

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

НАМАНГАНСКИЙ ИНЖЕНЕРНО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ

На правах рукописи

УДК
665.6/.7.,662.6/.9.,662.9

ВАЛИЕВА НОИЛА РЕНАТОВНА

**СОВЕРШАНИЕ ПРОЦЕССОВ КОНДЕНСАЦИИ
УГЛЕВОДОРОДНЫХ ПАРОВ НА ВЕРТИКАЛЬНОЙ ТРУБКЕ**

5A320407 - «Процессы и аппараты химической технологии»

ДИССЕРТАЦИЯ

на соискание академической степени магистра

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

Наманган – 2014

**МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО
ОБРАЗОВАНИЯ**

НАМАНГАНСКИЙ ИНЖЕНЕРНО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ

Химическо-технологический факультет
Кафедра химическая технология

Учебный год – 2013-2014 г.

Магистрантка – Валиева Н.Р.
Научный руководитель – д.т.н. Салимов З.С.
Научный консультант - т.ф.н. Худайбердиев А.
Специальность – 5А320407 - «Процессы и
аппараты химической технологии»

ИНСТИТУТ

**ТЕМА: СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ КОНДЕНСАЦИИ
УГЛЕВОДОРОДНЫХ ПАРОВ НА ВЕРТИКАЛЬНОЙ ТРУБКЕ**

АННОТАЦИЯ МАГИСТЕРСКОЙ ДИССЕРТАЦИИ

Актуальность работы:

В нефтеперерабатывающей промышленности для осуществления процесса конденсации паров топливных фракций широко применяются кожухотрубчатые теплообменники. Однако эти аппараты, имеющих в составе установок первичной перегонки нефти, характеризуются низкой тепловой эффективностью. Вследствие этого они имеют большие габаритные размеры и массу. Поэтому разработка научно-практических основ повышения тепловой эффективности трубчатых теплообменников НПЗ на основе интенсификации процессов теплопередачи при конденсации паров является **актуальной проблемой**.

- **Цель и задачи исследования:** основной целью диссертационной работы является интенсификация процессов теплообмена при конденсации углеводородных паров в трубчатом аппарате и разработка рекомендации по совершенствованию процесса конденсации углеводородных паров в кожухотрубчатых конденсаторах НПЗ.

Объект и предмет исследования: объектами исследования являются образованные в ходе перегонки углеводородного сырья пары дистиллятов топливных фракций; водяной пар. Предмет исследования – процессы конденсации углеводородных паров в вертикальном трубчатом аппарате.

Методы исследования: В работе использованы следующие методы исследований: планирования эксперимента, статистические методы обработки опытных данных; методы определения физико-химических и теплофизических свойств жидкостей и паров; апробированные и общепринятые методики проведения опытов с использованием точных методов измерения и контрольно-измерительных приборов.

Степень научной новизны результатов исследования: Научная новизна диссертации заключается в установлении характера распределения давления и температуры конденсации углеводородных паров в трубчатом конденсаторе и степени интенсификации процесса теплопередачи путем сравнения теплоты конденсации паров воды и углеводородного сырья.

Практическое применение результатов исследования: Для достижения поставленной цели в работе решены следующие конкретные задачи: анализ теоретических основ процесса конденсации углеводородных паров и водяного пара в нефтепереработке; разработка экспериментального трубчатого теплообменного аппарата для изучения процессов конденсации углеводородных паров; определение физико-химических и теплофизических свойств углеводородных паров и их конденсатов расчетно-экспериментальным путём; исследование теплообменного процесса в трубчатых аппаратах при конденсации углеводородных паров; изучение распределения давления и температуры конденсации углеводородных паров в опытном трубчатом конденсаторе; расчет коэффициентов теплоотдачи и теплопередачи в опытном трубчатом аппарате при конденсации углеводородных паров; проведение теплового расчёта процесса конденсации углеводородных паров; оценка технико-экономической эффективности предлагаемого способа совершенствование процесса конденсации углеводородных паров.

Структура работы: Диссертационная работа состоит из введения, четырех глав, заключения, списка использованной литературы, состоящего из 45 наименований и приложения. Диссертация изложена на 83 страницах компьютерного текста, включает 19 рисунков и 13 таблиц.

