

**МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО
ОБРАЗОВАНИЯ РЕСПУБЛИКИ УЗБЕКИСТАН**

НАМАНГАНСКИЙ ИНЖЕНЕРНО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ

На правах рукописи

УДК 665.6/.7.,662.6/.9.,662.9

АБДУЛЛАЕВА ФЕРУЗА ИКРАМЖАНОВНА

**ИНТЕНСИФИКАЦИЯ ПРОЦЕССОВ ВОЗДУШНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ
УГЛЕВОДОРОДНЫХ ПАРОВ**

5A320407 - «Процессы и аппараты химической технологии»

ДИССЕРТАЦИЯ

на соискание академической степени магистра

Научный руководитель,
академик АН РУз
проф.З.С. Салимов

Наманган - 2014

АННОТАЦИЯ

Исследование процессов охлаждения углеводородных паров, входящих из верхней части ректификационной колонны, с целью интенсификации теплопередачи в трубчатых аппаратах, сокращения расхода тепло- и хладоносителей и выработка рекомендаций по повышению эффективности промышленных аппаратов воздушного и водяного охлаждения, входящих в состав установки первичной перегонки нефти, является **актуальной задачей**.

Основной целью данной диссертационной работы является интенсификация процесса теплопередачи при воздушном охлаждении углеводородных паров и нефтяных дистиллятов в трубчатых аппаратах и разработка рекомендаций по повышению энергетической эффективности промышленных аппаратов воздушного и водяного охлаждения, входящих в состав установки первичной перегонки нефти.

Объектами исследования являются углеводородные пары, дистилляты бензиновых фракций различной степени влажности, атмосферный воздух и воды для охлаждения. Предмет исследования: трубчатые аппараты воздушного и водяного охлаждения нефтеперерабатывающих заводов.

При выполнении диссертационного исследования использованы: стандартные методы определения физико-химических и теплофизических свойств жидкостей и паров; методы планирования экспериментов; статистические методы обработки экспериментальных данных; апробированные и общепринятые методики проведения опытов с использованием точных методов измерения и современных контрольно-измерительных приборов.

На основании экспериментальных исследований теоретически закреплены конструктивно-технологические аспекты интенсификации тепло-передачи в процессах охлаждения паров и дистиллятов бензиновых фракций в трубчатом аппарате в воздушной среде. Разработана методика уточненного расчета коэффициентов тепло-отдачи в трубчатом аппарате для охлаждения паров и дистиллятов бензиновых фракций, имеющих различную степень влажности.

Установлены влияния теплофизических свойств углеводородных паров, дистиллятов нефтяных фракций и хладоносителя (воздуха), а также степени влажности паров на эффективность теплоотдачи в воздушном охладителе; установлено влияние режимных факторов на степень интенсификации теплоотдачи при охлаждении углеводородных паров и дистиллятных фракций воздушными потоками; определены рациональные значения конструктивно-технологических параметров трубчатых аппаратов воздушного охлаждения для углеводородных паров и нефтяных дистиллятов.

Диссертационная работа включает 4 основных глав, а также введение, выводы, список использованной литературы.

Основные полученные результаты: Результаты, полученные в ходе исследований, дают возможность рассчитывать рациональные значения конструктивных и технологических параметров трубчатых аппаратов для охлаждения паров и дистиллятов бензиновых фракций воздушным способом.

ABSTRACT

Actuality: Study of cooling processes of hydrocarbon vapors coming in from the top of the distillation column, in order to intensify the heat transfer in tubular devices, reduce the consumption of heat and cooling and make recommendations to improve the efficiency of industrial apparatus air and water cooling, in the COMBO primary distillation is an urgent task.

The purpose and objectives of the study: The main objective of this thesis is to intensify the process of heat transfer with air cooling of hydrocarbon vapors and oil distillates in tubular devices and development of recommendations to improve the energy efficiency of industrial apparatus air and water cooling, in the COMBO primary distillation.

Object and subject of study: The study is hydrocarbon vapors, distillates gasoline fractions of varying degrees of moisture, air and water for cooling. Subject of study: tubular apparatus air and water cooling refineries.

Methods: When the dissertation research used: standard methods for the determination of physico-chemical and thermal properties of liquids and vapors; methods of experiments; statistical methods of experimental data; proven and generally accepted methodology for conducting experiments using precise measurement methods and modern instrumentation.

Degree of scientific novelty of the results: Based on the experimental studies theoretically fixed structural and technological aspects of an intensification of heat transfer during cooling vapors and distillate petroleum fractions in a tubular device in air. The technique of calculating the adjusted coefficient of heat impact in the tubular apparatus for cooling the vapor and distillate petroleum fractions, with varying degrees of humidity.

The practical application of research results: The effect of thermal properties of hydrocarbon vapor distillate oil fractions and coolant (air), and the degree of moisture vapor on the efficiency of heat transfer in an air cooler; established the influence of regime factors on the degree of intensification of heat transfer during cooling of hydrocarbon vapors and distillate fractions by air currents; rational values defined structural and technological parameters of the tubular air-cooling apparatus for hydrocarbon vapors and petroleum distillates.

Structure: thesis includes four main chapters and an introduction, conclusions, list of references.

Main results: The results obtained in the course of research, provide an opportunity to calculate rational values konstruktivnykh and technological parameters of the tubular apparatus for cooling a vapor distillate and gasoline fractions of air way.

ВВЕДЕНИЕ	5
Глава I. Современное состояние теории и практики процессов охлаждения нефтяных дистиллятных фракций (литературный обзор).....	11
1.1 Теоретические основы процесса воздушного охлаждения нефтяных дистиллятных фракций в установке первичной перегонки нефти	11
1.2 Основные типы аппаратов, предназначенных для воздушного охлаждения нефтяных дистиллятных фракций в нефтеперерабатывающей промышленности	27
1.3 Сопоставительный анализ эффективности работы воздушных охладителей нефтеперерабатывающих заводов	37
1.4 Анализ существующих методов интенсификации теплообмена в трубчатых теплообменных аппаратах.....	41
1.5 Постановка цели и задачи исследования	47
Выводы по первой главе	48
Глава II. Определение основных физико-химических и теплофизических свойств дистиллята бензиновой фракции и хладоносителя	49
2.1 Расчетно-экспериментальное определение основных свойств дистиллята бензиновой фракции и хладоносителя	50
2.1.1 Расчет плотности.....	50
2.1.2 Расчет вязкости.....	52
2.1.3 Расчет теплоемкости.....	54
2.1.4 Расчет энтальпии.....	57
2.1.5 Расчет теплопроводности.....	60
Выводы по второй главе	61
Глава III. Исследование процесса охлаждения дистиллята бензиновой фракции при воздушном способе охлаждения.....	62
3.1 Описание экспериментальной установки и методики проведения	62

опытов.....	
3.2 Исследование процессов охлаждения дистиллятов бензиновой фракции в опытном воздушном охладителе.....	65
3.2.1 Влияние режимных параметров процесса (температуры, давления и расхода) на эффективность теплоотдачи в воздушном охладителе.....	65
3.2.2 Выявление влияния температуры и расхода (скорости) охлаждающего агента на эффективность теплоотдачи в воздушном охладителе.....	67
3.3 Расчет коэффициентов теплоотдачи при охлаждении дистиллята бензиновой фракции воздухом	68
Выводы по третьей главе	73
Глава IV. Расчет промышленного аппарата для охлаждения дистиллята бензиновой фракции и его технико-экономические показатели.....	75
4.1 Материально-тепловой баланс процесса охлаждения дистиллята бензиновой фракции.....	75
4.2 Проверочный тепловой расчет промышленного трубчатого теплообменника для нагревания нефтегазоконденсатной смеси с использованием влажных дистиллятов бензиновой фракции Бухарского НПЗ.....	77
4.3 Расчет ожидаемого экономического эффекта от внедрения в производство теплообменника для нагревания нефти парами углеводородных фракций	79
Выводы по четвертой главе	84
Заключение	85
Список использованной литературы.....	86
Приложение.....	87

ВВЕДЕНИЕ

Техническое и технологическое перевооружение предприятий, интенсификация технологических процессов, совершенствование существующей технологии производства и внедрение новых, энерго- и ресурсосберегающих технологий переработки углеводородного сырья являются приоритетными направлениями дальнейшего ускоренного развития нефтеперерабатывающей отрасли экономики республики. Вышеуказанные стратегические направления развития нефтеперерабатывающих предприятий соответствуют директивам, приведенным в книге Президента страны И.А. Каримова «Всемирный финансовый и экономический кризис, пути его преодоления в условиях Узбекистана» [Ташкент: Узбекистан, 2009. - С.28-30.].

Установки первичной перегонки, относящиеся к крупнотоннажным технологическим объектам, потребляют большого количества тепла и электрической энергии. Поэтому, в условиях постоянного роста тарифов на энергоносители эти установки не всегда соответствует современным критериям по эффективности использования тепловой энергии. Это обстоятельство указывает на необходимость изыскание путей повышения эффективности нефтеперегонных установок за счет сокращения энергетических расходов, увеличения доли использования вторичных энергоресурсов, максимального использования рекуперации теплоты и оптимизации технологического режима теплообменного оборудования.

Как известно, установка первичной перегонки нефти имеет в своем составе испарителя, ректификационных колонн с отгонными секциями и систему теплового оборудования - трубчатых теплообменников для подогрева сырья, печи для нагрева нефти, различных конструкций аппаратов воздушного и водяного охлаждения, вакуум создающую систему, насосы и др. Отметим, что охлаждающая аппаратура нефтеперегонной установки характеризуется небольшими значениями коэффициента теплопередачи, большими габаритными размерами и массой, а также она сложна в эксплуатации и ремонте.

В настоящее время, по существующей технологии производства, первичная перегонка углеводородного сырья проводится с применением перегретого водяного пара (до 3,5 % об.), вводимого в кубовой части ректификационной колонны. Образование в процессе перегонки неоднородной паровой фазы в дальнейшем приводит к ухудшению условия конденсации паров углеводородного сырья при наличии пленки воды на теплопередающей поверхности аппаратов, препятствует интенсивному протеканию тепло- и массообменных процессов и снижает технологическую эффективность оборудования. Образованного «загрязненного» конденсата в дальнейшем следует отделить и очистить от топливных фракций. Кроме этого, конденсат водяного пара усиливает коррозии рабочих поверхностей оборудования и трубопроводов, а для снижения скорости коррозии требуется применение ингибиторов коррозии. По этим причинам, в технологическом плане целесообразным является раздельное проведение процессов конденсации и охлаждения неоднородной паровой смеси, выходящей из ректификационной колонны. В этом аспекте большое научно-практическое значение имеет применение новой технологии сухой перегонки нефтегазоконденсатного сырья, разработанной в лаборатории «Процессов и аппаратов химической технологии» ИОНХ АН РУз.

Сущность новой технологии сухой перегонки углеводородного сырья заключается в использовании альтернативного (взамен водяного пара) теплоносителя - паров нефтяных фракций, выходящих из ректификационной колонны при высоких температурах. Основным преимуществом углеводородного теплоносителя является их низкая теплота конденсации (250÷350 кДж/кг), что в среднем 7÷8 раза меньше теплоты конденсации водяного пара (2260 кДж/кг).

Однако, в литературе отсутствуют научно обоснованные сведения об использовании углеводородных паров в процессах теплообмена - нагревания, охлаждения и конденсации, проводимых в стадии первичной перегонки нефтегазоконденсатного сырья. Поэтому исследование процессов охлаждения углево-

дородных паров, входящих из верхней части ректификационной колонны, с целью интенсификации теплопередачи в трубчатых аппаратах, сокращения расхода тепло- и хладоносителей и выработка рекомендаций по повышению эффективности промышленных аппаратов воздушного и водяного охлаждения, входящих в состав установки первичной перегонки нефти, является **актуальной задачей**.

Таким образом, **основной целью данной диссертационной работы** является интенсификация процесса теплопередачи при воздушном охлаждении углеводородных паров и нефтяных дистиллятов в трубчатых аппаратах и разработка рекомендаций по повышению энергетической эффективности промышленных аппаратов воздушного и водяного охлаждения, входящих в состав установки первичной перегонки нефти.

Указанные выше цели диссертационного исследования соответствуют приоритетным направлениям развития нефтегазовой отрасли, техническому и технологическому перевооружения нефтеперерабатывающих заводов и реализации мер по сокращению энергоемкости производства*.

Объектами исследования являются: углеводородные пары, дистилляты бензиновых фракций различной степени влажности, атмосферный воздух и воды для охлаждения.

Предмет исследования: трубчатые аппараты воздушного и водяного охлаждения нефтеперерабатывающих заводов.

Основные научные и практические результаты:

- установлены влияния теплофизических свойств углеводородных паров, дистиллятов нефтяных фракций и хладоносителя (воздуха), а также степени влажности паров на эффективность теплоотдачи в воздушном охладителе;

- установлены влияния температуры, давления, расхода и влажности паровой фазы, а также скорости и температуры охлаждающего воздуха на эффективность процесса охлаждения углеводородных паров трубчатом аппарате;

- выполнен расчет коэффициентов теплоотдачи и теплопередачи, движущей силы и др., применительно к процессам охлаждения углеводородных паров и их дистиллятов потоком воздуха;

- установлено влияние режимных факторов на степень интенсификации теплоотдачи при охлаждении углеводородных паров и дистиллятных фракций воздушными потоками;

- определены рациональные значения конструктивно-технологических параметров трубчатых аппаратов воздушного охлаждения для углеводородных паров и нефтяных дистиллятов.

Научная новизна выполняемых исследований заключается в следующем:

1. На основании экспериментальных исследований теоретически закреплены конструктивно-технологические аспекты интенсификации теплопередачи в процессах охлаждения паров и дистиллятов бензиновых фракций в трубчатом аппарате в воздушной среде.

2. Разработана методика уточненного расчета коэффициентов теплоотдачи в трубчатом аппарате для охлаждения паров и дистиллятов бензиновых фракций, имеющих различную степень влажности. Это позволит снизить расход хладоагентов и энергетических ресурсов, уменьшить потребной поверхности охлаждения аппаратов при проектировании за счет увеличения коэффициента теплопередачи и уменьшить их габаритных размеров.

Практическая ценность исследований. Результаты, полученные в ходе исследований, дают возможность рассчитывать рациональные значения конструктивных и технологических параметров трубчатых аппаратов для охлаждения паров и дистиллятов бензиновых фракций воздушным способом.

По данной теме выполнены следующие основные работы:

- анализированы теории и практики процессов теплообмена при охлаждении углеводородных паров, выходящих из верхней части ректификационной колонны установки первичной перегонки нефти нефтеперерабатывающих предприятий;

- анализированы конструктивно-технологические особенности основных типов трубчатых аппаратов, предназначенных для воздушного охлаждения углеводородных паров и дистиллятных фракций в нефтеперерабатывающей промышленности;

- произведен сопоставительный анализ эффективности работы промышленных аппаратов воздушного охлаждения нефтеперерабатывающих предприятий;

- критически анализированы современные методы интенсификации теплообмена в трубчатых теплообменных аппаратах нефтеперерабатывающих предприятий;

- определены основные теплофизические свойства паров и дистиллятов бензиновых фракций расчетно-экспериментальным способом;

- экспериментальным путем изучены влияния влажности и теплофизических свойств углеводородных паров и дистиллятов бензиновых фракций на процесс теплопередачи при воздушном способе их охлаждения в трубчатом аппарате;

- экспериментальным путем исследованы влияния режимных параметров процесса охлаждения (температуры, давления, расхода и влажности) паров и дистиллятов бензиновых фракций на эффективность теплоотдачи в опытном аппарате воздушного охлаждения;

- установлено влияние температуры и расхода воздуха на эффективность теплоотдачи в опытном аппарате воздушного охлаждения;

- рассчитаны коэффициенты теплоотдачи и теплопередачи, движущей силы и др., применительно к процессам охлаждения паров и дистиллятов бензиновых фракций потоком воздуха;

- произведен расчет материально-теплового баланса процесса охлаждения паров и дистиллятов бензиновых фракций воздушным способом;

- произведена оценка технико-экономической эффективности предлагаемого способа интенсификации теплоотдачи в трубчатом аппарате для охлаждения паров и дистиллятов бензиновых фракций воздушным способом;

- выполнен расчет трубчатого аппарата для охлаждения паров и дистиллятов бензиновых фракций воздушным способом.

Методы исследований. При выполнении диссертационного исследования использованы:

- стандартные методы определения физико-химических и теплофизических свойств жидкостей и паров;

- методы планирования экспериментов;

- статистические методы обработки экспериментальных данных;

- апробированные и общепринятые методики проведения опытов с использованием точных методов измерения и современных контрольно-измерительных приборов.

Реализация основных результатов диссертационной работы будут использованы в НИР, выполняемых совместно с Бухарским НПЗ. Основные научно-практические результаты диссертации также будут использованы в учебном процессе направления бакалавриата 5522500 - «Технология переработки нефти и газа» и магистратуры по специальности 5А522508 - «Процессы и аппараты переработки нефти и газа» при изучении дисциплин «Процессы и аппараты нефтегазопереработки».

Структура и объем диссертации. Диссертационная работа состоит из введения, четырех глав, заключения, списка использованной литературы, состоит из 56 наименований и приложения. Диссертационная работа изложена на 82 страницах компьютерного текста, включает рисунков и таблиц.

Глава I. Современное состояние теории и практики процессов охлаждения нефтяных дистиллятных фракций (литературный обзор)

1.1. Теоретические основы процесса воздушного охлаждения нефтяных дистиллятных фракций в установке первичной перегонки нефти

Перенос энергии в форме теплоты, происходящий между телами, имеющими различную температуру, называется теплообменом. Теплота переносится из области с большей температурой в область с меньшей температурой. Движущей силой любого процесса теплообмена является разность температур более и менее нагретой среды. Теплообмен между средами и телами представляет собой обмен энергией между молекулами, атомами и свободными электронами. Среда - жидкие и газообразные, участвующие в теплообмене, называются теплоносителями [2,8-10,16-18].

Тепловые процессы (нагревания, охлаждения, конденсации паров, выпаривания) имеют большое значение для проведения многих массообменных и химических процессов.

Различают три принципиально различных элементарных способа распространения теплоты: теплопроводность, конвекция и тепловое излучение.

Теплопроводность представляет собой процесс переноса теплоты вследствие беспорядочного (теплого) движения микрочастиц, непосредственно соприкасающихся друг с другом. Это движение молекул газа или жидкости, колебание атомов или диффузия свободных электронов. В чистом виде теплопроводность существует только в твердых телах. В газообразных и жидких средах теплопроводность сопровождается конвекцией.

Конвекция - процесс переноса теплоты вследствие движения и перемешивания макроскопических объемов газа или жидкости. В зависимости от причины, вызывающей это перемещение, различают свободную и вынужденную конвекцию. Свободная конвекция предполагает перемещение жидкости или газа, вызванное разностью плотностей в различных точках пространства вследствие

различия температур. При вынужденной конвекции перемещение потоков жидкости или газа происходит вследствие затраты механической энергии.

Тепловое излучение - это процесс распространения теплоты посредством электромагнитных волн инфракрасной области спектра, обусловленный тепловым движением атомов или молекул излучающего тела. Если передача теплоты происходит одновременно всеми способами или хотя бы двумя из них, такой процесс называют сложным теплообменом. Примером сложного теплообмена является процесс распространения теплоты в газовых средах одновременно конвекцией и тепловым излучением [8-10,16-18].

Теплопроводность. Процесс теплопроводности представляет собой перенос теплоты вследствие беспорядочного (теплого) движения микрочастиц, непосредственно соприкасающихся друг с другом. Теплопроводность в общем случае сопровождается изменением температур в пространстве и времени. Совокупность мгновенных значений температур во всех точках рассматриваемого пространства называется температурным полем. Поверхности, имеющие равные температуры, называют изотермическими поверхностями. Следует различать стационарное и нестационарное температурное поле. При стационарном поле температура изменяется лишь в пространстве и не изменяется во времени, поэтому является функцией осей координат:

$$t=f(x,y,z) \quad \text{или} \quad \frac{\partial t}{\partial \tau} = 0 \quad (1.1)$$

Нестационарное поле характеризуется изменением температур, как в пространстве, так и во времени. Математической формулировкой нестационарного температурного поля служит выражение:

$$t = f(x,y,z,\tau) \quad (1.2)$$

Одной из основных характеристик температурного поля является его температурный градиент. Температурный градиент - вектор, направленный по нормали к изотермической поверхности в сторону увеличения температуры и численно равный частной производной от температуры по этому направлению:

$$\text{grad } t = \frac{\partial t}{\partial n} \quad (1.3)$$

При изучении явления теплопереноса вводятся понятия теплового потока (Q) и плотность теплового потока (q) [8,9,10].

Тепловой поток - количество теплоты, проходящее в единицу времени:

$$Q = \frac{Q'}{\tau}, \quad (1.4)$$

где Q' - количество теплоты, Дж; τ - время, с; Q - тепловой поток, Вт.

Плотность теплового потока (удельный тепловой поток) - количество теплоты, прошедшее через единицу поверхности в единицу времени [8-10,16-18]:

$$q = \frac{Q'}{F \tau} = \frac{Q}{F}, \quad (1.5)$$

где F - площадь поверхности, м^2 ; q - плотность теплового потока, $\text{Вт}/\text{м}^2$.

Основой описания процесса теплопроводности является закон Фурье, согласно которому количество теплоты dQ , передаваемое посредством теплопроводности через элемент поверхности dF , перпендикулярный тепловому потоку, за время dt прямо пропорционально температурному градиенту $\frac{\partial t}{\partial n}$, поверхности dF , времени dt и коэффициенту теплопроводности λ :

$$dQ' = -\lambda \frac{\partial t}{\partial n} dF dt \quad \text{или} \quad q = -\lambda \frac{\partial t}{\partial n}. \quad (1.6)$$

Знак «-» в уравнении (1.6) указывает на то, что направление теплового потока противоположно вектору температурного градиента, это объясняется тем, что в природе теплота самопроизвольно переходит всегда из области с большей температурой в область с меньшей температурой.

Коэффициент теплопроводности λ показывает, какое количество тепла проходит вследствие теплопроводности в единицу времени через единицу поверхности теплообмена при падении температуры на 1 град на единицу длины нормали к изотермической поверхности,

$$[\lambda] = \left[\frac{dQ \partial n}{\partial t dF dt \tau} \right] = \left[\frac{\text{Дж} \cdot \text{м}}{\text{град} \cdot \text{м}^2 \cdot \text{сек}} \right] = \left[\frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{град}} \right].$$

Для практических расчетов необходимо иметь выражение для определения теплового потока, проходящего через поверхность заданной конфигурации и площади. При проектировании теплообменных аппаратов наиболее часто встречаются расчеты теплопроводности плоских и цилиндрических стенок.

