

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ  
Учреждение образования  
«Витебский государственный технологический университет»

**ПРОМЫШЛЕННЫЕ ТЕПЛОМАССОБМЕННЫЕ  
ПРОЦЕССЫ И УСТАНОВКИ**

Методические указания по выполнению лабораторных работ  
для студентов специальности  
1-43 01 07 «Техническая эксплуатация энергооборудования организаций»

Витебск  
2021

УДК 621.1.016.4(075.8)

Составители:

С. В. Жерносек, А. М. Гусаров, А. С. Марущак

Рекомендовано к изданию редакционно-издательским советом УО «ВГТУ», протокол № 3 от 30.11.2021.

**Промышленные тепломассообменные процессы и установки** : методические указания по выполнению лабораторных работ / сост. С. В. Жерносек, А. М. Гусаров, А. С. Марущак. – Витебск : УО «ВГТУ», 2021. – 52 с.

Методические указания содержат описание лабораторных работ по дисциплине «Промышленные тепломассообменные процессы и установки» в соответствии с учебной программой для студентов специальности 1-43 01 07 «Техническая эксплуатация энергооборудования организаций». Каждой работе предшествует теоретическая часть. В описании работ приведена схема экспериментального оборудования, состав контрольно-измерительного оборудования, порядок проведения работы, контрольные вопросы и литература.

УДК 621.1.016.4(075.8)

© УО «ВГТУ», 2021

## СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	4
ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА 1. ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕПЛОВЫХ ПРОЦЕССОВ В ТЕПЛООБМЕННОМ АППАРАТЕ «ТРУБА В ТРУБЕ»	5
ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА 2. ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕПЛОВЫХ ПРОЦЕССОВ В ПЛАСТИНЧАТОМ ТЕПЛООБМЕННОМ АППАРАТЕ	13
ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА 3. ЭКСЕРГЕТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ ПЛАСТИНЧАТОГО ТЕПЛООБМЕННОГО АППАРАТА	20
ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА 4. ИЗУЧЕНИЕ ПРОЦЕССА ТЕРМОРАДИАЦИОННОЙ И УЛЬТРАЗВУКОВОЙ СУШКИ	35
ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА 5. ИЗУЧЕНИЕ ПРОЦЕССОВ РАЗДЕЛЕНИЯ СМЕСЕЙ	43
СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ	49
ИНФОРМАЦИЯ О ДОСТУПЕ К ВИРТУАЛЬНОЙ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЙ СРЕДЕ УО «ВГТУ» И ЭЛЕКТРОННЫМ РЕСУРСАМ КАФЕДРЫ ТЕПЛОЭНЕРГЕТИКИ	50
ПРИЛОЖЕНИЕ А	51

## ВВЕДЕНИЕ

Целью изучения дисциплины является изучение современных конструкций, методов расчета теплотехнологических схем, процессов и аппаратов, источников и методов использования вторичных энергоресурсов, систем для защиты окружающей среды; выработка навыков в оформлении проектно-конструкторской документации. Задачи изучения дисциплины заключаются в приобретении навыков и умений оценивать, выбирать, оптимизировать и разрабатывать теплотехнологические схемы установок, систем и их элементов. При изучении дисциплины теоретический материал закрепляется решением примеров. В результате освоения дисциплины «Промышленные теплообменные процессы и установки» студент должен:

*знать:*

- основные виды промышленных тепло- и массообменных процессов, аппаратов и установок;
- выпарные установки, адиабатные, контактные и с погруженными горелками;
- рекуперативные и регенеративные теплообменные аппараты;
- смесительные аппараты: скрубберы полые и насадочные, кондиционеры, градирни;
- сушку жидкотекучих, твердых, дисперсных, ленточных материалов;
- процессы перегонки и ректификации бинарных смесей;
- термодинамические основы получения холода;
- вспомогательное оборудование, конденсатоотводчики, брызгоотделители, пылеочистительные устройства, сосуды и резервуары;

*уметь:*

- составлять материальные и тепловые балансы теплообменных аппаратов;
- выполнять конструктивный и поверочный расчеты теплообменных аппаратов;
- использовать знания в области режимов работы технологических схем и аппаратов;

*владеть:*

- методами составления материального и теплового баланса энергетических установок;
- методиками расчета теплообменных процессов и установок и подбора основного и вспомогательного оборудования;
- методами оптимизации теплообменных и холодильных установок, их тепловых схем и режимов работы.

# ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА 1. ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕПЛОВЫХ ПРОЦЕССОВ В ТЕПЛООБМЕННОМ АППАРАТЕ «ТРУБА В ТРУБЕ»

**Цель работы:** изучение теории теплообменных аппаратов, экспериментальное определение некоторых теплотехнических параметров теплообменника «труба в трубе», сравнительный анализ их значений при прямом токе и противотоке.

## СВЕДЕНИЯ ИЗ ТЕОРИИ

**Теплообменные аппараты (теплообменники)** – это устройства, в которых теплота переходит от одной среды к другой.

Теплообмен между теплоносителями является одним из наиболее важных и часто используемых в технике процессов. Например, получение пара заданных параметров в парогенераторе основано на процессе передачи теплоты от одного теплоносителя к другому. В конденсаторах и градирнях тепловых электростанций, воздухоподогревателях доменных печей и многочисленных теплообменных устройствах химической промышленности основным рабочим процессом является процесс теплообмена между теплоносителями.

В зависимости от способа передачи тепла различают три основные группы теплообменных аппаратов:

1. **Рекуперативные**, в которых теплообмен между теплоносителями осуществляется через разделяющую их поверхность теплообмена.

2. **Смесительные**, в которых тепло передается от одного теплоносителя к другому при их непосредственном контакте.

3. **Регенеративные**, в которых одна и та же поверхность нагрева через определенные промежутки времени омывается то горячим теплоносителем, то холодным.

Независимо от принципа действия теплообменные аппараты, применяющиеся в разных областях техники, как правило, имеют свои специальные названия. Эти названия определяются технологическим назначением (холодильники, нагреватели, испарители, конденсаторы) и конструктивными особенностями теплообменных устройств (кожухотрубные теплообменники, оросительные, спиральные, блочные и т. д.).

Существует три основные схемы включения: прямоточная, противоточная и перекрестная, а также множество смешанных схем, получаемых в результате различных комбинаций основных схем (рис. 1.1).

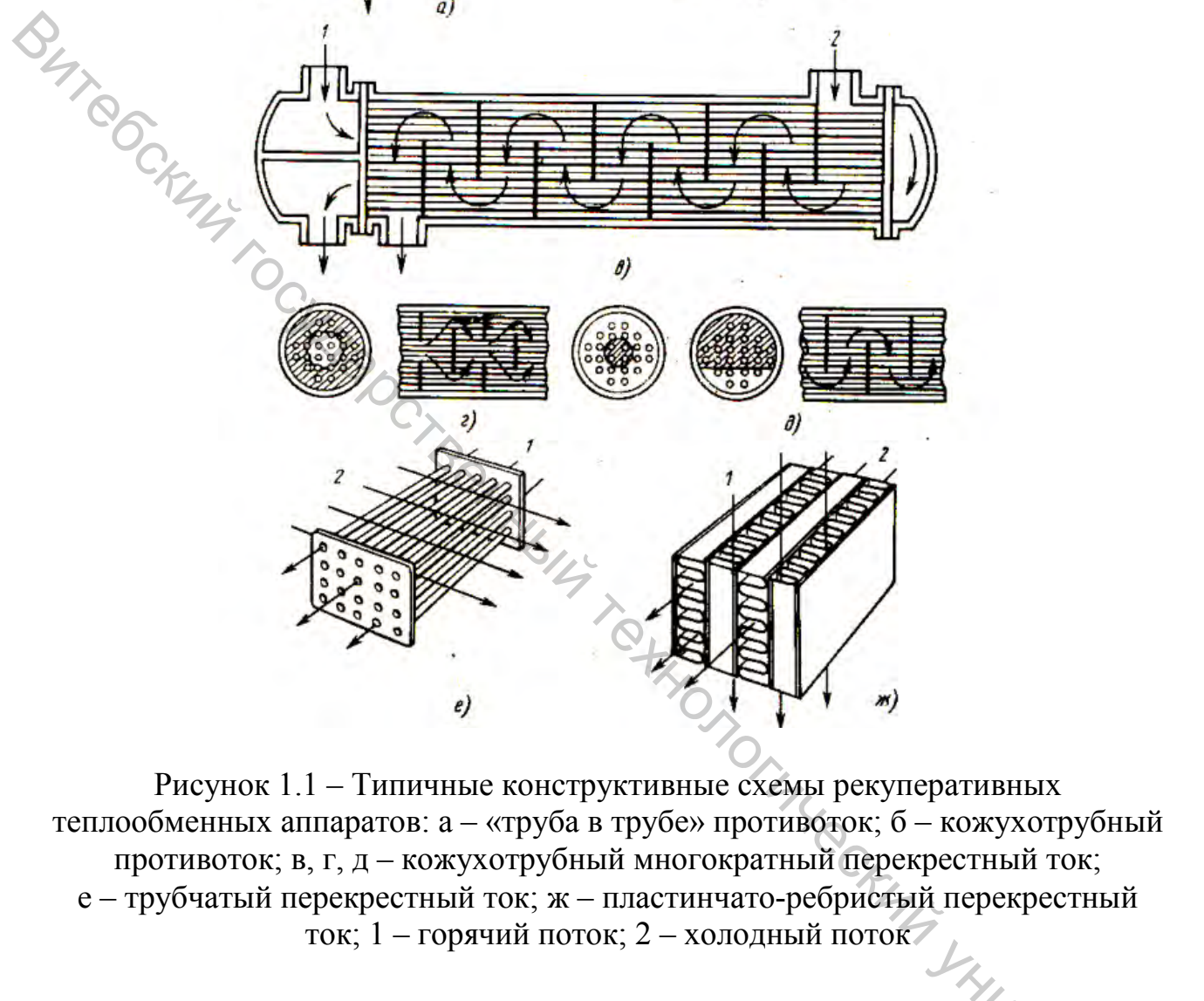


Рисунок 1.1 – Типичные конструктивные схемы рекуперативных теплообменных аппаратов: а – «труба в трубе» противоток; б – кожухотрубный противоток; в, г, д – кожухотрубный многократный перекрестный ток; е – трубчатый перекрестный ток; ж – пластинчато-ребристый перекрестный ток; 1 – горячий поток; 2 – холодный поток

При прямоточной схеме движения горячий и холодный теплоносители движутся вдоль поверхности нагрева в одном направлении так, что на входе в аппарат тепло передается от горячего теплоносителя к холодному при относительно большой разности температур. На выходе из аппарата тепло передается от остывшего горячего теплоносителя к холодному при меньшей разности температур.

Противоточная схема (противоток). При этой схеме движения теплоносители 1 и 2 движутся вдоль поверхности нагрева в противоположных так, что входящий в аппарат горячий теплоноситель отдает тепло уже подогретому теплоносителю.

Коэффициент теплоотдачи  $k$  в теплообменных аппаратах определяют обычно по формулам для плоской стенки, т. к. трубки теплообменников имеют небольшую толщину по сравнению с их диаметром. Полученные формулы позволяют сравнить среднетемпературные напоры при различных схемах движения теплоносителей. Анализ их показывает, что при одинаковых температурах теплоносителей на входе и выходе их теплообменного аппарата, в противоточном теплообменнике температурный напор получается наибольшим. Благодаря большой величине температурного напора рабочая поверхность при противоточной схеме больше.

В данной лабораторной работе объектом изучения являются **самая простая конструкция рекуперативного теплообменника (труба в трубе)**, которую образуют две коаксиально расположенные трубы с двумя теплоносителями. Один из них течет по внутренней трубе, а второй – по кольцевому каналу между трубами.

Их используют главным образом для охлаждения или нагревания в системе жидкость-жидкость, когда расходы теплоносителей невелики и последние не меняют своего агрегатного состояния. Иногда такие теплообменники применяют при высоком давлении для жидких и газообразных сред, например, в качестве конденсаторов в химическом производстве.

Рекуперативные теплообменники бывают **прямоточные, противоточные** и с **перекрестным** током. У прямоточных теплообменников теплоносители движутся параллельно в одном направлении, у противоточных – теплоносители движутся параллельно в противоположных направлениях. У теплообменников с перекрестным током теплоносители движутся во взаимно перпендикулярных направлениях, при этом возможен однократный и многократный перекрестный ток.

Основным расчетным уравнением теплообменников является уравнение теплопередачи:

$$Q = k \Delta t_{cp} F, \quad (1.1)$$

где  $Q$  – количество теплоты, передаваемое от горячей к холодной среде, Вт;  $k$  – коэффициент теплопередачи, Вт/(м<sup>2</sup> К);  $\Delta t_{cp}$  – средняя разность температур (средний температурный напор) между горячей и холодной средой, °С;  $F$  – площадь, через которую передается теплота, м<sup>2</sup>.

Величина  $Q$  определяется из уравнения теплового баланса, которое показывает, что при отсутствии тепловых потерь количество теплоты, отдаваемое горячей средой, равно количеству теплоты, воспринимаемому холодной средой:

$$Q = G_1 c_1 (t'_1 - t''_1) = G_2 c_2 (t''_2 - t'_2), \quad (1.2)$$

где индекс «1» означает, что данная величина отнесена к горячей среде, а ин-

декс «2» – к холодной;  $G_1, G_2$  – массовые расходы горячего и холодного теплоносителей, кг/с;  $c_1, c_2$  – удельные (массовые) теплоемкости теплоносителей при постоянном давлении, Дж/кг·К;  $t_1', t_1''$  – температуры горячего теплоносителя на входе и выходе из аппарата, °С;  $t_2', t_2''$  – температуры холодного теплоносителя на входе и выходе его из аппарата, °С.

Средний температурный напор между средами определяется по зависимости:

$$\Delta t_{\text{cp}} = \frac{\Delta t_{\text{б}} - \Delta t_{\text{м}}}{\ln \frac{\Delta t_{\text{б}}}{\Delta t_{\text{м}}}}, \quad (1.3)$$

где  $\Delta t_{\text{б}}, \Delta t_{\text{м}}$  – больший и меньший температурные напоры между холодной и горячей средой.

Формула может быть использована как при прямотоке, так и при противотоке. Если отношение большего температурного напора к меньшему температурному напору меньше или равно 1,8, то формула (1.3) примет вид:

$$\Delta t_{\text{cp}} = \frac{\Delta t_{\text{б}} + \Delta t_{\text{м}}}{2}. \quad (1.4)$$

## ОПИСАНИЕ ЛАБОРАТОРНОГО ОБОРУДОВАНИЯ

Эксперимент проводится с использованием модуля, изображенного на рисунке 1.2.



Рисунок 1.2 – Модуль НТЦ-22.05.1/7 «Исследование теплового процесса в теплообменном аппарате типа «труба в трубе»

Это действующая модель теплообменника «труба в трубе», которая является частью лабораторного стенда и имеет технические характеристики, указанные в таблице 1.1.