Основные полученные результаты: Изучен характер распределения температуры конденсации паров в опытном теплообменнике при давлении углеводородных паров 50÷250 кПа. Сравнение результатов опытов показывает, что пары газового конденсата по сравнению с водяным паром имеют более высокую температуру конденсации при одном и том же значениях их давления в системе. При давлении 50 кПа разница в значениях температуры конденсации теплоносителей составляет 7 °С, а при давлении 250 кПа она достигает до 20 °С. Используя результатов опытов, путем сравнены теплоты конденсации водяного и углеводородных паров определена степень интенсификации теплообмена при конденсации углеводородных паров. Показано, что при температурном интервале 50÷350 °С степень интенсификации теплообмена при конденсации углеводородных паров составляет в среднем 7,8 раз.

Заключение - Обобщая проведенных теоретических и экспериментальных исследований по изучению процесса теплообмена при конденсации углеводородных паров можно сформулировать следующие основные выводы: Анализ основных физико-химических и теплофизических свойств паров углеводородного сырья и воды в диапазоне 100÷200 °С показал, что пары топливных фракций, выходящие из ректификационной

колонны, могут быть эффективно использованы в качестве теплоносителя в основных операциях первичной перегонки нефтегазоконденсатных смесей.

MINISTRY OF HIGHER AND SECONDARY SPECIAL EDUCATION

Chemical Engineering Faculty
Department of Chemical Engineering

Master - NR Valiev
Supervisor - prof. Salimov ZS
Scientific advisor - d.ph. Khudayberdiev A.

Academic year - 2013-2014

the Occupation - 5A320407 - "Processes and devices of chemical technology"

NAMANGAN ENGINEERING INSTITUTE OF TECHNOLOGY

SUBJECT: IMPROVING PROCESSES FOR CONDENSATION HYDROCARBON VAPOR VERTICAL TUBE

SUMMARY MASTER'S THESIS

Actuality:

In the refining industry for the process of condensing the vapor fuel fractions are widely used skin-hotrubchatye exchangers. However, these devices are available in the composition of oil primary distillation, characterized by low thermal efficiency. Consequently, they have big overall dimensions and weight. Therefore, the development of scientific and practical foundations to improve the thermal efficiency of tubular heat exchangers refinery based on the intensification of the heat transfer processes by vapor condensation is an urgent problem.

- **The purpose and objectives of the study:** The main aim of the thesis is the intensification of heat transfer during condensation of hydrocarbon vapors in the tubular apparatus and develop recommendations for improving the process of condensation of hydrocarbon vapors in the shell and tube condensers refinery.

Object and subject of research: research objects are formed during the distillation of hydrocarbons distillate fuel fractions couples; steam. Subject of research - processes of condensation of hydrocarbon vapors in a vertical tubular machine.

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

Degree of scientific novelty of the results: The scientific novelty of the thesis is to establish the nature of the distribution of pressure and temperature condensation of hydrocarbon vapors in the condenser tube and the degree of intensification of heat transfer process by comparing the heat of condensation of water vapor and hydrocarbons.

The practical application of research results: In order to achieve this goal in the work solved the following specific objectives: analysis of the theoretical foundations of the process of condensation of hydrocarbon vapors and steam refining; development of a prototype of the tubular heat exchanger for the study of condensation of hydrocarbon vapors; determination of physico-chemical and thermal properties of hydrocarbon vapors and condensates settlement by experimentation; study of the heat exchange process in tubular devices in the condensation of hydrocarbon vapors; study of the distribution of pressure and temperature condensation of the hydrocarbon vapors in the test tube condenser; calculation of heat transfer coefficients and heat transfer in the test tube apparatus in the condensation of hydrocarbon vapors; performing thermal calculations of condensation of hydrocarbon vapors; evaluation of technical and economic efficiency of the proposed method to improve the process of condensation of hydrocarbon vapors.

Structure: The dissertation consists of an introduction, four chapters, conclusions, bibliography, consisting of 45 items, and applications. Dissertation is presented on 83 pages of computer text, includes 19 figures and 13 tables.

Main results: The character of the temperature distribution in the experimental vapor condensing heat exchanger at a pressure of hydrocarbon vapors 50 ÷ 250 kPa. Comparison of experimental results shows that the pair condensate compared with steam have higher condensation temperature at one and the same values of pressure in the system. At a pressure of 50 kPa difference in the values of the condensing temperature is 7 ° C heat transfer, and at a pressure of 250 kPa until it reaches 20 deg. Using the results of experiments by comparing the heat of condensation of water vapor and hydrocarbon defined degree of intensification of heat transfer during condensation of hydrocarbon vapors. It is shown that in the temperature range 50 ÷ 350 ° degree of intensification of heat transfer during condensation of hydrocarbon vapors is an average of 7.8 times.

