2,08
Высота конической части, h_4	1,75	2,0	2,0
Общая высота циклона H	4,26	4,56	4,38
Коэффициент сопротивления ξ_0	60	160	250

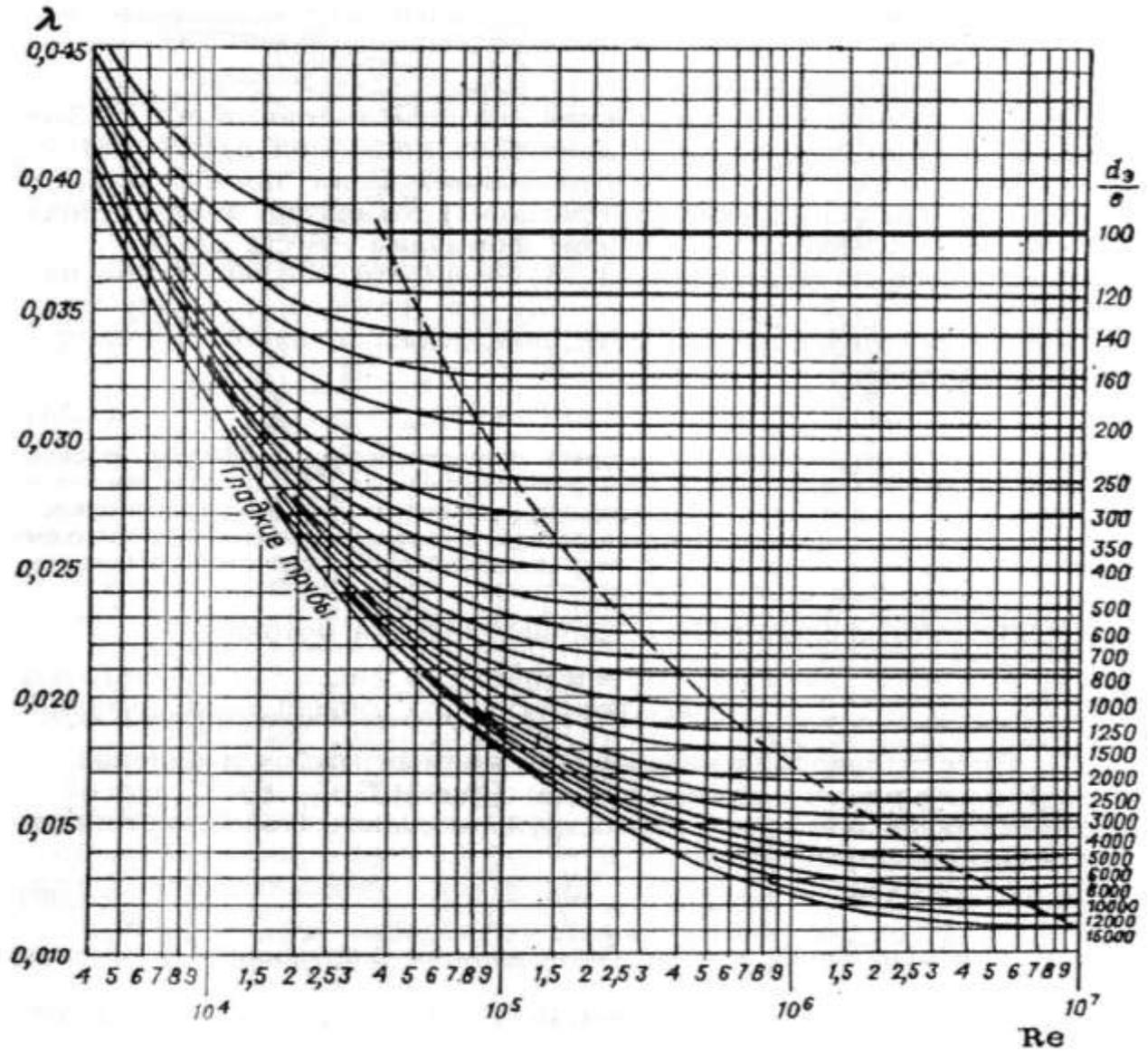


Рисунок Д.1 – Зависимость коэффициента трения λ от критерия Re и степени шероховатости d_3/e : d_3 – эквивалентный диаметр, м;
 e – средняя высота выступов шероховатости на внутренней поверхности трубы, м