Для плоской стенки толщиной δ из уравнений (1.5) и (1.6) имеем:

$$Q = qF = -\lambda \frac{\partial t}{\partial n} F. \quad (1.7)$$

Интегрируя (1.7) в пределах от $n=0$ до $n=\delta$ и от $t=t_{cm1}$ до $t=t_{cm2}$, получим:

$$Q = \frac{\lambda}{\delta} (t_{ct1} - t_{ct2}) F. \quad (1.8)$$

Для трубы с внутренним радиусом $r_{вн}$ и наружным r площадь цилиндрической поверхности равна:

$$F = 2\pi r l \quad (1.9)$$

где r - средний радиус трубы, м; l - длина трубы, м.

Таким образом, из уравнения (1.7) имеем:

$$Q = qF = -\lambda \frac{\partial t}{\partial r} 2\pi r l. \quad (1.10)$$

Разделяя переменные:

$$Q \left(\frac{dr}{r} \right) = -2\pi \ell \lambda \cdot dt \quad (1.11)$$

и интегрируя:

$$Q \int_{r_{вн}}^{r_H} \frac{dr}{r} = -2\pi \ell \lambda \cdot \int_{t_{ct1}}^{t_{ct2}} dt \quad (1.12)$$

получим:

$$Q = \frac{2\pi \ell (t_{ct1} - t_{ct2})}{\frac{1}{\lambda} \ln \frac{r_H}{r_{вн}}}. \quad (1.13)$$

При использовании уравнений (1.8.), (1.13) для практических расчетов необходимо иметь значение коэффициента теплопроводности λ . Численное значение λ зависит от физико-химических свойств теплопроводящего материала, температуры и давления. Влияние давления на значение λ проявляется лишь в

газовой среде. Для твердых тел и жидкостей этим влиянием можно пренебречь. В настоящее время аналитическое определение значений коэффициентов теплопроводности различных материалов весьма затруднительно. Поэтому коэффициенты теплопроводности находят экспериментальным путем. Для большинства материалов они найдены и приводятся в справочной литературе. Однако дальнейшее развитие химической технологии, способствующее получению новых веществ и материалов, ставит задачи по совершенствованию методов определения коэффициентов теплопроводности [16,17,21].

На практике часто для определения коэффициентов теплопроводности применяют метод цилиндрического слоя. Коэффициент теплопроводности в этом случае определяют при установившемся процессе теплообмена из выражения:

$$\lambda = \frac{Q \cdot \ln \frac{r_H}{r_{BH}}}{2\pi\ell(t_{cr1} - t_{cr2})} \quad (1.14)$$

Конвективный перенос теплоты. Конвекция возможна только в текучей среде, в которой перенос теплоты связан с переносом самой среды. Конвекция теплоты всегда сопровождается теплопроводностью, так как при движении жидкости или газа неизбежно происходит соприкосновение отдельных частиц, имеющих различные температуры. Совместный перенос теплоты путем конвекции и теплопроводности называют конвективным теплообменом.

Теплоотдача - конвективный теплообмен между движущейся средой и поверхностью (стенкой).

Количество теплоты, переданное в процессе теплоотдачи, определяется по уравнению Ньютона - Рихмана:

для установившегося режима:

$$Q = \alpha(t_{cm} - t_{жс})F \quad (1.15)$$

для неустановившегося режима

$$Q' = \alpha(t_{cm} - t_{жс})F \quad (1.16)$$

где a - коэффициент теплоотдачи, Вт/(м²·К); $t_{жс}$, $t_{ст}$ - средние температуры жидкости и стенки, °С; F - поверхность стенки, м²; Q (Q') - тепловой поток (количество теплоты), Вт (Дж).

Коэффициент теплоотдачи α - характеризует интенсивность теплообмена между поверхностью тела и окружающей средой. Коэффициент α показывает, какое количество тепла передается от единицы поверхности стенки к жидкости в единицу времени при разности температур между стенкой и жидкостью в 1 градус (К) [9,10,13-16]:

$$[\alpha] = \left[\frac{Q}{F(t_{ст} - t_{жс})} \right] = \left[\frac{Дж}{м^2 \cdot с \cdot К} \right] = \left[\frac{Вт}{м^2 \cdot К} \right].$$

Установлено, что коэффициент теплоотдачи зависит от многих факторов: вида и режима движения жидкости, ее физических свойств, размеров и формы стенки, шероховатости стенки. Определение α является основной задачей расчета теплообменных аппаратов. Обычно коэффициент теплоотдачи определяют из критериальных уравнений, полученных преобразованием дифференциальных уравнений гидродинамики и конвективного теплообмена методами теории подобия.

Согласно положений теории подобия конвективный теплообмен без изменения агрегатного состояния вещества в стационарных условиях может быть описан критериальным уравнением вида:

$$Nu = f(Re, Pr, Gr, \Gamma, \dots), \quad (1.17)$$

где $Nu = \frac{\alpha \cdot l}{\lambda}$ - критерии Нуссельта, характеризующий подобие процессов

теплопереноса на границе между стенкой и потоком жидкости; $Re = \frac{Wl}{\nu} = \frac{wl \rho}{\mu}$ -

критерии Рейнольдса, который характеризует гидродинамический режим потока при вынужденном движении и является мерой соотношения сил инерции и

вязкого трения; $Pr = \frac{\nu}{a} = \frac{c \mu}{\lambda}$ - критерии Прандтля, который характеризует физико-

химические свойства теплоносителя и является мерой подобия температурных и

скоростных полей в потоке; $Gr = \frac{gl^3}{\nu^2} \beta \Delta t$ - критерий Грасгофа, характеризующий соотношение сил вязкого трения и подъемной силы, описывает режим свободного движения теплоносителя; $\Gamma_i = \frac{l_i}{l}$ - безразмерный геометрический симплекс, характеризующий геометрическое подобие системы.

В выражении этих критериев: $\nu = \mu / \rho$ - кинематический коэффициент вязкости теплоносителя, $\text{м}^2 / \text{с}$; w - скорость движения теплоносителя, $\text{м}/\text{с}$; $a = \frac{\lambda}{c \rho}$ - коэффициент температуропроводности, $\text{м}^2 / \text{с}$; g - ускорение свободного падения $\text{м}/\text{с}^2$; l - определяющий размер, м ; l_i - характерный размер, м ; β - коэффициент температурного расширения, $1/\text{К}$; ρ - плотность теплоносителя, $\text{кг}/\text{м}^3$; $\Delta t = t_{\text{ст}} - t_{\text{ж}}$ - температурный напор между стенкой и теплоносителем, $^{\circ}\text{C}$; λ - коэффициент теплопроводности теплоносителя, $\text{Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$; μ - динамический коэффициент вязкости, $\text{Па}\cdot\text{с}$; c - теплоемкость теплоносителя, $\text{Дж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$; τ - время процесса, с .

Критерий Нуссельта, входящий в уравнение (1.17), является определяемым. При известном значении Nu коэффициент теплоотдачи может быть рассчитан по формуле [3,10,13]:

$$\alpha = \frac{Nu \cdot l}{1} \quad (1.18)$$

Для расчета числа критерия Нуссельта при вынужденном движении потока в прямых трубах или каналах можно рекомендовать следующие уравнения:

а) для ламинарного режима движения теплоносителя, $Re < 2320$:

$$Nu = 0,15 Re^{0,33} \cdot Pr^{0,43} \cdot Gr^{0,1} \left[\frac{Pr}{Pr_{\text{ст}}} \right]^{0,25} \varepsilon l, \quad (1.19)$$

где $Pr_{\text{ст}}$ - критерий Прандтля для теплоносителя при температуре стенки;

б) для переходного режима движения теплоносителя, $2320 < Re < 10000$:

$$Nu = C \cdot Pr^{0,43} \left[\frac{Pr}{Pr_{\text{ст}}} \right]^{0,25} \varepsilon l. \quad (1.20)$$

Значение коэффициента C определяется из таблицы 1.1 в зависимости от величины критерия Рейнольдса.

Для приближенных расчетов можно пользоваться уравнением [18,19,21]:

$$Nu=0,008Re^{0,9}Pr^{0,43}. \quad (1.21)$$

Таблица 1.1

Значение коэффициента C

$Re \cdot 10^3$	2,1	2,2	2,3	2,4	2,5	3	4	5	6	8	10
C	1,9	2,2	3,3	3,8	4,4	6,0	10,3	15,5	19,5	27,0	33,0

в) для турбулентного режима движения теплоносителя, $Re > 10000$:

$$Nu = 0,021 Re^{0,8} \cdot Pr^{0,43} \left[\frac{Pr}{Pr_{cr}} \right]^{0,25} \varepsilon \ell, \quad (1.22)$$

Определяющей температурой в уравнениях (1.18)-(1.22) является средняя температура жидкости, определяющим размером эквивалентный диаметр сечения потока:

$$d_{эKB} = \frac{4S}{\Pi}, \quad (1.23)$$

где S - площадь сечения потока жидкости, m^2 ; Π - смоченный периметр, м.

Величина коэффициента c , ε_ℓ -, входящая в уравнения (1.19), (1.20), (1.22), определяется из таблиц (1.2) и (1.3).

Таблица 1.2

Значение коэффициента ε_ℓ , при $Re < 10000$

$\ell / d_{эKB}$	1	2	5	10	15	20	30	40	50
ε_ℓ	1,9	1,7	1,44	1,26	1,18	1,13	1,05	1,02	1

где ℓ - длина трубы, м.

При свободном движении теплоносителя (естественная конвекция):

$$Nu = C(Gr \cdot Pr)^n (Pr/Pr_{cr})^{0,25}. \quad (1.24)$$

Значение коэффициента C и показатель степени n зависит от режима и определяется из таблицы 1.3.

Таблица 1.3

Значение коэффициента C и показателя степени n

Режим	Gr-Pr	C	n
Ламинарный	$1 \cdot 10^3 \div 5 \cdot 10^2$	1,18	0,125
Переходный	$5 \cdot 10^3 \div 2 \cdot 10^2$	0,54	0,25
Турбулентный	$2 \cdot 10^3 \div 1 \cdot 10^{12}$	0,185	0,33

Определяющим геометрическим размером является высота вертикальной поверхности теплообмена, для горизонтальных труб - их диаметр. Определяющая температура - средняя температура теплоносителя.

Тепловое излучение. Тепловое излучение это - процесс распространения электромагнитных колебаний с различной длиной волн, обусловленный тепловым движением атомов или молекул излучающего тела. Возникновение потока лучей в результате превращения тепловой энергии в лучистую, называется излучением или лучеиспусканием, а обратный переход лучистой энергии в тепловую называют поглощением лучей [8-10,16-18].

В зависимости от температуры излучающего тела его лучеиспускание различно. При температуре ниже 500°C только незначительная часть всех лучей воспринимается глазом как "свет", а наибольшая часть приходится на долю невидимого теплового излучения. Интенсивность теплового излучения характеризуется излучательной (лучеиспускательной) способностью тела, имеющего температуру T :

$$E = \frac{Q_{\text{л}}}{F \tau} \quad (1.25)$$

где – $Q_{\text{л}}$ полное количество теплоты, Дж; F - поверхность излучающего тела, м^2 ; τ - время, с.

Лучеиспускательная способность тела есть количество энергии, излучаемое в единицу времени единицей поверхности нагретого тела, имеющего температуру T , в окружающую среду с температурой абсолютного нуля. Для абсолютно черного тела связь между излучательной способностью и абсолютной температурой выражается законом Стефана-Больцмана[8-10,16-18]:

$$E_0 = K_0 T^4, \quad (1.26)$$

где K_0 - константа излучения абсолютно черного тела, $K_0 = 5,67 \cdot 10^{-8}$ Вт/(м²·К⁴); T - абсолютная температура поверхности тела, К; E_0 - излучательная способность черного тела, Вт/м².

Тело, которое поглощает только часть энергии с любой длиной волны, принято называть серым телом. Отношение коэффициента излучения серого тела (C) к коэффициенту излучения абсолютно черного тела (C_0) при той же температуре называют относительной излучательной способностью или степенью черноты тела ε :

$$C/C_0 = \varepsilon \quad (1.27)$$

где C_0 - коэффициент излучения абсолютно черного тела, $C_0 = 5,67$ Вт/(м²·К⁴).

Величина ε является важнейшей характеристикой любого серого тела. Числовые значения ε для некоторых металлов приведены в таблице 1.5.

Таблица 1.5

Металлы	Температура, °С	Степень черноты, ε
Алюминий	200÷600	0,11÷0,19
Латунь	200÷600	0,61÷0,69
Медь	200÷600	0,57÷0,87
Железо (сталь) окисленное	175÷900	0,74÷0,96
Сталь (нержавеющая)	200÷600	0,25÷0,35
Сталь (полированная)	900÷1100	0,52÷0,61
Сталь (окисленная)	40÷370	0,94÷0,97
Железо (окисленное)	30	0,23

Когда между двумя твердыми телами происходит взаимный обмен теплотой посредством излучения, то необходимо учитывать, что из всех лучей, испускаемых каждым телом, к другому доходит только некоторая часть их.

Тепловой поток, переходящий от более нагретого тела к менее нагретому посредством излучения, определяется по уравнению [17-21]:

$$Q_s = C_{1-2} F \tau \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right] \varphi, \quad (1.28)$$

где C_{1-2} - коэффициент взаимного излучения, Вт/(м² · К⁴); F – площадь поверхности излучения, м²; T_1 T_2 - абсолютные температуры поверхностей более нагретого и менее нагретого тел, К; φ - средний угловой коэффициент, который определяется формой и размерами участвующих в теплообмене поверхностей, их взаимным расположением в пространстве и расстоянием между ними.

Если тело, излучающее теплоту, заключено внутри другого тела, то $\varphi=1$, а коэффициент взаимного излучения определяют по формуле:

$$C_{1-2} = \frac{1}{1/C_1 + (F_1/F_2)(1/C_2 - 1/C_0)}, \quad (1.29)$$

где $C_1=5,67 \cdot \varepsilon_1$ - коэффициент излучения более нагретого тела, Вт/(м² · К⁴); $C_2=5,67 \cdot \varepsilon_2$ - коэффициент излучения менее нагретого тела, Вт/(м² · К⁴); F_1, F_2 - поверхность более нагретого и менее нагретого тел, м².

Если площадь F_2 очень велика по сравнению с F_1 , т.е. $F_1/F_2 > 0$, то коэффициент взаимного излучения $C_{1-2} = C_1$.

Если $F_1 = F_2$ (две параллельные поверхности), то:

$$C_{1-2} = \frac{1}{1/C_1 + 1/C_2 - 1/C_0}. \quad (1.30)$$

Теплопередача. В тепловых процессах теплоносители, участвующие в передаче теплоты, часто разделены перегородкой (стенкой аппарата, стенкой трубы и т.п.). Процесс теплопередачи включает перенос теплоты от ядра потока первого теплоносителя к стенке (теплоотдача), через стенку (теплопроводность) и от стенки к ядру потока второго теплоносителя (теплоотдача). Количество

передаваемой теплоты при этом определяется основным уравнением теплопередачи [8-10,16-18]:

для стационарного режима:

$$Q = KF\Delta t_{cp}; \quad (1.31)$$

для нестационарного режима

$$Q' = KF\Delta t_{cp} \tau, \quad (1.32)$$

где Q (Q') - тепловой поток (количество теплоты), переданное в процессе теплопередачи, Вт (Дж); F - поверхность теплообмена, м²; Δt_{cp} - движущая сила процесса теплопередачи, °С; τ - время, с; K - коэффициент теплопередачи, Вт/(м²·К).

Коэффициент теплопередачи показывает, какое количество теплоты а гретому разности переходит в единицу времени от более нагретого к менее нагретому теплоносителю через 1 м теплообменной поверхности при температур между теплоносителями 1К.

При передаче теплоты через однослойную коэффициент теплопередачи рассчитывается по формуле:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_{CT}}{\lambda_{CT}} + \frac{1}{\alpha_2}} \quad (1.33)$$

Для многослойной стенки, состоящей из п слоев:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_2}} \quad (1.34)$$

где δ_{CT} - толщина стенки, м; λ_{CT} - коэффициент теплопроводности материала стенки, Вт/(м·К); α_1 и α_2 - коэффициенты теплоотдачи, соответственно, от горячего теплоносителя к разделяющей стенке и от стенки к холодному теплоносителю, Вт/(м²·К); $\sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} = \left(r_{заг\ 1} + \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \dots + \frac{\delta_n}{\lambda_n} + r_{заг\ .n+1} \right)$ - сумма термических сопротивлении всех слоев стенки, включая термические сопротивления загрязнении внутренней и наружной стенок теплообменной

трубки $r_{заг.1} \dots r_{заг.n+1}$, $(м^2 \cdot К)/Вт$.

При расчете средней движущей силы процесса теплопередачи целесообразно использовать [23, 24, 27] график изменения температур теплоносителей вдоль поверхности теплообмена (рис.1.1) и (рис.1.2).

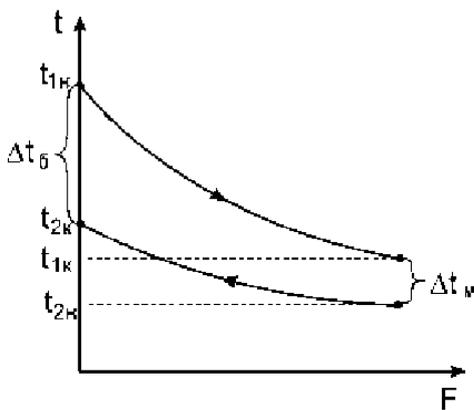


Рис. 1.1. Изменение температуры теплоносителей вдоль поверхности теплообмена при движении их противотоком.

Средняя движущая сила процесса теплопередачи при прямоточном и противоточном движении теплоносителей определяется следующим образом:

$$\text{если } \frac{\Delta t_{\text{б}}}{\Delta t_{\text{м}}} \leq 2, \quad \text{то } \Delta t_{\text{cp}} = \frac{\Delta t_{\text{б}} + \Delta t_{\text{м}}}{2}, \quad (1.35)$$

$$\text{если } \frac{\Delta t_{\text{б}}}{\Delta t_{\text{м}}} > 2, \quad \text{то } \Delta t_{\text{cp}} = \frac{\Delta t_{\text{б}} + \Delta t_{\text{м}}}{\ln(\Delta t_{\text{б}} / \Delta t_{\text{м}})}. \quad (1.36)$$

где $\Delta t_{\text{б}}$ и $\Delta t_{\text{м}}$ - разность температур теплоносителей на концах теплообменника.

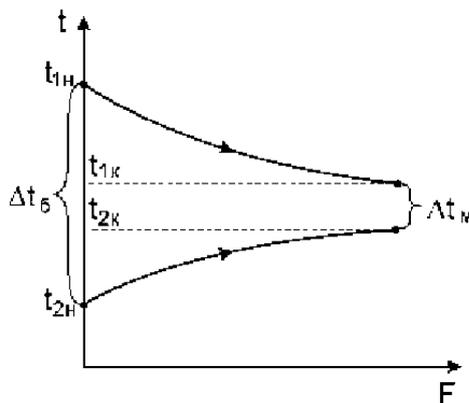


Рис. 1.2. Изменение температуры теплоносителей вдоль поверхности теплообмена при движении их прямотоком.

В тепловых процессах за определяющую температуру принимается средняя температура теплоносителя, которая рассчитывается следующим образом. Выбирается теплоноситель, у которого меняется температура на меньшее число градусов. Средняя температура его рассчитывается как среднеарифметическая:

$$\text{а) если } (t_{1н}-t_{1к}) > (t_{2к}-t_{2н}), \text{ то } t_{2ср} = \frac{t_{2н} + t_{2к}}{2}; \quad (1.37)$$

$$\text{б) если } (t_{1н}-t_{1к}) < (t_{2к}-t_{2н}), \text{ то } t_{1ср} = \frac{t_{1н} + t_{1к}}{2}. \quad (1.38)$$

Температура теплоносителя изменяющегося на большее число градусов определяется:

$$\text{а) } t_{1ср} = t_{2ср} + \Delta t_{ср}; \quad (1.39)$$

$$\text{б) } t_{2ср} = t_{1ср} - \Delta t_{ср}. \quad (1.40)$$

При рассчитанных средних температурах находят по справочникам теплофизические свойства теплоносителей (c, μ, λ, ρ).

Во многих случаях температура стенки является неизвестной, что приводит к некоторым затруднениям при использовании уравнений (1.19), (1.20), (1.22), (1.24). Поэтому при расчетах температурами стенок предварительно задаются, исходя из температурной схемы процесса и режима движения жидкости.

Распределение температуры при передаче теплоты от одного теплоносителя к другому через разделяющую стенку при установившемся режиме движения изображено на рис.1.3.

Если согласно рис.1.3 ввести обозначения $\Delta t_1 = t_{1ср} - t_{1ст}$ и $\Delta t_2 = t_{2ст} - t_{2ср}$ то в первом приближении средние движущие силы процесса теплоотдачи для горячей и холодной жидкости могут быть связаны выражением:

$$\frac{\Delta t_1}{\Delta t_2} \approx \frac{Re_2}{Re_1}. \quad (1.41)$$

При этом полный температурный напор с учетом термического сопротивления стенки может быть приближенно рассчитан по уравнению:

$$\Delta t_{cp} = (1 \div 2^0 C) + \Delta t_1 + \Delta t_2. \quad (1.42)$$

Решая совместно уравнения (1.41) и (1.42), находят значения Δt_1 и Δt_2 для предварительной оценки данных частных температурных напоров [3-10,16-18]:

$$\Delta t_1 = \frac{\Delta t_{cp} - (1 \div 2^0 C)}{1 + Re_1 / Re_2}, \quad (1.43)$$

$$\Delta t_2 = \frac{\Delta t_{cp} - (1 \div 2^0 C)}{1 + Re_2 / Re_1}. \quad (1.44)$$

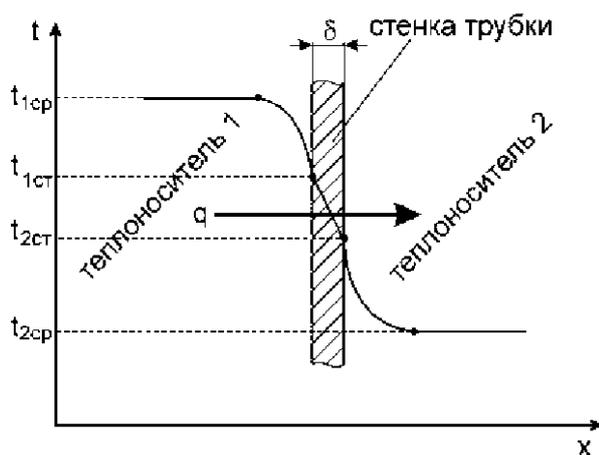


Рис. 1.3. Распределение температур при теплопередаче

Вычисленные значения Δt_1 и Δt_2 затем проверяются из соотношения:

$$q = K \Delta t_{cp} = \alpha_1 \Delta t_1 = \alpha_2 \Delta t_2, \quad (1.45)$$

откуда:

$$\Delta t_1 = \frac{K \Delta t_{cp}}{\alpha_1}, \quad (1.46)$$

$$\Delta t_2 = \frac{K \Delta t_{cp}}{\alpha_2}. \quad (1.47)$$

Если принятые температурные напоры не совпадают с рассчитанными (различие составляет более 5%), то ими переадаются и расчет последовательно повторяют до совпадения принятых величин с расчетными. В тех случаях, когда процесс теплообмена проводится периодически, т.е. когда вся нагреваемая или охлаждаемая жидкость помещена в одном сосуде и обменивается теплотой с другой жидкостью, протекающей вдоль разделяющей их стенки, процесс

теплопередачи будет неустановившимся и температуры меняются непрерывно вдоль поверхности и во времени [21].