Conclusion - Summing up of theoretical and experimental studies on heat transfer process in the condensation of hydrocarbon vapors can formulate the following conclusions: Analysis of the main physico-chemical and thermal properties of vapors of hydrocarbons and water in the range 100 ÷ 200 ° C showed that couples fuel fractions emerging from a distillation column can be effectively used as a coolant in the main operations of the primary gas condensate distillation mixtures.

ВВЕДЕНИЕ	4
Глава I. Основы теории и практики процесса конденсации углеводородных паров в технологии нефтепереработки	11
1.1 Теоретические основы теории теплообмена при конденсации паров	11
1.2 Основные типы трубчатых теплообменных аппаратов-конденсаторов нефтеперерабатывающих заводов	19
1.3 Методы интенсификации процесса конденсации паров в трубчатых аппаратах	26
1.4 Выводы по первой главе	32
1.5 Постановка цели и задачи исследования	33
Глава II. Определение основных свойств углеводородных паров и хладоносителя	35
2.1 Определение плотности дистиллятов топливных фракций	35
2.2 Определение вязкости дистиллятов топливных фракций	37
2.3 Определение теплоемкости углеводородных паров и их дистиллятов	39
2.4 Расчет теплоты испарения углеводородного сырья	41
2.5 Расчет энтальпии паров углеводородного сырья	42
2.6 Теплопроводность дистиллятов топливных фракций	44
2.7 Обобщенные показатели основных физико-химических и теплофизических свойств исследуемых теплоносителей	44
2.8 Выводы по второй главе	46
Глава III. Изучение процессов конденсации водяного и углеводородных паров в трубчатом аппарате	48
3.1 Описание экспериментальной установки и методики проведения опытов	48
3.2 Изучение процесса конденсации паров в опытном трубчатом аппарате	50
3.2.1 Изучение изменения давления при конденсации углеводородных паров в опытном аппарате	51
3.2.2 Изучение распределения температуры конденсации паров в опытном аппарате	52
3.3 Определение степени интенсификации теплообмена при конденсации	

углеводородных паров	54
3.4 Методика обработка результатов опытов	57
3.5 Выводы по третьей главе	59
Глава IV. Расчет и проектирование промышленного вертикального кожухотрубчатого конденсатора для охлаждения углеводородных паров и обоснование его технико-экономических показателей	61
4.1 Исходные данные для расчета	61
4.2 Определение физико-химических и теплофизических свойств теплоносителей	61
4.3 Определение тепловой нагрузки аппарата и расхода воды на процесс конденсации пара	63
4.4 Расчет конструктивных параметров вертикального кожухотрубчатого конденсатора	64
4.5 Уточненный расчет коэффициента теплопередачи в конденсаторе	67
4.6 Расчет потери тепла в окружающую среду	69
4.7 Гидравлический расчет вертикального кожухотрубчатого конденсатора	69
4.8 Расчет экономической эффективности от внедрения в производст-ва предлагаемого вертикального кожухотрубчатого конденсатора для конденсации углеводородных паров в условиях НПЗ	71
4.9 Выводы по четвертой главе.....	76
Заключение	78
Список использованной литературы	80
Приложения	84

ВВЕДЕНИЕ

Узбекистан – страна, богатая нефтяными и газовыми месторождениями. Поэтому одним из приоритетных направлений роста экономики является ускоренное развитие топливно-энергетического комплекса республики. Правительством Узбекистана осуществляется интенсивная работа по развитию нефтегазовой промышленности на базе применения в производстве передовой технологии, высокоэффективного оборудования, модернизация устаревшей техники и реализации крупных проектов с зарубежными компаниями [1].

В годы независимости страны проделана огромная работа по совершенствованию структуры отрасли, её техническому оснащению и перевооружению, наращиванию объемов добычи нефти и газа, углублению технологических процессов переработки углеводородного сырья и выпуска качественной продукции, отвечающей требованиям международных стандартов. В настоящее время в качестве основных источников сырья для предприятий отрасли используют нефть, газовый конденсат и природный газ. По отчету британской компании British Petroleum по мировой энергетике подтвержденные запасы нефти в Узбекистане по итогам 2013 года составляет 0,1 млрд. тонн (0,6 млрд. баррелей), а запасы природного газа - 1,1 трлн. кубометров.