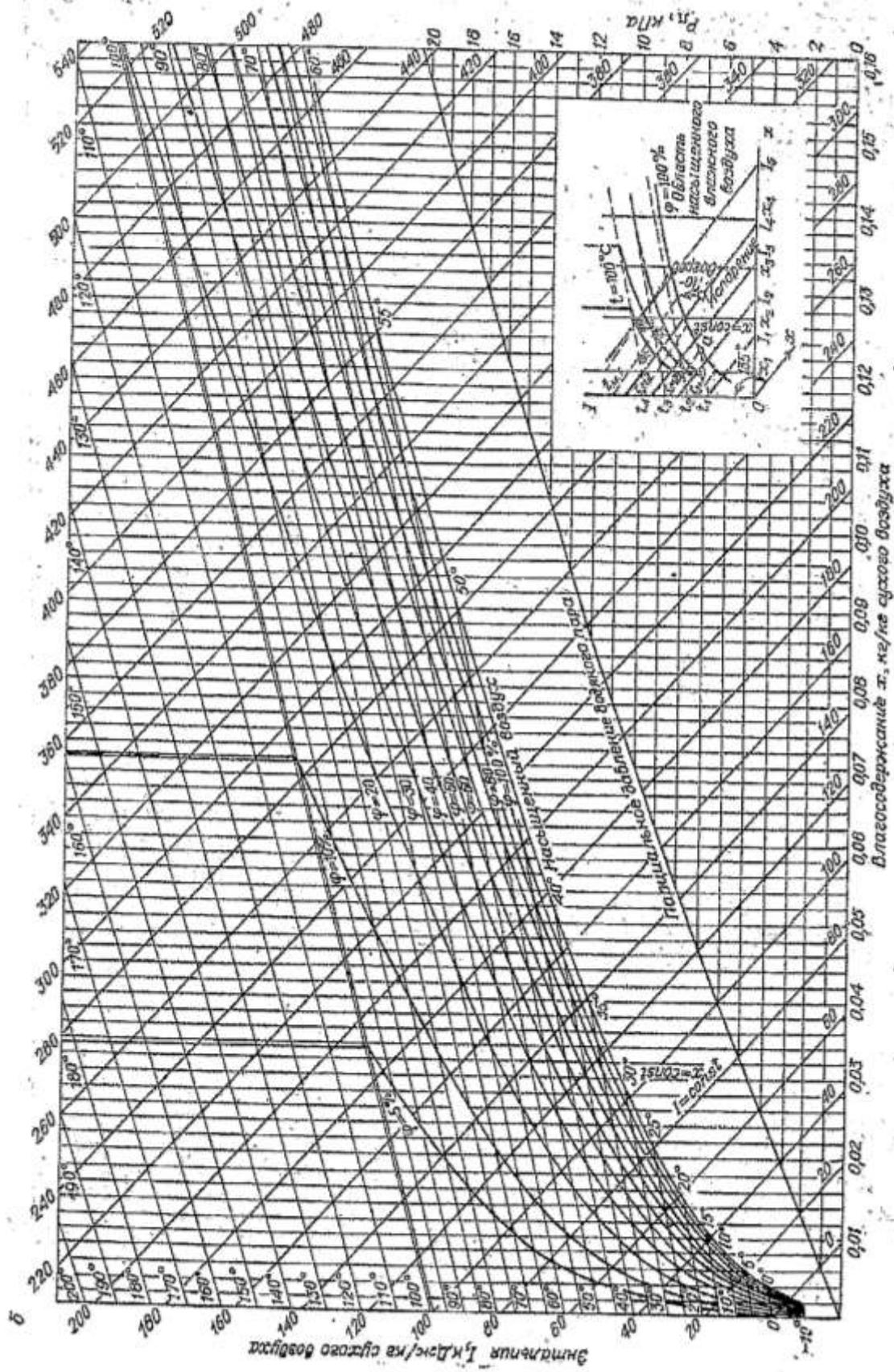


Рисунок Д.2 – Диаграмма Рамзина для влажного воздуха с температурой до 200 °C

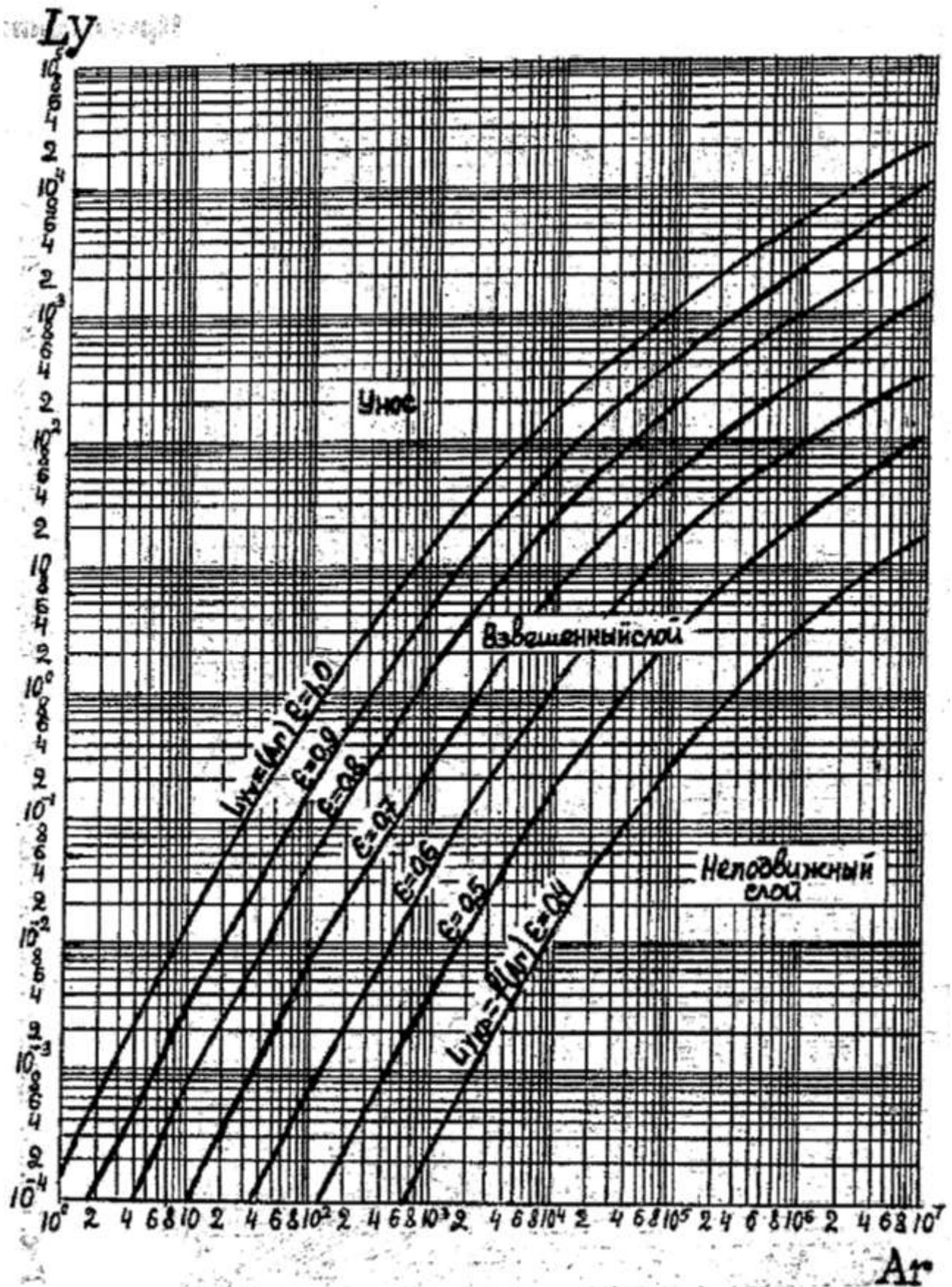