Движущую силу процесса теплопередачи вычисляют:

- в случае охлаждения жидкости

$$\Delta t_{cp} = \frac{t_{1н} - t_{1к}}{\ln(t_{1н} - t_{2н}) / (t_{1к} - t_{2н})} \frac{A - 1}{A \cdot \ln A}, \quad (1.48)$$

где $A = (t_{1н} - t) / (t_{к} - t_{н})$; $t_{1н}, t_{1к}$ - начальная температура охлаждаемой жидкости, °С; $t_{1к}$ - конечная температура охлаждаемой жидкости, °С; $t_{2н}, t_{2к}$ - начальная и конечная температура охлаждающей жидкости, °С; t - температура охлаждаемой жидкости в любой момент времени, °С;

Теплоотдача при конденсации пара. Конденсация пара представляет собой процесс фазового перехода из парообразного состояния в жидкое. При соприкосновении насыщенного пара с поверхностью, имеющей температуру меньше температуры насыщения при данном давлении, пар конденсируется и при этом выделяется теплота конденсации численно равная теплоте парообразования. В зависимости от смачиваемости поверхности наблюдается капельная или пленочная конденсация. При капельной конденсации теплоотдача в 5-10 раз интенсивнее, чем при пленочной. Но пленочная конденсация значительно чаще встречается в теплообменных аппаратах. Определяющим здесь является процесс передачи теплоты теплопроводностью через пленку конденсата. Чем меньше толщина пленки конденсата, тем больше коэффициент теплоотдачи. Наличие в паре неконденсирующихся газов существенно снижает коэффициент теплоотдачи [8-10,16-18].

Обобщенное уравнение для определения коэффициента теплоотдачи при конденсации имеет вид:

$$Nu = C(Ga \cdot Pr \cdot K)^{0.25}, \quad (1.57)$$

где $k = \frac{r}{c_{ж}(t_{нас} - t_{ст})}$ критерий конденсации, характеризующий отношение теплоты конденсации к теплоте переохлаждения жидкой фазы (r - теплота конденсации,

Дж/кг; $c_{жс}$ - теплоемкость конденсата, Дж/ (кг·К); $t_{Нас}$ - температура насыщения пара, °С; $t_{ст}$, - температура стенки, °С): $Ga = \frac{gl^3}{\nu_{жс}^2}$ - критерий Галилея, характеризующий соотношение силы тяжести и силы трения при течении пленки конденсата (l - определяющий геометрический размер, м; g - ускорение свободного падения, м/с²; $\nu_{жс}$ – кинематический коэффициент вязкости конденсата, м²/с; $Pr = \frac{\mu_{жс} c_{жс}}{\lambda_{жс}}$ - критерий Прандтля, характеризующий теплофизические свойства конденсата; C - постоянный коэффициент.

Путем преобразования обобщенного уравнения получены практически важные формулы:

- для пучка вертикальных труб

$$\alpha = 3,78 \lambda_{жс} \sqrt[3]{\frac{\rho_{жс}^2 d_H n_{TP}}{\mu_{жс} G_{П}}}; \quad (1,58)$$

- для пучка горизонтальных труб

$$\alpha = 2,02 \varepsilon \lambda_{жс} \sqrt[3]{\frac{\rho_{жс}^2 L_{TP} n_{TP}^2}{\mu_{жс} G_{П}}}; \quad (1,59)$$

где ε - усредненный для всего пучка труб коэффициент, зависящий от расположения труб и их числа в вертикальном ряду; L_{TP} - длина трубы; d_H - наружный диаметр трубы; n_{TP} - число труб; G_n - массовый расход пара. Теплофизические свойства конденсата $\lambda_{жс}$, $\mu_{жс}$, $c_{жс}$, $\rho_{жс}$ определяются при средней температуре пленки конденсата $t=0,5(t_{ст}+t_{нас})$.

1.2. Основные типы аппаратов, предназначенных для воздушного охлаждения нефтяных дистиллятных фракций в нефтеперерабатывающей промышленности

Теплообменные аппараты широко применяются в нефтедобыче, нефтепереработке, газопереработке, нефтехимии и других смежных отраслях промышленности [2,4,5]. Входящие в состав установок первичной перегонки

нефти теплообменные аппараты используются для нагрева исходного сырья, конденсации паров фракций и охлаждения горячих потоков дистиллятов [2,5,43].

Применительно к нефтеперерабатывающей отрасли теплообменные аппараты классифицируются по способу передачи тепла и по назначению [2,43].

По способу передачи тепла различают поверхностные теплообменные аппараты, где передача тепла между теплоносителями осуществляется через разделяющую их поверхность, и аппараты смешения, в которых передача тепла между средами происходит путем их непосредственного контакта. Отметим, что на НПЗ в основном применяются поверхностные теплообменные аппараты, так как смешение потоков теплоносителей во многих технологических стадиях обработки нефти исключено.

Теплообменные аппараты классифицируются также по направлению движения теплоносителя, конструктивным признакам и способу изготовления [11,44]. По направлению движения теплоносителей различают теплообменные аппараты прямоточные, противоточные, а также аппараты с перекрестным током.

По конструктивным признакам поверхностные теплообменные аппараты разделяются на следующие типы [8,9]:

- кожухотрубчатые теплообменники: жесткого типа, с линзовым компенсатором на корпусе, с плавающей головкой и с U-образными трубами;
- теплообменники типа «труба в трубе»;
- подогреватели с паровым пространством (рибойлеры);
- погружные конденсаторы-холодильники;
- конденсаторы воздушного охлаждения.

Рассмотрим некоторые конструкции воздушного теплообменных аппаратов, применяемых в нефтеперерабатывающих предприятиях.

Широкое распространение в промышленности нефтеперерабатывающих предприятиях получили аппараты воздушного охлаждения (АВО), в которых в

качестве охлаждающего агента используется поток атмосферного воздуха, нагнетаемый специально установленными вентиляторами.

Использование аппаратов этого типа позволяет осуществить значительную экономию охлаждающей воды, уменьшить количество сточных вод, исключает необходимость очистки наружной поверхности теплообменных труб. Такие аппараты используются в качестве конденсаторов и холодильников.

Сравнительно низкий коэффициент теплоотдачи со стороны потока воздуха, характерный для этих аппаратов, компенсируется значительным оребрением наружной поверхности труб, а также сравнительно высокими скоростями движения потока воздуха.

Аппараты воздушного охлаждения различного типа изготавливаются по соответствующим стандартам, в которых предусмотрены большие диапазоны по величине поверхности, степени оребрения и виду конструкционного материала, используемого для их изготовления [2,3].

Аппараты воздушного охлаждения (АВО) подразделяются на следующие типы: горизонтальные АВГ, зигзагообразные АВЗ, малопоточные АВМ для вязких продуктов АВГ-В, для высоковязких продуктов АВГ-ВВ.

На рис. 1.4 изображены аппараты, где пучки труб расположены в виде шатра и зигзагообразно. Размещение пучков оребренных труб в виде шатра и зигзагообразное позволяет иметь большую поверхность теплообмена при той же занятой площади.

Для повышения эффективности аппарата в его конструкции предусмотрен коллектор впрыски очищенной воды 4, автоматический включающийся при повышенной температуре окружающей среды в летний период работы. При низких температурах (зимой) можно отключать электродвигатель и вентилятор; при этом конденсация и охлаждение происходят естественной конвекцией [5,6,8].

Кроме этого интенсивность теплосъема можно регулировать, меняя расход прокачиваемого воздуха изменением угла наклона лопастей вентилятора. Для

этого в аппаратах воздушного охлаждения предусмотрены механизм дистанционного поворота лопастей с ручным или пневматическим приводом и жалюзи, установленные над теплообменными секциями. Жалюзийные заслонки можно поворачивать вручную или автоматически с помощью пневмопривода.

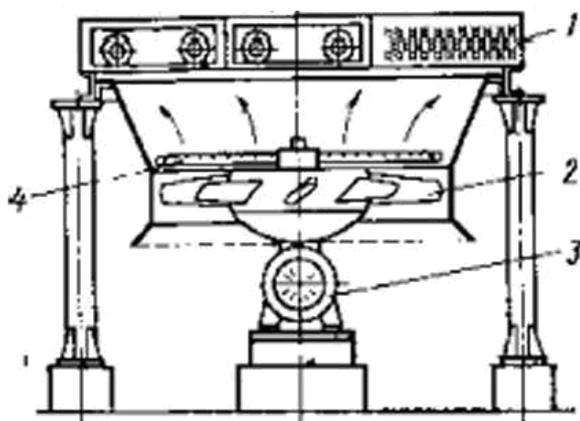


Рис. 1.4. Схема горизонтального аппарата воздушного охлаждения: 1-секция оребренных труб; 2-колесо вентилятора; 3-электродвигатель; 4-коллектор впрыска очищенной воды; 5- жалюзи

В зимнее время возможна опасность переохлаждения конденсируемого в аппарате продукта. Во избежание этого под теплообменными секциями можно устанавливать змеевиковый подогреватель воздуха, выполненный также из оребренных труб [5,6,8].

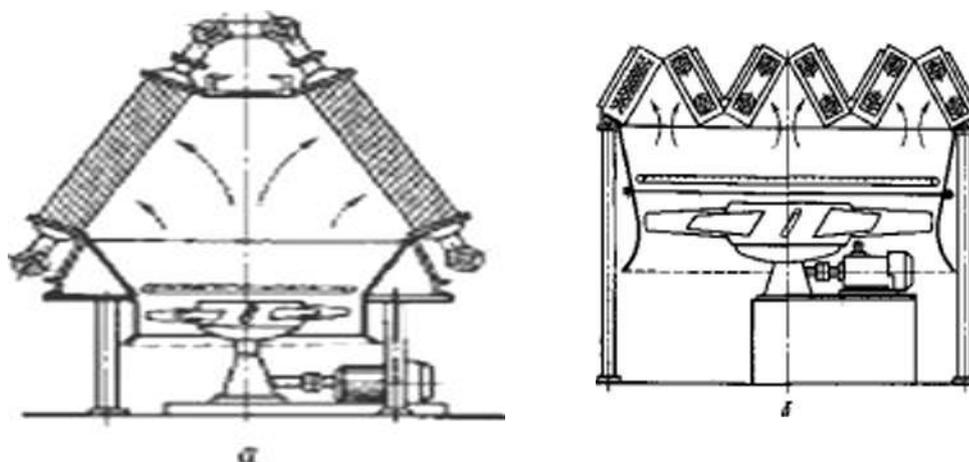


Рис.1.5. Схемы аппаратов воздушного охлаждения АВЗ: а-шатровый; б-зигзагообразный.

Теплообменная секция аппарата воздушного охлаждения (рис. 1.5) состоит из четырех, шести или восьми рядов труб 3, размещенных по вершинам равносторонних треугольников в двух трубных решетках 1. Трубы закреплены развальцовкой или развальцовкой со сваркой. Секции могут быть одно- и многоходовыми. В многоходовых секциях воздушного охлаждения, где объем охлаждаемой среды уменьшается по мере его движения по трубам, последовательно по ходам уменьшается и число труб.

Для обеспечения жесткости трубного пучка секция (Рис 1.6) укреплена металлическим каркасом 4. Однако при эксплуатации гайки на шпильках 2, соединяющих решетку с каркасом, должны быть отвинчены на расстояние, превышающее возможное температурное удлинение труб. В трубном пучке каждая труба может иметь индивидуальный прогиб. Для исключения контакта ребер верхнего ряда труб с ребрами труб нижнего ряда между соседними рядами в несколько местах подлине трубы помещают дистанционные прокладки 5 шириной около 15 мм из алюминиевой ленты толщиной 2 мм .

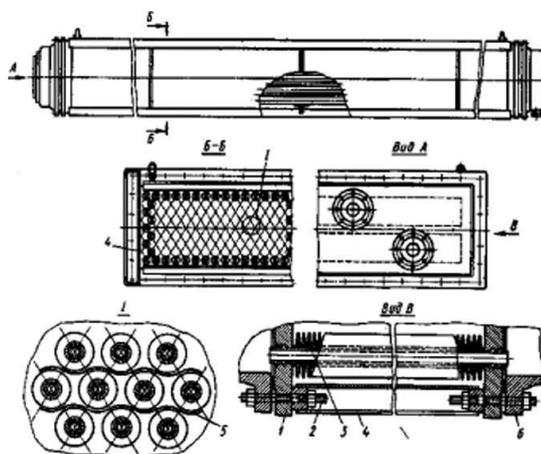


Рис 1.6. Теплообменная секция АВО

Крышки вкрывают к трубным решеткам теплообменных секций при высоком давлении неразъемно или на шпильках. Если секция аппарата многоходовая, крышки снабжают перегородками, которые делят трубный пучок на ходы. Съемные крышки обычно выполняют литыми из стали [9,11,16]. Как указано, трубы в аппаратах воздушного охлаждения имеют оребрения по наружной

поверхности, поскольку коэффициент теплоотдачи на наружной поверхности труб примерно на порядок меньше коэффициента для внутренней поверхности.

В аппаратах воздушного охлаждения используют вентиляторы с диаметром колеса до 7 м. Колеса вентиляторов изготавливают сварными из алюминия или из стеклопласта, диффузор из листовой стали толщиной 2 мм. Холодильники АВГс трубами длиной 8 м комплектуют двумя одинаковыми вентиляторами и электродвигателями (по одному вентилятору и двигателю на каждые 4 м длины труб).

Электродвигатели привода могут быть одно- и двухскоростными. При использовании двух скоростных электродвигателей с понижением температуры окружающей среды можно работать при меньшей частоте вращения вентилятора [24].

Аппарат воздушного охлаждения АВГ-160 предназначен для охлаждения и конденсации жидких углеводородов. Аппарат состоит из четырех теплообменных секций, составленных из оребренных биметаллических труб. Секции расположены горизонтально и монтируются на металлической конструкции. Привод с колесом вентилятора размещается на отдельной раме. Колесо вентилятора, вращаясь в полости коллектора, прогоняет воздух через межтрубное пространство секций, охлаждая воздух. Аппараты предназначены для работы в микроклиматических районах с холодным климатом. Категория размещения 1 по ГОСТ 15150 со средней температурой воздуха в течение пяти суток подряд в наиболее холодный период не ниже 223 К (-50°C) с минимальной рабочей температурой деталей, работающих под давлением минус 40°C. Аппараты предназначены для установки в районах с сейсмичностью до 7 баллов и скоростным напором ветра по IV географическому району [22,23].

Конденсаторы воздушного охлаждения позволяют охлаждать нефтепродукты в летнее время примерно до 35 °С. Это достигается соприкосновением мощного потока воздуха (получаемого при помощи искусственной тяги, создающейся осевым вентилятором) с поверхностью оребренных или гладких труб из

цветного металла (или биметаллических с цветным металлом), внутри которых проходят пары охлаждаемого продукта или жидкий продукт. Конденсатор воздушного охлаждения (рис. 1.7) по конструкции имеет вид шатра, наклонные стороны которого изготовлены из оребренных или гладких труб диаметром 25-30 мм (для светлых нефтепродуктов) [11,20].

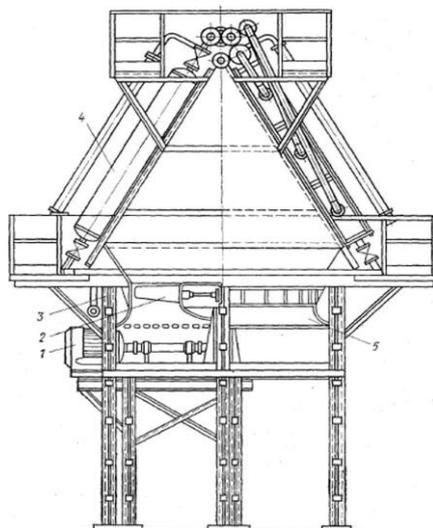


Рис. 1.7. Конденсатор воздушного охлаждения: 1-электродвигатель; 2-рабочее колесо вентилятора; 3-металлоконструкция; 4-трубчатые секции; 5-направляющий кожух

Конденсаторы воздушного охлаждения имеют по сравнению с погружными ряд преимуществ (меньший расход металла, электроэнергии и т. д.). Их особенно целесообразно применять в районах, где имеются трудности с водой. Кроме того, уменьшение расхода воды облегчает очистку сточных вод и снижает капитальные вложения.

Конденсаторы смешения с охлаждающей водой применяются главным образом для конденсации легких нефтепродуктов, быстро отделяющихся от воды. Как уже указывалось, для создания разрежения в вакуумных колоннах иногда применяют барометрические конденсаторы смешения. Высота барометрической трубы должна быть несколько больше высоты столба воды, уравновешивающего давление атмосферы (несколько более 0,1 МПа) [17].

Оросительные аппараты применяются в качестве холодильников и конденсаторов. Они представляют собой змеевик, состоящий из соединенных двойниками труб, которые расположены горизонтальным и вертикальными рядами. Чаще всего это коллекторные змеевики (рис. 1.18). В верхней части аппарата имеется распределительное приспособление для орошения наружной поверхности змеевиков водой. Подобное распределительное устройство выполняется в виде либо желобов, либо специальных распылителей.

Вследствие высокого значения скрытой теплоты испарения воды даже незначительное ее испарение сопровождается отводом большого количества тепла. Опыт работы оросительных конденсаторов и холодильников показывает, что около 50% тепла отводится испаряющейся водой.

Таким образом, в оросительном холодильнике и конденсаторе расход воды примерно в два раза меньше, чем в обычном водяном холодильнике.

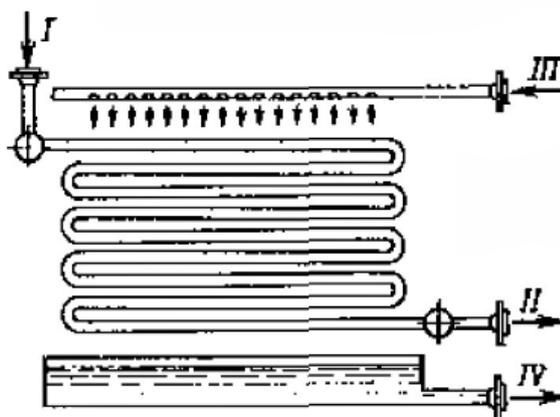


Рис.1.18. Схема оросительного коллекторного конденсатора-холодильника: I-охлаждаемый нефтепродукт; II- охлажденный нефтепродукт; III- холодная вода; IV- нагретая вода

К недостаткам таких аппаратов относится их громоздкость, интенсивная коррозия наружной поверхности труб вследствие воздействия кислорода воздуха и отложение накипи на поверхности труб, особенно усиливающееся при высокой температуре охлаждаемого потока, трудность эксплуатации в зимних условиях [2,3].

Воздухоохлаждаемые теплообменники представляют собой охладители или с механической прокачкой воздуха, или с естественной тягой (сухие градирни).

Охладители с механической прокачкой воздуха. В охладителях с механической прокачкой воздуха охлаждающий воздух может нагнетаться или засасываться с помощью вентилятора. При нагнетании воздуха в вентилятор поступает холодный воздух, при всасывании - нагретый (рис. 1.19). Следовательно, при одинаковых объемных расходах воздуха массовая скорость и эффективность охлаждения в теплообменниках с нагнетательным вентилятором будут выше. Для достижения такой же эффективности охлаждения (т. е. такой же массовой скорости воздуха), как и в охладителях с нагнетательным вентилятором, в охладителях с вытяжным вентилятором необходимо увеличить объемный расход воздуха, что потребует больших затрат мощности на прокачку.

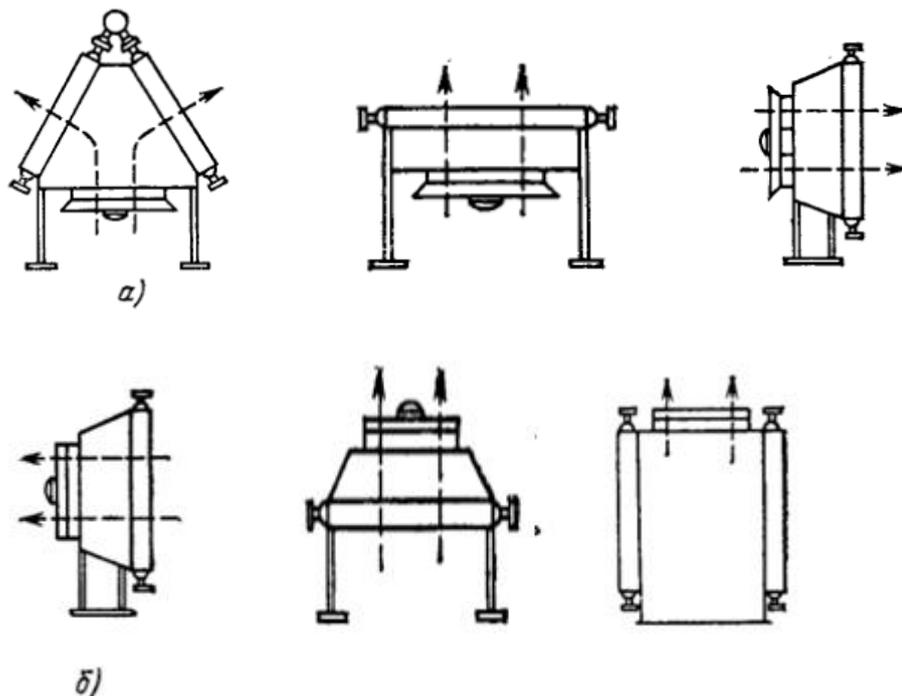


Рис.1.19. Компоновка воздухоохлаждаемых теплообменников с нагнетательной (а) и вытяжной (б) вентиляцией

Несмотря на эти недостатки, охладители с вытяжным вентилятором часто выбираются из-за таких преимуществ, как более равномерное распределение воздуха в пучке и защита теплообменной поверхности от повреждений при ливневых дождях, снегопадах, при выпадении града или града с дождем.

Теплообменники с естественной тягой. В воздушных охладителях с естественной тягой охлаждающий воздух всегда отсасывается из теплообменника, причем прокачка воздуха осуществляется в градирнях высотой 100-150 м за счет разности плотностей воздуха, нагретого в градирне, и в окружающей среде.

При большой высоте градирни и высокой температуре воздуха на выходе из теплообменника скорость воздуха может достигать значительных величин, а удельный расход воздуха может достичь величин, характерных для охладителей с механической прокачкой с помощью вентиляторов.