Таблица 1.1 – Технические характеристики модуля

Наименование параметра	Обозначение параметра	Значение и единица измерения
Длина теплообменной поверхности	$L$	0,5 м
Внутренний диаметр внешней трубы	$D$	22 мм
Наружный диаметр внутренней трубы	$d_{\text{н}}$	12 мм
Внутренний диаметр внутренней трубы	$d_{\text{в}}$	10 мм

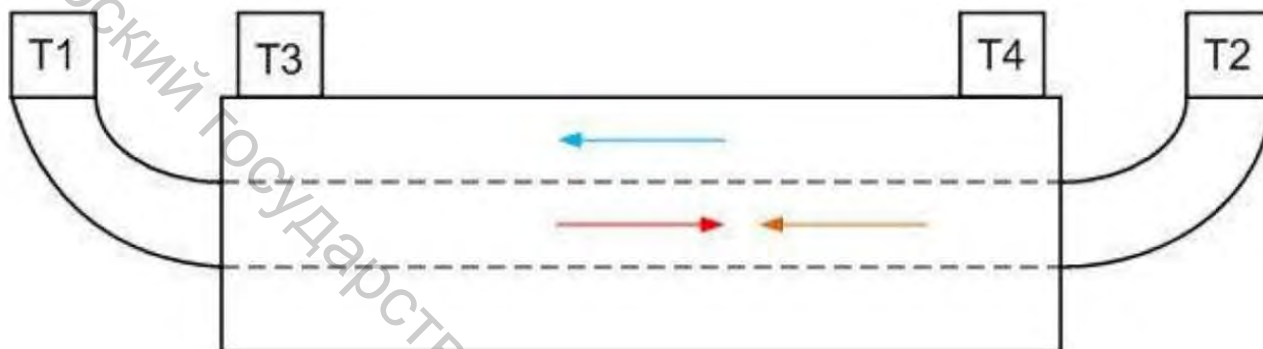


Рисунок 1.3 – Схема расположения датчиков температур

Внешняя труба теплоизолирована, все элементы установки, относящиеся к холодной воде, имеют синий цвет, а к горячей – красный. Вода (холодная) во внешней трубе движется только в одном направлении, а во внутренней (горячая) имеет возможность реверса – вход и выход меняются местами. Расходы горячей и холодной воды  $V_1$  и  $V_2$  регистрируются расходомерами литрах в секунду. Теплообменник снабжен четырьмя датчиками температуры  $t_1, t_2, t_3, t_4$ , расположенными на входах и выходах штуцеров (рис. 1.3). Значения температур отсчитываются по приборам, расположенным на панели стенда и имеющим соответствующие обозначения.

## ПОРЯДОК ВЫПОЛНЕНИЯ РАБОТЫ

1. Установить модуль «Исследование теплового процесса в теплообменном аппарате типа «труба в трубе» на перфорированную панель и закрепить поворотом крепежных рукояток во встречном направлении на четверть оборота. Подключить кабель модуля к разъему X1 на панели стенда. Подключить муфты шлангов контуров горячей и холодной воды к штуцерам модуля. Шланги подключения контура горячей воды – красного цвета, холодной воды – синего цвета (рис. 1.4).



Рисунок 1.4 – Измерительный модуль, установленный на лабораторный стенд

2. Убедиться в том, что переключатели установлены в положения: *SA1* БП-06 – «выкл»; *SA1* БУ-02 (Насос-1) – «выкл»; *SA3* БУ-02 – «нижнее положение»; *SA2* БУ-02 (Насос-2) – «выкл»; *SA5* БУ-02 – «выкл»; *SA6* БУ-02 – «выкл»; *RP1* БП-06 – «min»; *RP2* БП-06 – «min».

3. Повернуть красную кнопку *S2* БВ-03. Включить автоматический выключатель *QF1* БВ-03. Нажать зелёную кнопку *S1* БВ-03.

4. На ноутбуке запустить программу управления стендом PDind. Выбрать лабораторную работу 7.

5. Открыть вентили на трубопроводе. Установить тумблер направления потока горячей воды *SA3* БУ-02 вверх – противоток или вниз – прямоток. Включить клавишами *SA1* БУ-02 (Насос-1) и *SA2* БУ-02 (Насос-2) насосы холодной и горячей воды. Дождаться выхода воздуха из системы. Отрегулировать вентилями потоки по расходомерам  $g_1$  и  $g_2$  в пределах 0,05–0,08 л/с.

6. Включить терморегуляторы баков холодной и горячей воды клавишными выключателями *SA5* БУ-02 и *SA6* БУ-02.

7. Дождаться установившегося режима системы, при котором температура датчиков  $t_1, t_2, t_3, t_4$  перестанет изменяться, температура горячей воды  $t'_1$  достигнет установленной. Вентилью окончательно установить расход холодной и горячей воды, заданный преподавателем. Затем трижды с интервалом в 1–2 минуты осуществляют снятие показаний всех приборов. Показания заносятся в таблицу 1.2 наблюдений, и полученные значения усредняются. Направление потока горячей воды устанавливается тумблером *SA3* БУ-02.

В качестве значений параметров теплоносителей по таблице 1.2 выступают их средние значения. Все расчеты проводятся для прямого тока и противотока в отдельности.

Таблица 1.2 – Результаты прямых измерений

Теплоносители		Горячая вода			Холодная вода		
Параметры теплоносителей		$t'_1, ^\circ\text{C}$	$t''_1, ^\circ\text{C}$	$V_1, \text{л/с}$	$t'_2, ^\circ\text{C}$	$t''_2, ^\circ\text{C}$	$V_2, \text{л/с}$
Прямоток	1 изм.						
	2 изм.						
	3 изм.						
	Среднее						
Противоток	1 изм.						
	2 изм.						
	3 изм.						
	Среднее						

1. Определить средние значения температур:

$$t_1 = \frac{t'_1 + t''_1}{2} \text{ и } t_2 = \frac{t'_2 + t''_2}{2}.$$

По таблице 1.3 по значению  $t_1$  находят для горячей воды плотность  $\rho_1$ ,  $\text{кг/м}^3$ ; удельную теплоёмкость  $c_1$ ,  $\text{Дж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$ . Аналогично по значению  $t_2$  из таблицы 1.3 находят  $\rho_2$ ,  $c_2$ .

Таблица 1.3 – Физические свойства воды на линии насыщения

$t, ^\circ\text{C}$	$p \cdot 10^{-5}, \text{Па}$	$\rho, \text{кг/м}^3$	$c, \text{кДж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$
10	1,013	999,7	4,191
20	1,013	998,2	4,183
30	1,013	995,7	4,174
40	1,013	992,2	4,174
50	1,013	988,1	4,174
60	1,013	983,2	4,179
70	1,013	977,8	4,187
80	1,013	971,8	4,195
90	1,013	965,3	4,208

2. Вычислить массовые расходы соответственно горячего и холодного теплоносителей:

$$G_1 = \frac{V_1 \rho_1}{1000}; G_2 = \frac{V_2 \rho_2}{1000}.$$

3. Определить тепловой поток, передаваемый горячей водой:

$$Q_1 = G_1 c_1 (t_1' - t_1'')$$

4. Определить тепловой поток, полученный холодной водой:

$$Q_2 = G_2 c_2 (t_2' - t_2'')$$

5. Определить тепловые потери в окружающую среду:

$$Q_{\text{п}} = Q_1 - Q_2$$

6. Определяем средний или среднелогарифмический температурный напор по соответствующей формуле (1.1)–(1.2).

7. Определяем значение коэффициента теплопередачи по формуле:

$$k = \frac{Q_{\text{ср}}}{\Delta t_{\text{ср}} F}; F = \pi d_{\text{н}} L; Q_{\text{ср}} = \frac{Q_1 + Q_2}{2}$$

8. Результаты вычислений оформить в виде таблицы 1.4. Найти разницу значений теплотехнических параметров при прямотоке и противотоке и дать обоснование каждому результату.

Таблица 1.4 – Характеристики теплообмена в аппарате «труба в трубе»

Теплотехнический параметр	$Q_1$ , Вт	$Q_2$ , Вт	$Q_{\text{п}}$ , Вт	$\Delta t_{\text{ср}}$ , °С	$k$ , Вт/(м <sup>2</sup> К)
Прямой ток					
Противоток					
Разница значений					

### КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. Какие технические устройства называются теплообменными аппаратами?

2. Запишите и поясните уравнения теплопередачи и теплового баланса для расчета теплообменного аппарата.

3. Как определяется средний температурный напор?

4. Поясните схему лабораторной установки и конструкцию теплообменника типа «труба в трубе».

5. От чего зависят коэффициенты теплопередачи, как их можно увеличить в данном теплообменнике?

## ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА 2. ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕПЛОВЫХ ПРОЦЕССОВ В ПЛАСТИНЧАТОМ ТЕПЛООБМЕННОМ АППАРАТЕ

**Цель работы:** изучение теории теплообменных аппаратов, экспериментальное определение некоторых теплотехнических параметров пластинчатого теплообменника, сравнительный анализ их значений при прямом токе и противотоке.

### СВЕДЕНИЯ ИЗ ТЕОРИИ

В лабораторной работе объектом изучения является **пластинчатый теплообменный аппарат**, один из видов рекуперативных теплообменных аппаратов, в основе работы которого лежит теплообмен между двумя средами через контактную пластину без смешения.

Принцип работы всех пластинчатых теплообменных аппаратов одинаков: на входы ТО подаются теплоносители. Теплоносители движутся по внутреннему контуру теплообменного агрегата, который сформирован пакетом пластин. В процессе движения, контактируя с поверхностью пластины, более горячий теплоноситель отдает часть тепла нагреваемой среде. С выходов теплоносители, с изменившейся температурой, поступают в систему отопления, водоснабжения или вентиляции.

Виды пластинчатых теплообменников в зависимости от конструкции: разборные; паяные; сварные; полусварные.

**Пластинчатый разборный теплообменник** – устройство, в котором основную функцию теплопередачи между теплоносителями выполняет пакет пластин. Среда не смешиваются между собой благодаря чередованию пластин с плотными резиновыми прокладками, которые образуют два контура движения. Свое название «разборные» подобный тип агрегатов получил за то, что пакет пластин не только собирается, но и разбирается во время регулярного обслуживания (промывки) или ремонта.

Разборный теплообменник состоит из следующих элементов:

**Неподвижная прижимная плита** – основной элемент. **Пластины** теплообменного аппарата выполнены из нержавеющей стали или титана, прижимаются друг к другу с использованием уплотнительных прокладок. Количество пластин зависит от технических параметров и требований к оборудованию. **Пакет пластин** – главный функциональный элемент, который образует внутренний контур устройства и осуществляет теплообмен. **Несущая база** – направляющая балка, на которую надеваются пластины во время сборки агрегата. **Подвижная прижимная плита** – прижимает весь пакет к неподвижной прижимной плите с помощью элементов крепления: стяжных болтов, подшипников, стопорных шайб. **Опорная станина** – вертикальный элемент, к которому прикрепляются направляющие балки (верхняя и нижняя несущие балки).

Благодаря высокой скорости рабочих сред внутри разборных теплообменных аппаратов отложения и засоры скапливаются на его внутренних поверхностях медленнее, чем на поверхностях кожухотрубных агрегатов.

Несомненное достоинство данного вида ТО – возможность полной разборки аппарата, что позволяет производить не только промывку пластин, но и их механическую очистку.

Также стоит отметить, что возможность полной разборки агрегата позволяет не заменять его целиком в случаях протечек, а быстро выявить нерабочие элементы, поменять их и вновь запустить теплообменник в эксплуатацию.

**Паяные теплообменники** также в своей основе содержат пакет пластин, но отличие от разборных заключается в том, что они спаяны между собой, поэтому сборка/разборка такого пакета невозможна.

Пайка производится с помощью никеля или меди, поэтому обозначают два основных вида паяных пластинчатых теплообменников: никельпаяный и меднопаяный. Никелевый припой используется для аппаратов, которые будут работать с более агрессивными средами.

Паяные теплообменные аппараты применяются в основном в бытовом сегменте благодаря своей низкой стоимости, простоте и небольшим габаритам. Чаще всего подобный тип устройств можно встретить в системах отопления частных домов, где теплообменник подключается к водонагревательному котлу.

**Полусварные теплообменные аппараты** – агрегаты, в которых пакет пластин сделан комбинированным способом: пластины попарно свариваются между собой; с внешней стороны такого сдвоенного мини-пакета прикрепляются уплотнения; далее прикрепляется следующий сваренный мини-пакет.

Подобный тип конструкции позволяет использовать полусварные теплообменные аппараты в работе с агрессивными средами или в охлаждении, поскольку сварка пластин исключает возможность утечки фреона в охлаждающем контуре.

**Сварные теплообменные аппараты** – устройства, в которых пластины сварены между собой без использования уплотнителей.

Сварные теплообменные аппараты применяются в технических процессах с предельными параметрами: высокими температурами (до 900 градусов Цельсия), давлением (до 100 бар) и крайне агрессивными средами, поскольку отсутствие резиновых уплотнителей и сварной метод сцепления исключают возможность протечки и смешения сред.

**Преимущества** пластинчатых теплообменных аппаратов: **удобство транспортировки и монтажа**, поскольку пластинчатый теплообменник имеет меньшие габариты, чем другие виды рекуперативных теплообменных аппаратов. **Простота обслуживания** – разборные, полусварные и сварные теплообменники легко промывать, так как они либо полностью разбираются, как в случае с разборными агрегатами, либо частично, предоставляя доступ к пластинам, как полусварные и сварные аппараты. **Высокая производительность** – КПД пластинчатых агрегатов достигает 95 %. **Цена** – стоимость пластинчатых уста-

новок ниже, чем аналогичных кожухотрубных, спиральных или блочных агрегатов.

**Недостатки** пластинчатых теплообменных аппаратов: **часто требуется заземление**. Поскольку пластины имеют малую толщину – они подвержены воздействию блуждающих токов, что приводит к появлению дырок в них. **Более требовательны к качеству очистки теплоносителя**. Так как между пластинами расстояние небольшое, то каналы будут загрязняться быстрее, чем внутренние поверхности кожухотрубного теплообменника, что в свою очередь приводит к снижению коэффициента теплопередачи и, как следствие, КПД пластинчатого теплообменника.

Рекуперативные теплообменники бывают **прямоточные, противоточные** и с **перекрестным** током. У прямоточных теплообменников теплоносители движутся параллельно в одном направлении, у противоточных – теплоносители движутся параллельно в противоположных направлениях. У теплообменников с перекрестным током теплоносители движутся во взаимно перпендикулярных направлениях, при этом возможен однократный и многократный перекрестный ток.

Основным расчетным уравнением теплообменников является уравнение теплопередачи:

$$Q = k \Delta t_{\text{cp}} F, \quad (2.1)$$

где  $Q$  – количество теплоты, передаваемое от горячей к холодной среде, Вт;  $k$  – коэффициент теплопередачи, Вт/(м<sup>2</sup> К);  $\Delta t_{\text{cp}}$  – средняя разность температур (средний температурный напор) между горячей и холодной средой, °С;  $F$  – площадь, через которую передается теплота, м<sup>2</sup>.