Среди крупных проектов, реализованных в Узбекистане за последние годы, можно назвать введение в эксплуатацию в 1997 году Бухарского НПЗ, оснащенный современной технологией и оборудованием, который ежегодно перерабатывает до 2,5 млн тонн углеводородного сырья. Здесь производятся многие виды нефтепродуктов, отвечающих требованиям международных стандартов: автобензин различных марок, авиакеросин, дизельное топливо, топочный мазут и сжиженный газ. Отметим, что здесь впервые среди стран СНГ разработана и успешно внедрена в производство в технология

получения авиационного топлива Джет А-1 для самолетов Боинг, Аэробус и RG.

Учитывая особенность переработки высокосернистого сырья, в 2000 году осуществлена реконструкция Ферганского НПЗ с целью обеспечения качества светлых нефтепродуктов, соответствующих требованиям мировых стандартов и улучшения экологической обстановки в регионе.

Кроме того, в мае месяце 2014 года Правительство Узбекистана утвердило «дорожные карты» по финансово-экономическому оздоровлению УП «Ферганский нефтеперерабатывающий завод» и УП «Бухарский нефтеперерабатывающий завод». В рамках «дорожных карт» нефтеперерабатывающие предприятия реализуют меры по модернизации и внедрению современных технологий, снижению себестоимости выпускаемой продукции, увеличению объемов производства и загрузки мощностей.

Несколько крупных проектов намечается осуществить в нефтегазовой сфере. В частности, НХК «Узбекнефтегаз» в сотрудничестве с компаниями «Petronas» (Малайзия) и «Sasol» (ЮАР) создала совместное предприятие по производству синтетических жидких топлив по технологии GTL на базе очищенного метана Шуртанского ГХК. Это позволит ежегодно производить из добываемого в республике газа порядка 1,3 млн тонн продукции: дизельного топлива, керосина, нефти и сжиженного нефтяного газа по стандарту Евро - 4 и Евро - 5. Завершение строительства данного предприятия намечено на 2017 год.

Производство моторных топлив основано на энергоемком и сложном процессе - первичной перегонке углеводородных смесей. Согласно применяемой в НПЗ технологии производства, при первичной перегонке углеводородного сырья в качестве отпаривающего агента используется перегретый водяной пар, подаваемый в кубовую часть ректификационных и отгонных колонн [2-6].

Применение водяного пара в качестве отпаривающего и эжектирующего агента при перегонке обуславливает его тесный контакт с нефтепродуктами,

что и способствует его насыщению как парами нефтяных фракций, так и сернистыми, азотистыми и другими химическими примесями.

В процессе конденсации смеси паров углеводородов и воды, выходящих из отгонных колонн, образуется «загрязненный» технологический конденсат, которого следует отделить от получаемого моторного топлива в специальных аппаратах. В дальнейшем, следует очищать и самого конденсата от присутствующих в нем остатков нефтепродуктов и других химических соединений, утилизации которых требует дополнительных расходов.

В нефтеперерабатывающей промышленности для осуществления процесса конденсации паров топливных фракций широко применяются кожухотрубчатые теплообменники. Однако эти аппараты, имеющихся в составе установок первичной перегонки нефти, характеризуются низкой тепловой эффективностью. Вследствие этого они имеют большие габаритные размеры и массу [2,3]. Поэтому разработка научно-практических основ повышения тепловой эффективности трубчатых теплообменников НПЗ на основе интенсификации процессов теплопередачи при конденсации паров является **актуальной проблемой.**

Степень изученности проблемы. Анализ технологии использования перегретого водяного пара в процессах первичной перегонки углеводородного сырья показал, что с целью улучшения экологических условий производства целесообразным является резкое сокращение расхода водяного пара на процесс перегонки нефти или же проведение данного процесса без участия в нем водяного пара. Одним из технологических решений данной проблемы является применение углеводородных паров, выходящих из ректификационной колонны, в качестве отпаривающего агента взамен перегретого водяного пара.

В лаборатории «Процессы и аппараты химической технологии» ИОНХ АН РУз под руководством академика Салимова З.С. разработана новая технология «сухой» перегонки нефтегазоконденсатного сырья, с использованием паров топливных фракций в качестве отпаривающего агента [4].