Прочие теплообменные аппараты. В целях повышения коэффициентов теплоотдачи в новых конструкциях теплообменных аппаратов применяют турбулизирующие элементы, а также применяют материалы, обладающие высоким коэффициентом теплопроводности.

Кожухотрубный теплообменник [32], предназначенный для охлаждения газа, содержит корпус, теплообменные трубы с закрепленными концами в трубных решетках, промежуточную перегородку между трубными решетками, чехловые трубы и патрубки подвода и отвода охлаждающей среды. Чехловые трубы, открытые с обеих сторон, закреплены в промежуточной перегородке и размещены между последней и нижней трубной решеткой, охватывают теплообменные трубы с образованием кольцевых зазоров.

Запатентован также теплообменник [33], который может быть использован в качестве испарителя или конденсатора. Теплообменник включает 2 коллектора, соединенных пучком труб, по которым циркулирует входящий и выходящий хладагент. В конструкции теплообменника предусмотрены внутренние и наружные средства байпасирования, позволяющие предотвратить циркуляцию

жидкости через все трубы теплообменника, что повышает величину теплообмена при работе.

1.3. Сопоставительный анализ эффективности работы воздушных охладителей нефтеперерабатывающих заводов

В настоящее время в нефтеперерабатывающей промышленности находят применение конденсаторы и холодильники воздушного охлаждения. Преимущества этих аппаратов следующие: экономия охлаждающей воды и уменьшение объема сточных вод, значительное сокращение затрат труда на чистку аппарата ввиду отсутствия отложения накипи солен, уменьшение расходов, связанных с организацией оборотного водоснабжения технологических установок.

Холодильники и конденсаторы-холодильники различных технологических потоков. Применение аппаратов воздушного охлаждения (АВО) дает ряд эксплуатационных преимуществ, главными из которых являются экономия охлаждающей воды и уменьшение количества сточных вод, сокращение затрат труда на чистку аппарата ввиду отсутствия накипи и солеотложения, уменьшение расходов на организацию оборотного водоснабжения технологических установок [4].

Охлаждение и конденсация продуктов могут осуществляться в холодильниках и конденсаторах - погружных или кожухотрубных. Последние применять предпочтительнее из-за меньших расхода металла на единицу поверхности охлаждения, объема сточных вод и затрат на организацию оборотного водоснабжения. Погружные конденсаторы и холодильники имеют ряд существенных недостатков: значительный расход металла, большая площадь, малый коэффициент теплопередачи вследствие небольшой скорости воды в коробе; необходимость частого ремонта и чистки. Поэтому на строящихся установках их не применяют.

Кожухотрубные холодильники и конденсаторы стандартизованы (ГОСТ 14244-79 и ГОСТ 14247-79 соответственно); их применяют на установках АВТ

для охлаждения газообразных и жидких продуктов при температуре охлаждаемой среды до 400 °С.

Общая схема расчета холодильников и конденсаторов следующая: вычисляют тепловую нагрузку аппарата, устанавливают расход охлаждающей воды и определяют необходимую поверхность охлаждения или конденсации. Тепловую нагрузку холодильников рассчитывают по той же методике, что и для теплообменников. Несколько сложнее формула для определения тепловой нагрузки (Q, Вт) конденсаторов-холодильников, так как в эти аппараты обычно поступают в паровой фазе два компонента — нефтяные и водяные пары, т. е. $Q=Q_{н.п.}+Q_{в.п.}$ [31].

Расход воды на охлаждение нефтепродуктов должен быть минимальным; если этот расход меньше необходимого, может недопустимо повыситься температура воды. В результате интенсивно выпадают соли на поверхности труб, что резко ухудшает условия теплопередачи. Осаждение солей из водопроводной воды, как правило, начинается при 65 °С. При слишком большом расходе воды резко возрастают энергетические затраты. Когда по условиям процесса необходим большой расход воды, отработанную воду желательно использовать в других холодильниках, где не требуется охлаждения до столь низкой температуры, как в конденсаторах-холодильниках для легких нефтепродуктов.

В конденсаторах и холодильниках погружного типа из-за небольшой скорости движения воды температура последней у поверхности труб на 10-15 °С выше температуры на выходе из аппарата. В кожухотрубных холодильниках, где скорость движения воды сравнительно высока, разность температур составляет 3-5 °С. Исходя из этого, целесообразно температуру отходящей воды для трубчатых конденсаторов и холодильников принимать равной 55-60 °С. Расход G_B (кг/ч) охлаждаемой воды определяют по формуле [16-24.]:

$$G_B = Q / (t_2 - t_1) \quad (1.51)$$

где t_1 и t_2 - начальная и конечная температуры воды, °С.

Поверхность охлаждения определяют так же, как и для теплообменников.

Трубки в АВО применяются с наружным спиральным оребрением, в результате чего существенно улучшается теплопередача. Интенсификация теплообмена с помощью оребрения поверхности труб может быть достигнута только при условии хорошего подвода тепла от стенок труб к ребрам, что обеспечивается изготовлением ребристых труб из материалов с высоким коэффициентом теплопроводности или изготовлением ребристых труб из биметалла, причем материал ребер должен обладать большим коэффициентом теплопроводности, чем материал трубы [2].

Наиболее распространенным и дешевым охлаждающим агентом является вода, используемая для охлаждения до 30-35 °С. В зависимости от дефицитности воды и затрат, связанных с ее транспортировкой, на нефтеперерабатывающих заводах организуется проточное или так называемое обратное водоснабжение.

При обратном водоснабжении нагретая вода повторно используется после ее охлаждения путем частичного испарения в градирнях или специальных бассейнах. Иногда температура воды понижается при частичном ее испарении под вакуумом. Воду широко применяют в качестве охлаждающего агента вследствие ее доступности и относительно высокого коэффициента теплоотдачи к поверхности.

Вместе с тем необходимо отметить, что в связи с интенсивным развитием промышленности применение воды в качестве охлаждающего агента для многих районов является ограничивающим фактором. Кроме того, использование воды промышленными предприятиями часто является источником загрязнения водоемов и требует осуществления комплекса мероприятий по очистке воды перед ее сбросом. Важнейшим элементом по охране окружающей среды является такая организация водоснабжения, при которой осуществляется замкнутый цикл, т.е. отсутствуют стоки воды в водоемы [22].

Следует также отметить, что использование воды в качестве охлаждающего агента связано с загрязнением наружной поверхности холодильников и

конденсаторов, вследствие отложения накипи и других возможных загрязнений, содержащихся в воде. Это обстоятельство приводит к снижению коэффициента теплопередачи, а также ухудшению условий охлаждения и требует сравнительно трудоемкой периодической очистки поверхности охлаждения.

Важность и необходимость сокращения расхода воды на нефтеперерабатывающих и нефтехимических заводах вытекает также из того, что расход воды на этих предприятиях высок и составляет от 30 до 150 м³ на 1 т нефти, а затраты на сооружение системы водоснабжения и канализации составляют 9-12 % от стоимости всего завода.

Одним из важнейших мероприятий, позволяющих существенно снизить расход воды, является применение воздуха в качестве охлаждающего агента. В этом случае атмосферный воздух при помощи мощных вентиляторов нагнетается в аппараты воздушного охлаждения.

Затраты энергии на привод вентиляторов во многих случаях меньше затрат энергии на водяное охлаждение, в которые входят затраты как на подъем воды из водоемов, так и на перемещение воды при обратном водоснабжении, а если учесть еще и затраты, связанные с созданием и эксплуатацией системы канализации, а также ущерб, нанесенный вследствие загрязнения водоемов, то, как это показано многими технико-экономическими расчетами, применение воздуха в качестве охлаждающего агента является важным мероприятием для всего народного хозяйства.

Достоинством воздуха как охлаждающего агента является его доступность и то, что он практически не приводит к загрязнению наружной поверхности охлаждения; к недостаткам этого агента по сравнению с водой является сравнительно низкий коэффициент теплоотдачи со стороны воздуха (до 58 Вт/(м²-К)), который, однако, можно скомпенсировать значительным обогревом наружной поверхности аппарата. Недостатком является также сравнительно низкая теплоемкость (1,0 кДж/(кг.К)), вследствие чего массовый расход воздуха в 4 раза превышает расхода воды. К недостаткам воздуха, как охлаждающего

агента, следует отнести также существенные колебания начальной температуры воздуха, обуславливаемые как географическим местом расположения, так и временем года; значительные колебания температуры имеют место также в течение суток. Все это необходимо всесторонне учитывать при выборе размеров поверхности аппаратов воздушного охлаждения. Кроме того, надо организовывать систему для возможного регулирования количества нагнетаемого воздуха.

Наиболее трудные условия охлаждения при помощи воздуха имеют место при жарком климате и в летнее время. В стандартных аппаратах воздушного охлаждения предусматривается возможность частичного (на несколько градусов) снижения начальной температуры воздуха путем его увлажнения за счет впрыскивания воды с помощью форсунок.

При необходимости охлаждения до низких температур (0-15 °С) применяют специальные хладагенты - аммиак, пропан, этан и другие сжиженные газы. В нефтепереработке подобные охлаждающие агенты используются при депарафинизации масел, низкотемпературном сернокислотном алкилировании изобутана олефинами, при производстве некоторых высоковязких присадок и др. При испарении сжиженных газов скрытая теплота, необходимая для превращения жидкости в пар, отнимается от охлаждаемого потока. Образующиеся пары хладагента подвергаются компрессии или абсорбции и вновь сжижаются и возвращаются в процесс.

1.4. Анализ существующих методов интенсификации теплообмена в трубчатых теплообменных аппаратах

Интенсивность процесса теплообмена в аппарате определяется отношением тепловой производительности аппарата к основным величинам, характеризующим движущую силу процесса и размер аппарата [35].

Поэтому интенсификация теплообмена является эффективным путем решения проблемы уменьшения массы и габаритов теплообменных аппаратов,

способствует проектированию более эффективных и компактных устройств, обеспечивающих значительную экономию энергии, металла и затрат труда.

К настоящему времени предложены и исследованы разнообразные методы интенсификации конвективного теплообмена, которых можно объединить в следующие три основных группы:

1. Метод искусственной турбулизации потока в пристенной зоне трубчатых теплообменных устройств (Э.К. Калинин, Г.А. Дрейцер, С.А. Ярхо и С.Г. Закиров), основанный на периодическом создании небольших вихревых зон около стенки, являющихся источником дополнительной турбулизации потока.

2. Метод закрутки потока внутри витых овальных труб (В.М. Иевлев, Ю.В. Вилемас и Б.В. Дзюбенко) при продольном и поперечном обтекании плотноупакованных пучков витых труб.

3. Метод управляемого отрыва пограничного слоя (А.А. Жукаускас и А.А. Шланчяускас) при поперечном обтекании пучков труб путем установления на их поверхности специальных турбулизаторов.

Применительно к течению однофазных теплоносителей используются турбулизаторы потока на поверхности труб, шероховатые поверхности и оребренные поверхности; закрутка потока спиральными ребрами, шнековыми устройствами и завихрителями, установленными на входе в канал; подмешивание к потоку жидкости газовых пузырей, а к потоку газа - твердых частиц или капель жидкости; вращение и вибрация поверхности теплообмена; пульсация потока теплоносителя, воздействие на поток электростатических полей, отсос потока из пограничного слоя, струйные системы и др. [27].

Для интенсификации теплообмена в аппаратах воздушного охлаждения применяют трубы с наружным спиральным оребрением. В условиях жаркого климата для улучшения коэффициента теплоотдачи воздух перед входом в трубные пучки нужно увлажнять.

Относительно низкие коэффициенты теплоотдачи со стороны воздуха по сравнению с коэффициентами для охлаждаемых или конденсируемых техноло-

гических жидкостей могут быть частично компенсированы развитием поверхностей со стороны воздуха. Это осуществляется посредством применения пучков оребренных труб. За счет оребрения теплообменная поверхность может быть увеличена в 10-25 раз по сравнению с поверхностью гладких труб. Степень развития поверхности оптимизируется с учетом экономических соображений и технологии изготовления.

Одним из критериев для оптимизации является параметр, характеризующий рост теплоотдачи при оребрении, отнесенный к единице стоимости, который вначале увеличивается с ростом степени развития поверхности, но после достижения оптимальных значений начинает уменьшаться. Максимальное значение этой функции дает оптимальное значение степени развития поверхности, которое увеличивается с ростом коэффициента теплоотдачи в трубах [31].

В оптимизируемом параметре $UA/S/C$ в соответствии с рис. 1 как A/S , так и U зависят от степени развития поверхности. Параметр A/S — площадь поверхности, контактирующей с воздухом, на 1 м^2 проходного сечения потока воздуха - легко может быть найден для выбранного типа оребренных труб (рис. 1.20).

Коэффициент теплопередачи U зависит от большого числа параметров и определяется равенством:

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{\eta F a_0 A} + \frac{1}{a_i A_i} + R_j$$

где a_0 - среднее значение переменного коэффициента теплоотдачи со стороны воздуха; ηF -эффективность оребрения; a_i - коэффициент теплоотдачи со стороны теплоносителя в трубах; R_j - термическое сопротивление, включающее контактное сопротивление между ребром и несущей трубой, сопротивление отложений внутри труб, стенок труб и отложений на наружной поверхности труб, причем последние два сопротивления пренебрежимо малы; A - общая площадь поверхности теплообмена по одной стороне.

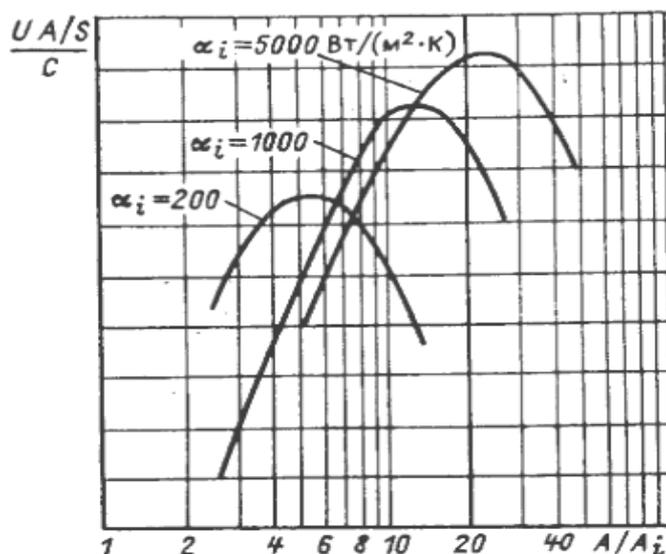


Рис. 1.20. Оптимальный значения поверхности оребренных труб

Наиболее распространенные получили оребренные трубы. На рис. 1.21 показаны типичные оребренные трубы для воздухоохлаждаемых теплообменников и различные методы крепления ребер на трубах [23].

Контактное сопротивление у основания ребра является ограничивающим фактором при использовании оребрения труб.

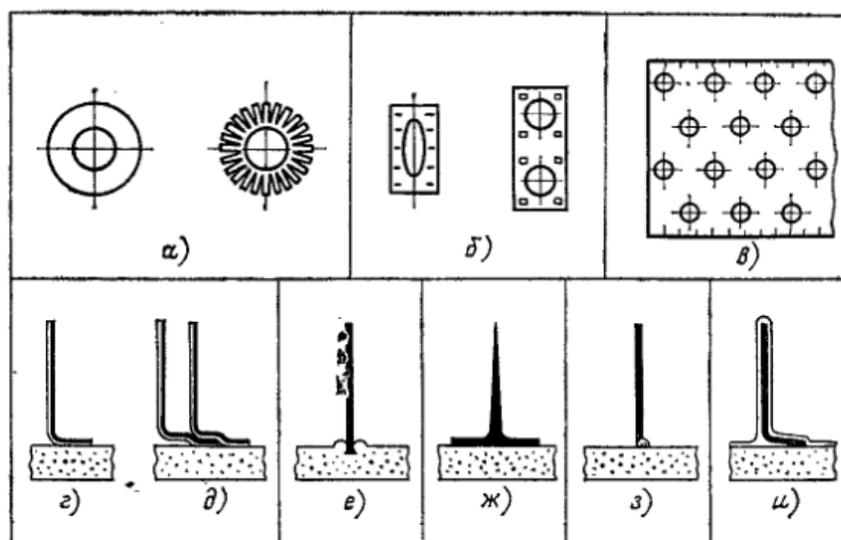


Рис. 1.21. Различная геометрия и способы крепления оребренных труб: а- надетые с натягом круглые ребра; б- прямоугольные ребра, припаянные к круглым или эллиптическим трубам; в- пучки труб с припаянными или натянутыми прямоугольными ребрами; г-приваренные одиночные L образные ребра; д- наложенные друг на друга L образные ребра; е- вставленные в пазы

ребра; ж- ребра, образованные методом выдавливания; з- приваренные или припаянные ребра; и- ребра с металлическим покрытием

Алюминиевые ребра, посаженные с натягом на стальную трубу (рис. 1.21, а,и,г), имеют высокие контактные сопротивления, которые быстро увеличиваются при повышении температуры. Поэтому их применение ограничено температурами до 100 °С, поскольку при более высоких температурах крепление ребер к трубам ослабляется вследствие большего термического расширения алюминия.

Ребра, устанавливаемые в канавки и закрепленные, как показано на рис. 1.21, е, применимы до температуре 350 °С, но при этом требуются трубы с толщиной стенок, увеличенной на глубину канавки.

Ребра, выдавленные из алюминиевых труб с тонкими стенками (рис. 1.21, ж), обеспечивают хороший контакт даже при использовании тонкостенных труб, так что рабочие температуры до 250 °С вполне допустимы. Крепления ребер к трубам, показанные на рис. 1.21, б, з, и, приводят к меньшим контактным сопротивлениям и применяются при температурах, не превышающих температуры плавления припоя. Для трубы с плоскими ребрами (рис. 1.21, б) допускается применение любых типов крепления к трубам любой формы и при любых размерах ребер. Для ребер пластинчатого типа допускается применение турбулизаторов, которые увеличивают теплоотдачу со стороны воздуха при низких скоростях воздуха и перепадах давления.

При горячем оцинковании на оребренные трубы наносится однородная металлическая планка, которая также служит дополнительной защитой от коррозии. Приваренные ребра (рис. 1.21, в) используются при высоких температурах (свыше 400 °С), а также при отсутствии возможности применить описанные выше способы креплений.

Эффективность ребра и распределение температуры в оребренных трубах. Эффективность ребра η_F оценивается в соответствии со схемой, показанной на рис. 1.22 [24].

Для плоских ребер с постоянной толщиной:

$$\eta F = thX / X$$

здесь

$$X = h(2a_0 / \lambda_F \delta_F)^{1/2}$$

где h - высота ребра (часто непостоянна); a_0 - коэффициент теплоотдачи (изменяется вдоль ребра); λ_F - теплопроводность материала ребра (для оцинкованных ребер теплопроводность выбирается как комбинация значений для материала ребра и слоя цинка); δ_F - толщина ребра (часто непостоянна).

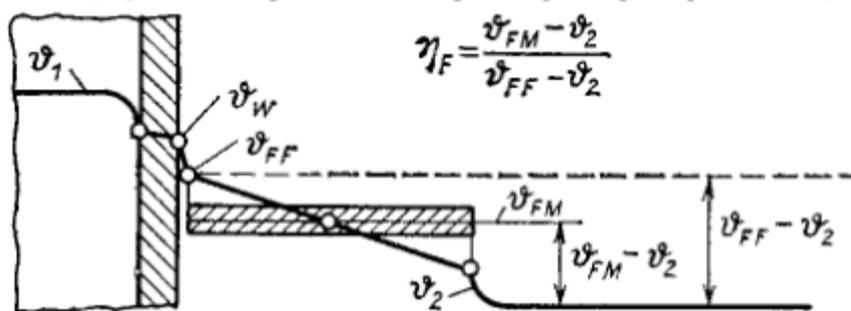


Рис. 1.22. Распределение температуры в ребре (к определению эффективности ребра)

Таким образом, выбираемый метод интенсификации теплообмена должен быть эффективен при сохранении наименьших энергетических затрат, необходимых для известного теплообменника (если стоит задача уменьшения габаритов) или он должен обеспечивать существенное уменьшение энергетических затрат на прокачку теплоносителя (если габаритные размеры теплообменника сохраняются), либо уменьшить в требуемом соотношении и габариты и энергетические затраты. Кроме этого, при выборе метода интенсификации теплообмена необходимо учитывать не только эффективность самой поверхности теплообмена, но и ее технологичность при изготовлении и сборки, а также особенности эксплуатации аппарата.

Известно, что все способы интенсификации теплоотдачи в турбулентных потоках за счет их искусственной дополнительной турбулизации связаны с ростом коэффициента гидравлического сопротивления. Поэтому эффективность

метода интенсификации должна оцениваться соотношением между ростом теплоотдачи и коэффициентами сопротивления.

1.5. Постановка цели и задачи исследования

Из рассмотренных выше обзорных материалов следует, что в настоящее время в области нефтепереработки имеется *конкретная прикладная проблема* – разработка энергосберегающей технологии проведения процесса охлаждения углеводородных паров, входящих из верхней части ректификационной колонны, с целью интенсификации теплопередачи в трубчатых аппаратах, сокращения расхода тепло- и хладоносителей и выработка рекомендаций по повышению эффективности промышленных аппаратов воздушного охлаждения, входящих в состав установки первичной перегонки нефти.

Анализ фактического материала, привлеченного в этой главе и представляющего собой аналитический обзор современного состояния теории и практики процессов и аппаратов тепловой обработки углеводородного сырья, позволил сформулировать цель и задачи настоящей диссертационной работы.

Для достижения поставленной цели в работе сформулированы следующие задачи:

- определение влияния теплофизических свойств паров и дистиллятов бензиновых фракций и хладоносителя (воздуха), а также степени влажности паров на эффективность теплоотдачи в трубчатом охладителе;
- разработка экспериментальной трубчатой установки воздушного охлаждения для исследования процессов охлаждения паров и дистиллятов бензиновых фракций;
- расчет коэффициентов теплоотдачи и теплопередачи, применительно к процессам охлаждения паров и дистиллятов бензиновых фракций, имеющих различной степени влажности, потоком воздуха;
- оценка технико-экономической эффективности внедрения в производства результатов НИР по интенсификации процесса воздушного охлаждения паров и дистиллятов бензиновых фракций.