Величина  $Q$  определяется из уравнения теплового баланса, которое показывает, что при отсутствии тепловых потерь количество теплоты, отдаваемое горячей средой, равно количеству теплоты, воспринимаемому холодной средой:

$$Q = G_1 c_1 (t'_1 - t''_1) = G_2 c_2 (t''_2 - t'_2), \quad (2.2)$$

где индекс «1» означает, что данная величина отнесена к горячей среде, а индекс «2» – к холодной;  $G_1, G_2$  – массовые расходы горячего и холодного теплоносителей, кг/с;  $c_1, c_2$  – удельные (массовые) теплоемкости теплоносителей при постоянном давлении, Дж/кг·К;  $t'_1, t''_1$  – температуры горячего теплоносителя на входе и выходе из аппарата, °С;  $t'_2, t''_2$  – температуры холодного теплоносителя на входе и выходе его из аппарата, °С.

Средний температурный напор между средами определяется по зависимости:

$$\Delta t_{\text{cp}} = \frac{\Delta t_{\text{б}} - \Delta t_{\text{м}}}{\ln \frac{\Delta t_{\text{б}}}{\Delta t_{\text{м}}}}, \quad (2.3)$$

где  $\Delta t_{\text{б}}$ ,  $\Delta t_{\text{м}}$  – большой и меньший температурные напоры между холодной и горячей средой.

Формула может быть использована как при прямотоке, так и при противотоке. Если отношение большего температурного напора к меньшему температурному напору меньше или равно 1,8, то формула (2.3) примет вид:

$$\Delta t_{\text{cp}} = \frac{\Delta t_{\text{б}} + \Delta t_{\text{м}}}{2}. \quad (2.4)$$

### ОПИСАНИЕ ЛАБОРАТОРНОГО ОБОРУДОВАНИЯ

Эксперимент проводится с использованием модуля, изображенного на рисунке 2.1. Характеристики модуля приведены в таблице 2.1.



Рисунок 2.1 – Модуль «Исследование теплового процесса в пластинчатом теплообменном аппарате»

Таблица 2.1 – Технические характеристики модуля

Наименование параметра	Единица измерения	Значение
Максимальная скорость потока	л/м	66,6
Рабочее давление	МПа	1,0
Максимальное давление	МПа	2,0
Производительность	кВт	1–5
Габаритные размеры	мм	190 мм x 73 мм x 65
Длина канала	мм	154
Сечение канала	мм	66x3,1
Число пластин	шт.	20

Теплообменник может быть как не изолированным от окружающей среды, так и изолированным. Вода (холодная) во внешней трубе движется только в одном направлении, а во внутренней (горячая) имеет возможность реверса – вход и выход меняются местами. Расходы горячей и холодной воды  $V_1$  и  $V_2$  регистрируются расходомерами литрах в секунду. Теплообменник снабжен четырьмя датчиками температуры  $t_1, t_2, t_3, t_4$ , расположенными на корпусе.

## ПОРЯДОК ВЫПОЛНЕНИЯ РАБОТЫ

1. Установить модуль «Исследование теплового процесса в пластинчатом теплообменном аппарате» на перфорированную панель и закрепить поворотом крепежных рукояток во встречном направлении на четверть оборота. Подключить кабель модуля к разъему  $X1$  на панели стенда. Подключить муфты шлангов контуров горячей и холодной воды к штуцерам модуля.

2. Убедиться в том, что переключатели установлены в положения:  $SA1$  БП-06 – «выкл»;  $SA1$  БУ-02 (Насос-1) – «выкл»;  $SA3$  БУ-02 – «нижнее положение»;  $SA2$  БУ-02 (Насос-2) – «выкл»;  $SA5$  БУ-02 – «выкл»;  $SA6$  БУ-02 – «выкл»;  $RP1$  БП-06 – «min»;  $RP2$  БП-06 – «min».

3. Повернуть красную кнопку  $S2$  БВ-03. Включить автоматический выключатель  $QF1$  БВ-03. Нажать зелёную кнопку  $S1$  БВ-03.

4. На ноутбуке запустить программу управления стендом PDind. Выбрать лабораторную работу 7.

5. Открыть вентили на трубопроводе. Установить тумблер направления потока горячей воды  $SA3$  БУ-02 вверх – противоток или вниз – прямоток. Включить клавишами  $SA1$  БУ-02 (Насос-1) и  $SA2$  БУ-02 (Насос-2) насосы холодной и горячей воды. Дождаться выхода воздуха из системы. Отрегулировать вентилями потоки по расходомерам  $g_1$  и  $g_2$  в пределах 0,05–0,08 л/с.

6. Включить терморегуляторы баков холодной и горячей воды клавишными выключателями  $SA5$  БУ-02 и  $SA6$  БУ-02.

7. Дождаться установившегося режима системы, при котором температура датчиков  $t_1, t_2, t_3, t_4$  перестанет изменяться, температура горячей воды  $t'_1$

достигнет установленной. Вентильми окончательно установить расход холодной и горячей воды, заданный преподавателем. Затем трижды с интервалом в 1–2 минуты осуществляют снятие показаний всех приборов. Показания заносятся в таблицу 2.2 наблюдений, и полученные значения усредняются. Направление потока горячей воды устанавливается тумблером SA3 БУ-02.

В качестве значений параметров теплоносителей по таблице 2.2 выступают их средние значения. Все расчеты проводятся для прямого тока и противотока в отдельности.

1. Определить средние значения температур:

$$t_1 = \frac{t_1' + t_1''}{2} \text{ и } t_2 = \frac{t_2' + t_2''}{2}.$$

Таблица 2.2 – Результаты прямых измерений

Теплоносители		Горячая вода			Холодная вода		
Параметры теплоносителей		$t_1'$ , °C	$t_1''$ , °C	$V_1$ , л/с	$t_2'$ , °C	$t_2''$ , °C	$V_2$ , л/с
Прямоток	1 изм.						
	2 изм.						
	3 изм.						
	Среднее						
Противоток	1 изм.						
	2 изм.						
	3 изм.						
	Среднее						

По таблице 2.3 по значению  $t_1$  находят для горячей воды плотность  $\rho_1$ , кг/м<sup>3</sup>; удельную теплоёмкость  $c_1$ , Дж/(кг·К). Аналогично по значению  $t_2$  из таблицы 2.3 находят  $\rho_2$ ,  $c_2$ .

Таблица 2.3 – Физические свойства воды на линии насыщения

$t$ , °C	$p \cdot 10^{-5}$ , Па	$\rho$ , кг/м <sup>3</sup>	$c$ , кДж/(кг·К)
10	1,013	999,7	4,191
20	1,013	998,2	4,183
30	1,013	995,7	4,174
40	1,013	992,2	4,174
50	1,013	988,1	4,174
60	1,013	983,2	4,179
70	1,013	977,8	4,187
80	1,013	971,8	4,195
90	1,013	965,3	4,208

2. Вычислить массовые расходы соответственно горячего и холодного теплоносителей:

$$G_1 = \frac{V_1 \rho_1}{1000}; G_2 = \frac{V_2 \rho_2}{1000}.$$

3. Определить тепловой поток, передаваемый горячей водой:

$$Q_1 = G_1 c_1 (t'_1 - t''_1).$$

4. Определить тепловой поток, полученный холодной водой:

$$Q_2 = G_2 c_2 (t'_2 - t''_2).$$

5. Определить тепловые потери в окружающую среду:

$$Q_{\text{п}} = Q_1 - Q_2.$$

6. Определяем средний или среднелогарифмический температурный напор по соответствующей формуле (2.1)–(2.2).

7. Определяем значение коэффициента теплопередачи по формуле:

$$k = \frac{Q_{\text{ср}}}{\Delta t_{\text{ср}} F}; F = \pi d_{\text{н}} L; Q_{\text{ср}} = \frac{Q_1 + Q_2}{2}.$$

8. Результаты вычислений оформить в виде таблицы 2.4. Найти разницу значений теплотехнических параметров при прямотоке и противотоке и дать обоснование каждому результату.

Таблица 2.4 – Характеристики теплообмена в аппарате «труба в трубе»

Теплотехнический параметр	$Q_1$ , Вт	$Q_2$ , Вт	$Q_{\text{п}}$ , Вт	$\Delta t_{\text{ср}}$ , °С	$k$ , Вт/(м <sup>2</sup> К)
Прямой ток					
Противоток					
Разница значений					

### КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. Как измеряется на установке расход жидкости?
2. Запишите и поясните уравнения теплопередачи и теплового баланса для расчета теплообменного аппарата.
3. Как определяется средний температурный напор?
4. Поясните схему лабораторной установки и конструкцию пластинчатого теплообменника.
5. От чего зависят коэффициенты теплопередачи, как их можно увеличить в данном теплообменнике.

## ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА 3. ЭКСЕРГЕТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ ПЛАСТИНЧАТОГО ТЕПЛООБМЕННОГО АППАРАТА

**Цель работы:** провести эксергетический анализ пластинчатого теплообменного аппарата.

### СВЕДЕНИЯ ИЗ ТЕОРИИ

*Эксергия системы* – это максимальная работа, которую может совершить система при переходе в состояние равновесия с окружающей средой. Часть энергии системы, которая может быть преобразована с пользой, называется эксергией. Остальная часть называется анергией.

Основной вопрос технической термодинамики и, в частности, раздела, касающегося теплообменных аппаратов, – поиск возможности получения максимального КПД из заданного количества теплоты при теплообмене. Оценку подобных термодинамических процессов удобнее производить, пользуясь термином «эксергия». Эксергетический метод позволяет наиболее объективно оценивать термодинамическую эффективность теплообменника, учитывая не только количественные, но и качественные характеристики теплоносителей. Потери эксергии в процессе теплообмена связаны, прежде всего, с передачей теплоты при конечной разности температур между теплоносителями. Поэтому, например, в теплообменнике, работающем в области выше температуры окружающей среды, прирост эксергии нагреваемого теплоносителя меньше снижения эксергии греющего теплоносителя.

Теплообмен возможен только в неравновесной среде и, как правило, температуры носителей отличаются от температуры окружающей среды, имеющей свои параметры температуры и давления. И эксергия выступает как мера той энергии, которая может быть использована для получения полезной работы или передаче теплоты. Второй закон термодинамики гласит, что эксергией обладает всякое тело, не находящееся в состоянии равновесия с окружающей его средой. Эксергия теплоты тем выше, чем выше температура источника теплоты. Если температура окружающей среды равна температуре источника теплоты, то эксергия равна нулю. Помимо эксергии теплоты, есть и другие виды эксергии.

Анализ эксергии теплообменной установки позволяет находить пути повышения эффективности теплообменных процессов в данных установках, анализируя причины потерь эксергии и вырабатывая рекомендации по совершенствованию режима теплообмена. Но необходимо помнить, что при небольшой разнице температур практическая ценность эксергии резко падает и может приблизиться к нулю. Поэтому необходимо оценить расходы, которые необходимо понести для использования этой эксергии.

Графически удельная эксергия тепла представлена на рисунке 3.1. Общая площадь под кривой процесса 1–2 соответствует количеству удельной теплоты процесса  $q$ . Она состоит из эксергии тепла процесса (площади, заштрихованной

вертикальными линиями) и неработоспособной части тепла (площади, заштрихованной горизонтальными линиями).

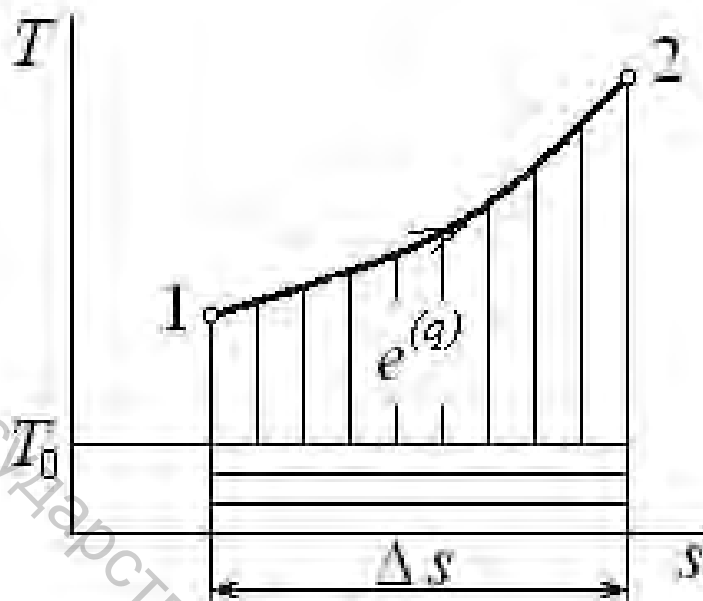


Рисунок 3.1 – Эксергия тепла термодинамического процесса

Эксергия теплоты, получаемой от источника теплоты переменной температуры, равна:

$$e_q = q - T_0 \Delta S_{\text{и}}, \quad (3.1)$$

где  $\Delta S_{\text{и}}$  – изменение энтропии источника теплоты, Дж/К,  $T_0$  – температура окружающей среды, К,  $q$  – удельная теплота процесса, Дж/К.

Потери работоспособности  $\Delta L^*$  (эксергетические потери) за счет необратимости процессов, протекающих в системе, определяются по формуле Гюй-Стодолы:

$$\Delta L^* = T_0 \Delta S^*, \quad (3.2)$$

где  $\Delta S^*$  – полное приращение энтропии всех подсистем, входящих в данную систему, Дж/К,  $T_0$  – температура окружающей среды, К.

В теплообменном аппарате протекают процессы, связанные с теплообменом между рабочими веществами, при котором эксергия одного из веществ повышается за счет снижения эксергии другого вещества. Процессы теплообмена можно разделить на две группы:

- теплообмен, служащий для увеличения эксергии одного рабочего тела за счет уменьшения эксергии другого;
- теплообмен рабочей среды с окружающей или рабочих сред между собой, ведущий только к понижению эксергии.

Первый вид – «полезный» – необходимый элемент теплообменных аппаратов. Второй вид – «вредный» – связан с несовершенством тепловой изоляции, теплопроводности материала и др. Его стремятся избежать. Из-за него часть эксергии теряется безвозвратно. Для оценки степени эффективности работы теплообменных аппаратов необходимо выявить и оценить эти потери.

Потери эксергии при теплообмене в теплообменном аппарате вызваны следующими факторами:

- конечная разность температур на выходе из теплообменника отлична от нуля, гидравлическое сопротивление при прокачке теплоносителя через теплообменник, вызванное им падение давлений теплоносителей и расходы энергии на привод насосов прокачки;
- потери энергии на теплообмен с окружающей средой также являются безвозвратными и снижают эксергию системы;
- потери энергии, вызванные теплопроводностью самого теплообменника при большинстве расчетов ими, пренебрегают из-за их небольшой величины.

При теплообмене работа не совершается, значит, изменение эксергии теплового потока равняется потерям, вызванным наличием конечной разности температур между теплоносителями. И пропорциональны средней разности их эксергетических температур.