Рисунок Д.3 – Зависимости критерия Ly от критерия Ar

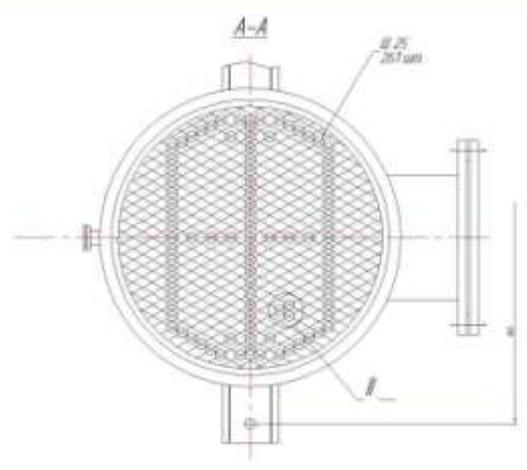
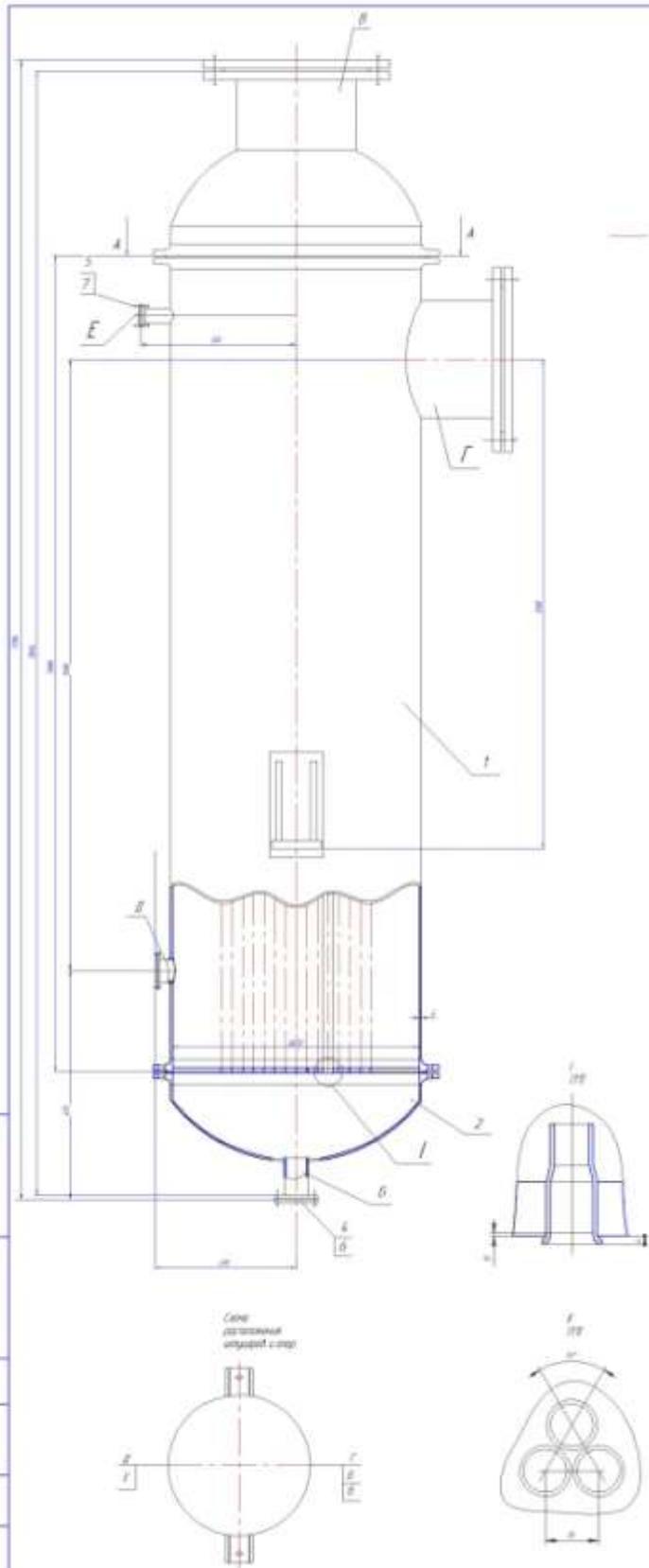