Выводы по первой главе

По результатам анализа материалов, посвященных обзору современного состояния теории и практики процесса охлаждения углеводородных паров и дистиллятов, частности бензиновой фракции, выходящих из ректификационной колонны установок первичной перегонки нефти, можно сделать следующие выводы:

- процессы охлаждения паров и охлаждения дистиллятов углеводородных фракций являются основными операциями при первичной перегонке углеводородного сырья, от рационального проведения которых во многом зависит эффективность установки первичной перегонки;

- на технологических установках нефтеперерабатывающих заводов для охлаждения углеводородных паров в основном применяются трубчатые теплообменники и аппараты воздушного охлаждения;

- трубчатые теплообменные аппараты характеризуются высокой степенью надежности, но имеют большие габариты, массы и сравнительно низкую тепловую эффективность;

- анализ материалов, приведенных в литературных источниках показал, что охлаждающая аппаратура нефтеперегонной установки имеет небольшое значение коэффициента теплопередачи, характеризуется большими габаритными размерами и массой, а также она сложна в эксплуатации и ремонте;

- условия проведения процесса конденсации парожидкостной смеси (смеси паров углеводородного сырья и воды), выходящая из ректификационной и отгонных колонн, менее эффективны из-за различия физико-химических свойств ее составных компонентов; это препятствует интенсивному протеканию тепловых процессов в трубчатых аппаратах и снижает их эффективность;

- анализ известных методов интенсификации теплообмена показал, что методы с использованием турбулизаторов потока в межтрубном пространстве аппаратов являются наиболее простыми и технологичными при изготовлении.

Глава II. Определение основных физико-химических и теплофизических свойств дистиллята бензиновой фракции и хладоносителя

Расчет процессов охлаждения углеводородных паров и дистиллятов топливных фракций требует глубокого знания их физических и физико-химических свойств. Многие из этих свойств прямо или косвенно определяют химический состав нефтепродуктов и отражают их эксплуатационные характеристики. Одни константы, характеризующие эти свойства, входят в формулы для расчета технологических аппаратов, а другие используются для контроля режимных параметров и показателей качества продукции [3,5,6].

По этой причине, для расчета процесса охлаждения паров и дистиллятов бензиновых фракций, требуется всестороннее изучение их основных физико-химических и теплофизических свойств в жидком и паровом состояниях, от точности которых многом зависит достоверность расчета процесса теплопередачи в аппаратах охлаждения.

Для определения основных физико-химических и теплофизических свойств паров и дистиллятов бензиновых фракций в работе выбран расчетно-экспериментальный метод.

Расчет физико-химических и теплофизических свойств теплоносителей произведен в диапазоне значений температуры от 30 °С до 150 °С и давления паров в системе от 50 до 250 кПа. Эти диапазоны изменения режимных параметров охватывают весь область проведения экспериментов и соответствуют промышленным условиям эксплуатации теплоловых аппаратов в нефтеперерабатывающих заводах.

При расчетах используются основные результаты экспериментов по изучению процесса охлаждения паров газового конденсата в опытном воздушном охладительном аппарате, проведенных в лаборатории «Процессы и аппараты химической технологии» ИОНХ АН РУз.

2.1. Расчетно-экспериментальное определение основных свойств дистиллята бензиновой фракции и хладоносителя

К числу основных физико-химических свойств газового конденсата и их смесей, используемых при расчетах процесса охлаждения углеводородного сырья, относятся плотность и вязкость.

2.1.1. Расчет плотности

Стандартная температура измерения плотности вещества равна 20 °С. В табл. 2.1 приведены результаты измерения плотности газового конденсата ареометрическим способом при 20 °С.

Плотность дистиллятов углеводородных фракций в интервале температуры от 20 до 150 °С может быть рассчитана по формуле Д.И. Менделеева [5,39]:

$$\rho_4^t = \rho_4^{20} - \alpha (t - 20), \quad (2.1)$$

где ρ_4^t и ρ_4^{20} - соответственно, относительная плотность дистиллята при заданной t и стандартной (20 °С) температурах; α - средняя температурная поправка (коэффициент расширения) на 1 °С, значения которой определяется из справочной литературы [11,12], в зависимости от величины ρ_4^{20} ; t - температура, при которой определяется плотность, °С.

Таблица 2.1

Результаты измерения плотности исходного углеводородного сырья Кокдумалокского месторождения ареометрическим способом при 20 °С

№	Углеводородное сырьё и их смеси	Измеренная плотность, кг/м ³
1	Нефть (100%)	823
2	Газовый конденсат (100%)	752

В более широком интервале температур (до 300 °С), зависимость плотности газового конденсата (кг/м³) от температуры t рассчитывается по уравнению А.К. Мановяна [5,6]:

$$\rho_4^t = 1000 \rho_4^{20} - \frac{0,58}{\rho_4^{20}} (t - 20) - \frac{[t - 1200 (\rho_4^{20} - 0.68)]}{1000} \cdot (t - 20). \quad (2.2)$$

В таблице 2.2 приведены результаты расчета плотности газового конденсата в диапазоне температуры 20÷150 °С, выполненные по формулам Д.И. Менделеева и А.К. Мановяна. При этом опытное значение относительной плотности и выбранной температурной поправки для газового конденсата составляют $\rho_4^{20} = 0,76263$ и $\alpha = 0,000818$.

Погрешность расчетов, выполненных по уравнениям (2.1) и (2.2), не превышает 3÷5 %.

На рис. 2.1 изображен характер изменения плотности газового конденсата в пределе температуры от 20 °С до 150 °С, построенные на основе расчетов по формуле А.К. Мановяна (2.2).

Как видно из рисунка, с повышением температуры плотность газового конденсата в пределе температуры от 20 °С до 150 °С понижается почти по прямолинейному закону.

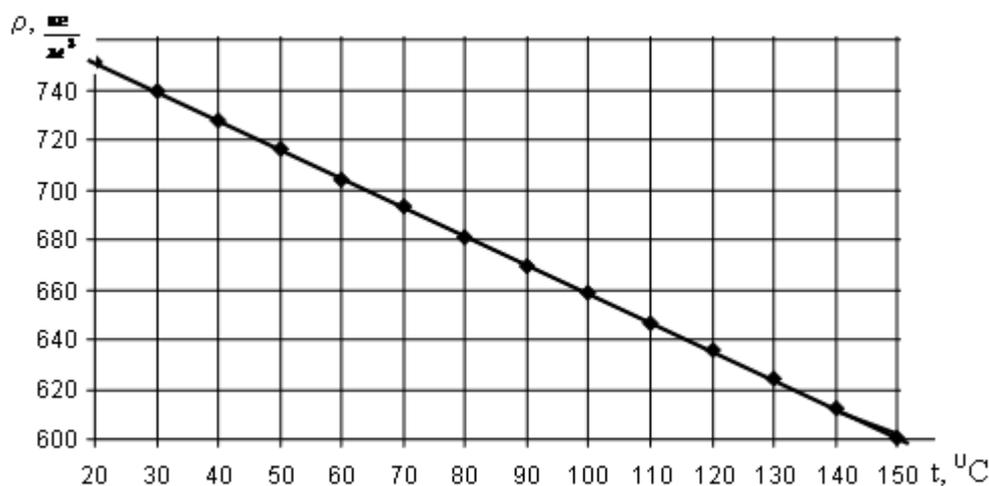


Рис. 2.1. Изменение плотности газового конденсата в зависимости от температуры.

Плотность паров нефтепродукта ($\text{кг}/\text{м}^3$), в зависимости от температуры T , молекулярной массы M и давления P (МПа), рассчитывается по формуле [5]:

$$\rho_{\bar{A}} = \frac{273,15}{22,4} \cdot \frac{\dot{V}}{\dot{O}} \cdot D. \quad (2.3)$$

Результаты расчета плотности паров газового конденсата, выполненные на примере одного из вариантов экспериментов, приведены в таблице 2.2. При этом

начальная, конечная и средняя расчетная температура паров газового конденсата составляет соответственно $t_{гк1} = 160 \text{ }^\circ\text{C}$ (433,15 К), $t_{гк2} = 110 \text{ }^\circ\text{C}$ (383,15 К) и $t_{гксп} = 130,25 \text{ }^\circ\text{C}$ (403,4 К).

Таблица 2.2

Плотность паров газового конденсата при температурах 110÷160 °С

Давление паров в кожухе P , МПа	Молекулярная масса, M	Температура t , °С	Плотность ρ , кг/м ³
0,3	105,5	110	1,0073
	116,6	130,25	1,0574
	134,5	160	1,1359

2.1.2. Расчет вязкости газового конденсата

Значение кинематической вязкости исследуемой газового конденсата, измеренной нами при помощи вискозиметра ВПЖ-4, равно

$$v_i = \frac{g}{9,807} \cdot \tau_{sp} K = \frac{9,81}{9,807} \cdot 365 \cdot 0,02880 = 10,52 \text{ мм}^2 / \text{сек} = 10,52 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2 / \text{сек},$$

где $g = 9,81 \text{ м/с}^2$ - ускорение свободного падения; $\tau_{sp} = 365 \text{ сек}$ - среднее время истечения пробы; K - постоянная вискозиметра, $K = 0,02880 \text{ мм}^2/\text{с}^2$.

Динамическую вязкость μ газового конденсата рассчитывали на основании полученных значений ее кинематической вязкости по формуле:

$$\mu_n = v_o \cdot \rho_o = 10,52 \cdot 10^{-6} \cdot 844 = 8878,88 \cdot 10^{-6} \text{ кг/м} \cdot \text{с} = 8,879 \cdot 10^{-3} \text{ Па} \cdot \text{с}.$$

где $\rho_o = 844 \text{ кг/м}^3$ - плотность газового конденсата при 20 °С.

Результаты опытов по определению кинематической v_T вязкости газового конденсата и вычисленные по ним значения его динамической вязкости μ_T при температурах от 20 до 98 °С, приведены в таблице 2.3.

Таблица 2.3

Вязкость углеводородного сырья при температурах от 20 до 98 °С

t , °С	Газовый конденсат		
	ρ , кг/м ³	$v \cdot 10^6$, м ² /с	$\mu \cdot 10^3$, Па·с
20	751	1,07	0,80
30	743	0,86	0,64
40	739	0,81	0,60
50	726	0,78	0,57

60	716	0,75	0,54
70	711	0,72	0,51
80	705	0,69	0,49
90	694	0,63	0,44
98	686	0,66	0,45

Для расчета вязкости (Па·с) углеводородных паров, в том числе и паров газового конденсата, рекомендована формула [11]:

$$\nu_r = \frac{T}{\rho} (6,6 - 2,25 \lg M) 10^{-8}. \quad (2.4)$$

где T - температура, К; M - молекулярная масса.

Результаты расчета динамической μ_T и кинематической ν_T вязкости паров газового конденсата, вычисленные по формуле (2.4), приведены в таблице 2.4.

Таблица 2.4

Вязкость паров газового конденсата при 110÷150 °С

Температура, $t, ^\circ\text{C}$	Плотность, кг/м^3	Молекулярная масса, M	Вязкость паров газового конденсата	
			$\mu_T \cdot 10^6, \text{Па}\cdot\text{с}$	$\nu_T \cdot 10^6, \text{м}^2/\text{с}$
110	1,0073	105,5	7,846	7,789
130,25	1,06	116,6	7,866	7,421
150	1,136	134,5	7,842	6,9

По данным Б.А. Григорьева [26,28] газовый конденсат Газлинского месторождения при 20 °С имеет кинематическую вязкость $\nu_{20} = 1,04 \text{ мм}^2/\text{с}$, плотности $\rho_4^{20} = 0,7774$, молекулярной массы $M = 129$ и среднюю объемную температуру кипения $T_{bV} = 433,0 \text{ К}$ (160 °С). По этим литературным источникам газовый конденсат Бухарского месторождения характеризуется следующими показателями: $\nu_{20} = 1,017 \text{ мм}^2/\text{с}$, $\rho_4^{20} = 0,7794$; $M = 127$ и $T_{bV} = 420 \text{ К}$.

Динамический коэффициент вязкости газового конденсата при $t_0 = 20 \text{ }^\circ\text{C}$ равняется

$$\mu_{20} = \nu_{20} \cdot \rho_{20} = 1,017 \cdot 10^{-6} \cdot 779,4 = 794,988 = 7,95 \cdot 10^{-8} \text{ Па}\cdot\text{с}.$$

Вязкость (Па·с) углеводородных газов и нефтяных фракций, в т.ч. паров газового конденсата, можно определить по формуле Сазерленда [5,6]:

$$\mu_t = \mu_o [(273,15 + \tilde{N}) / (\delta + \tilde{N})] \cdot (\delta / 273,15)^{1,5}, \quad (2.5)$$

где μ_o и μ_t - динамическая вязкость газа при температурах T_o и T , Па·с; C - постоянная величина, для приближенных расчетов $C = 1,22 \cdot T_{\text{кип}}$.

В таблице 2.5. приведены результаты расчета динамического коэффициента вязкости газового конденсата Бухарского месторождения, вычисленная по формуле Сазерленда (2.9) при $\mu_{20} = 7,95$ мм²/с, $t_o = 20$ °С (293,15 К) и $C = 1,22 \cdot T_{\text{кип}} = 1,22 \cdot (148 + 273,15) = 513,803$.

Таблица 2.5

Вязкость газового конденсата Бухарского месторождения при 110÷160 °С

Температура, °С	Плотность, кг/м ³	Вязкость паров газового конденсата	
		$\mu_t \cdot 10^8$, Па·с	$\nu_t \cdot 10^2$, мм ² /с
110	1,0073	11,5875	11,5
130,25	1,06	12,242	11,55
160	1,136	13,193	11,614

2.1.3. Расчет теплоемкости

Одним из основных теплофизических свойств нефтепродуктов, учитываемых при выполнении теплового расчета процесса охлаждения, является теплоемкость. В литературе имеются множества эмпирических формул и зависимости для расчета теплоемкости углеводородного сырья и нефтепродуктов [5,6,11,26]. Однако, степень приемлемости этих уравнений к расчету теплоемкости нефтепродуктов из местного углеводородного сырья требует уточнения.

При расчете теплофизических свойств теплоносителей использованы основные результаты экспериментов по исследованию процесса охлаждения углеводородного пара и результаты ранее выполненных расчетов. Исходя из условий экспериментов [19] произведены расчеты по определению теплоемкости газового конденсата в диапазоне температур от 20 до 150 °С.

Для расчета удельной теплоемкости дистиллята бензиновой фракции (Дж/(кг·К)) используется эмпирическое уравнение Крэга [5,11,12,39]:

$$C_i = \frac{1}{\sqrt{\rho_{15}^{15}}} [0,7615 + 0,0034 (T - 273)], \quad (2.6)$$

где ρ_{15}^{15} - относительная плотность в нефтепродуктов; T - температура, при которой определяется теплоемкость, K .

Для определения теплоемкости газового конденсата и фракций любого состава, в зависимости от температуры T и относительной плотности ρ_4^{20} , предложена следующая формула [5,11,12]:

$$C_p = 1,5072 + \frac{T - 223}{100} \times (1,7182 - 1,5072 \rho_4^{20}). \quad (2.7)$$

Удельная теплоемкость углеводородного сырья (кДж/кг·К), с учетом его температуры T , относительной плотности ρ_{15}^{15} и химического состава, рассчитана по уравнению Ватсона и Нельсона [5,11,12]:

$$C_d = [1,28076 - 0,70279 \cdot \rho_{15}^{15} + (0,00615 - 0,0023 \rho_{15}^{15})](0,055 \hat{E} + 0,35), \quad (2.8)$$

где K - характеристический фактор сырья, отражающий его химическую природу.

Характеристический фактор углеводородного сырья K определяется при известном значении его средней температуры кипения $T_{кип}$ и относительной плотности d_4^{20} [12]:

$$K_n = \frac{1,2251 \cdot \sqrt[3]{T_{кип}}}{d_4^{20} + 0,0092}. \quad (2.9)$$

Рассматривая газового конденсата как многокомпонентную смесь неопределенного состава, средняя объемная температура его кипения t_{cp} рассчитана с использованием результатов лабораторной разгонки [5,6,12,26]:

$$t_{cp2} = \frac{t_{10\%} + t_{30\%} + t_{50\%} + t_{70\%} + t_{90\%}}{5} = \frac{63 + 105 + 130 + 160 + 280}{5} = 148 \text{ }^\circ\text{C} (421,15\text{K}).$$

Где $t_{10\%}$, $t_{30\%}$, ..., $t_{90\%}$, - температуры кипения остатка нефтепродукта, соответствующие выкипанию 10, 30, ..., 90 % исходного объема образца, $^\circ\text{C}$.

При известных значениях $T_{кип1}=506,15$ К и относительной плотности $d_4^{20}=0,8425$, значение характеристического фактора для газового конденсата $K_{ГК}$,

рассчитанный по формуле (2.9), при его объемной температуре кипения $T_{кип2}=421,15$ К и относительной плотности $d_4^{20}=0,76263$, равняется $K_{гк}=11,897$.

Характеристический фактор для паров газового конденсата, определенный по формуле (2.13), при средней температуре их кипения $T_{гк}=403,4$ К значение $K_{гк}=11,726$.

Теплоемкость паров углеводородного сырья в отличие от жидких нефтепродуктов зависит не только от его химического состава и температуры, но и от величины давления в системе. С учетом характеристического фактора K [5,11,12] рассчитана удельная массовая теплоемкость паров газового конденсата (кДж/кг·К) по уравнению Бальке и Кэй [5,11,12,39]:

$$C_p = \frac{4,0 - \rho_{15}^{15}}{1541} (1,8\delta + 211) (0,146 \cdot \hat{E} - 0,41) . \quad (2.10)$$

Уравнение (2.14) применяется для расчета теплоемкости при атмосферном давлении и температуре до 350 °С, а также при постоянных низких давлениях. Заметим, что влияние давления на истинную мольную теплоемкость паров нефтепродуктов проявляется при давлении выше 0,5 МПа [2].

Результаты расчета теплоемкости газового конденсата и его паров по уравнениям (2.10)÷(2.12) и (2.14) в интервале температуры от 20 до 150 °С внесены в табл. 2.7.

Таблица 2.6

Результаты расчета теплоемкости газового конденсата
в диапазоне температуры от 20 до 150 °С

$t, ^\circ\text{C}$	Теплоемкость газового конденсата, кДж/(кгК)	
	по формуле (2.12) при $\rho_{15}^{15}=0,7667,$ $K_H=11,897$	по формуле (2.14) при $\rho_{15}^{15}=0,7667, K_H=11,897$
1	6	7
20	2,0279	2,0566
30	2,0717	2,1067
40	2,1156	2,1568
50	2,1594	2,2069
60	2,2033	2,2571

70	2,2472	2,3072
80	2,2910	2,3573
90	2,3349	2,4074
100	2,3788	2,4575
110	2,4226	2,5077
120	2,4665	2,5578
130	2,5104	2,6079
140	2,5542	2,6580

На рис. 2.2 изображены кривые изменения удельной теплоемкости газового конденсата в зависимости от их температуры T , построенные на основе результатов расчета удельной теплоемкости C по уравнению Ватсона и Нельсона (2.8).

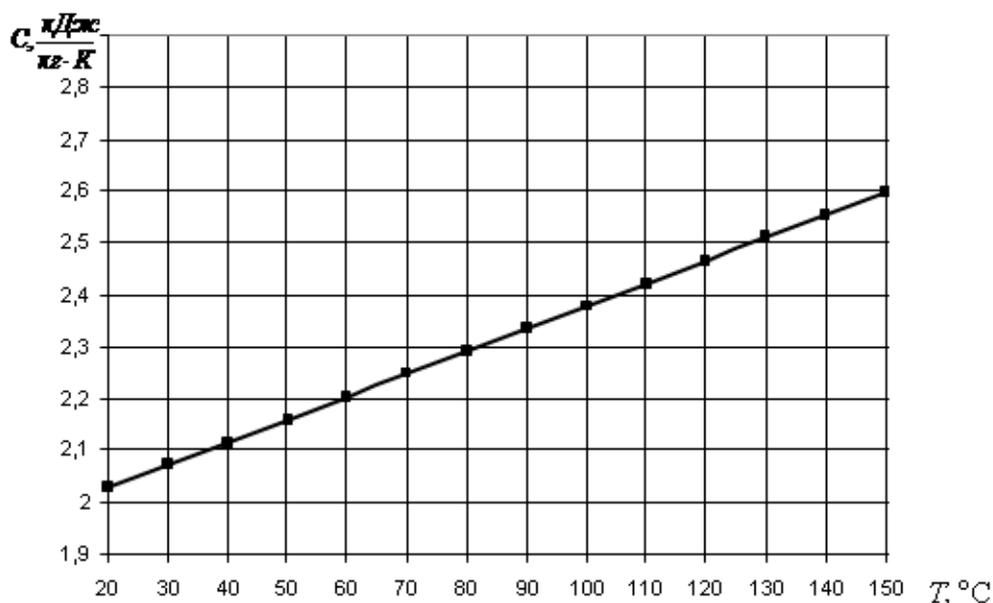


Рис 2.2. Зависимость удельной теплоемкости газового конденсата от температуры.

Как видно из графиков, в интервале температуры от 20 до 150 °C изменения теплоемкости исследуемой газового конденсата носит прямолинейный характер. В данном диапазоне температур величина удельной теплоемкости газового конденсата находится в пределе 2,03÷2,82 кДж/(кг·K).

2.1.4. Расчет энтальпии

Удельная энтальпия жидких нефтепродуктов $q_T^{ж}$ (кДж/кг), в том числе жидкого газового конденсата, при атмосферном давлении, в зависимости от

температуры T и относительной плотности $\rho_{15}^{15} = 0,7667$, определена по формуле Крега [11,12]:

$$q_T^a = \frac{1}{\sqrt{\rho_{15}^{15}}} (0,0017 \cdot \dot{\vartheta}^2 + 0,7615 \cdot \dot{\vartheta} - 334,25). \quad (2.11)$$

Энтальпия углеводородных паров при атмосферном давлении q_T^a (кДж/кг), в зависимости от температуры T и относительной плотности нефтепродуктов ρ_{15}^{15} , рассчитана по формуле Воинова Б.П. [5,12]:

$$q_T^i = (129,28 + 0,136 \cdot \dot{\vartheta} + 0,000586 \cdot \dot{\vartheta}^2)(4 - \rho_{15}^{15}) - 309,0. \quad (2.12)$$

Результаты расчетов энтальпии паров газового конденсата и его конденсата (жидкости) при атмосферном давлении по формулам Крега (2.11) и Б.П. Воинова (2.12), сведены в табл. 2.7.