При теплопередаче между теплоносителями вследствие потерь тепла от конечной разницы температур эксергия теряется на величину, равную:

$$E_D^T = Q(\overline{r_{eГ}} - \overline{r_{eХ}}) = T_0 Q \left( \frac{1}{\Delta T_x} - \frac{1}{\Delta T_Г} \right) = Q \Delta \overline{r_e}, \quad (3.3)$$

где  $Q$  – тепловой поток между теплоносителями,  $\Delta T_Г$ ,  $\Delta T_x$  – соответственно средние температуры горячего и холодного теплоносителей,  $\Delta \overline{r_e}$  – средняя разность эксергетических температур теплоносителей,  $\overline{r_{eГ}}$ ,  $\overline{r_{eХ}}$  – соответственно эксергетические температуры горячего и холодного теплоносителей,  $T_0$  – температура окружающей среды.

Необратимые потери эксергии в процессе теплообмена вызваны двумя причинами. Первая причина обусловлена неравенством тепловых эквивалентов теплоносителей, участвующих в процессе, что приводит к неодинаковому изменению их температур. В данной установке используется водоводяной теплообменник, следовательно, влияние этого фактора не будет иметь место при расчетах.

Вторая причина, обуславливающая потери эксергии в процессе теплооб-

мена, – проведение его при фиксированных значениях поверхности теплообмена и коэффициента теплопередачи. Это приводит к тому, что на одном конце поверхности теплообмена минимальная разность температур теплоносителей отлична от нуля. Из-за этого разность их температур во всех сечениях поверхности теплообмена возрастает на определенную конечную величину. Отметим, что при использовании противоточной схемы движения теплоносителей удастся обеспечить более равномерное распределение движущей силы вдоль поверхности теплопередачи.

Смысл процесса можно представить из диаграммы. Теплообменник работает при температуре ниже  $T_0$ . По оси отложено  $Q$  количество тепла, переданное в теплообмене. Кривые показывают изменение температуры потоков при отводе или подводе тепла к теплоносителям. Где кривая 1–2 – охлаждение тела  $A$ ; 3–4 – нагревание тела  $B$ . При анализе потерь от наличия конечных разностей температур рассматривается элементарный участок передачи тепла  $\delta q$ . При этом эксергия элемента тепла  $\delta q$  в любой области температур уменьшается на величину  $\delta d = \delta q \Delta r_e$ , которая равна потере от необратимости на данном элементарном участке теплообмена (рис. 3.2).

При отсутствии гидравлического сопротивления, нагревание среды  $A$  проходило бы по изобаре 1–2, а охлаждение вещества  $B$  – по изобаре 3–4. С учетом влияния гидравлического сопротивления, для того чтобы получить на выходе параметры, соответствующие точкам 2 и 4, необходимо начинать процесс с более высоких давлений. Для рабочего тела  $A$  от  $p_1$  до  $p'_1$  и тела  $B$  – от  $p_3$  до  $p'_3$ , затратив при этом работу на преодоление гидравлических сопротивлений. С учетом КПД насоса общая величина потерь  $D_{\Pi}$  от гидравлических сопротивлений составит:

$$D_{\Pi} = L_A + L_B, \quad (3.4)$$

где  $L_A$  и  $L_B$  – работа нагнетательных устройств.

Потери от внешнего теплообмена возникают из-за теплового потока между аппаратом и окружающей средой. Если температура рабочей среды больше окружающей, то тепловой поток  $Q$  направлен к окружающей среде, и горячий теплоноситель медленнее охлаждается, а холодный медленнее нагревается.

$$D = Q \tau_e, \quad (3.5)$$

где  $\tau_e$  – средняя эксергетическая температура, при которой отводится тепловой поток.

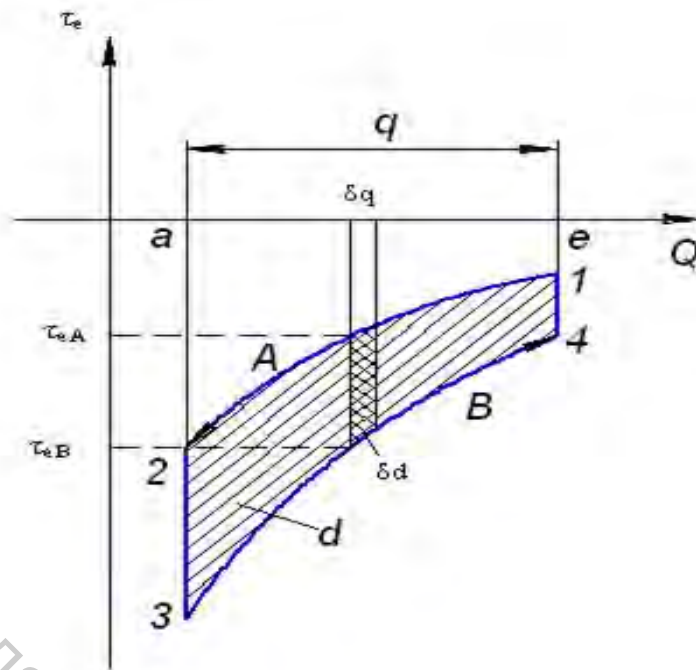


Рисунок 3.2 – Потери при теплообмене

Влияние гидравлических сопротивлений можно наглядно представить из графиков 3.3.

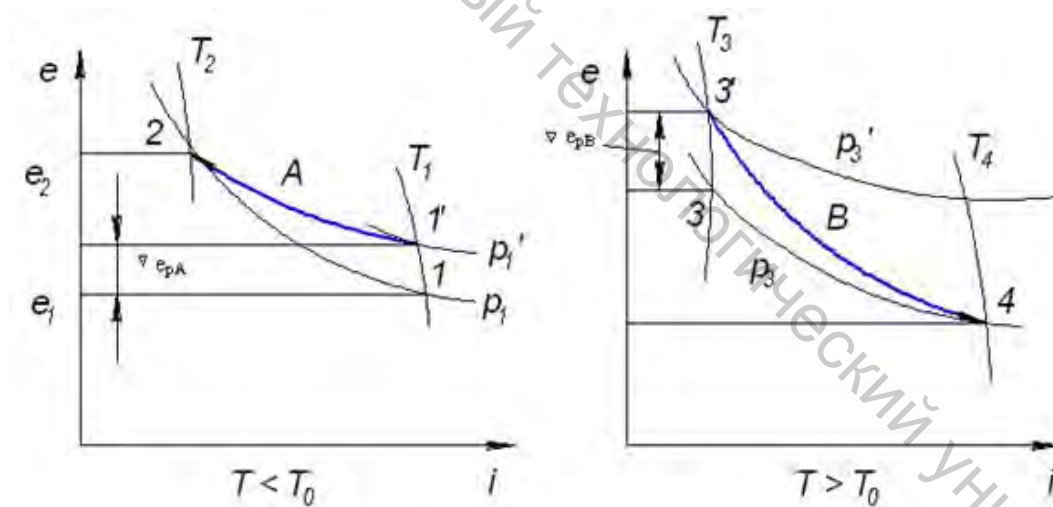


Рисунок 3.3 – Состояние рабочих сред с учетом гидравлических сопротивлений

Весь поток эксергии, обусловленный внешним теплообменом, безвозвратно теряется и направлен в окружающую среду через тепловую изоляцию. В низкотемпературных процессах, напротив, такие потери возникают из-за дополнительного нагрева потока *B* и меньшего охлаждения потока *A* вследствие теплопритока извне. При этом меняется знак тепла и величины  $\tau_e$  ( $\tau_e < 0$ ), но поток эксергии по-прежнему направлен в окружающую среду.

Потери, вызванные продольной теплопроводностью теплообменника. В теплообменнике, в котором температуры теплоносителей изменяются по длине

теплообменной поверхности, существует не только тепловой поток, перпендикулярный этой поверхности, но и другой, параллельный ей и направленный от теплой стороны к холодной. Это явление приводит к тому, что теплопередача происходит при несколько большей разности температур, чем при отсутствии продольного теплообмена. В результате увеличиваются разности температур на концах теплообменника: холодный теплоноситель выходит более холодным, а горячий теплоноситель – более теплым. В области высоких температур эти потери невелики, и ими пренебрегают. В низкотемпературной технике их значение больше, поэтому в криогенных системах находят применение теплообменники, в которых продольная теплопроводность сведена к минимуму.

Зависимость потерь эксергии от параметров теплоносителей: если горячий теплоноситель охлаждается сильнее, чем нагревается холодный, потери эксергии выше, когда температура холодного теплоносителя повышается на большую величину по сравнению с уменьшением температуры горячего, потери эксергии в теплообменнике меньше. Это значит, что неэффективно нагревать большие объёмы веществ небольшим количеством горячего теплоносителя, ввиду снижения энергетического потенциала. При увеличении поверхности теплопередачи теплообменников можно снизить потери эксергии до минимума и практически весь потенциал эксергетических потерь переходит в потоки теплоносителей. Также путем перераспределения массовых расходов потоков можно изменять эффективность работы теплообменника. Для приближения параметров к оптимальным значениям устанавливают дополнительные теплообменники на прямом и обратном потоках, используют прием параллельных потоков либо наоборот один из потоков делят на секции для снижения, либо увеличения скорости теплоносителей, дополнительный подвод теплоносителей и т. д. Для снижения внешних потерь оптимизируют теплоизоляцию. Для снижения потерь, вызванных продольной теплопроводностью теплообменника, применяются различные конструктивные разработки, в частности, матричные теплообменники, состоящие из пакетов перфорированных теплопроводящих пластин, разделенных теплоизолирующими перегородками для снижения продольной теплопроводности.

Как правило, максимум эксергетического КПД не всегда соответствует минимуму эксергетических потерь, так как затраты на теплообмен включают не только затраты на компенсацию потерь, но и на эксплуатационные расходы теплообменных аппаратов. Выражения для определения эксергетического КПД позволяют оценивать эффективность применения теплообменников в теплоиспользующих установках и системах в зависимости от потенциала используемых теплоносителей. Применение эксергетического КПД теплообменников в промышленной теплотехнике будет стимулировать более широкое использование низкопотенциальных теплоносителей, в том числе и вторичной энергии. В перспективе, когда стоимость теплоносителей будет в определенной степени зависеть от их эксергии, критерии термодинамической эффективности смогут быть использованы непосредственно для расчета оптимальной поверхности теплообмена.

## ОПИСАНИЕ ЛАБОРАТОРНОГО ОБОРУДОВАНИЯ

Теплообменник имеет собственную раму с элементами крепления, совместимыми с гнездами для крепления, имеющимися на стенде. На раме неподвижно крепится теплообменник с рукавами, имеющими быстросъемные штуцера, совместимые с соответствующими элементами стенда, и водонепроницаемые датчики температуры с цифровым дисплеем на всех выходах и входах в теплообменник. Для удобства снятия показаний все дисплеи термодатчиков собраны в одном месте на внешней панели. Термодатчики имеют независимый источник питания и изолированы от электрической схемы стенда. Внешний вид компоновки установки представлен на рисунке 3.4.

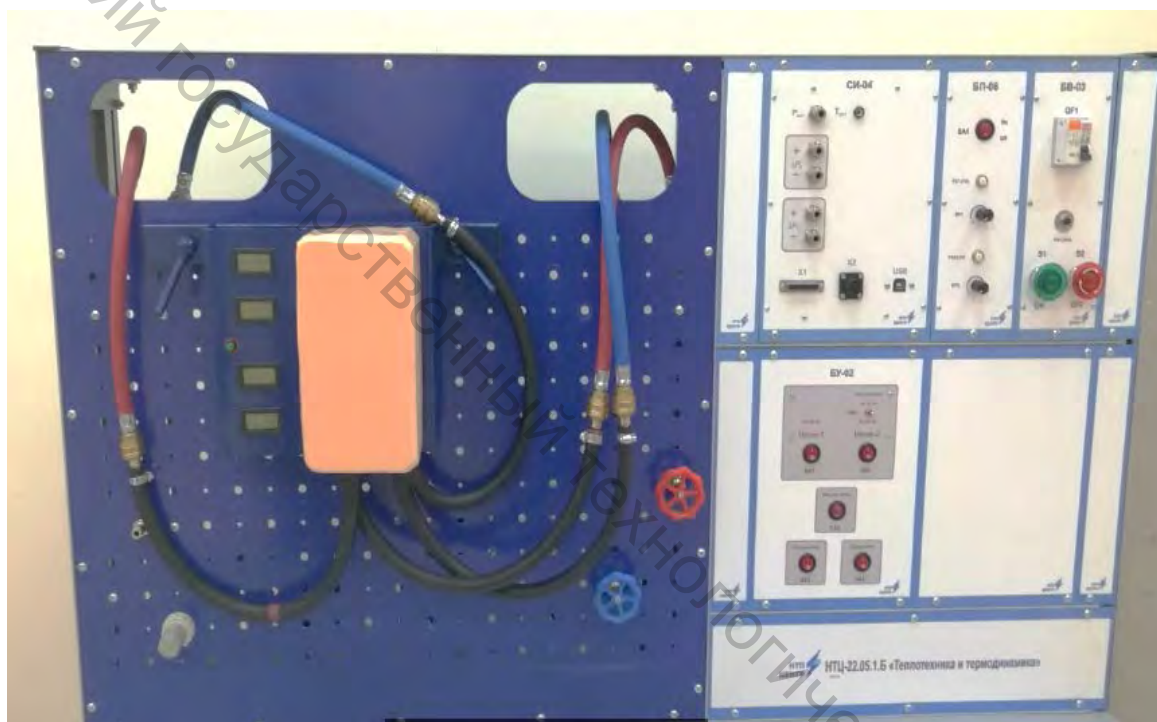


Рисунок 3.4 – Внешний вид стенда

Структурная схема установки включает в себя следующие элементы: 1 – сливной кран горячего теплоносителя, 2 – циркуляционный насос подачи горячего теплоносителя, 3 – водонагреватель со ступенчатым управлением нагревом, 4 – счетчик расхода горячего теплоносителя, 5 – датчик температуры горячего теплоносителя на входе в теплообменник  $T_1$ , 6 – пластинчатый теплообменник, 7 – датчик температуры горячего теплоносителя, 7 – датчик температуры холодного теплоносителя  $T_3$ , 8 – насос подачи холодного теплоносителя противотоком, 9 – насос подачи холодного теплоносителя прямотоком, 10 – резервуар холодного теплоносителя, 11 – датчик температуры горячего теплоносителя на входе теплообменника  $T_2$ , 12 – датчик температуры холодного теплоносителя  $T_4$  (рис. 3.5).