Таблица материалов

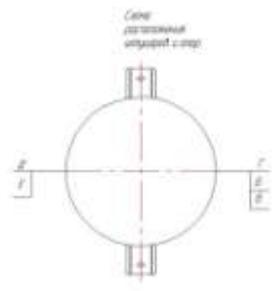
Обозн.	Наименование	Кол.	Ø	Р _н , мм
Б	Вал жесткой кислоты	1	100	06
В	Вал опор жесткой кислоты	1	500	06
Г	Вал привода шкива	1	177	06
Д	Вал подшипника	1	100	06
Е	Сальник с опорой	1	25	08

Показатели	Единица измерения	Норматив значения
Наименование	материал	Стр. 001
Плотность	кг/м ³	Норматив
Прочность	Н/мм ²	Норматив
Агрегативность	Агрегатив	Норматив
Температура	°С	029
Рабочее давление, МПа		01
Выборность, наименование		02

Источники информации

1. Книга «Техническое описание оборудования»
2. Книга «Техническое описание оборудования»
3. Книга «Техническое описание оборудования»
4. Книга «Техническое описание оборудования»
5. Книга «Техническое описание оборудования»

№	Обозначение	Наименование	Кол.	Ø	Р _н , мм	Материал
1		Труба стальная	1			
2		Крышка	2			
3		Вал Ø 177 06-70	1	177	06	Сталь 20
4		MSD 0146 05	12			Сталь 20
5		MSD 0146 05	4			Сталь 20
6		MSD 0146 05	96			Сталь 20
7		MSD 0146 05	4			Сталь 20



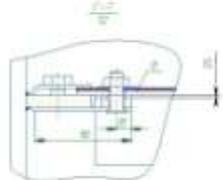
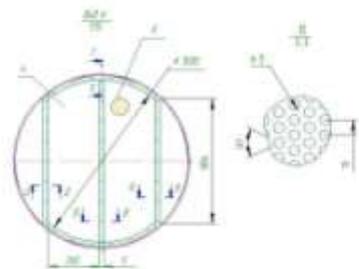
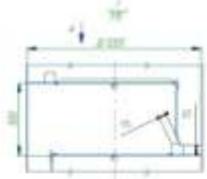
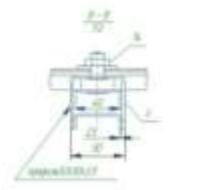
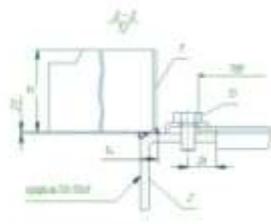
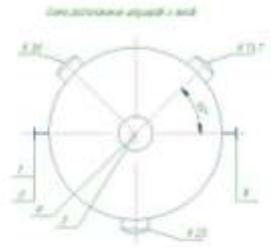
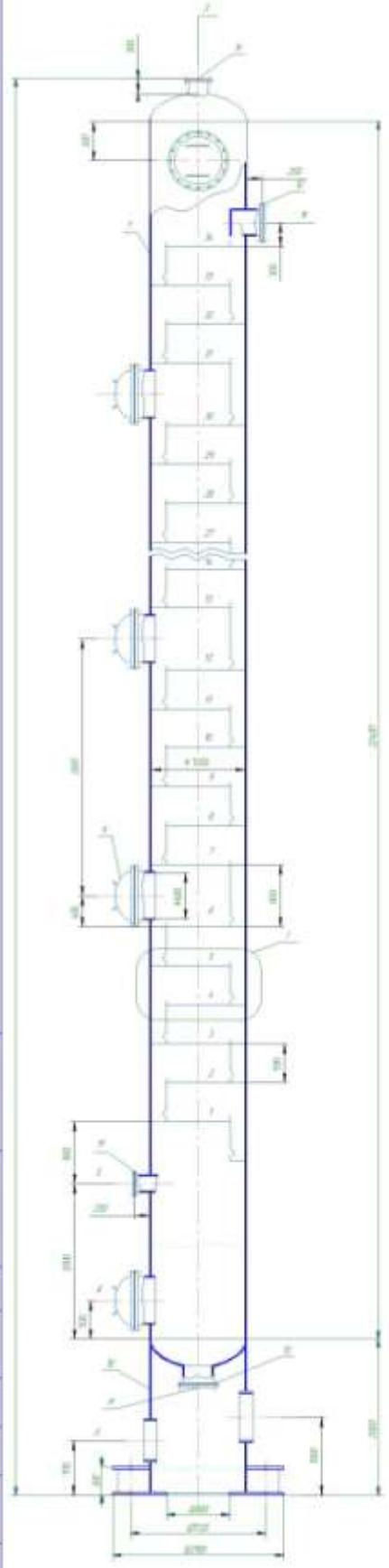
02. П4.2. 15. 02. 08