Энтальпия паров газового конденсата при рабочих (избыточных) давлениях понижается. Поэтому, по существующей методике расчета, для определения энтальпии паров газового конденсата при повышенных давлениях q_{TP}^n , сначала находят их энтальпию при атмосферном давлении q_T^n , затем из полученной величины энтальпии вычитывают поправку Δq на повышенное давление [5]:

$$q_{TP}^n = q_T^n - \Delta q. \quad (2.13)$$

Таблица 2.7

Энтальпия паров газового конденсата при атмосферном давлении в зависимости от температуры

$t, ^\circ\text{C}$	Удельная энтальпия газового конденсата, кДж/кг		$t, ^\circ\text{C}$	Удельная энтальпия газового конденсата, кДж/кг	
	жидкости по формуле Крега	паров по формуле Б.П. Воинова		жидкости по формуле Крега	паров по формуле Б.П. Воинова
20	40,059	400,733	111	238,862	557,528
30	60,333	416,429	119	257,877	572,813
40	80,995	432,503	120	260,272	574,741
50	102,046	448,957	130	284,429	594,225
60	123,485	465,789	140	308,974	614,089
70	145,312	483,000	150	333,907	634,332
80	167,527	500,590	160	359,229	654,954
90	190,131	518,560	170	384,939	675,954

100	213,123	536,908	180	411,037	697,334
103	220,096	542,486	190	437,524	719,093
110	236,503	555,635	200	464,400	741,230

Для расчета энтальпия паров при рабочих давлениях P сначала определяется критические значения температуры $T_{кр}$ и давления $P_{кр}$, а также значения приведенных температуры $T_{пр}$ и давления $P_{пр}$. Например, при средней температуре кипения газового конденсата $t_{ср}=130,25$ °С его критическая температура $T_{кр}$ определяется по выражению [5,12]:

$$t_{кр} = 1,05 t_{ср} + 160 = 1,05 \cdot 130,25 + 160 = 296,76 \text{ } ^\circ\text{C} \text{ (570 K)}. \quad (2.14)$$

Критическая температура также может быть рассчитана по эмпирической формуле Итона и Портера [11]:

$$T_{кр} = 355,1 + 0,97a - 0,00049a^2, \quad (2.15)$$

где $a = (1,8T_{ср} - 359) \rho_{15}^{15} = [1,8(130,25 + 273,15) - 359] 0,7667 = 281,471$.

После подстановки численного значения коэффициента a в уравнение (2.23) определяем критическую температуру газового конденсата

$$T_{кр} = 355,1 + 0,97 \cdot 281,471 - 0,00049 \cdot 281,471^2 = 625 \text{ K (351,73 } ^\circ\text{C)}.$$

Критическое давление $P_{кр}$ (МПа) паров газового конденсата можно рассчитывать по уравнению Льюиса [12]:

$$P_{кр} = K_p \frac{T_{кр}}{M_{эки}} \cdot 10^5, \quad (2.16)$$

где K_p - постоянная, значение которой равна: для нефтепродуктов прямой перегонки $6,3 \div 6,4$; обычно для нефтепродуктов принимают $K = 5,5$ [12].

После подстановки значения $T_{кр} = 625$ К в уравнение (2.16) находим критическое давление паров газового конденсата:

$$P_{кр} = K_p \frac{T_{кр}}{M_{эки}} \cdot 10^5 = 6,35 \cdot \frac{625}{116,595} \cdot 10^5 = 34,0388 \cdot 10^5 \text{ Па} = 3,4 \text{ МПа},$$

где $K_p = 6,35$ - принятая постоянная для газового конденсата; $M = 116,595$ кг/кмоль - молекулярная масса газового конденсата, определенная при его средней температуре $T_{ср}$ и значении характеризующего фактора K .

Значения приведенной температуры $T_{пр}$ и давления $P_{пр}$ для газового конденсата соответственно равны:

$$T_{пр} = \frac{T}{T_{кр}} = \frac{403,4}{625} = 0,645 \quad ; \quad P_{пр} = \frac{P}{P_{кр}} = \frac{0,3}{3,4} = 0,088 \quad .$$

При критических значениях температуры $T_{кр}$ и давления $P_{кр}$, а также значения приведенных температуры $T_{пр}$ и давления $P_{пр}$ величина поправки на энтальпии Δq (кДж/кг) по выражению [5] составляет:

$$\Delta q = -4,4 \cdot \frac{D_{ю}}{\dot{D}_{ю}^3} \cdot \frac{\dot{D}}{\dot{I}} = -4,4 \cdot \frac{0,08}{0,645^3} \cdot \frac{403,4}{116,595} = -4,539 \quad \frac{\dot{e}\ddot{A}\epsilon}{\dot{e}\ddot{a}} \quad . \quad (2.17)$$

Таким образом, при избыточном давлении $P = 250$ кПа и температуре $t = 160$ °С энтальпия паров газового конденсата составляет

$$q_{T,P}^{\pi} = q_{Тисп} - \Delta q = 654,954 - 4,539 = 650,415 \text{ кДж/кг.}$$

2.1.5. Расчет теплопроводности

Теплопроводность газового конденсата при температуре T и относительной плотности $\rho_{15}^{15} = 0,7667$ определена по формуле Крэга [5]:

$$\lambda_{кн} = \frac{0,00117}{\rho_{15}^{15}} (1,1474 - 0,00054 T) \quad . \quad (2.18)$$

Значения коэффициентов теплопроводности газового конденсата, рассчитанные по вышеприведенным (2.18) формулам при их плотности $\rho_{20} = 844$ кг/м³ и относительной плотности $\rho_{15}^{15} = 0,7667$, в диапазоне температуры $t = 20 \div 200$ °С, приведены в табл. 2.8.

Таблица 2.8

Теплопроводность газового конденсата при 20÷150 °С

$t, \text{°C}$	Теплопроводность $\lambda, \text{Вт/(м К)}$	$t, \text{°C}$	Теплопроводность $\lambda, \text{Вт/(м К)}$
20	1,509	103	0,001441
30	1,501	110	0,001435
40	1,493	111	0,001434
50	0,001485	119	0,001428
60	0,001476	120	0,001427
70	0,001468	130	0,001419
80	0,00146	140	0,00141
90	0,001452	150	0,001402
100	0,001443	-	-

Как видно из табл. 2.19, с повышением температуры коэффициент теплопроводности газового конденсата постепенно снижается. Согласно [6,11], в диапазоне температур $20 \div 200$ °С теплопроводность газового конденсата находится в интервале $0,2 \div 0,1$ Вт/(м·К). Как видим, рассчитанные значения теплопроводности газового конденсата находятся в данном интервале.

Выводы по второй главе

1. Изучено методика проведения анализов физических свойств газового конденсата и его паров.

2. Расчетным путём изучены основные физико-химические и теплофизические свойства газового конденсата и его паров с использованием результатов экспериментов.

3. На основе выполненных расчетов теплоемкости газового конденсата и их сравнения с литературными данными сделан вывод о возможности применения существующих эмпирических формул для расчета теплоемкости газового конденсата.

Глава III. Исследование процесса охлаждения дистиллята бензиновой фракции при воздушном способе охлаждения

3.1. Описание экспериментальной установки и методики проведения опытов

Как отмечалось ранее, в литературе не приведены научно-обоснованные данные по изучению процесса охлаждения углеводородных паров и их дистиллятов в трубчатых аппаратах. Не встречаются также сведения по изучению влияния технологических режимов данного процесса - температуру, давления и расхода хладоагента на эффективность теплопередачи в трубчатых аппаратах-охладителях.

В связи с этим, для изучения влияния температуры, давления, расхода и влажности углеводородных паров, а также скорости и температуры охлаждающего воздуха на эффективность процесса охлаждения паров трубчатом аппарате нами в лаборатории «Процессы и аппараты химической технологии» ИОНХ АН РУз, изготовлена и собрана экспериментальная воздушная охлаждающая установка, принципиальная схема которой приведена на рис.3.1.

Опытная установка воздушного охлаждения углеводородных паров (рис.3.1) в основном состоит из парогенератора 14, теплообменного аппарата-конденсатора с оребренными трубами 1, водяного трубчатого теплообменника типа «труба в трубе» 10, счетчиков для учета расхода газа 15 и дистиллята 7 и мерной емкости 13 для сбора охлажденного дистиллята. Установка снабжена контрольно-измерительными приборами и запорной арматурой для регулирования расходов теплоносителей.

Греющий пар получают в парогенераторе 14 с рабочим объемом 27 л, путем нагрева воду или газового конденсата до температуры кипения, зажигая природный газ при помощи горелки 16. Расход подаваемого на горелку газа устанавливается по показаниям объемного счетчика 15 и регулируется при помощи вентиля 41 на линии, тем самым устанавливается заданная паропроизводительность генератора.

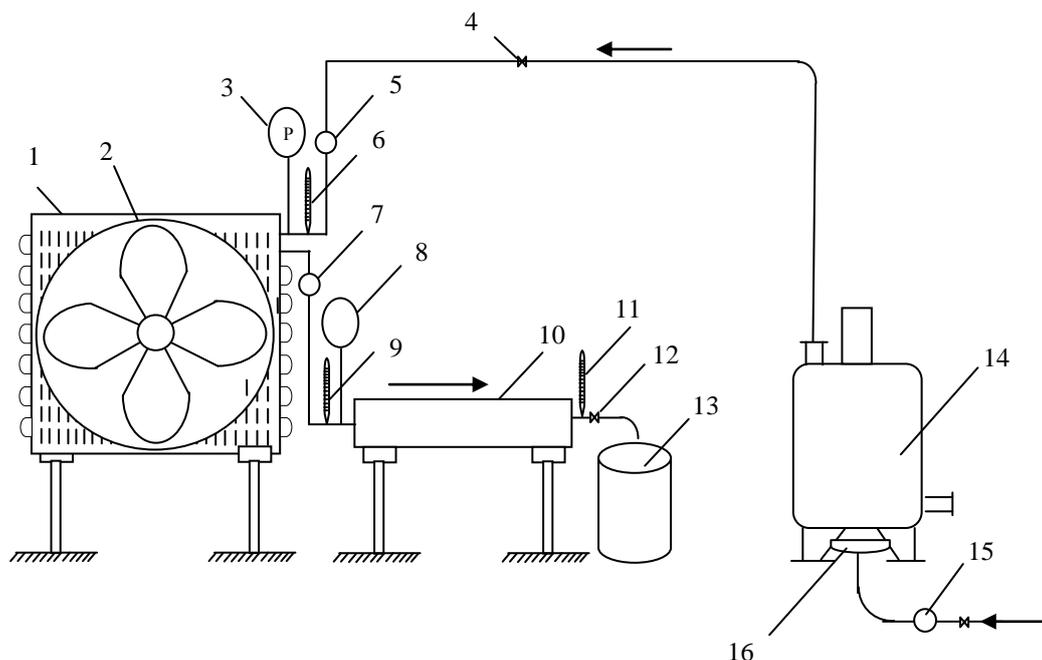


Рис.3.1. Принципиальная схема экспериментальной воздушной охлаждающей установки: 1 - теплообменник-конденсатор с оребренными трубами; 2 - вентилятор; 3 и 8 - манометр; 4 и 12 - вентили; 5 - предохранительный клапан для пара; 6, 9 и 11 -термометры; 7 - объемный счетчик расхода дистиллята; 10 - водяной трубчатый теплообменник типа «труба в трубе»; 13 – мерная емкость для сбора дистиллята; 14 - парогенератор; 15 - объемный счетчик расхода газа; 16 - горелка газовая

Давление пара в парогенераторе 14 и в теплообменник-конденсатор с оребренными трубами 1 измеряется манометрами. Температура углеводородных паров входа теплообменник-конденсатор 1 измеряется ртутными термометрами 6, вставляемых в приваренные карманы с маслом. Температура охлаждаемого углеводородного пара измеряется ртутными термометрами 9, закладываемых в приваренные карманы с маслом.

При выходе из теплообменник-конденсатора установлено водяной трубчатый теплообменник типа «труба в трубе» 10, температура охлаждаемого углеводородного дистиллята нем измеряется ртутными термометрами 11, закладываемых в приваренные карманы с маслом.

В ходе экспериментов изучены изменения температуры охлаждаемых углеводородных паров, образованных дистиллятов, воздуха и воды в опытном

теплообменнике-конденсаторе и трубчатом водяном охладителе. При этом анализированы изменения температуры конденсации углеводородных паров и охлаждения дистиллятов в зависимости от изменения температуры, расхода и давления воздуха и воды.

Во время опытов зафиксированы показания счетчика газа и дистиллята, значения температуры дистиллята, воздуха и воды в контрольных точках аппаратов, входящих в состав установки, а также давления и температуры углеводородных паров в парогенераторе.

В ходе экспериментов температура жидкости и паров измерена при помощи лабораторных ртутных стеклянных термометров типа ТЛ-2 и ТЛ-2М по ТУ 25-2001.003-88. Температура углеводородных паров в генераторе измерялся манометрическим термометром, а его избыточное давление - манометрами ДМ05 по ТУ УЗ3.2-14307481-031:2005 и ГОСТ 2405-88.

Основной целью экспериментов являлось изучение процессов охлаждения углеводородных паров и дистиллятов бензиновых фракций воздушным и водяным способами, установление влияния физических свойств теплоносителей и режимных параметров процесса (температуры, давления, расхода и влажности) на эффективность теплоотдачи в опытном воздушном и водяном охладителях.

Во время опытов снимали значения следующих параметров: показания счетчика углеводородного пара, температуру углеводородных паров на входе в установку, в начальных и конечных участках каждого элемента теплообменника, давления и температуру греющего пара, а также температуру конденсации паров углеводородного пара в соответствующих участках теплообменника.

Опыты проводились при давлениях углеводородных паров в системе от 50 до 250 кПа. Расход нагреваемой газоконденсата составил 6,7 л/мин, а её температура на входе в установку - 20 °С. При проведении экспериментов основное внимание было уделено к изучению распределения температуры потоков по длине теплообменника.

3.2. Исследование процессов охлаждения дистиллятов бензиновой фракции в опытном воздушном охладителе

Для рациональной организации процесса охлаждения углеводородного пара и обеспечения стабильных условий работы воздушного теплообменного оборудования необходимо учесть изменения технологических параметров (температуру, давления и расхода углеводородного сырья) по времени и их влияния на эффективность теплообмена в аппарате. Большой интерес представляет изучение распределения температуры углеводородных паров по времени и длине трубок аппарата. Это может оказать существенную помощь при анализе технологического процесса, интенсификации процесса теплопередачи и проектировании теплообменных аппаратов.

Опыты по изучению процесса охлаждения углеводородных паров проведены при значениях давления паров в системе от 50 до 250 кПа, расходе газового конденсата 6,7 л/мин и начальной температуре углеводородных паров на входе в аппарат 92-112 °С. При проведении опытов основное внимание было уделено к изучению распределения температуры потока дистиллята бензиновой фракции по времени в трубках воздушного охладителя. Экспериментальные исследования по охлаждению углеводородного пара проведены как с атмосферным, так и с увлажненным воздухом, при идентичных условиях.

3.2.1. Влияние режимных параметров процесса на эффективность теплоотдачи в воздушном охладителе

Влияние режимных параметров процесса на эффективность теплоотдачи в воздушном охладителе изучены в диапазоне давлений от 50 до 250 кПа.

На рис. 3.1 представлена кривая изменения температуры охлаждения паров газового конденсата в трубках опытного воздушного охладителя по времени при давлении 250 кПа. Из графика видно, что при 250 кПа температуры охлаждения углеводородных паров в охладителе идет с плавным снижением температуры до состояния равновесия.

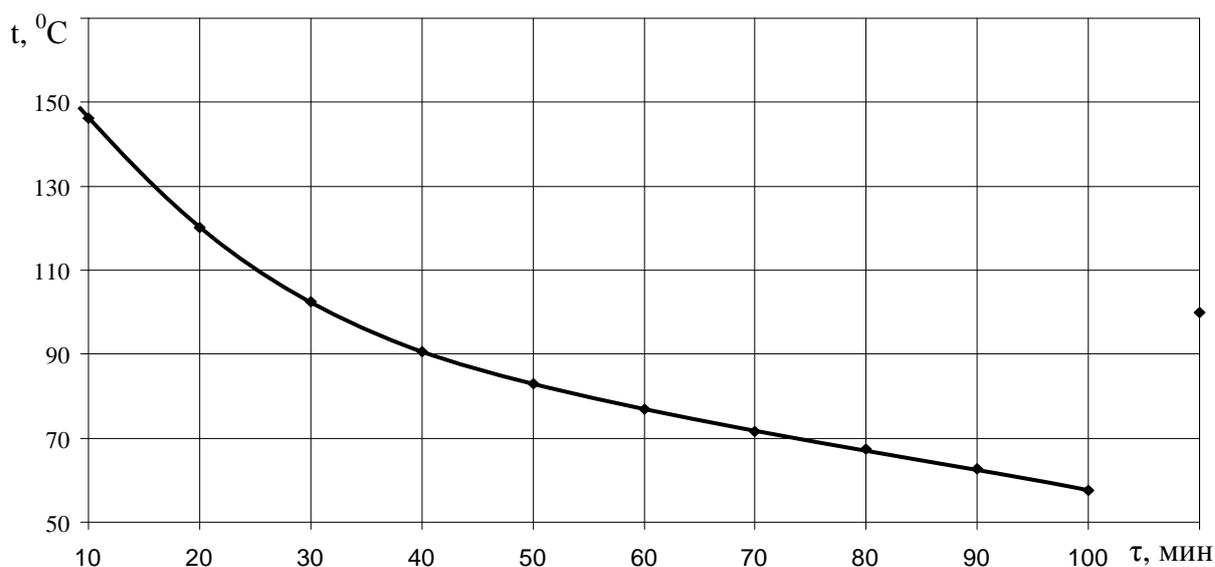


Рис.3.1. Изменения температуры углеводородного пара по времени в трубчатом воздушном охладителе при $P=250$ кПа.

Аналогичная картина изменения темпа снижения температуры паров наблюдается и при других значениях их давления.

На рис. 3.2 изображены кривые изменения температуры дистиллята паров газового конденсата по времени в опытном воздушном охладителе, при давлении 250 кПа. Как видно из рисунка, температуры охлаждаемого дистиллята бензиновой фракции интенсивно снижается до 50 °C за 100 мин от начала эксперимента.

Продолжительность процесса охлаждения углеводородных паров и их дистиллятов изучена с целью оценки динамики процесса в опытном охладительном аппарате. Как видим, разработанная экспериментальная установка характеризуется хорошими динамическими свойствами.

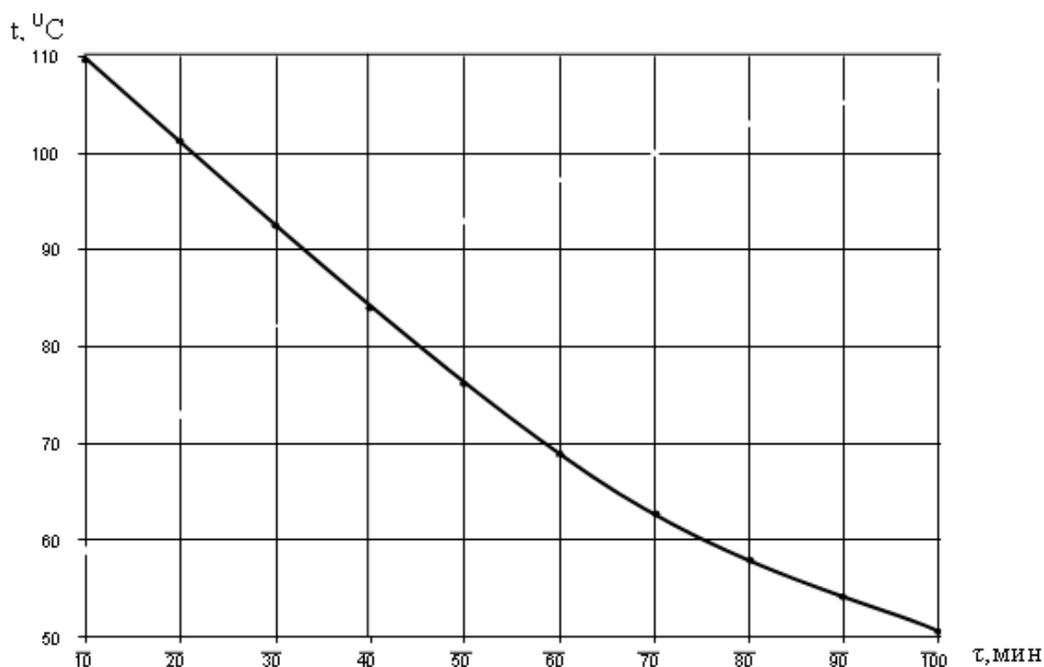


Рис.3.2. Изменения температуры дистиллята паров газового конденсата по времени в трубчатом воздушном охладителе при $P=250$ кПа

3.2.2. Выявление влияния температуры и расхода охлаждающего агента на эффективность теплоотдачи в воздушном охладителе

Изучение распределения температуры охлаждаемой дистиллятов бензиновой фракции по длине труб опытного воздушного охладителя сводится к определению их оптимальной рабочей длины $l_{\text{опт}}$. При этом задача сводится к определению оптимальной поверхности теплопередачи трубчатого аппарата $F_{\text{опт}}$, так как $F_{\text{опт}} = \pi d_{\text{вн}} n l_{\text{опт}}$. Решение этой задачи оказывает существенную помощь при проектировании энергетически оптимальной конструкции воздушного трубчатых теплообменных аппаратов с заданной производительностью.

На рис. 3.3 изображены кривая изменения температуры охлаждаемой дистиллятов бензиновой фракции по длине опытного воздушного охладителя давления $P = 250$ кПа. Как видно из графика, по длине аппарата наблюдается интенсивное падение температуры охлаждения углеводородных паров от 150 до 37 °C .



Рис. 3.3. Изменения температуры углеводородного пара по длине опытной установки при давлении $P = 250$ кПа.

Таким образом, темп процесса охлаждения дистиллята бензиновой фракции напрямую зависит от величины избыточного давления воздуха в опытного воздушного охладителя.

3.3. Расчет коэффициентов теплоотдачи при охлаждении дистиллята бензиновой фракции воздухом

Анализ и расчет коэффициентов теплоотдачи α_1 и α_2 с учетом теплофизических свойств углеводородного теплоносителя (влажных и сухих паров углеводородных фракций, их дистиллятов) позволит обосновать эффективность работы существующих аппаратов, сократить требуемой поверхности теплопередачи, уменьшить массу и габаритных размеров оборудования при проектировании. Обычно, по величине коэффициентов теплоотдачи судят об тепловой эффективности изучаемого типа промышленного теплообменного аппарата, в частности аппаратов воздушного охлаждения.

Выполнение расчетов по определению коэффициентов теплоотдачи в процессе охлаждения дистиллята бензиновой фракции выполнено на примере одного из вариантов проведенных опытов, когда углеводородный пар в опытном воздушном охладителе охлаждается в ходе процесса от $t_{\text{TK1}} = 150$ °C до $t_{\text{TK2}} = 35$ °C.

При расчетах использованы основные результаты экспериментов и вычисленные значения теплофизических свойств углеводородных паров.

Расчет коэффициента теплоотдачи со стороны дистиллята бензиновой фракции. Коэффициент теплоотдачи α_2 со стороны дистиллята бензиновой фракции определяется по формуле:

$$\alpha_1 = 0,021 \frac{\lambda_{cpl}}{d_1} Re_{cpl}^{0,8} Pr_{cpl}^{0,43} \left(\frac{Pr_{cpl}}{Pr_{\omega 1}} \right)^{0,25} \cdot \varepsilon_1$$

где Pr_{cpl} - критерий Прандтля при температуре $T_{cpl}=356$ К; $Pr_{\omega 1}$ - критерий Прандтля при температуре стенки трубы со стороны дистиллята бензиновой фракции, ε_1 - поправочный коэффициент, учитывающий отношение длины трубы к ее диаметру. Для нашего случая $\varepsilon_1=1$.