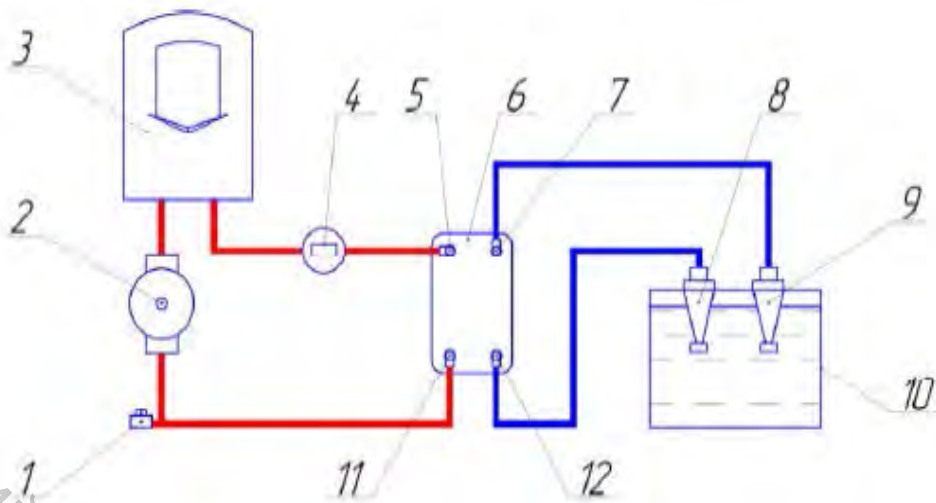


Рисунок 3.5 – Схема установки

Установка позволяет при заданном давлении теплоносителей и температуре горячего теплоносителя изменять расход как горячей, так и холодной воды. Изменять условия проведения эксперимента: менять направление движения теплоносителя с прямотока на противоток, снимать либо устанавливать термоизоляцию. В ходе эксперимента предполагается определить влияние режима движения теплоносителей на величину потерь эксергии в теплообменнике при прямотоке и противотоке с термоизоляцией и без нее. И рассчитать изменение и величину эксергетического КПД теплообменника.

### ПОРЯДОК ВЫПОЛНЕНИЯ РАБОТЫ

1. Убедиться в том, что переключатели установлены в положения: *SA1* БП-06 – «выкл»; *SA1* БУ-02 (Насос-1) – «выкл»; *SA3* БУ-02 – «нижнее положение»; *SA2* БУ-02 (Насос-2) – «выкл»; *SA5* БУ-02 – «выкл»; *SA6* БУ-02 – «выкл»; *RP1* БП-06 – «min»; *RP2* БП-06 – «min».

2. Повернуть красную кнопку *S2* БВ-03. Включить автоматический выключатель *QF1* БВ-03. Нажать зеленую кнопку *S1* БВ-03.

3. Включить насос нагревателя.

4. Открыть вентили на трубопроводе. Установить тумблер направления потока горячей воды *SA3* БУ-02 вверх – противоток или вниз – прямоток. Включить клавишами *SA1* БУ-02 (Насос-1) и *SA2* БУ-02 (Насос-2) насосы холодной и горячей воды. Дождаться выхода воздуха из системы. Отрегулировать вентилями потоки по расходомерам  $g_1$  и  $g_2$  в пределах 0,05–0,08 л/с.

5. Тумблером включить насос радиатора (холодильника).

6. Вентилем отрегулировать необходимый расход холодного теплоносителя.

7. Включить термодатчики.

8. При достижении температуры на входе  $t_1 = 45^\circ\text{C}$  произвести отсчёт температур  $t_1, t_2, t_3, t_4$ .

9. Повторить опыт, изменив соотношение подач теплоносителей.

10. Провести вторую серию экспериментов, установив изоляцию на теплообменник и повторив схему изменения подач теплоносителей.

11. Провести следующую серию экспериментов, изменив направление движения теплоносителя с прямотока на противоток и повторив схему изменения подач теплоносителей.

12. Результат эксперимента занести в таблицу 3.1.

13. Сделать выводы о степени эксергетической эффективности теплообменника и влиянии на нее изменяющихся условий проведения эксперимента и фактора изменения относительной величины подачи холодного и горячего теплоносителя.

Выполним расчет теплообменного аппарата с использованием уравнений для расчета потерь эксергии

$$\eta_{\text{экс}} = E_{\text{ВЫХ}}/E_{\text{ВХ}} = \frac{E_{\text{ВХ}} - \sum D}{E_{\text{ВХ}}} = 1 - \frac{\sum D}{E_{\text{ВХ}}}, \quad (3.6)$$

где  $E_{\text{ВЫХ}} = G_1 e''_1 + G_2 e''_2$  – поток эксергии на выходе из аппарата,  $E_{\text{ВХ}} = G_1 e'_1 + G_2 e'_2$  – поток эксергии на входе в аппарат,  $G_1$  и  $G_2$  – массовые расходы теплоносителей, кг/с,  $e''_1$  и  $e''_2$ ,  $e'_1$  и  $e'_2$  – удельные термические эксергии компонентов на выходе и входе в теплообменник, соответственно, Дж/кг.

Удельную термическую эксергию для капельных жидкостей определяют по уравнению:

$$e_i = c_{Pi}(T_i - T_0) - T_0[(c_{Pi} \ln T_i/T_0 - \beta(P_i - P_0)/\rho_i)], \quad (3.7)$$

где  $c_{Pi}$  – средняя изобарная массовая теплоемкость компонента, Дж/(кг К),  $T_i$  и  $T_0$  – температура компонента и окружающей среды, К,  $P_i$  и  $P_0$  – парциальное давление компонента и окружающей среды, Па,  $\beta$  – коэффициент объемного (термического) расширения,  $\text{K}^{-1}$ ,  $\rho_i$  – плотность теплоносителя,  $\text{кг}/\text{м}^3$ ,  $P_i - P_0 = \Delta P$  – перепад давления в, Па.

Перепад давлений может быть определен из выражения:

$$\Delta P = (\lambda \ell / d_{\text{ЭКВ}} + \sum \xi_{\text{МС}}) w^2 \rho / 2, \quad (3.8)$$

где  $\lambda$  – коэффициент трения (определяют по таблице А.1 приложения),  $\ell$  – длина канала, м,  $d_{\text{ЭКВ}}$  – эквивалентный диаметр канала, м,  $\sum \xi_{\text{МС}}$  – сумма коэффициентов местного сопротивления,  $w$  – средняя скорость потока, м/с,  $\rho$  – плотность теплоносителя,  $\text{кг}/\text{м}^3$ .

Сумма потерь эксергии:

$$\Sigma D = D_{\Delta T} + D_{\Delta P} + D_{OC}, \quad (3.9)$$

где  $D_{\Delta T}$  – потери эксергии от конечной разности температур, Дж,  $D_{\Delta P}$  – потери эксергии на гидравлические сопротивления, Дж,  $D_{OC}$  – потери эксергии от теплообмена с окружающей средой.

Если в процессе теплообмена температуры теплоносителей изменяются по мере их движения вдоль поверхности теплообмена, то необходимо предварительно вычислить их средние значения:

$$\bar{T}_1 = \frac{T_1 - T_1''}{\ln \frac{T_1}{T_1''}}; \quad \bar{T}_2 = \frac{T_2 - T_2''}{\ln \frac{T_2}{T_2''}}, \quad (3.10)$$

где  $T'$  и  $T''$  – температуры теплоносителей на входе и выходе из теплообменного аппарата.

Потерю эксергии от конечной разности температур при теплообмене с изменением температур вдоль теплообменника определяют по уравнениям:

$$D_{\Delta T} = T_0 Q \left( \frac{1}{T_2} - \frac{1}{T_1} \right), \quad (3.11)$$

где  $Q$  – тепловой поток с учетом тепловых потерь, Вт,  $T_1$  и  $T_2$  – температуры теплоносителей, К,  $T_0$  – температура окружающей среды, К.

$$D_{\Delta T} = G_1 e_{1q} - G_2 e_{2q} = G_1 \Delta e_1 - G_2 \Delta e_2, \quad (3.12)$$

где  $G_1$  и  $G_2$  – массовые расходы теплоносителей, кг/с,  $e_{1q}$  и  $e_{2q}$  – удельные эксергии теплового потока в теплообменнике, Дж/кг,  $\Delta e_1$  и  $\Delta e_2$  – изменение удельной эксергии потока в теплообменнике для теплоносителей, Дж/кг.

Из уравнений следует, что при повышении температурного напора в теплообменнике потери эксергии от конечной разности температур снижаются.

Потери эксергии от гидравлических сопротивлений обусловлены движением теплоносителей в аппарате. Так как работа нагнетательных устройств (насосов, компрессоров и т. п.) затрачивается на движение теплоносителей в теплообменнике (на преодоление сил сопротивления и трения). То, следовательно, потери эксергии от гидравлических сопротивлений можно определить по следующему выражению:

$$D_{\Delta P} = Z_1 + Z_2, \quad (3.13)$$

где  $Z_1$  и  $Z_2$  – работа нагнетательных устройств теплоносителей 1 и 2, Вт.

С другой стороны, для большинства теплообменных аппаратов изменением кинетической энергии потоков сред можно пренебречь по сравнению с из-

менением энтропии, т. е. возникающее в теплообменниках падение давления не приводит к заметному изменению движения сред и, следовательно, служит только для преодоления сопротивления трения. Возрастание удельной энтропии за счет изменения давления можно определить для жидкостей:

$$\Delta S_{\Delta P1} = -\frac{\beta_1(P_1''-P_1')}{\rho_1} \quad (3.14)$$

Тогда поток потерь эксергии от гидравлических сопротивлений определяют для жидких теплоносителей по следующему уравнению:

$$D_{\Delta P} = T_0 G_1 \Delta S_{\Delta P1} = T_0 G_1 - \frac{\beta_1(P_1''-P_1')}{\rho_1}, \quad (3.15)$$

где  $\beta$  – коэффициент объемного (термического) расширения для жидкостей (определяют из справочника),  $1/K$ ,  $\rho$  – плотность теплоносителя  $кг/м^3$ ,  $P_1''$  и  $P_1'$  – давление на выходе и входе в теплообменник,  $G_1$  – массовый расход теплоносителя,  $кг/с$ .

Потери теплоты в окружающую среду обусловлены несовершенством тепловой изоляции. Эти потери приводят к снижению эксергий потоков рабочих сред на выходе из теплообменника. Эти потери могут быть определены из уравнения:

$$D_{Oc} = Q_{из1}^{пот} \left(1 - \frac{T_0}{T_1}\right) + Q_{из2}^{пот} \left(1 - \frac{T_0}{T_2}\right), \quad (3.16)$$

где  $Q_{из1}^{пот}$  и  $Q_{из2}^{пот}$  – потери теплоты теплоносителей, Вт,  $T_1$  и  $T_2$  – среднелогарифмические температуры теплоносителей.

Результаты эксперимента заносятся в таблицу 3.1, где будет отображено изменение условий: наличие термоизоляции, направление движения теплоносителей, давление в системе, расход теплоносителя и изменение температур на входах и выходах теплообменника.

Таблица 3.1 – Результаты эксперимента

№	Изоляция	Прямоток	Противоток	$q_1$ , л/с	$q_2$ , л/с	$t_1'$ , °C	$t_1''$ , °C	$t_2'$ , °C	$t_2''$ , °C
1	+	+	–						
...	...	...	...						
7	+	+	–						
8	–	+	–						
...	...	...	...						
14	–	+	–						
15	–	–	+						
...	...	...	...						
21	–	–	+						
22	+	–	+						
...	...	...	...						
28	+	–	+						

## Пример расчёта

Опыт №1

Исходные данные: движение теплоносителей прямоточное

$$t_1' = 43,1^\circ\text{C} = 316,25^\circ\text{K}; t_1'' = 40,1^\circ\text{C} = 313,25^\circ\text{K}; \\ t_2' = 39,0^\circ\text{C} = 312,15^\circ\text{K}; t_2'' = 40^\circ\text{C} = 313,15^\circ\text{K}.$$

Объёмный расход теплоносителей  $g_{\text{гор}} = g_{\text{хол}} = 0,04$  л/с.

Давление  $P_1 = P_2 = 131,7$  кПа, изоляция присутствует; температура окружающей среды  $T_0 = 21^\circ\text{C} = 294,15^\circ\text{K}$ .

Найдем массовый расход через объёмный расход:

$$G_m = \rho \cdot Q,$$

где  $\rho = 992$  кг/м<sup>3</sup> – плотность воды при температуре 40 °С (табл. А.1 приложения),  $G$  – объёмный расход, м<sup>3</sup>/с.

Предварительно найдем средние температуры теплоносителей:

$$t_2^{\text{cp}} = \frac{t_2' + t_2''}{2}, \\ t_1^{\text{cp}} = t_2^{\text{cp}} + \Delta t_{\text{cp}}.$$

где  $\Delta t_{\text{cp}}$  – средняя разность температур.

$$\Delta t_{\text{H}} = t_1' - t_2', \\ \Delta t_{\text{K}} = t_1'' - t_2'';$$

$$\frac{\Delta t_{\text{H}}}{\Delta t_{\text{K}}} > 2; \Delta t_{\text{cp}} = \frac{\Delta t_{\text{K}} - \Delta t_{\text{H}}}{\ln \frac{\Delta t_{\text{K}}}{\Delta t_{\text{H}}}}.$$

Определим потерю давления по воде по формуле (3.8).

С целью выбора уравнения для расчета коэффициента трения определяем численное значение критерия Рейнольдса:

$$Re_1 = \frac{w_1 \cdot d_{e1} \cdot \rho}{\mu},$$

где  $\mu$  – коэффициент динамической вязкости (табл. А.1 приложения).

Средняя скорость воды в аппарате определяется из уравнения расхода по «живому» сечению одного хода теплообменника:

$$W_1 = \frac{G_M}{\rho F_1}$$

Где живое сечение для одного хода:

$$F_1 = a \cdot b \cdot n,$$

где  $b$  – ширина пластины,  $n$  – число ходов в пакете пластин для одного из теплоносителей,  $a$  – расстояние между пластинами.

Эквивалентный диаметр каналов прямоугольного сечения можно вычислить по формуле:

$$d_e = \frac{2ab}{a+b},$$

где  $a$  – длина стороны А (м),  $b$  – длина стороны В (м).

Найдём для одного теплоносителя при девяти каналах в пакете:

$d_{e1} = d_e \cdot n$ , где  $n$  – число каналов в пакете для одного теплоносителя.

Находим шероховатость стенки по таблице для стальных цельнотянутых труб при незначительной коррозии  $e$ , тогда:

$$\begin{aligned} 20 \frac{d}{e} &= 20 \frac{5}{0,2} = 500; \quad 500 \frac{d}{e} = 500 \frac{5}{0,2} = 12500; \rightarrow \\ &\rightarrow 500 \frac{d}{e} > Re_1 = 1766 > 20 \frac{d}{e}. \end{aligned}$$

Имеет место турбулентный режим движения жидкости, гидравлически шероховатая труба. По таблице А.2 приложения выбираем уравнение для расчета коэффициента трения:

$$\begin{aligned} \lambda &= 0,11 \cdot \left( \frac{68}{Re} + \frac{e}{d} \right)^{0,25}; \\ \Delta P &= \left( \lambda l / d_{\text{ЭКВ}} + \sum \xi_{\text{МС}} \right) \cdot w^2 \rho / 2; \\ \sum \xi_{\text{МС}} &= \xi \cdot K. \end{aligned}$$

где  $\xi_{\text{МС}}$  – сумма коэффициентов местного сопротивления,  $\xi$  – коэффициент местного сопротивления входа в трубу и выхода из трубы,  $K$  – суммарное количество входов и выходов из труб.

Определим скорость воды во входном и выходном штуцерах:

$$w_{шт} = w \left( \frac{\frac{n \cdot d_3^2}{n_x}}{d_{шт}^2} \right).$$

Скорость в штуцере больше, чем скорость в трубах, поэтому потерю давления во входной и выходной камерах ( $\xi = 1,5$  – коэффициент местного сопротивления во входной и выходной камерах) находим по скорости в штуцерах:

$$\Delta P_{кам} = \sum \xi \cdot \frac{w_{шт}^2 \cdot \rho}{2}.$$

Общие потери давления в теплообменнике по одному потоку теплоносителя:

$$\Delta P_{общ1} = \Delta P_{общ2} = \Delta P + \Delta P_{кам}.$$

Определим потерю эксергии от конечной разности температур по формуле (3.11).