Рисунки и таблицы для оборудования и материалов, указанных в проекте. Дата: 11.01.2011

Кипятильник

Контракт: 11

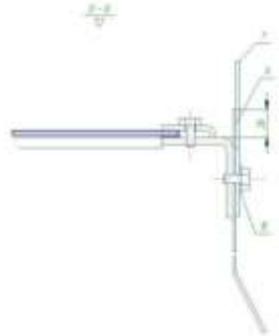
Рисунок Д.5 – Кипятильник
265



№	Наименование	Кол	Материал	Диаметр	Длина
1	Асб/асб/асб/асб	1	асб	200	10
2	Асб/асб/асб	1	асб	200	10
3	Асб/асб/асб	1	асб	200	10
4	Асб/асб/асб	1	асб	200	10
5,7	асб	7	асб	200	10
6	асб	7	асб	200	10

- Исходные данные:
1. Проект производства работ (ППР) на монтаж колонны
 2. Технические условия (ТУ) на
 3. Спецификация (Сп) на
 4. Журнал работ (ЖР) на
 5. Проектная документация (ПД) на
 6. ТУ на монтаж - монтаж
 7. Проектная документация (ПД) на
 8. Спецификация (Сп) на

- Исходные данные:
1. Проект производства работ (ППР) на монтаж колонны
 2. Технические условия (ТУ) на
 3. Спецификация (Сп) на
 4. Журнал работ (ЖР) на
 5. Проектная документация (ПД) на
 6. ТУ на монтаж - монтаж
 7. Проектная документация (ПД) на
 8. Спецификация (Сп) на



№	Наименование	Кол	Материал	Диаметр	Длина
1	Асб	7	асб	200	10
2	Асб/асб/асб	1	асб	200	10
3	Асб/асб/асб	1	асб	200	10
4	Асб/асб/асб	1	асб	200	10
5	Асб/асб/асб	1	асб	200	10
6	Асб/асб/асб	1	асб	200	10
7	Асб/асб/асб	1	асб	200	10
8	Асб/асб/асб	1	асб	200	10
9	Асб/асб/асб	1	асб	200	10
10	Асб/асб/асб	1	асб	200	10
11	Асб/асб/асб	1	асб	200	10
12	Асб/асб/асб	1	асб	200	10
13	Асб/асб/асб	1	асб	200	10
14	Асб/асб/асб	1	асб	200	10
15	Асб/асб/асб	1	асб	200	10
16	Асб/асб/асб	1	асб	200	10
17	Асб/асб/асб	1	асб	200	10
18	Асб/асб/асб	1	асб	200	10
19	Асб/асб/асб	1	асб	200	10
20	Асб/асб/асб	1	асб	200	10
21	Асб/асб/асб	1	асб	200	10
22	Асб/асб/асб	1	асб	200	10
23	Асб/асб/асб	1	асб	200	10
24	Асб/асб/асб	1	асб	200	10
25	Асб/асб/асб	1	асб	200	10
26	Асб/асб/асб	1	асб	200	10
27	Асб/асб/асб	1	асб	200	10
28	Асб/асб/асб	1	асб	200	10
29	Асб/асб/асб	1	асб	200	10
30	Асб/асб/асб	1	асб	200	10
31	Асб/асб/асб	1	асб	200	10
32	Асб/асб/асб	1	асб	200	10
33	Асб/асб/асб	1	асб	200	10
34	Асб/асб/асб	1	асб	200	10
35	Асб/асб/асб	1	асб	200	10
36	Асб/асб/асб	1	асб	200	10
37	Асб/асб/асб	1	асб	200	10
38	Асб/асб/асб	1	асб	200	10
39	Асб/асб/асб	1	асб	200	10
40	Асб/асб/асб	1	асб	200	10
41	Асб/асб/асб	1	асб	200	10
42	Асб/асб/асб	1	асб	200	10
43	Асб/асб/асб	1	асб	200	10
44	Асб/асб/асб	1	асб	200	10
45	Асб/асб/асб	1	асб	200	10
46	Асб/асб/асб	1	асб	200	10
47	Асб/асб/асб	1	асб	200	10
48	Асб/асб/асб	1	асб	200	10
49	Асб/асб/асб	1	асб	200	10
50	Асб/асб/асб	1	асб	200	10

02.П27.02.08

Исполнитель	Проверенный	Специалист	Инженер
М.П.	М.П.	М.П.	М.П.
Дата	Дата	Дата	Дата
№	№	№	№
Итого	Итого	Итого	Итого