Проведение первичной перегонки нефти без использования водяного пара или при резком сокращении его расхода обладает следующими достоинствами [4,5]:

- в процессе перегонки водяной пар находится в тесном контакте с нефтепродуктами и насыщается углеводородными парами. При конденсации такой смеси паров образуется технологический конденсат, которого следует отделить от топливных фракций и очистить от остатков нефтепродуктов;
- при существующем способе перегонки нефти водяной пар находится в составе многокомпонентных углеводородных паров и создает неоднородную парожидкостную смесь, что усложняет условия их конденсации, препятствует интенсивному протеканию процессов конденсации и снижает технологической эффективности аппаратов.
- при отсутствии водяного пара в составе конденсирующихся паров топливных фракций освобождается ранее занимаемое ими технологическое пространство, что способствует увеличению производительности оборудования, повышению эффективности тепло- и массообменных процессов при конденсации; это приводит к уменьшению требуемой поверхности теплообмена теплообменников и конденсаторов при заданной их тепловой нагрузки;
- из-за отсутствия воды в составе углеводородных паров топливных фракций устраняется вероятность накопления воздуха и неконденсируемых газов в межтрубном пространстве конденсаторов, выделяемых при конденсации водяного пара. При этом улучшаются условия конденсации однородных по составу углеводородных паров, что способствует повышению значения коэффициента теплоотдачи от греющего агента к трубчатой поверхности нагрева;
- уменьшается коррозия поверхностей аппаратов, контактирующих с конденсатом водяного пара, особенно конденсаторов, теплообменников и технологических трубопроводов;
- сокращается расход химических реактивов - ингибиторов коррозии;

- устраняется возможность обводнения нефтепродуктов, что особенно важно для авиационного керосина и дизельного топлива;

- увеличивается четкость фракционирования дистиллятов топливных фракций, а также повышения их отбора в ректификационной колонне.

Отметим, что к числу важнейших достоинств углеводородных теплоносителей относится низкая теплота их конденсации (250-350 кДж/кг) по сравнению с теплотой конденсации водяного пара (2260 кДж/кг) [5].

Соотношения теплоты конденсации водяного пара и углеводородных паров (в среднем 7,3 раза) показывает насколько можно интенсифицировать процесс без дополнительных расходов, снизить расход хладагентов или уменьшить поверхность теплообмена конденсаторов, теплообменников, воздушных и водяных холодильников.

Положительное воздействие вышеприведенных факторов является основой для интенсификации процессов конденсации углеводородных паров в трубчатых теплообменных аппаратах-конденсаторах.

Обзор материалов по теме диссертационной работы показывает, что в литературе отсутствуют научно обоснованные сведения об использовании обезвоженных дистиллятов топливных фракций в паровой и жидкой фазе в качестве теплоносителя в процессах нагрева, охлаждения и конденсации паров.

Кроме этого, в литературе также не имеются сведения о влиянии физико-химических и теплофизических свойств местного углеводородного сырья и технологических параметров процесса, таких как соотношения компонентов в рабочей смеси, температуры, давления и расхода теплоносителей, на эффективность теплообмена в трубчатых аппаратах.

Согласно проведенному патентному поиску, не выданы патенты на изобретение или полезные модели на способы конденсации углеводородных паров при первичной перегонке углеводородного сырья или на трубчатые устройства для осуществления процесса.

Все эти аргументы свидетельствует о том, что в настоящее время процессы теплообмена при конденсации паров топливных фракций изучены еще не полностью.

Таким образом, совершенствования процессов теплопередачи при конденсации углеводородных паров и повышение тепловой эффективности промышленных конденсаторов имеет **научно-практическую ценность**.

Основной целью диссертационной работы является интенсификация процессов теплообмена при конденсации углеводородных паров в трубчатом аппарате и разработка рекомендации по совершенствованию процесса конденсации углеводородных паров в кожухотрубчатых конденсаторах НПЗ.

Задачи исследования. Для достижения поставленной цели в работе решены следующие конкретные задачи:

- анализ теоретических основ процесса конденсации углеводородных паров и водяного пара в нефтепереработке;
- разработка экспериментального трубчатого теплообменного аппарата для изучения процессов конденсации углеводородных паров;
- определение физико-химических и теплофизических свойств углеводородных паров и их конденсатов расчетно-экспериментальным путём;
- исследование теплообменного процесса в трубчатых аппаратах при конденсации углеводородных паров;
- изучение распределения давления и температуры конденсации углеводородных паров в опытном трубчатом конденсаторе;
- расчет коэффициентов теплоотдачи и теплопередачи в опытном трубчатом аппарате при конденсации углеводородных паров;
- проведение теплового расчёта процесса конденсации углеводородных паров;
- оценка технико-экономической эффективности предлагаемого способа совершенствования процесса конденсации углеводородных паров.

Объектами исследования являются: образованные в ходе перегонки углеводородного сырья пары дистиллятов топливных фракций; водяной пар.