Поток потерь эксергии от гидравлических сопротивлений определяют для жидких теплоносителей по уравнению (3.15).

Определяем потери эксергии через изоляцию (от теплообмена с окружающей средой).

$$D_{из} = Q_{п} \cdot \left( 1 - \frac{T_0}{T_1} \right) + Q_{п} \cdot \left( 1 - \frac{T_0}{T_2} \right).$$

Расчет тепловых потерь для аппаратов, установленных в закрытых помещениях при температуре поверхности менее  $150^\circ\text{C}$ :

$$Q_{п} = a \cdot F \cdot \Delta t,$$

где  $F$  – площадь поверхности изоляции,  $\text{м}^2$ ,  $\Delta t$  – разность температур изоляции аппарата и окружающей среды,  $a$  – суммарный коэффициент теплоотдачи лучеиспусканием и конвекцией,  $\text{Вт}/(\text{м}^2 \text{ К})$ , который определяется по уравнению:

$$a = 9,74 + 0,07\Delta t.$$

Суммарный поток эксергии на входе в теплообменный аппарат:

$$E_{вх} = G_1 \cdot e_1 + G_2 \cdot e_2.$$

Определяем значение эксергетического КПД по формуле (3.6).

Для остальных опытов порядок расчётов такой же.

В отчет представить следующие графики:

1. График изменений условий проведения эксперимента от номера опыта.
2. График изменений расхода теплоносителя от номера опыта.

3. График зависимости изменения температуры теплоносителей от расхода.
4. График зависимости температуры теплоносителей от условий эксперимента.
5. График изменения эксергии на входе в аппарат от номера опыта.
6. График зависимости потерь эксергии от условий проведения опыта.
7. График зависимости потерь эксергии от расхода теплоносителя.
8. График зависимости КПД от условий проведения опыта.
9. График зависимости КПД от температуры теплоносителей.

### **КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ**

1. Что такое эксергия?
2. Перечислите основные составляющие эксергетических потерь.
3. Сформулировать отличия технического КПД от эксергетического КПД.
4. Какая схема движения (прямоток, перекрестный ток, противоток) обеспечивает наибольший эксергетический КПД?
5. Дайте характеристику влияния гидравлических сопротивлений на эксергетический КПД.
6. Какие средства интенсификации теплообмена применимы в изученных теплообменниках?

## ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА 4. ИЗУЧЕНИЕ ПРОЦЕССА ТЕРМОРАДИАЦИОННОЙ И УЛЬТРАЗВУКОВОЙ СУШКИ

**Цель работы:** исследовать изменение влагосодержания материала и скорость сушки во времени.

### СВЕДЕНИЯ ИЗ ТЕОРИИ

Сушка материала – распространенный технологический процесс. Нет ни одной отрасли промышленности, где бы этот процесс не имел места. Это энергоемкий процесс. В целом в нашей стране на сушку расходуется около 12 % всей производимой энергии. Поэтому правильно выбранный оптимальный режим сушки должен соответствовать минимальным затратам тепла и энергии, максимальной скорости удаления влаги при наилучших технологических свойствах обрабатываемых материалов.

**Сушка** представляет собой процесс удаления влаги из твердых и пастообразных материалов путем ее испарения и отвода образующихся паров.

Таким образом, процесс сушки является сочетанием связанных друг с другом процессов тепло- и массообмена.

Так как процесс сушки носит двойственный характер (с одной стороны это теплообменный процесс, с другой – массообменный), то существуют две движущие силы этого процесса. Для массообменного процесса движущей силой является разность парциальных давлений (концентраций) водяных паров над поверхностью материала  $P_M$  и в окружающей среде  $P_C$ ; причем  $P_M$  должно быть больше  $P_C$ . Процесс сушки прекращается, когда  $P_M = P_C$ , т. е. наступает равновесие в процессе обмена влагой между материалом и средой.

Движущей силой теплообменного процесса сушки является разность температур сушильного агента (температура сухого термометра  $t_C$ ) и поверхности материала (температура мокрого термометра  $t_M$ ). Эта разность температур называется **потенциалом сушки**.

Аппараты, в которых осуществляют тепловую сушку, называются **сушилками**.

**По способу подачи тепла различают** конвективные, контактные, терморadiационные, сублимационные и высокочастотные сушилки. Наиболее распространены в промышленности конвективные и контактные сушилки. В конвективных сушилках тепло для процесса несет газообразный сушильный агент (нагретый воздух, топочные газы или их смесь с воздухом), непосредственно соприкасающийся с поверхностью материала. Пары влаги уносятся тем же сушильным агентом. В сушилках многих типов со взвешенным слоем высушиваемого материала сушильный агент служит не только тепло- и влагоносителем, но и транспортирующей средой для дисперсного материала.

Сушка проводится под атмосферным давлением и под вакуумом. При этом высушиваемый материал может находиться в состоянии покоя, перемешиваться в «кипящем слое» и так далее.

Так как процесс сушки является сочетанием связанных друг с другом процессов тепло- и массообмена (влагообмена), то возникающие при сушке градиенты температур и влагосодержаний могут вызвать механические напряжения в изделиях. Поэтому интенсивность удаления влаги из материала не может быть произвольно большой и не должна быть слишком малой. Быстрое испарение влаги приводит к превышению допустимых напряжений в материале изделия и к разрушению его структуры, т. е. к массовому браку. Необоснованно длительный процесс сушки вызывает снижение производительности установки и увеличение энергозатрат.

Протекание процесса сушки зависит от свойств высушиваемого материала, характера связи с ним влаги и параметров окружающей среды.

**Связь влаги с материалом** может быть физико-механической, физико-химической и химической. Физико-механически связанная влага макро- и микрокапилляров наименее прочно связана с материалом и наиболее легко удаляется из него.

Более прочной является физико-химическая связь влаги с материалом. Это влага, которая поглощается поверхностью мелких капилляров (адсорбционная влага) или проникает вследствие диффузии внутрь клеток материала (осмотически связанная влага).

Влага, химически связанная с материалом (гидратная или кристаллогидратная), в процессе сушки обычно не удаляется.

Как высушиваемый материал, так и сушильный агент характеризуются следующими параметрами: абсолютной и относительной влажностью и влагосодержанием.

**Абсолютной влажностью материала** называется отношение массы влаги материала к массе сухого вещества, выраженное в %:

$$\omega = \frac{W}{G_c} 100, \quad (4.1)$$

где  $W = G_\tau - G_c$  – количество влаги в материале, кг;  $G_\tau$  – масса материала в данный момент времени, кг;  $G_c$  – масса сухой части материала, кг.

**Относительной влажностью материала** называется отношение массы влаги  $W$  к массе влажного материала  $G_\tau$ , выраженное в %:

$$\varphi_0 = \frac{W}{G_\tau} * 100. \quad (4.2)$$

Помимо понятия влажности, используют понятие влагосодержания мате-

риала, представляющего собой отношение массы влаги  $W$  к массе сухого материала  $G_c$  в относительных единицах (кг влаги/кг сухого материала):

$$U = \frac{W}{G_c}. \quad (4.3)$$

Интенсивность удаления влаги из материала характеризуется скоростью сушки.

Под **скоростью сушки** понимают изменение влагосодержания в единицу времени:

$$v = \frac{dU}{dt}. \quad (4.4)$$

Теплоносителем, а при конвективной сушке и влагонносителем, является влажный воздух или дымовые газы. Влажный газ представляет собой смесь сухого газа и водяного пара.

**Абсолютная влажность газа** определяется количеством водяного пара, кг, содержащегося в  $1 \text{ м}^3$  влажного газа.

**Относительной влажностью (или степенью насыщения) газа  $\phi$**  называется отношение массы водяного пара в  $1 \text{ м}^3$  влажного газа при данных условиях (температуре и барометрическом давлении) к максимально возможной массе водяного пара в  $1 \text{ м}^3$  влажного газа при тех же условиях:

$$\phi = \frac{\rho_{\text{п}}}{\rho_{\text{нас}}} = \frac{P_{\text{п}}}{P_{\text{нас}}}. \quad (4.5)$$

Масса водяного пара, кг, содержащегося в  $1 \text{ м}^3$  влажного газа и приходящаяся на 1 кг абсолютно сухого газа, называется **влагосодержанием**:

$$d = \frac{m_{\text{п}}}{m_{\text{сг}}} = \frac{\rho_{\text{п}}}{\rho_{\text{сг}}}. \quad (4.6)$$

где  $m_{\text{п}}$ ,  $m_{\text{сг}}$  – масса соответственно водяного пара и сухого газа в данном объеме влажного газа, кг;  $\rho_{\text{п}}$ ,  $\rho_{\text{сг}}$  – плотность соответственно пара и абсолютно сухого газа,  $\text{кг}/\text{м}^3$ .

Для анализа процесса сушки и расчета сушилок необходимо знать функциональные зависимости влагосодержания и интенсивности испарения влаги (скорости сушки) от времени. Сушка материала имеет по времени характерные периоды, которые представлены на рисунке 4.1.

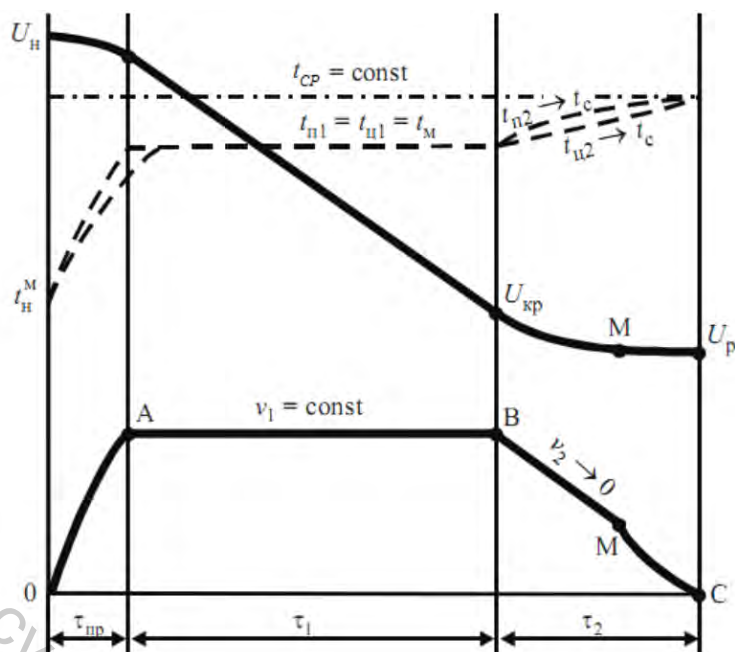


Рисунок 4.1 – Изменение скорости удаления влаги, влагосодержания и температуры материала в процессе сушки

Материал с начальным влагосодержанием  $U_H$  и температурой  $t_H^M$  вносится в газовую среду с постоянной температурой  $t_{\text{CP}}$ . В период предварительного прогрева  $\tau_{\text{пр}}$  температура его повышается до  $t_M$ . Влажность к концу этого периода снижается незначительно. Скорость сушки возрастает до некоторой максимальной величины.

При контакте влажного материала с относительно сухим нагретым воздухом происходят испарение влаги с поверхности материала и диффузия образующегося пара через пограничный слой газа в окружающую среду. В материале возникает градиент концентрации влаги, и она начинает перемещаться из внутренних слоев к поверхности.

Пока влагосодержание материала велико, влага, диффундирующая из глубинных слоев к наружным, будет полностью смачивать поверхность материала. В этих условиях количество влаги, испаряющейся с поверхности в единицу времени, определяется скоростью, с которой влага диффундирует через пограничный слой воздуха, насыщенного влагой. При постоянстве внешних условий (температуры воздуха, его влагосодержания, скорости и направления движения) скорость сушки будет также постоянной. Поэтому этот период называется **периодом постоянной скорости сушки** или первым основным периодом (участок  $AB$ ).

Поскольку в период постоянной скорости сушки поверхность материала покрыта пленкой влаги, которая испаряется при температуре мокрого термометра, то температура высушиваемого материала в этот период будет постоянной и приблизительно равной температуре мокрого термометра.

Начиная с некоторого момента (точка  $B$ ), влаги, подводимой к поверхностным слоям, будет недостаточно для полного смачивания поверхности, по-

этому сначала на ней появятся сухие участки («островки»), а затем вся поверхность материала окажется сухой, и зона испарения углубится внутрь материала. С этого момента скорость сушки начнет уменьшаться. Влагосодержание материала, при котором начинается **период падающей скорости**, называется критическим  $U_{кр}$ .

В этом периоде (участок BC) скорость сушки будет определяться только скоростью диффузии влаги из внутренних слоев материала к поверхности. Скорость внутренней диффузии зависит от структуры материала, его температуры, а также от физико-химических свойств жидкости. Для различных материалов вид кривой на этом участке может быть различным.

Сушку обычно заканчивают по достижении некоторого конечного влагосодержания, определяемого требованиями технологии. В пределе же конвективная сушка может продолжаться до тех пор, пока материал не достигнет **равновесного влагосодержания**  $U_p$ .

В период падающей скорости сушки (участок BC) температура материала растет и при достижении материалом  $U_p$  становится равной температуре сушильного агента, а скорость сушки становится равной нулю.

На рисунке 4.2 изображено изменение состояния материала в процессе сушки. При изменении влагосодержания от  $U_H$  до  $U_T = U_{кр}$  материал содержит свободную влагу и находится во влажном состоянии. При изменении влагосодержания от  $U_T$  до  $U_p$  материал содержит связанную влагу и находится в гигроскопическом состоянии. Точка В называется гигроскопической, соответствующее ей влагосодержание – **гигроскопическим**. Свободная влага будет удаляться из материала при любой относительной влажности окружающей среды, меньшей 100%. Удаление связанной влаги возможно лишь при той относительной влажности окружающей среды, которой соответствует влажность материала, большая равновесной. На рисунке 4.2 вся область, где материал может сушиться, заштрихована.