Рисунок Д.7 – Ректификационная колонна

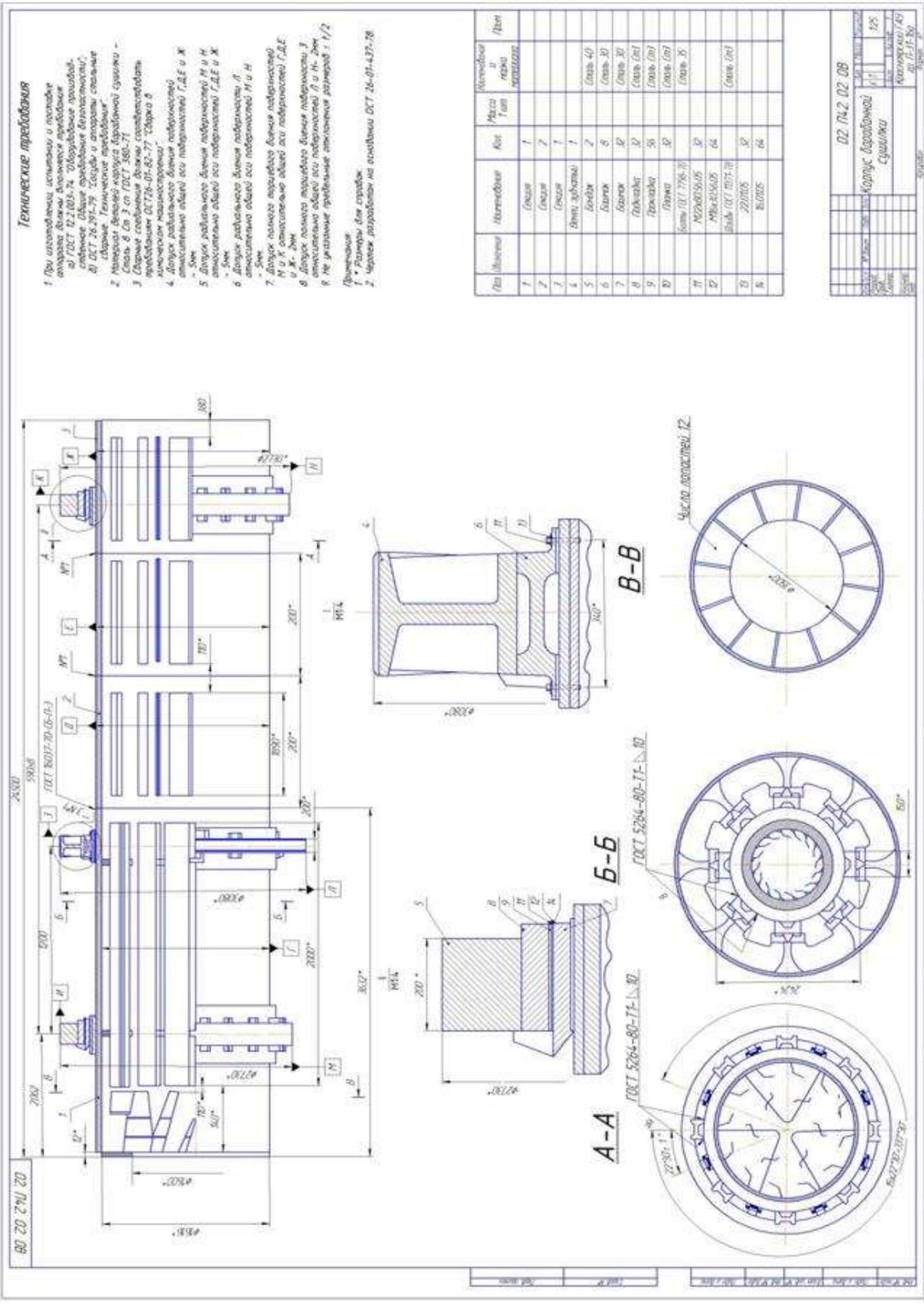


Рисунок Д.8 – Барабанная сушилка

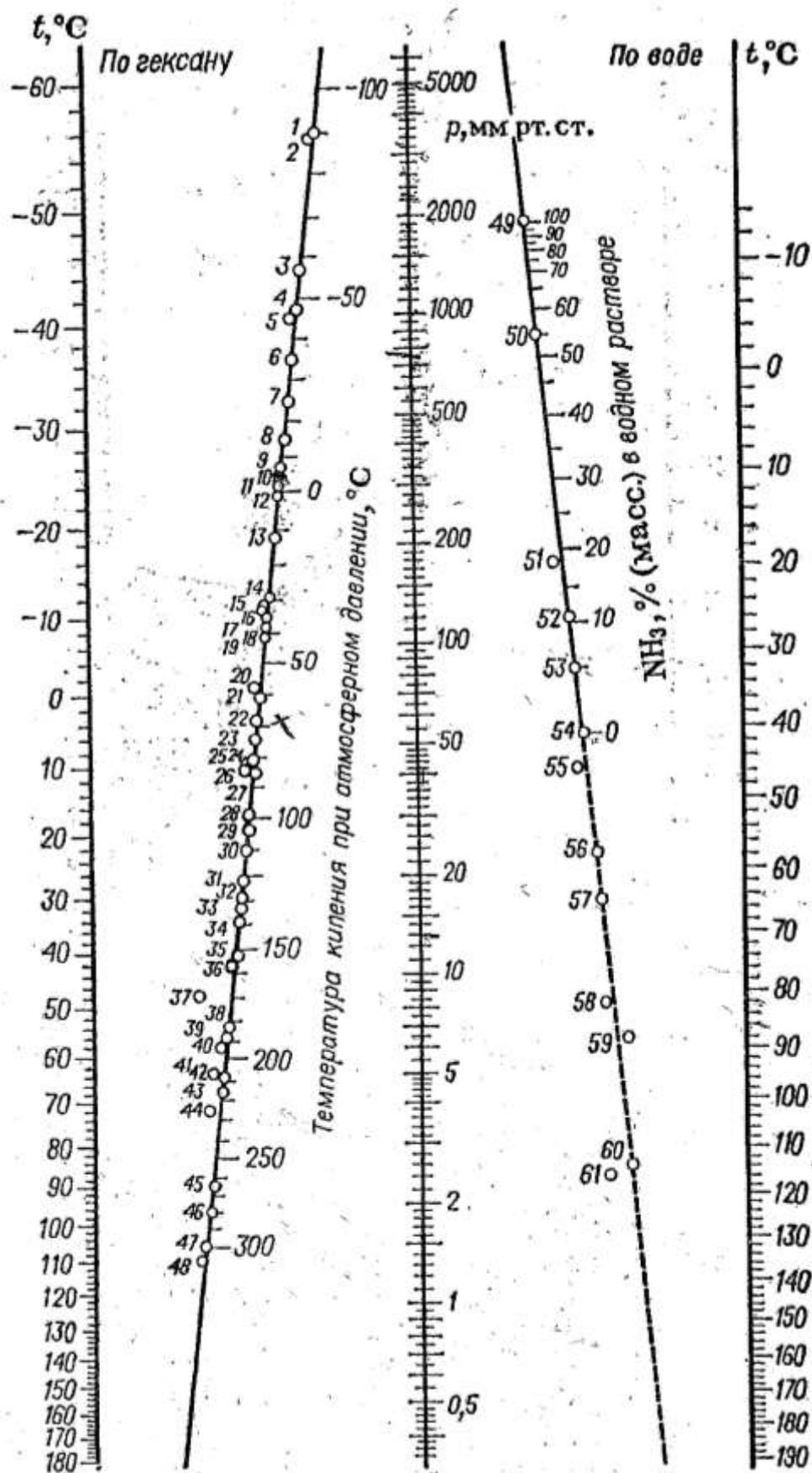


Рисунок Д.9 – Нонограмма для определения давления насыщенного пара и температуры кипения некоторых жидкостей