Находим критерий Прандтля при температуре $T_{cpl}=356$ К:

$$Pr_{cpl} = \frac{v_{cpl} \cdot c_{cpl} \cdot \rho_{cpl}}{\lambda_{cpl}} = \frac{0,9 \cdot 10^{-6} \cdot 2,18 \cdot 772 \cdot 3600}{0,5} = 10,90$$

Предварительно принимаем температуру стенки трубы со стороны дистиллята бензиновой фракции $T_{\omega 1}=354$ К. определяем критерий Прандтля при этой температуре:

$$Pr_{\omega 1} = \frac{0,96 \cdot 10^{-6} \cdot 2,14 \cdot 772 \cdot 3600}{0,5} = 11,42$$

Вычислим значения коэффициента теплоотдачи α_2 со стороны дистиллята бензиновой фракции:

$$\alpha_1 = 0,021 \frac{0,14}{0,021} 35000^{0,8} \cdot 10,90^{0,43} \left(\frac{10,90}{11,42} \right)^{0,25} \cdot 1 = 1676$$

Расчет коэффициента теплоотдачи α_1 со стороны воздуха в случае применения гладких труб с вставленными пластинами. Скорость воздушного потока в сжатом сечении определяется как:

$$\bar{\omega}_0 = \frac{V_D}{F_c} = \frac{64}{7,5} = 8,5$$

где V_D – действительный секундный расход воздуха, согласно техническому паспорту вентилятора, м³/с, F_c – площадь сжатого сечения в пучке труб, через которое проходит воздух, м².

Средняя температура воздуха:

$$T_{cp2} = \frac{T_2' + T_2''}{2} = \frac{295 + 343}{2} = 319 \text{ K}$$

Кинематическую вязкость воздуха принимаем по данным [24]:

$$\nu_{cp2} = 17,26 \cdot 10^{-6}$$

Величина критерия Рейнолдса:

$$Re = \frac{8,5 \cdot 0,028}{17,26 \cdot 10^{-6}} = 13800$$

Коэффициент теплоотдачи α_1 вычислим по формуле:

$$\alpha_2 = 0,37 \frac{\lambda}{d_3} \varepsilon_{am} Re^{0,6}$$

где $\varepsilon_{am}=1$ - поправочный коэффициент, учитывающий угол атаки; $\lambda = 0,0273$ Вт/(м·К) – коэффициент теплопроводности воздуха при его средней температуре [24].

После подстановки значений получим значения коэффициента теплоотдачи α_1 :

$$\alpha_2 = 0,37 \frac{0,0273}{0,028} \cdot 1 \cdot 13800^{0,6} = 105$$

Коэффициент теплопередачи для пучка гладких биметаллических труб с наружной загрязненной поверхности теплообмена (Вт/м² град.) рассчитывается по формуле:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \left(\frac{\delta}{\lambda}\right)_{ze} + \left(\frac{\delta}{\lambda}\right)_n + \left(\frac{\delta}{\lambda}\right)_a + \left(\frac{\delta}{\lambda}\right)_{zn} + \frac{1}{\alpha_2}},$$

где $\left(\frac{\delta}{\lambda}\right)_{3e}$ - тепловое сопротивление внутреннего слоя загрязнения, 0,00035 (м²·К)/Вт [24], $\left(\frac{\delta}{\lambda}\right)_n$ - тепловое сопротивление латунной стенки, 0,000022 (м²·К)/Вт [24], $\left(\frac{\delta}{\lambda}\right)_a$ - тепловое сопротивление алюминиевой трубы, 0,000073 (м²·К)/Вт [24], $\left(\frac{\delta}{\lambda}\right)_{3n}$ - тепловое сопротивление наружного слоя загрязнения, 0,00060 (м²·К)/Вт [24].

$$K = \frac{1}{\frac{1}{1676} + 0,00035 + 0,000022 + 0,000073 + 0,00060 + \frac{1}{105}} = 90$$

Расчет среднего температурного напора. Средний температурный напор определяется по методу Белокопя [28]:

$$\Delta T_{cp} = \frac{t_{max} - t_{min}}{2,31g \frac{t_{max}}{t_{min}}}$$

где t_{max}, t_{min} - соответственно наибольшая и наименьшая разность температур, определяемая по формулам:

$$\begin{aligned} t_{max} &= \theta + 0,5\Delta T, \\ t_{min} &= \theta - 0,5\Delta T, \end{aligned}$$

где θ - разность среднеарифметических температур горячего и холодного теплоносителей

$$\theta = \frac{T_1' + T_1''}{2} + \frac{T_2' + T_2''}{2},$$

где $A \Delta T$ - характеристическая разность температур:

$$\Delta T = \sqrt{(\Delta T_1 + \Delta T_2)^2 + 4 \cdot P \cdot \Delta T_1 \cdot \Delta T_2},$$

где ΔT_1 - перепад температур в горячем потоке; ΔT_2 - перепад температур в холодном потоке; P - индекс противоточности.

$$\Delta T_1 = 393 - 343 = 50 \text{ К}; \Delta T_2 = 315 - 295 = 20 \text{ К}$$

$$\Delta T = \sqrt{(50 + 20)^2 + 4 \cdot 0,98 \cdot 50 \cdot 20} = 31,3$$

$$\theta = 63 \text{ К}$$

$$\tau_{\text{max}} = 63 + 0,5 \cdot 31,3 = 78,6,$$

$$\tau_{\text{min}} = 63 - 0,5 \cdot 31,3 = 47,4,$$

$$\Delta T_{\text{ср}} = \frac{78,6 - 47,4}{2,31 \lg \frac{78,6}{47,4}} = 61,8$$

Температура стенки трубы со стороны бензинового дистиллята:

$$T_{\text{ст1}} = T_{\text{ср1}} - \frac{k \cdot \Delta T_{\text{ср}}}{\alpha_1} = 356 - \frac{90 \cdot 61,8}{1676} = 353$$

Найденная температура близка к ранее принятой.

Расчет коэффициента теплоотдачи при поперечном обтекании воздухом пучка оребренных труб. Коэффициент теплоотдачи при спиральном оребрении труб определяется по формуле:

$$\alpha_x = 0,346 \cdot \lambda \cdot \left(\frac{\rho_s \cdot w_0'}{\mu} \right)^{0,68} \cdot Pr^{0,33} \cdot d_3^{-0,77} \cdot \delta_p^{0,3} \cdot d_4^{0,15},$$

где λ - коэффициент теплопроводности воздуха при его средней температуре, Вт/(м·К) [24]; w_0' - скорость воздушного потока в сжатом сечении одного ряда труб оребренного пучка, м/с [24]; η - динамическая вязкость воздуха при средней температуре, Па·с [24]; Pr - критерий Прандтля при средней температуре [24]; δ_p - средняя толщина ребра, м [24].

Подставив значения всех величин:

$$\alpha_x = 0,346 \cdot 0,0273 \cdot \left(\frac{1,1166 \cdot 10,6}{19,26 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,68} \cdot 0,71^{0,33} \cdot 0,023^{-0,77} \cdot 0,00085^{0,3} \cdot 0,049^{0,15} = 95$$

Расчет приведенного коэффициента теплоотдачи со стороны воздуха в случае пучка оребренных труб. Приведенный коэффициент теплоотдачи для круглых ребер:

$$\alpha_{\text{ср}} = \left[1 + \frac{F_p}{F_x} (E \cdot \varepsilon_{\text{д}} - 1) \right] \frac{\psi \cdot \alpha_x}{1 + \beta_s \cdot \psi \cdot \alpha_x},$$

где F_p – поверхность ребер, приходящаяся на 1 м длины трубы, м²/м [24]; F_n – полная наружная поверхность 1 м трубы, м²/м [24]; E – коэффициент эффективности ребра, учитывающий понижение температуры по мере удаления от основания [24]; ε_a – коэффициент, учитывающий трапециевидную форму сечения ребра, [24]; ψ – экспериментальный коэффициент, учитывающий неравномерность теплоотдачи по поверхности ребра; β_2 – тепловое сопротивление загрязнения наружной поверхности трубы, 0,0006 м²·К/Вт.

$$\alpha_{np} = \left[1 + \frac{0,761}{0,84} (0,96 \cdot 1,02 - 1) \right] \frac{0,85 \cdot 95}{1 + 0,00060 \cdot 0,85 \cdot 95} = 76$$

Расчет коэффициента теплопередачи для пучка оребренных труб. Ведем расчет на единицу гладкой поверхности трубы по [24]:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \left(\frac{\delta}{\lambda}\right)_{ze} + \left(\frac{\delta}{\lambda}\right)_n + \left(\frac{\delta}{\lambda}\right)_a + \left(\frac{\delta}{\lambda}\right)_{zn} + \frac{F_{cm}}{F_n} \cdot \frac{1}{\alpha_{np}}}$$

где F_{cm} – поверхность гладкой трубы по наружному диаметру, приходящаяся на 1 м ее длины. Все остальные величины и обозначения см. выше.

$$K = \frac{1}{\frac{1}{1676} + 0,00035 + 0,000022 + 0,000073 + 0,00060 + \frac{0,088}{0,821} \cdot \frac{1}{76}} = 330$$

Таким образом, можно сделать вывод о том, что при прочих равных условиях оребрение гладкой поверхности трубы со стороны увлажненного воздуха приводит к значительному увеличению коэффициента теплопередачи.

Выводы по третьей главе

1. Собрана экспериментальная установка, содержащая в основном трубчатый теплообменный аппарат воздушного охлаждения, водяной трубчатый охладитель типа труба в трубе и паровой испаритель с факельным обогревом для исследования процессов охлаждения углеводородных паров и их дистиллятов.

2. В экспериментальной установке изучен процесс охлаждения углеводородных паров в диапазоне давлений 50÷250 кПа.

3. Выполнены расчеты по определению коэффициентов α_1 и α_2 в опытном аппарате воздушного охлаждения, осуществляющем процесс охлаждения паров и дистиллятов бензиновой фракций.

4. Анализировано влияние технологических факторов на эффективность процесса теплопередачи в опытном аппарате воздушного охлаждения.

Глава IV. Расчет промышленного аппарата для охлаждения дистиллята бензиновой фракции и его технико-экономические показатели
4.1. Материально-тепловой баланс процесса охлаждения

дистиллята бензиновой фракции

Расчет теплового баланса процесса нагревания газоконденсатной смеси дистиллятом бензиновой фракции, подлежащий к охлаждению. Расчет выполнен для трех вариантов эксплуатационной мощности ($\text{м}^3/\text{час}$) блока тепловой подготовки газоконденсатной смеси: $G_{\text{см min}} = 180$ - минимальный, $G_{\text{см пр}} = 312,5$ - среднее проектный и $G_{\text{см max}} = 420$ - максимальный, согласно регламенту производства моторного топлива на БНПЗ.

Уравнение теплового баланса процесса охлаждения дистиллятов бензиновой фракции, без учета потери тепла в окружающую среду $Q_{\text{пот}}$, имеет следующий расширенный вид:

$$G_{\text{см}} \cdot c_{\text{см1}} \cdot t_{\text{см1}} + G_{\text{б1}} \cdot i_{\text{б1}} = G_{\text{см}} \cdot c_{\text{см2}} \cdot t_{\text{см2}} + G_{\text{б2}} \cdot c_{\text{б2}} \cdot t_{\text{б2}}. \quad (4.5)$$

где $G_{\text{см}}$ и $G_{\text{б}}$ - расходы нефтегазоконденсатной смеси и дистиллята бензиновой фракции; $G_{\text{см}} \cdot c_{\text{см2}} \cdot t_{\text{см2}}$ - тепло, вносимое в аппарат исходной смесью; $G_{\text{б}} \cdot i_{\text{б1}}$ - тепло, вносимое в аппарат потоком дистиллята бензиновой фракции; $G_{\text{см}} \cdot c_{\text{см2}} \cdot t_{\text{см2}}$ - тепло, уходящее с нагретой смесью из аппарата; $G_{\text{б1}} \cdot c_{\text{б2}} \cdot t_{\text{б2}}$ - тепло, уносимое потоком охлажденного дистиллята бензиновой фракцией; $t_{\text{см1}}$ и $t_{\text{см2}}$ - температура исходной и нагретой смеси, $^{\circ}\text{C}$; $c_{\text{см1}}$ и $c_{\text{см2}}$ - теплоемкость смеси при $t_{\text{см1}}$ и $t_{\text{см2}}$, $\text{кДж}/(\text{кг} \cdot ^{\circ}\text{C})$; $i_{\text{б1}}$ и $i_{\text{б2}}$ - энтальпия дистиллята бензиновой фракции в паровом и жидком состояниях, $\text{кДж}/\text{кг}$.

Из уравнения (4.5) определяем необходимый расход дистиллята бензиновой фракции $G_{\text{б}}$:

$$G_{\text{б}} = G_{\text{см}} (c_{\text{см2}} \cdot t_{\text{см2}} - c_{\text{см1}} \cdot t_{\text{см1}}) / (i_{\text{б1}} - i_{\text{б2}}). \quad (4.6)$$

Расчеты выполнены для следующих температурных режимов процесса: $t_{\text{см1}} = 150 \div 180$ $^{\circ}\text{C}$; $t_{\text{см2}} = 170 \div 200$ $^{\circ}\text{C}$; $t_{\text{б1}} = 250 \div 270$ $^{\circ}\text{C}$; $t_{\text{б2}} = 260 \div 280$ $^{\circ}\text{C}$. Измеренная плотность нефтегазоконденсатной смеси $\rho_{\text{см}} = 779$ $\text{кг}/\text{м}^3$. Результаты расчета теплоемкости нефтегазоконденсатной смеси при температурах от 150 до 200 $^{\circ}\text{C}$,

приведены в табл. 4.2. Энтальпии дистиллята бензиновой фракции в паровом i_{61} и жидком i_{62} состояниях определены по табличным данным [11], при ее относительной плотности $\rho_{15}^{15} = 0,76$ (табл. 4.2).

Таблица 4.2

Теплофизические свойства углеводородного сырья и дистиллята бензиновой фракции в зависимости от температуры

$t, ^\circ\text{C}$	Теплоемкость углеводородного сырья, кДж/(кг К)			$t, ^\circ\text{C}$	Энтальпия дистиллята бензиновой фракции, кДж/кг
	нефти	газового конденсата	смеси (35%н+65%гк)		i_{61}
150	2,4650	2,5981	2,5515	220	520,00
160	2,5071	2,6420	2,5948	230	548,20
170	2,5491	2,6858	2,6381	240	576,69
180	2,5911	2,7297	2,6814	260	883,12
190	2,6332	2,7736	2,7247	270	907,87
200	2,6752	2,8174	2,7673	280	933,04

Таким образом, для нагревания нефтегазоконденсатной смеси от 150 до 170 °С необходимый расход дистиллята бензиновой фракции G_6 по уравнению (4.4) составляет:

$$\begin{aligned}
 G_6 &= G_{см} \cdot \rho_{см} \cdot (c_{см2} \cdot t_{см2} - c_{см1} \cdot t_{см1}) / (\Delta i_{61} - \Delta i_{62}) = \\
 &= 180 \cdot 779 \cdot (2,6381 \cdot 170 - 2,5515 \cdot 150) / (883,12 - 520,0) = \\
 &= 25390,354 \text{ кг/час или } 32,594 \text{ м}^3/\text{час}.
 \end{aligned}$$

При этом полезно затраченное количество тепла на процесс нагревания нефтегазоконденсатной смеси $Q_{пол}$ равняется:

$$Q_{пол} = G_{см} (c_{см2} \cdot t_{см2} - c_{см1} \cdot t_{см1}) = 140220 \cdot (448,477 - 382,725) / 3600 = 2561,0 \text{ кВт}.$$

Результаты теплового расчета процесса нагревания нефтегазоконденсатной смеси дистиллятом бензиновой фракции при различных вариантах эксплуатации теплообменного оборудования сведены в табл. 4.3.

Таблица 4.3

Результаты теплового расчета процесса нагревания нефтегазоконденсатной смеси дистиллятом бензиновой фракции при эксплуатации теплообменного оборудования 10Е-13 Бухарского НПЗ

Расход смеси, м ³ /час	$t_{см1}$	$t_{см2}$	$\Delta t_{см}$	$t_{б1}$	$t_{б2}$	$\Delta t_{б}$	$\Delta i_{б}$	$G_{б}$	$G_{б}/G_{см}$	$Q_{пол}$
	°С	°С	°С	°С	°С	°С	кДж/кг	м ³ /час	м ³ /м ³	кВт
$G_{см\ min} = 180$	150	170	20	260	220	40	363,12	32,6	0,1811	2561,0
	160	180	20	270	230	40	359,67	33,8	0,1878	2628,5
	180	200	20	280	240	40	356,35	35,8	0,1989	2758,0
$G_{см\ пр} = 312,5$	150	170	20	260	220	40	363,12	56,6	0,1811	4446,3
	160	180	20	270	230	40	359,67	58,6	0,1875	4563,4
	180	200	20	280	240	40	356,35	62,1	0,1987	4788,1
$G_{см\ max} = 420$	150	170	20	260	220	40	363,12	76,1	0,1812	5975,8
	160	180	20	270	230	40	359,67	78,8	0,1876	6133,2
	180	200	20	280	240	40	356,35	83,4	0,1986	6435,3

Как видно из табл. 4.3, при температурном режиме обработки нефти 150-180 °С среднее значение удельного расхода дистиллята бензиновой фракции составляет $G_{б}/G_{см} = 0,1893$ м³/м³. При этом расход полезно затраченного тепла на единицу объема нагреваемой смеси составляет в среднем $Q_{пол}/G_{см} = 14,7176$ кВт/м³. Заметим, что с повышением температуры исходной нефте-газового конденсатной смеси $t_{см1}$ расход дистиллята бензиновой фракции на процесс увеличивается. При этом темп увеличения удельного расхода дистиллята при всех сравниваемых вариантах расчетов составляет от 0,006 до 0,011 м³/м³ в среднем.

4.2. Проверочный тепловой расчет промышленного трубчатого теплообменника для нагревания нефтегазоконденсатной смеси с использованием влажных дистиллятов бензиновой фракции Бухарского НПЗ

Двухходовой теплообменник с плавающей головкой 10Е-13 в составе нефтеперегонной установки Бухарского НПЗ предназначен для нагревания нефтегазоконденсатной смеси. Теплообменник имеет следующую техническую характеристику: диаметр кожуха $D_{вн} = 724$ мм, общая длина аппарата $l_{общ} = 7430$ мм, теплообменные трубы имеют диаметры: $d_{вн} = 0,020$ м и $d_{нр} = 0,025$ м и длину

$l_{\text{тр}} = 5693$ мм, число труб по ходам аппарата составляет соответственно $n_1 = 155$ шт и $n_2 = 145$ шт. Геометрический объем межтруб-ного пространства равна $V_{\text{мт}} = 1,645$ м³, куда подается греющий теплоноситель с рабочим давлением $P_{\text{раб}} = 10,7$ bar и температурой $t_{\text{раб}} = 198$ °С. Объем трубного пространства составляет $V_{\text{тр}} = 1,645$ м³, где рабочее давление $P_{\text{раб}} = 7,5$ bar и рабочая температура $t_{\text{жс}} = 305$ °С.

Проверочный расчет теплообменника осуществлено при следующих технологических параметрах процесса: объем нагреваемой смеси $V_{\text{см}} = 312,5$ м³/час или $G_{\text{см}} = 243437,5$ кг/час; температура смеси $t_{\text{см1}} = 160$ °С и $t_{\text{см2}} = 180$ °С; греющий теплоноситель (дистиллят) имеет температуру $t_{\text{б1}} = 270$ °С и $t_{\text{б2}} = 230$ °С, а ее энтальпия равна $i_{\text{б1}} = 907,9$ кДж/кг и $i_{\text{б2}} = 548,2$ кДж/кг (табл. 4.2).

1. Тепловая нагрузка аппарата определена из уравнения теплового баланса процесса и составляет $Q_{\text{пол}} = 4563,4$ кВт (табл. 4.3).

2. Наибольшая Δt_{max} и наименьшая Δt_{min} разность температур между теплоносителями на концевых участках теплообменника равняются:

$$\Delta t_{\text{max}} = t_{\text{б1}} - t_{\text{см1}} = 270 - 160 = 110 \text{ °С}; \Delta t_{\text{min}} = t_{\text{б2}} - t_{\text{см2}} = 230 - 180 = 50 \text{ °С}.$$

3. Величина движущей силы процесса Δt_{cp} при $\Delta t_{\text{max}}/\Delta t_{\text{min}} = 110/50 = 2,2$ по уравнению (1.32) составляет:

$$\Delta t_{\text{cp}} = \frac{\Delta t_{\text{max}} - \Delta t_{\text{min}}}{2,3 \lg (\Delta t_{\text{max}} / \Delta t_{\text{min}})} = (110 - 50)/2,3 \lg(110/50) = 76,2 \text{ °С}.$$

4. Скорость течения смеси в трубках теплообменника равна:

$$v = 4V/(3600n_1\pi d_{\text{вн}}^2) = 4 \cdot 312,5 / (3600 \cdot 155 \cdot 3,14 \cdot 0,02^2) = 1,784 \text{ м/с}.$$

Согласно [15], максимальная скорость движения нефтегазоконденсатной смеси в трубках $v_{\text{max}} \leq 2$ м/с.

5. Поверхность нагрева аппарата F , при известном количестве в нем теплопередающих труб $n_{\text{общ}} = 300$ шт, равняется:

$$F = \pi d_{\text{вн}} \cdot l_{\text{тр}} \cdot n_{\text{общ}} = \pi \cdot 0,02 \cdot 5,693 \cdot 300 = 107,3 \text{ м}^2.$$

6. Теплообменные трубы на площади решетки размещены по вершинам правильного треугольника. Шаг расположения труб t на площади решетки

находится в пределе $t = (1.2 \div 1.4) \cdot d_T = 30 \div 35$ мм и принят равным $t = 35$ мм. При этом величина межтрубного зазора δ (мм) обеспечивает условия свободного прохода теплоносителя между трубками: $\delta = t - d_T \leq 6$ мм .

7. Значения внутреннего диаметра кожуха теплообменника по его паспорту ($D_{вн}=724$ мм) и определенный расчетным путем почти совпадают:

$$D_{вн} = 1,1 \cdot t (n_{общ}/\eta)^{1/2} = 1,1 \cdot 35 (300/0,8)^{1/2} = 746 \text{ мм},$$

где $\eta = 0,8$ - коэффициент заполнения площади трубной решетки трубками.