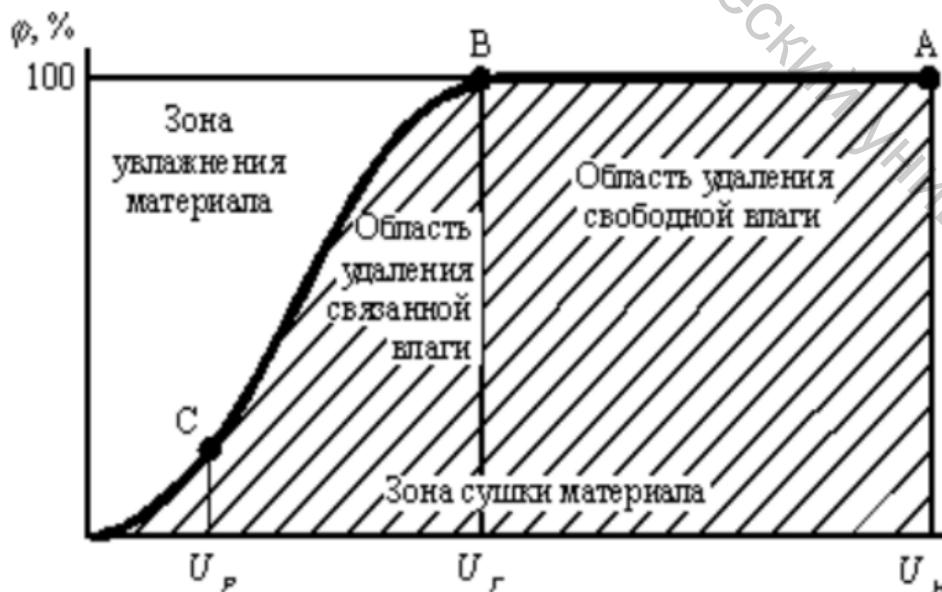


Рисунок 4.2 – Изотерма сорбции процесса сушки

При гигроскопическом состоянии материала, соответствующем области над кривой равновесной влажности, возможно только увлажнение материала, но не его сушка.

Продолжительность периода постоянной скорости сушки может быть определена по уравнению:

$$\tau_1 = \frac{1}{K_c} (U_H - U_{кр}). \quad (4.7)$$

где  $K_c$  – константа скорости сушки, равная скорости сушки в первом периоде,  $c^{-1}$ ;  $U_H$ ,  $U_{кр}$  – соответственно начальное и критическое влагосодержание материала, кг/кг.

Ввиду чрезвычайно большого числа факторов, определяющих скорость сушки в периоде падающей скорости сушки, его строгое математическое описание весьма сложно. При инженерных расчетах допустимо предположение, что зависимость между скоростью сушки и влагосодержанием материала в течение всего II периода характеризуется прямолинейной зависимостью. Тогда продолжительность этого периода можно определить по приближенному уравнению:

$$\tau_2 = \frac{U_{кр} - U_p}{K_c} \ln \frac{U_{кр} - U_p}{U_k - U_p}. \quad (4.8)$$

где  $U_p$  и  $U_k$  – соответственно равновесное и конечное влагосодержание материала, кг/кг.

## ОПИСАНИЕ ЛАБОРАТОРНОГО ОБОРУДОВАНИЯ

Лабораторная работа выполняется на опытно-экспериментальной установке, показанной на рисунке 4.3.

Установка имеет выдвижную сетчатую полку 1, две лампы 2 ИК-диапазона, два вентилятора 3, резонансную камеру 4 с установленной в ней ультразвуковой колебательной системой (УЗКС) 5 с пьезоэлектрическими преобразователями, создающими колебания ультразвукового диапазона частот (22–40 кГц), ультразвуковой генератор 6 мощностью до 300 Вт, устройство регулировки ИК-ламп 7, регулируемый блок питания для вентиляторов (на рисунке не показан), лабораторные весы 8.

Ультразвуковые генераторы являются источниками питания ультразвуковых установок. Они преобразуют электрическую энергию промышленной частоты (50 Гц) в энергию переменного тока ультразвуковой частоты. Этот ток является током возбуждения преобразователя. Одновременно генераторы вырабатывают ток подмагничивания, необходимый для получения наибольшей величины относительного удлинения преобразователей (т. е. амплитуды колебаний).

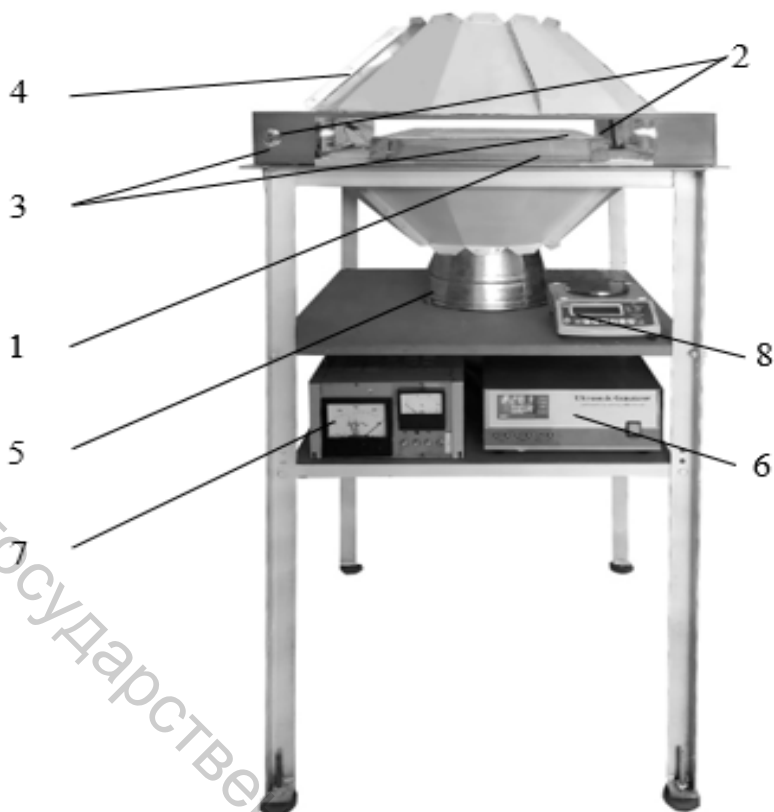


Рисунок 4.3 – Опытно-экспериментальная установка для исследований процессов сушки

В ультразвуковых технологических установках в основном используют полупроводниковые генераторы. Они могут работать по схеме с самовозбуждением и независимым возбуждением. Генераторы с самовозбуждением отличаются простотой схемы, но уступают генераторам с независимым возбуждением по стабильности частоты.

Генераторы с независимым возбуждением состоят, как правило, из трех каскадов (блоков): задающего, промежуточного и выходного. Задающий каскад преобразует ток промышленной частоты в ток ультразвуковой частоты (определенного диапазона) при малой мощности электрических импульсов. Промежуточный каскад усиливает эти импульсы до мощности, необходимой для питания выходного блока. Выходной блок окончательно усиливает импульсы тока ультразвуковой частоты до мощности, необходимой для возбуждения преобразователя (нагрузки).

Максимальный КПД ультразвукового аппарата достигается в случае, когда частота напряжения, прикладываемого к пьезокерамическим элементам ультразвуковой колебательной системы, равна механической резонансной частоте колебательной системы. В связи с этим электронные ультразвуковые генераторы снабжаются системами сканирования частотного диапазона для поиска и настройки на резонансную частоту подключенной к генератору колебательной системы. Однако в процессе работы ультразвукового генератора резо-

нансная частота колебательной системы может изменяться в небольших пределах, при этом настройка частоты электронного генератора на резонансную частоту колебательной системы сбивается (уменьшается амплитуда колебаний излучателя, падает КПД электроакустического тракта преобразования). В связи с этим все современные генераторы снабжаются не только системами сканирования частотного диапазона для поиска резонансной частоты присоединенной колебательной системы, но и системами поддержания условия равенства частоты вынуждающих колебаний (частота сигнала на выходе электронного генератора) и собственной резонансной частоты присоединенной колебательной системы.

## ПОРЯДОК ВЫПОЛНЕНИЯ РАБОТЫ

1. Включить установку в сеть.
2. Включить регулятор ИК-нагрева.
3. Подождать 5–7 минут.
4. Включить УЗ-генератор (при необходимости)
5. Включить обдув материала (при необходимости)
6. Взвесить сухой материал.
7. Намочить материал до влагосодержания, заданного преподавателем.
8. С периодичностью 10–60 секунд производить замер массы образца.
9. Заполнить таблицу 4.1 по результатам эксперимента.

Таблица 4.1 – Результаты эксперимента.

№	Условия эксперимента	Время 0 с	Время 30 с	Время ...	Время N с
1	ИК+УЗ(20)				
2	ИК+УЗ(40)+В				
N	...				

По завершению процесса сушки построить кривые сушки для исследуемых материалов и найти скорость сушки для каждого эксперимента.

## КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. Что называется сушкой?
2. Что такое потенциал сушки?
3. Какие бывают виды сушки?
4. Что такое относительная влажность материала и воздуха?
5. Дать определение влагосодержания материала и воздуха.
6. Что такое критическое и равновесное влагосодержание?
7. Что называют скоростью сушки и от чего она зависит?

## ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА 5. ИЗУЧЕНИЕ ПРОЦЕССОВ РАЗДЕЛЕНИЯ СМЕСЕЙ

**Цель работы:** изучить принцип разделения смесей в ректификационной колонне.

### СВЕДЕНИЯ ИЗ ТЕОРИИ

Ректификация – это тепло-массообменный процесс, применяемый для разделения жидких смесей, компоненты которых различаются по температурам кипения. Процесс осуществляется при контактировании потоков пара и жидкости, имеющих разные составы и температуры: пар содержит больше высококипящих компонентов и имеет более высокую температуру, чем вступающая с ним в контакт жидкость. Организация потоков пара и жидкости, а также их взаимодействие реализуются в специальных массообменных аппаратах – ректификационных колоннах (рис. 5.1).

Поток пара создаётся за счёт подвода теплоты в выносной кипятильник ректификационной установки и испарения в нём части нижнего продукта. Поток жидкости (флегмы или орошения) организуется за счет конденсации уходящего с верха колонны пара в конденсаторе. Взаимодействие потоков осуществляется на специальных контактных устройствах, размещённых по высоте ректификационной колонны. В качестве контактных устройств могут использоваться или так называемые тарелки (ступенчатый контакт), или фигурный кусковой материал – насадка.

**Ректификационная колонна** – это противоточный колонный аппарат, в котором по всей его высоте реализуется процесс тепломассообмена между стекающей вниз флегмой (жидкостью) и поднимающимся вверх паром, причём температура пара на  $0,5-2^{\circ}$  выше температуры жидкости. Процесс тепломассообмена заключается в непрерывном обмене теплотой и компонентами между жидкой и паровой фазами.

Стекающая вниз жидкая фаза обогащается высококипящим компонентом, а поднимающийся пар – низкокипящим, т. е. из пара в жидкость уходит ВКК, а из жидкости в пар переходит НКК. В результате пар, дойдя до верха, превращается в практически чистый НКК, а жидкость, дойдя до низа, – почти в чистый ВКК. Движущей силой этого обмена на границе двух фаз является стремление жидкой и паровой фазы к их равновесному состоянию. Схема взаимодействия потоков до достижения «одноразового» равновесного состояния известна как «теоретическая тарелка» (историческое название, связанное с конструкцией контактного устройства в виде тарелки), однако точнее суть процесса определяется терминами «теоретическая ступень контакта» или «единица переноса».

Процесс ректификации представляет собой многократно повторяющиеся по высоте колонны циклы испарения жидкости и конденсации ее паров (достижение равновесных состояний) в соответствующих «единицах переноса». Для

проведения заданного процесса разделения исходной смеси ректификацией можно рассчитать теоретическое значение числа ступеней контакта, в каждой из которых достигается равновесное состояние фаз.

В реальных условиях между покидающими тарелку паром и жидкостью равновесие не достигается. Поэтому для проведения заданного процесса ректификации потребуется большее число ступеней контакта, чем теоретическое. Мерой совершенства контактного устройства (тарелки) является степень отличия реального состояний пара и жидкости после их взаимодействия в контактном устройстве от предельно возможного (теоретически достижимого) равновесного состояния.

Эта степень отличия от теоретического предела характеризуется коэффициентом полезного действия (КПД) контактного устройства  $\eta$  и в значительной степени определяет совершенство самой ректификационной колонны.

Средний КПД контактного устройства определяется как отношение числа теоретических ступеней к фактическому числу ступеней в колонне. Коэффициент полезного действия ступени контакта зависит от большого числа факторов – скоростей потоков контактирующих фаз, физических свойств системы и т. д., однако, при прочих равных условиях, определяющую роль играют скорости потоков относительно границы их раздела фаз и площадь этой границы. Чем ближе эти скорости к турбулентному течению и чем больше поверхность контакта, тем интенсивнее проходит процесс теплообмена, и жидкость и пар приближаются к равновесному состоянию.

Для разделения бинарных смесей обычно используется одна колонна, для разделения многокомпонентных и непрерывных смесей (нефть, широкие бензиновые фракции) требуется система колонн, каждая из которых разделяет поступающую в неё смесь на соответствующие компоненты (фракции). Число контактных устройств в каждой из таких колонн может достигать нескольких десятков. Основными рабочими параметрами процесса ректификации являются давление и температура в системе, соотношение потоков жидкости и пара (флегмовое число), число контактных ступеней. На рисунке 5.1 показана принципиальная схема промышленной ректификационной установки. Основными элементами установки являются колонна 2, конденсатор 3 и кипятильник 4. Продуктами процесса ректификации являются дистиллят (верхний продукт) и кубовый остаток (нижний продукт). Если разделяется двухкомпонентная (бинарная) смесь, то дистиллят представляет собой практически чистый НКК, а кубовый остаток – практически чистый ВКК.