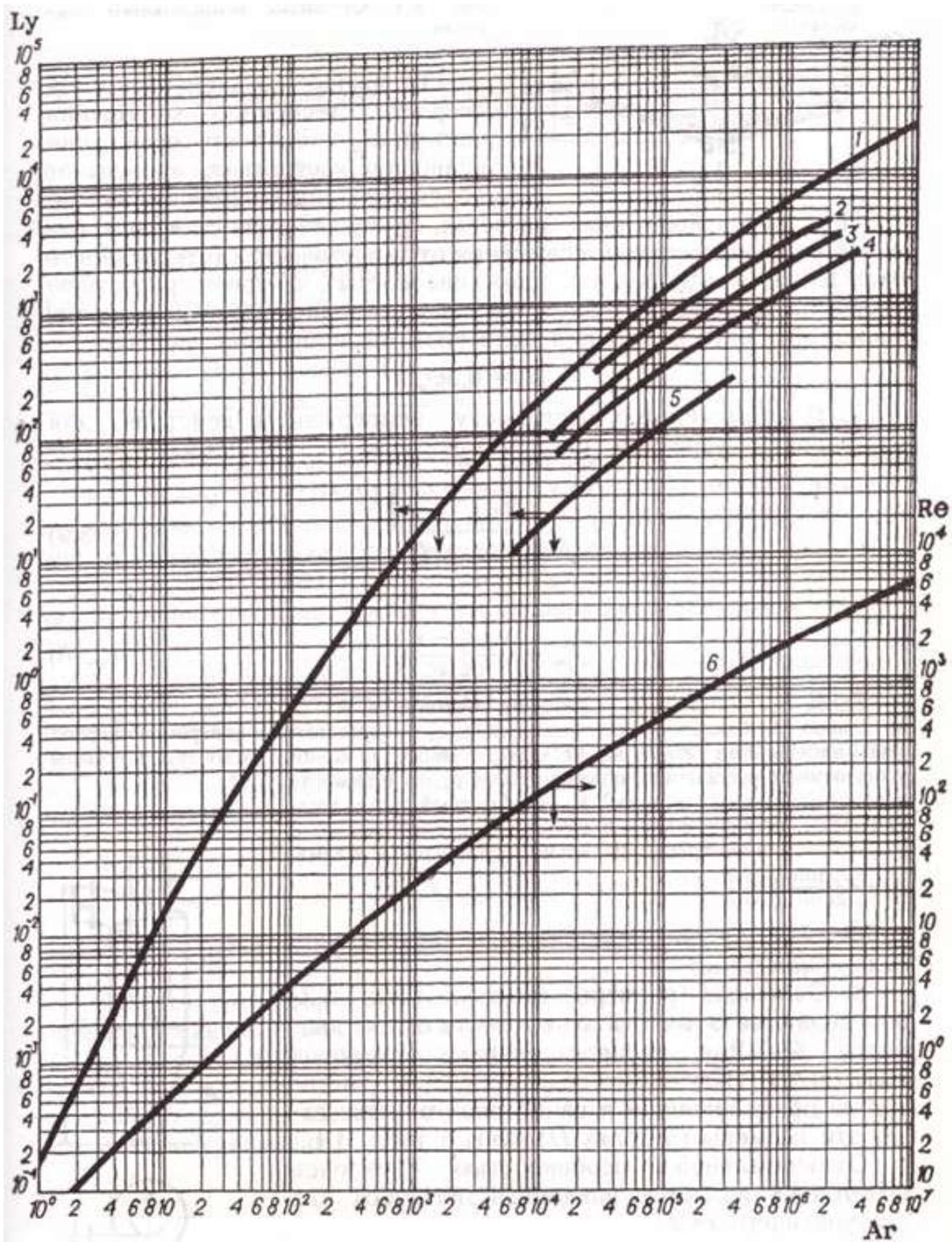


Рисунок Д.10 – Зависимость критериев Re и Ly от критерия Ar для осаждения одиночной частицы в неподвижной среде: 1 и 6 – шарообразные частицы; 2 – округленные; 3 – угловатые; 4 – продолговатые; 5 – пластинчатые

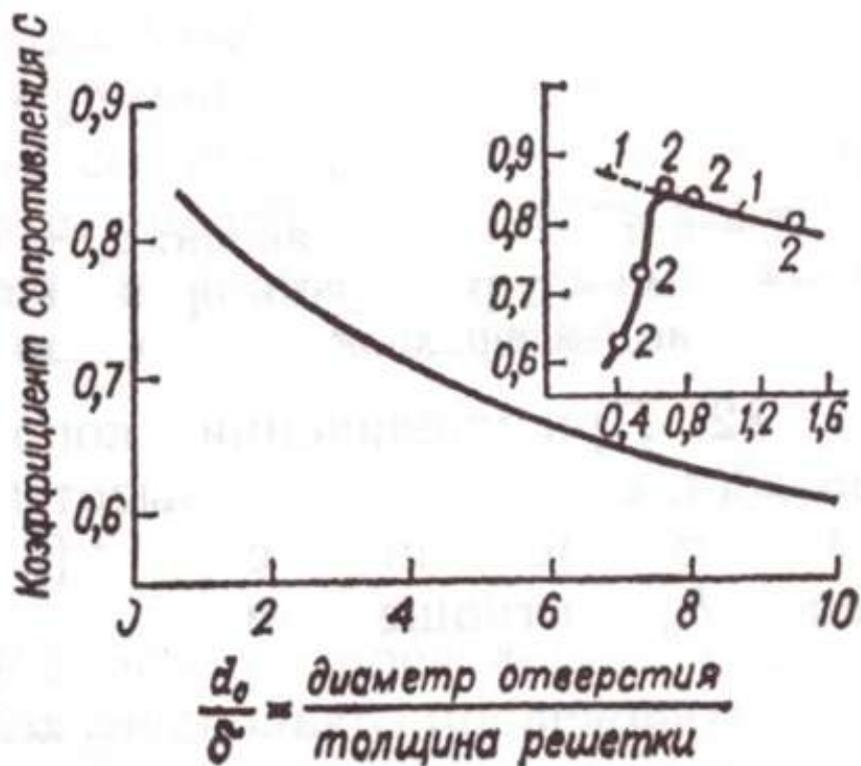


Рисунок Д.11 – Коэффициент сопротивления решеток:
 1 – данные Г. Хьюмарка и Х.О. Коннела;
 2 – данные Д.И. Орочко и др.

Таблица Д.1 – Значение атомных теплоемкостей элементов

Элемент	$c_i^{ат}$, кДж/(кг·атом·°С)	
	в твердом состоянии	в жидком состоянии
Углерод	7,53	11,72
Водород	9,62	17,99
Кислород	16,74	25,10
Сера	22,59	30,96
Азот	11,30	–
Фосфор	23,00	29,29
Кремний	20,08	24,27
Фтор	20,92	29,29
Бор	11,72	19,66
Бериллий	15,90	–
Остальные элементы	22,92–26,78	33,50

Таблица Д.2 – Эквивалентная шероховатость труб

Номер п/п	Эквивалентная шероховатость труб	Δ , мм
1	Цельнотянутые трубы из меди, латуни, стекла	0,0015–0,01
2	Алюминевые трубы, резиновые шланги	0,01–0,06
3	Стальные трубы:	
	а) новые безшовные;	0,02–0,10
	б) в средних условиях эксплуатации;	0,20
	в) оцинкованные	0,07–0,15
4	Чугунные трубы:	
	а) новые;	0,25–1,00
	б) асфальтированные	0,12–0,30
5	Асбестоцементные трубы	0,1–0,6
6	Бетонные:	
	а) с хорошей поверхностью;	0,30–0,80
	б) в средних условиях	2,50

ПРОЦЕССЫ И АППАРАТЫ ПИЩЕВЫХ ПРОИЗВОДСТВ

Учебное пособие

*Тепляшин Василий Николаевич
Ченцова Лилия Ивановна
Невзоров Виктор Николаевич
Мацкевич Игорь Викторович*

Электронное издание

Редактор М.М. Ионина

Подписано в свет 31.01.2022. Регистрационный номер 68
Редакционно-издательский центр Красноярского государственного аграрного университета
660017, Красноярск, ул. Ленина, 117
e-mail: rio@kgau.ru