8. Численное значение коэффициента теплопередачи K (Вт/(м²·°С) между теплоносителями в аппарате составляет:

$$K = Q_{пол}/(F \cdot \Delta t_{cp}) = 4563,4 \cdot 10^3 / (107,3 \cdot 76,2) = 558,13 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{°С)}.$$

4.3. Расчет ожидаемого экономического эффекта от внедрения в производство теплообменника для нагревания нефти парами углеводородных фракций

Исходные данные. Проектная мощность установки ЭЛОУ-АВТ-3 составляет 240 м³/час, норма загрузки установки - 180÷185 м³/час. Согласно технологическому регламенту производства норма удельного расхода материалов для переработки 1 тн нефти составляет: водяного пара - 38 Гкал/тн, воды - 9.5 м³/тн и электроэнергии - 9,2 кВт/тн. Ориентировочные цены ресурсов, по данным бухгалтерии завода, составляют: углеводородного сырья - 149500 сум/тн; электрической энергии - 91 сум/кВт; водяного пара - 26972 сум/Гкал.

Основным показателем интенсификации процесса нагревания нефти в трубчатом теплообменнике является соотношение теплоты конденсации паров воды $r_{вп}$ и углеводородного сырья $r_{уп}$.

Увеличение тепловой эффективности K_Q теплообменника, где проводится нагревание сырья при конденсации паров углеводородных фракций, можно вычислить по следующему выражению:

$$K_Q = (r_{вп}/r_{уп}) \cdot K_{v1} = (2019,9/245,3) \cdot 2,47 = 20,34 \text{ \%}. \quad (4.14)$$

где $r_{\text{вп}} = 2019,9$ кДж/кг - теплота конденсации перегретого водяного пара при 180 °С и давлении 1,0 МПа [36]; $r_{\text{уп}} = 245,3$ кДж/кг - теплота конденсации паров дистиллятных фракций при 180 °С.

Сравнительный анализ эффективности процессов нагревания нефти парами углеводородного теплоносителя в экспериментальном трубчатом аппарате и технологическими потоками в кожухотрубчатых теплообменниках НПЗ показали [37], что степень интенсификации процесса составляет в среднем $j_{\text{кр}} = 35 \%$.

Таким образом, на основе вышеприведенных аргументов, в дальнейших расчетах повышение тепловой эффективности процесса нагревания нефти в вновь проектируемом трубчатом теплообменнике по сравнению с базовым аппаратом принимаем равным 35 %.

Расчет ожидаемого годового экономического эффекта $\mathcal{E}_{\text{то}}$ от внедрения в производство предлагаемого теплообменного аппарата для нагревания нефти парами углеводородных фракций по следующей формуле:

$$\mathcal{E}_{\text{то}} = (Z_1 - Z_2) \cdot A_{\text{г}} = (I_{\text{г}1} + E \cdot K_1) - (I_{\text{г}2} + E \cdot K_2), \quad (4.15)$$

где Z_1 и Z_2 - соответственно приведенные затраты на нагрев сырья в базовом и предлагаемом аппарате, тыс. сум; $I_{\text{г}1}$ и $I_{\text{г}2}$ - соответственно годовые эксплуатационные расходы при использовании базового и предлагаемого аппарата, тыс. сум; K_1 и K_2 - соответственно, капитальные затраты на базовый и предлагаемый аппараты, тыс. сум; E - отраслевой нормативный коэффициент эффективности капитальных вложений, принятой в отрасли, принимается равным 0,15.

1. *Определяем среднее расчетные значения сопутствующих капитальных затрат потребителя.* По данным бухгалтерии завода балансовая стоимость базового теплообменника, равна $C_1 = 30550$ тыс. сум. Предварительная стоимость нового теплообменника должна быть на 35 % дешевле базового, т.е. его оптовая цена составляет $C_2 = 19857,5$ тыс. сум.

Расходы на монтаж и демонтаж теплообменников принимаем в размере 8 % от их стоимости:

- для базового аппарата - $30550 \cdot 0,08 = 2444$ тыс. сум;
- для предлагаемого аппарата - $19857,5 \cdot 0,08 = 1588,6$ тыс. сум.

Транспортные расходы определяется в размере 5% от стоимости аппаратов, тыс.сум:

- для базового аппарата – $30550 \cdot 0,05 = 1527,5$;
- для предлагаемого аппарата – $19857,5 \cdot 0,05 = 992,875$.

Стоимость тары и упаковочных материалов (2%), а также наценки снабженческо-бытовых организаций (0,5%), в зависимости от стоимости аппаратов, составляют:

- для базового аппарата – $30550 \cdot 0,025 = 763,75$ тыс. сум;
- для предлагаемого аппарата – $19857,5 \cdot 0,025 = 496,438$ тыс. сум.

Расходы, связанные с приобретением запасных частей (2%) и контрольно-измерительных приборов (3%), в зависимости от стоимости аппаратов, составляют тыс.сум:

- для базового аппарата – $30550 \cdot (2+3)/100 = 1527,5$;
- для предлагаемого аппарата – $19857,5 \cdot 0,05 = 992,875$.

Общая сумма сопутствующих капитальных затрат потребителя при использовании теплообменников составляют:

- для для базового аппарата
 $2444 + 1527,5 + 763,75 + 1527,5 = 6262,75$ тыс. сум;
- для предлагаемого аппарата
 $1588,6 + 992,875 + 496,438 + 992,875 = 4070,788$ тыс. сум.

Полная стоимость капитальных затрат потребителя на внедрение теплообменных аппаратов включает их стоимость и сопутствующие капитальные вложения при их использовании:

- для для базового аппарата
 $K_1 = 30550 + 6262,75 = 36812,75$ тыс. сум;

- для предлагаемого аппарата

$$K_2 = 19857,5 + 4070,788 = 23928,288 \text{ тыс. сум.}$$

2. *Рассчитываем сумму годовых эксплуатационных расходов аппаратов.*

Общая сумма годовых эксплуатационных затрат по каждой из сравниваемых теплообменных аппаратов определяется по формуле:

$$I_{\text{Э}} = \text{Э} + A + P + П, \quad (4.16)$$

где Э - затраты на расходуемую электроэнергию для перекачки нефти, тыс. сум.;
A - амортизационные отчисления, тыс. сум.; P - отчисления на ремонт и технического обслуживания за аппаратами, тыс. сум.; П - прочие затраты, планируемые в размере 3÷5% от суммы эксплуатационных затрат, тыс. сум.

Годовой расход электроэнергии для перекачки нефти по системе теплообменников определяется как:

$$\text{Э}_{\text{эл}} = (T \cdot 24 \cdot K_3 \cdot N \cdot C_{\text{э1}}) / (Z \cdot K_{\text{п}} \cdot K_{\text{д}}), \quad (4.17)$$

где 24 - число часов в сутки; $K_3 = 0,85 \div 0,9$ - коэффициент загрузки работы перегонной установки; N - установленная мощность электродвигателя насоса для перекачки нефти, кВт; Z = 4 - число теплообменников в нагревательном блоке; $K_{\text{п}} = 0,96$ - коэффициент, учитывающий потери сети; $K_{\text{д}} = 0,90 \div 0,95$ - коэффициент полезного действия электродвигателя;

- для базового аппарата, имеющий насос для перекачки очищенной нефти с установленной мощностью $N_1 = 110$ кВт/час:

$$\begin{aligned} \text{Э}_{\text{эл1}} &= (T \cdot 24 \cdot K_3 \cdot N_1 \cdot C_{\text{э1}}) / (4 \cdot K_{\text{п}} \cdot K_{\text{д}}) = (365 \cdot 24 \cdot 0,9 \cdot 110 \cdot 91) / (4 \cdot 0,96 \cdot 0,9) = \\ &= 22835,313 \text{ тыс. сум;} \end{aligned}$$

- для предлагаемого аппарата, имеющий насос для перекачки нефти с мощностью $N_1 = 71,5$ кВт/час (сниженной на 35% по сравнению с базовой):

$$\begin{aligned} \text{Э}_{\text{эл2}} &= (T \cdot 24 \cdot K_3 \cdot N_2 \cdot C_{\text{э2}}) / (4 \cdot K_{\text{п}} \cdot K_{\text{д}}) = (365 \cdot 24 \cdot 0,9 \cdot 71,5 \cdot 91) / (4 \cdot 0,96 \cdot 0,9) = \\ &= 14842,953 \text{ тыс. сум.} \end{aligned}$$

Амортизационные отчисления теплообменников рассчитывается по формуле:

$$A_a = (Ц \cdot H_a) / 100, \quad (4.18)$$

где H_a - норма ежегодных амортизационных отчислений в % от балансовой стоимости аппаратов, по данным предприятия $H_a = 11,1$ %;

- для базового аппарата стоимостью $C_1 = 30550$ тыс. сум:

$$A_{a1} = (C_1 \cdot H_a) / 100 = (30550 \cdot 11,1) / 100 = 3391,05 \text{ тыс. сум};$$

- для проектируемого аппарата стоимостью $C_2 = 19857,5$ тыс. сум:

$$A_{a2} = (C_2 \cdot H_a) / 100 = (19857,5 \cdot 11,1) / 100 = 2204,183 \text{ тыс. сум}.$$

Расходы на ремонт и техническое обслуживание за аппаратами также определяются в зависимости от их стоимости:

$$P = (C \cdot H_p) / 100, \quad (4.19)$$

где H_p - норма ежегодных отчислений на ремонт и технического обслуживания аппаратов, по данным предприятия $H_p = 14$ %;

- для базового аппарата

$$P_1 = (C_1 \cdot H_p) / 100 = (30550 \cdot 14) / 100 = 4277,0 \text{ тыс. сум};$$

- для предлагаемого аппарата

$$P_2 = (C_2 \cdot H_p) / 100 = (19857,5 \cdot 14) / 100 = 2780,05 \text{ тыс. сум}.$$

Таким образом, общая стоимость эксплуатационных расходов потребителя при эксплуатации сравниваемых теплообменников, с учетом величины планируемых прочих эксплуатационных затрат в размере $\Pi = 5\%$, составляет соответственно:

- для базового аппарата

$$\begin{aligned} I_{\text{э}1} &= \text{Э}_{\text{эл}1} + A_{a1} + P_1 + \Pi = (\text{Э}_{\text{эл}1} + A_{a1} + P_1)1,05 = \\ &= (22835,313 + 3391,05 + 4277)1,05 = 32028,531 \text{ тыс. сум}; \end{aligned}$$

- для предлагаемого аппарата

$$\begin{aligned} I_{\text{э}2} &= \text{Э}_{\text{эл}2} + A_{a2} + P_2 + \Pi = (\text{Э}_{\text{эл}2} + A_{a2} + P_2)1,05 = \\ &= (14842,953 + 2204,183 + 2780,05)1,05 = 20818,545 \text{ тыс. сум}. \end{aligned}$$

Подведя итогов увидим, что ожидаемый годовой экономический эффект от внедрения предлагаемого теплообменного аппарата в производство по формуле (4.12) составляет:

$$\text{Э}_{\text{год}1} = (I_{\text{э}1} + EK_1) - (I_{\text{э}2} + EK_2) =$$

$$= [(32028,531+0,15\cdot 36812,75) - (20818,545+0,15\cdot 23928,288)]\cdot 1000=$$

$$= (37550,444-24407,788)]\cdot 1000= 13142656 \text{ сум.}$$

3. Масса базового теплообменного аппарата равна $M_1= 9111$ кг. В результате интенсификации процесса масса нового теплообменника по сравнению с базовым облегчается на 35 %, т.е. $M_{T2} = M_{T1} (1-0,35) = 5922$ кг.

Экономия от снижения металлоемкости нового теплообменника выражается суммой:

$$\mathcal{E}_{\text{год}2} = [(M_1-M_2)/M_1]C_2 = [(9,111-5,922)/9,111] \cdot 19857,5 = 6950125 \text{ сум.}$$

Таким образом, суммарный ожидаемый годовой экономический эффект $\mathcal{E}_{\text{сум}}$ от внедрения в производство одного предлагаемого теплообменного аппарата в условиях нефтеперерабатывающего завода составляет:

$$\mathcal{E}_{\text{сум.}} = \mathcal{E}_{\text{год}1} + \mathcal{E}_{\text{год}2} = 13142656 + 6950125 = 20092781 \text{ сум} = 20,1 \text{ млн сум.}$$

Выводы по четвертой главе

1. Проведен тепловой расчет процесса охлаждения дистиллята бензиновой фракции потоком нефтегазоконденсатной смеси расходом $420 \text{ м}^3/\text{час}$. Выявлено, что в пределах температуры охлаждения $30\div 150 \text{ }^\circ\text{C}$ средние значения удельных расходов дистиллята бензиновой фракции и полезно затраченного тепла составляют в среднем $G_{\text{дт}}/G_{\text{н}} = 0,1893 \text{ м}^3/\text{м}^3$ и $Q_{\text{пол}}/G_{\text{н}} = 14,72 \text{ кВт}/\text{м}^3$ соответственно.

2. Выполнен проверочный тепловой расчет аппарат воздушного охлаждения для охлаждения дистиллята бензиновой фракции с использованием влажных дистиллятов бензиновой фракции. Потребная поверхность охлаждения аппарата составляет $107,3 \text{ м}^2$

5. Проведена оценка технико-экономической эффективности предлагаемого способа интенсификации процесса охлаждения дистиллята бензиновой фракции. Расчетами показано, что суммарный ожидаемый годовой экономический эффект в условиях нефтеперерабатывающего предприятия составляет 20,1 млн сум.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Проведенные теоретические и экспериментальные исследования процесса охлаждения паров и дистиллятов бензиновой фракций в экспериментальной установке воздушного охлаждения позволили сформулировать следующие основные выводы:

- на технологических установках нефтеперерабатывающих заводов для охлаждения углеводородных паров в основном применяются трубчатые теплообменники и аппараты воздушного охлаждения, которые характеризуются большими габаритными размерами, массой, сравнительно низкой тепловой эффективностью и сложностью в эксплуатации и ремонта;

- изучена методика проведения анализов физических свойств газового конденсата и его паров. Экспериментальным путем изучен процесс охлаждения паров углеводородного сырья в диапазоне давлений от 50 до 250 кПа.

- расчетно-экспериментальным путём определены основные физико-химические и теплофизические свойства газового конденсата и его паров при температурах до 150 °С;

- рассчитаны коэффициенты теплоотдачи и теплопередачи при охлаждении паров и дистиллятов бензиновых фракций потоком воздуха в трубчатом аппарате;

- проведен тепловой расчет процесса охлаждения дистиллята бензиновой фракции потоком нефтегазоконденсатной смеси расходом 420 м³/час;

- выполнен проверочный тепловой расчет трубчатого аппарата охлаждения для дистиллята бензиновой фракции. Потребная поверхность охлаждения аппарата составляет 107,3 м²

- расчетами показано, что суммарный ожидаемый годовой экономический эффект от внедрения результатов диссертационного исследования в условиях нефтеперерабатывающего предприятия составляет 20,1 млн сум.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Каримов И.А. Мировой финансово-экономический кризис, пути и меры по его преодолению в условиях Узбекистана. – Т.: Узбекистан, 2009.- С. 26-33.
2. Скобло А.И., Молоканов Ю.К., Владимиров А.И. и др. Процессы и аппараты нефтегазопереработки и нефтехимии: Учебник для вузов. 3-е изд., перераб. и доп. - М.: Недра, 2000. – 677 с.
3. Ахметов С.А., Сериков Т.П., Кузеев И.Р., Баязитов И.М. Технология и оборудование процессов переработки нефти и газа: Учебное пособие / Под ред. С.А. Ахметова. – СПб.: Недра, 2006. – 868 с.
4. Бурдыгина Е.А. Повышение энергоэффективности теплотехнического оборудования установок первичной переработки нефти: Автореф. дис. на соиск. уч. степ. канд. техн. наук. - УГНТУ, Уфа, 2003, 23 с.
5. Глаголева О.Ф., Капустин В.М., Гюльмисарян Т.Г. и др. Технология переработки нефти. В 2-х частях. Часть первая. Первичная переработка нефти /Под ред. О.Ф. Глаголевой и В.М. Капустина. - М.: Химия, КолосС, 2006. – 400 с.
6. Мановян А.К. Технология первичной переработки нефти и природного газа. Учебное пособие для вузов. 2-е изд. – М.: Химия, 2001. – 568 с.
7. Барулин Е.П., Кувшинова А.С., Кириллов Д.В. и др. Лабораторный практикум по тепловым процессам. Учебное пособие. - Иваново: ИГХТУ, 2009. - С. 8-10.
8. Сарданашвили А.Г., Львова А.И. Примеры и задачи по технологии переработки нефти и газа. Учебное пособие для студентов нефтяных специальностей вузов. - 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Химия, 1980. - 256 с.
9. Технологические расчёты установок переработки нефти: Учеб. пособие для вузов/Танатаров М.А., Ахметшина М.Н., Фасхутдинов Р.А. и др. - М.: Химия, 1987. - 352 с.
10. Молоканов Ю.К. Процессы и аппараты нефтегазопереработки. – М.: Химия, 1980. – С. 254–263.

11. Дытнерский Ю.И. Процессы и аппараты химической технологии: Учебник для вузов. Изд. 2-е. В 2-х кн.: Часть 1. - М.: Химия, 1995. – 400 с.
12. Коган В.Б. Теоретические основы процессов химической технологии. - Л.: Химия, 1977. – 592 с.
13. Романков П.Г., Фролов В.Ф. Теплообменные процессы химической технологии. – Л.: Химия, 1982. – 288 с.
14. Кутателадзе С.С. Основы теории теплообмена. – 4-е изд., доп. – Новосибирск.: Наука, Сибирское отделение, 1970. – 659 с.
15. Тепло- и массоперенос. Т. III. Общие вопросы теплообмена / Под общ. ред. А.В.Лыкова и Б.М. Смольского. - М.-Л.: Госэнергоиздат, 1963. – 688 с.
16. Salimov Z. Neft va gazni qayta ishlash jarayonlari va uskunalari. – Т.: Aloqachi, 2010. – 508 b.
17. Осипова В.А. Экспериментальное исследование процессов теплообмена: Учебн. пособие для вузов. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Энергия, 1979. – 320 с.
18. Григорьев Б.А., Богатов Г.Ф., Герасимов А.А. Теплофизические свойства нефти, нефтепродуктов, газовых конденсатов и их фракций/Под общ. ред. проф. Б.А. Григорьева. - М.: Издательство МЭИ, 1999. - С. 332-334.
19. Шамова Н.А. Новые методы расчета физико-химических свойств нефтяных углеводородных систем: Дис...канд.техн.наук. - Уфа, 2006. - 95 с.
20. Кузнецов А.А., Кагерманов С.М., Судаков Е.Н. Расчеты процессов и аппаратов нефтеперерабатывающей промышленности: - М.: Химия, 1974. – 335 с.
21. Умергалин Т.Г., Галиаскаров Ф.М. Методы расчетов основного оборудования нефтепереработки и нефтехимии: учебное пособие. - Уфа: Изд-во «Нефтегазовое дело», 2007. - 236 с.
22. Technical data book / Petroleum Refining, 2 nd. ed., API. - Washington, 1974, chapter 1-6. 333 p., chapter 7-14. 514 p.

23. Голубев И.Ф., Агаев Н.А. Вязкость предельных углеводородов. – Баку: Азарнеш, 1964. – 160 с.

24. Ахметов С.А. Технология глубокой переработки нефти и газа: учебное пособие для вузов. - Уфа: Гилем, 2002. - 672 с.

25. Поникаров И.И., Перелыгин О.А., Доронин В.Н., Гайнуллин М.Г. Машины и аппараты химических производств: Учебник для вузов. - М.: Машиностроение, 1989. – 368 с.

26. Владимиров А.И., Щелкунов В.А., Круглов С.А. Основные процессы и аппараты нефтегазопереработки: Учеб. пособие для вузов. - М.: ООО "Недра-Бизнесцентр", 2002. - 227 с.

27. Новые компактные теплообменники. *Wendeln statt Glattrohre. Chem. Plants + Process.* 2005, Прил. Top Prod. 2005, с. 50-51, 3 «л. Нем.; рез. англ.

28. Красникова О.К., Попов О.М., Удут В.Н. Новые конструкции эффективных витых трубчатых теплообменников // Нефтегазовые технологии. – 1998. № 5-6. – С. 10-11.

29. Красникова О.К. Витой трубчатый теплообменник со статически однородной структурой расположения труб // Химическое и нефтяное машиностроение. – 1996. -№ 5. – С. 42-45.

30. Танатаров М.А., Ахметшина М.Н., Фасхутдинов Р.А. Технологические расчеты установок переработки нефти. – М.: Химия, 1987. -352 с.

31. Трубчатый теплообменник: *Пат.2350873 Россия, МПК F 28 D 7/00 (2006.01). Брянск. ГТУ, Анисин А.А. № 2007108114/06; Заявл. 05.03.2007; Оpubл. 27.03.2009. Рус.*

32. Трубный теплообменник Пат. 2359191 Россия, МПК F 28 D 7/00 (2006.01). *ОАО Куйбышев Азот, Кузнецов С.Н., Ардамаков С.В., М 2007117887/06; Заявл. 14.05.2007; Оpubл. 20.06.2009. Рус.*

33. Теплообменник. Heat exchanger: Пат. 7044208 США, МПК⁸ F 28 F 9/02. *DENSO Corp., Kawakubo Masaaki, Kawachi Norihide, Muto Ken, Yamamoto Ken,*

Hasegawa Etsuo, Katoh Yoshiki. № 10/361657; Заявл. 02.10.2003; Оpubл. 16.05,2006; Приор. 19.02.2002, № 2002-041332 (Япония); НПК 165/173. Англ.

34. Интенсификация теплообмена. Успехи теплопередачи, 2 // Под ред. проф. Жукаускаса А.А. и проф. Калинина Э.К. - Вильнюс, Мокслас, 1988. - 188 с.

35. Дрейцер Г.А. О некоторых проблемах создания высокоэффективных трубчатых теплообменных аппаратов // Новости теплоснабжения, №5, 2004.

36. Расчеты основных процессов и аппаратов нефтепереработки: Справочник /Рабинович Г.Г., Рябых П.М., Хохряков П.А. и др.; Под ред. Е.Н.Судакова. – 3-е изд., перераб. и доп. - М.: Химия, 1979. - С.551,

37. Салимов З.С., Худайбердиев А.А. К расчету коэффициентов теплоотдачи в опытном двухтрубчатом теплообменнике // Журнал Нефти и газа Узбекистана, – № 4, 2011. – С. 40-43.

38. Салимов З.С., Худайбердиев Абдукарим.А., Хурмаматов А.М., Худайбердиев А.А. К расчету теплоёмкости углеводородного сырья // Химическая технология, контроль и управление, 2011. –№ 4. – С. 32-35.

39. Ф.Абдуллаева и друг. Об эффективности использования углеводородных паров при нагревании нефти в теплообменниках. НамИТИ. Сборник материалов конференции. Наманган, 2013. –С. 151-152

40. Ф.Абдуллаева и друг. Изучение процессов охлаждения углеводородных паров. НамИТИ. Сборник материалов конференции. Наманган, 2013. –С. 152-154

41. www.grasus.ru

42. www.him-tex.ru

43. www.neft.academic.ru

44. www.cdo.gubkin.ru

45. www.ziyonet.uz