С верха колонны уходит пар  $G$ , который поступает в конденсатор, переходит в жидкую фазу и делится на два потока: отводящийся с установки дистиллят  $D$ , который является товарным продуктом, и флегму  $\Phi$ , которая возвращается обратно в колонну и создаёт в ней поток жидкого орошения

$$G = D + \Phi. \quad (5.1)$$

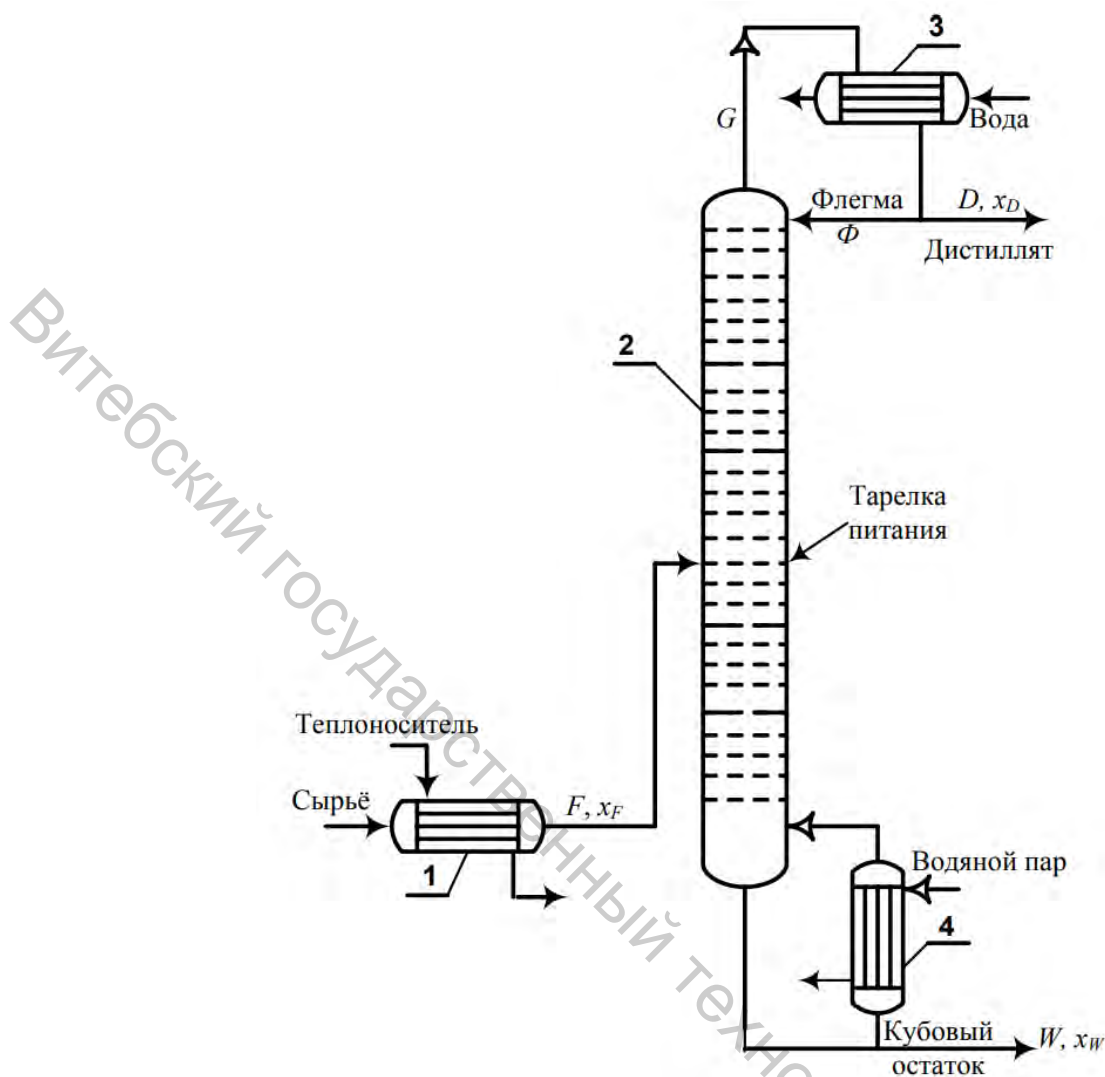


Рисунок 5.1 – Принципиальная схема ректификационной установки

Чтобы создать поток стекающей по колонне флегмы, необходимо сначала создать поток пара, т. е. испарить жидкость в кипятыльнике. На это затрачивается тепловая энергия. Затем пар надо сконденсировать и превратить во флегму. Для этого подведённую теплоту надо отвести в конденсаторе (дефлегматоре). Таким образом, циркулирующая по установке флегма является энергетической платой за разделение жидкостей на чистые компоненты. Поэтому вполне понятно желание уменьшить эту плату, уменьшить расход возвращаемой в колонну флегмы.

Было сказано, что для количественной оценки соотношения потоков возвращаемой флегмы и получаемого дистиллята вводится понятие флегмового числа  $R$ , которое равно отношению расходов флегмы и дистиллята. В теории процесса ректификации строго доказывается, что нижним пределом флегмового числа  $R$  (а значит и потока флегмы) является минимальное флегмовое число  $R_{\min}$ , которое находится из соотношения

$$R_{\min} = \frac{x_D - y_F^*}{y_F^* - x_F}, \quad (5.2)$$

где  $x_D$  – состав дистиллята,  $y_F^*$  – состав пара, равновесный с составом питания,  $x_F$  – состав питания.

Можно строго доказать, что при минимальном флегмовом числе высота ректификационной колонны получается бесконечно большой. То есть минимальное флегмовое число – это в некотором смысле абстрактная величина. Поэтому на практике принимают рабочее флегмовое число несколько больше минимального. Выбор этой величины определяется технико-экономическими расчётами. Для характеристики превышения рабочего флегмового числа над минимальным вводится коэффициент избытка флегмы:

$$\varphi = R / R_{\min}. \quad (5.3)$$

Если на работающей колонне уменьшить подачу флегмы, то это вызовет уменьшение концентрации низкокипящего компонента в дистилляте  $x_D$  (ухудшение состава дистиллята). И наоборот, увеличение флегмового числа приведёт к получению более чистого верхнего продукта. Контроль состава дистиллята можно вести по изменению температуры верха колонны: если температура увеличивается, то в дистилляте содержание низкокипящего компонента падает, а если температура снижается, то его концентрация увеличивается. Именно такой способ контроля используется в данной лабораторной работе.

Жидкая флегма может возвращаться в колонну или при температуре верха (**горячее орошение**), или специально охлаждённая значительно ниже температуры верха (**холодное орошение**). Во втором случае на верхней тарелке происходит образование дополнительного потока флегмы за счёт конденсации части поднимающегося по колонне пара.

И поднимающийся по колонне пар, и стекающая флегма изменяют свой состав: пар обогащается низкокипящим компонентом, а жидкость – высококипящим. Но при этом между составами поднимающегося пара  $y$  и стекающей жидкости  $x$  существует функциональная связь, которая описывается уравнениями рабочих линий.

**Рабочая линия является геометрическим местом точек составов фаз, встречающихся в любом сечении колонны.**

Точка ввода сырья (рис. 5.1) делит колонну на две части – верхнюю и нижнюю. Эти части отличаются материальными потоками: к потоку флегмы, стекающей из верхней части в нижнюю, присоединяется поток питания.

Поэтому уравнений рабочих линий будет два: для верхней и нижней частей колонны. В дальнейших расчётах будет использоваться уравнение рабочей линии верхней части, которое имеет вид:

$$y = \frac{R}{R+1}x + \frac{x_D}{R+1}, \quad (5.4)$$

где  $y$  и  $x$  – мольные доли компонента в паровой и жидкой фазах, встречающихся на любой тарелке колонны;  $R$  – флегмовое число;  $x_D$  – состав дистиллята.

Уравнение (5.4) является уравнением прямой вида  $y = Ax + B$ ;  $A$  – угловой коэффициент, равный тангенсу угла наклона  $\alpha$  рабочей линии к оси абсцисс

$$A = \operatorname{tg} \alpha = \frac{R}{R+1}, \quad (5.5)$$

где  $OB$  – отрезок, отсекаемый этой линией на оси ординат (рис. 5.2).

Если проанализировать выражение (5.4), то нетрудно прийти к выводу, что:

- угловой коэффициент  $A$  и, следовательно, тангенс угла наклона рабочей линии всегда меньше единицы, но больше нуля:  $0 < A < 1$ . Это означает, что угол наклона рабочей линии  $\alpha$  всегда меньше  $45^\circ$ , но больше  $0^\circ$ . Напомним, что угол наклона диагонали квадрата (рис. 5.2) равен  $45^\circ$ , а тангенс  $45^\circ$  равен 1;

- рабочая линия верхней части колонны пересекает диагональ квадрата в точке  $a$ , абсцисса которой равна составу дистиллята  $x_D$ , отрезок  $OB$ , отсекаемый на рабочей линии верхней части колонны на оси ординат, всегда больше нуля, но меньше единицы:  $0 < B < 1$ .

Также можно доказать, что рабочие линии верхней и нижней частей колонны пересекаются в точке  $b$ , абсцисса которой равна составу разделяемой смеси  $x_F$ .

Эти сведения используются при построении графика рабочих линий.

Ранее были введены понятия теоретической тарелки (теоретической ступени контакта фаз) и коэффициента полезного действия реальной тарелки. Для определения числа теоретических тарелок  $n$  необходимо между рабочей и равновесной линиями вписать ступени изменения концентраций, как это показано на рисунке 5.2. Первая ступень начинается из точки  $a$ . Число вписанных ступеней будет равно необходимому числу теоретических тарелок. Реальные тарелки имеют эффективность разделения ниже теоретических. Как уже отмечалось, для характеристики разделяющей способности действительных тарелок вводится понятие КПД тарелки  $\eta$ , которое можно найти из соотношения:

$$\eta = \frac{n_T}{n_d}. \quad (5.6)$$

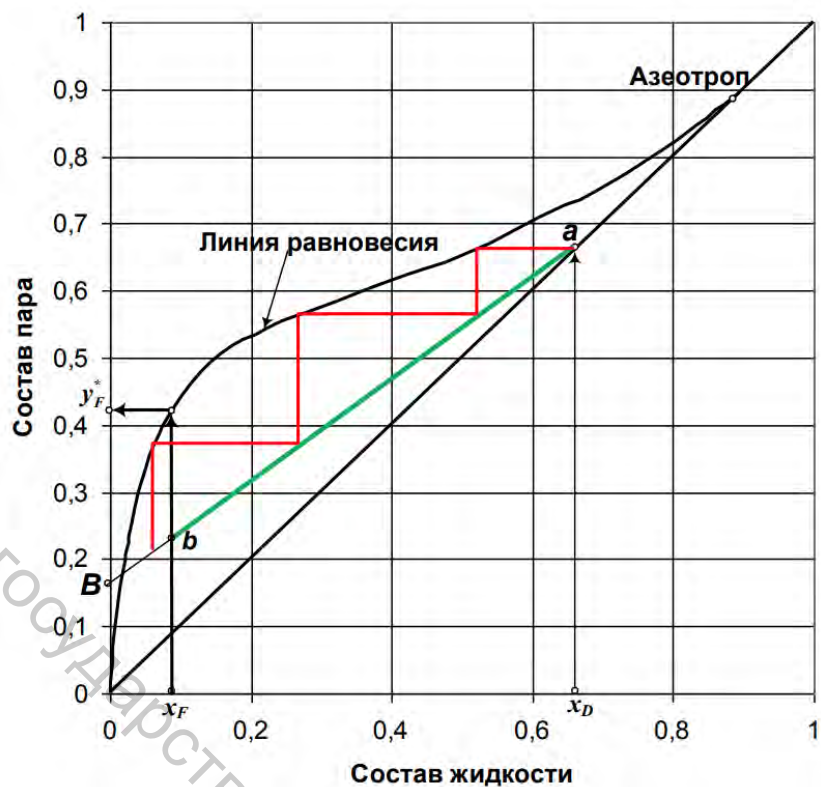


Рисунок 5.2 – Равновесная и рабочая линии. Определение числа тарелок

### КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. Физическая сущность процесса ректификации.
2. Схема и принцип работы ректификационной установки.
3. Запишите уравнения рабочих линий ректификационной колонны.
4. Что такое флегмовое число? Сформулируйте его влияние на работу ректификационной колонны.
5. Как определяется КПД колонны?

## СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Агеев, М. А. Тепломассообменные процессы и установки промышленной теплотехники [Электронный ресурс] : учебное пособие для студентов вузов, обучающихся по направлению 13.03.01 «Теплоэнергетика и теплотехника» всех форм обучения / М. А. Агеев, А. Н. Мракин. – Электрон. текстовые данные. – Саратов : Ай Пи Эр Медиа, 2018. – 229 с. – Режим доступа: <http://www.iprbookshop.ru/70284.html>.

2. Промышленные тепломассообменные процессы и установки : учебно-методическое пособие для студентов специальности 1-43 01 05 «Промышленная теплоэнергетика и теплотехника» [Электронный ресурс] / Белорусский национальный технический университет, Кафедра «Промышленная теплоэнергетика и теплотехника» ; сост. Э. М. Космачева. – Минск : БНТУ, 2014. – 225 с. – <http://rep.bntu.by/handle/data/11209>.

3. Акулич, П. В. Расчеты сушильных и теплообменных установок / П. В. Акулич. – Минск : Беларус. навука, 2010. – 443 с.

4. Бакластов, А. М. Промышленные тепломассообменные процессы и установки / А. М. Бакластов [и др.]; под общ. ред. А. М. Бакластов. – Москва : Энергоиздат, 1986. – 328 с.

## **ИНФОРМАЦИЯ О ДОСТУПЕ К ВИРТУАЛЬНОЙ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЙ СРЕДЕ УО «ВГТУ» И ЭЛЕКТРОННЫМ РЕСУРСАМ КАФЕДРЫ ТЕПЛОЭНЕРГЕТИКИ**

Для удобства работы и развития навыков в работе с удаленными ресурсами студентам рекомендуется использовать материалы по учебной дисциплине, размещенные в виртуальной образовательной среде УО «ВГТУ» ([sdo.vstu.by](http://sdo.vstu.by)) и на сайте кафедры.

Витебский государственный технологический университет

## ПРИЛОЖЕНИЕ А

Таблица А.1 – Физические свойства воды

$t, ^\circ\text{C}$	$\rho, \text{кг/м}^3$	$i, \text{кДж/кг}$	$c, \text{кДж/(кг}\cdot\text{К)}$	$\lambda \times 10^2, \text{Вт/(м}\cdot\text{К)}$	$a \times 10^7, \text{Вт/(м}\cdot\text{К)}$	$\mu \times 10^6, \text{Па}\cdot\text{с}$	$\nu \times 10^6, \text{м}^2/\text{с}$	$\beta \times 10^4, \text{К}^{-1}$	$\sigma \times 10^4, \text{кг/с}^2$	Pr
0	1000	0	4,23	55,1	1,31	1790	1,79	-0,63	756	13,7
10	1000	41,9	4,19	57,5	1,37	1310	1,31	+0,70	762	9,52
20	998	83,8	4,19	59,9	1,43	1000	1,01	1,82	727	7,02
30	996	126	4,18	61,8	1,49	804	0,81	3,21	712	5,42
40	992	168	4,18	63,4	1,53	657	0,66	3,87	697	4,31
50	988	210	4,18	64,8	1,57	549	0,556	4,49	677	3,54

Таблица А.2 – Расчет коэффициента трения

Название режима движения жидкости	Границы режима движения жидкости	Формула для расчета коэффициента трения
Ламинарный	$Re < 2320$	$\lambda = \frac{64}{Re}$
Гидравлически гладкие трубы	$2320 < Re < 20 d/e$	$\lambda = 0,11 \left( \frac{68}{Re} \right)^{0,25}$
Гидравлически шероховатые трубы	$20 d/e < Re < 500 d/e$	$\lambda = 0,11 \left( \frac{68}{Re} + \frac{e}{d} \right)^{0,25}$
Автомодельная область	$Re < 500 d/e$	$\lambda = 0,11 \left( \frac{e}{d} \right)^{0,25}$

Учебное издание

**ПРОМЫШЛЕННЫЕ ТЕПЛОМАССОБМЕННЫЕ  
ПРОЦЕССЫ И УСТАНОВКИ**

Методические указания по выполнению лабораторных работ

Составители:

Жерносек Сергей Васильевич  
Гусаров Алексей Михайлович  
Марущак Алексей Сергеевич

Редактор *Т.А. Осипова*  
Корректор *Т.А. Осипова*  
Компьютерная верстка *О.С. Герасимова*

---

Подписано к печати 09.12.2021. Формат 60x90<sup>1</sup>/<sub>16</sub>. Усл. печ. листов 3,3.  
Уч.-изд. листов 4,1. Тираж 50 экз. Заказ № 317.

Учреждение образования «Витебский государственный технологический университет»  
210038, г. Витебск, Московский пр., 72.

Отпечатано на ризографе учреждения образования  
«Витебский государственный технологический университет».  
Свидетельство о государственной регистрации издателя, изготовителя,  
распространителя печатных изданий № 1/172 от 12 февраля 2014 г.  
Свидетельство о государственной регистрации издателя, изготовителя,  
распространителя печатных изданий № 3/1497 от 30 мая 2017 г.