Предмет исследования – процессы конденсации углеводородных паров в вертикальном трубчатом аппарате.

В работе использованы следующие **методы исследований**:

- планирования эксперимента, статистические методы обработки опытных данных;
- методы определения физико-химических и теплофизических свойств жидкостей и паров;
- апробированные и общепринятые методики проведения опытов с использованием точных методов измерения и контрольно-измерительных приборов.

Научная новизна диссертации заключается в установлении характера распределения давления и температуры конденсации углеводородных паров в трубчатом конденсаторе и степени интенсификации процесса теплопередачи путем сравнения теплоты конденсации паров воды и углеводородного сырья.

Основные результаты диссертационной работы будут использованы в НИР, выполняемых лабораторией ПАХТ ИОНХ АН РУз совместно с нефте-перерабатывающими предприятиями республики. Основные научно-практические результаты диссертации также будут использованы в учебном процессе Наманганского инженерно-технологического института, при подготовке кадров по направлению бакалавриата 5522500 - «Химическая технология» и магистра-туры по специальности 5A320407 - «Процессы и аппараты химической техно-логии» при изучении дисциплину «Процессы и аппараты химической технологии».

Опубликованность результатов. Основное содержание диссертации отражено в **6** опубликованных тезисах докладов в материалах республиканских научно практических конференций.

Структура и объем диссертации. Диссертационная работа состоит из введения, четырех глав, заключения, списка использованной литературы, состоящего из **45** наименований и приложения. Диссертация изложена на 83 страницах компьютерного текста, включает **19** рисунков и **13** таблиц.

ГЛАВА I. ОСНОВЫ ТЕОРИИ И ПРАКТИКИ ПРОЦЕССА КОНДЕНСАЦИИ УГЛЕВОДОРОДНЫХ ПАРОВ В ТЕХНОЛОГИИ НЕФТЕПЕРЕРАБОТКИ

1.1. Теоретические основы теории теплообмена при конденсации паров

Тепло передаётся от более нагретой среды к другой, менее нагретой. Вещества, участвующие в процессе теплообмена, называются теплоноси-телями. Вещество с высокой температурой, которое в процессе теплообмена отдаёт тепло, называется горячим теплоносителем, а вещество с низкой температурой, воспринимающее тепло - холодным теплоносителем.

Процессы теплообмена осуществляется путём непосредственного соприкосновения теплоносителей или передачей тепла через стенку, разделяющую эти теплоносители. При передаче тепла непосредственным соприкосновением теплоноси-тели обычно смешиваются друг с другом, что не всегда допустимо. При передаче тепла через стенку теплоносители не смешиваются, и каждый из них движется по обе стороны теплопередающей поверхностью.

Различают установившийся и неустановившийся процессы теплопере-дачи, характеризующихся изменением температуры теплоносителей во времени.

Установившиеся процессы имеют место при непрерывной работе аппаратов, а неустановившиеся процессы имеют место в моменте их пуска к работе или протекают в аппаратах периодического действия.

Передача тепла между телами может происходить посредством теплопроводности, конвекции и лучеиспускания, сопутствующие друг другу. Например, передача тепла от горячего теплоносителя к стенке и от стенки к холодному теплоносителю осуществляется конвекцией, а через стенку – путём теплопроводности.

Процесс передачи тепла теплопроводностью описывается законом Фурье [7,8], согласно которому количество тепла dQ , передаваемое посредством теплопроводности через элементарную поверхность dF , расположенной перпендикулярно к направлению теплового потока, за время $d\phi$ прямо пропорционально температурному градиенту $\partial t / \partial n$, поверхности dF и времени $d\phi$:

$$dQ = -\lambda \frac{\partial t}{\partial n} dF d\tau \quad (1.1)$$

где λ - коэффициент теплопроводности материала теплопередающей поверхности, значения которого зависит от физико-химических свойств материала, температуры и давления Вт/(м·град); $\partial t / \partial n$ - градиент температуры, К/м.

Конвективный теплообмен между потоками паровой или жидкой фазы и соприкасающегося с ним поверхностью теплообмена, называется теплоотдачей.

На рис. 1.1. изображена схема механизма конвективного теплообмена. Согласно этой схеме, по одну сторону стенки протекает пар с температурой t_n , а по другую сторону - жидкость с температурой $t_{ж}$. Процесс теплопередачи включает перенос теплоты от ядра потока пара к стенке (теплоотдача), через стенку (теплопроводность) и от стенки к ядру потока жидкости (теплоотдача) [7,8].

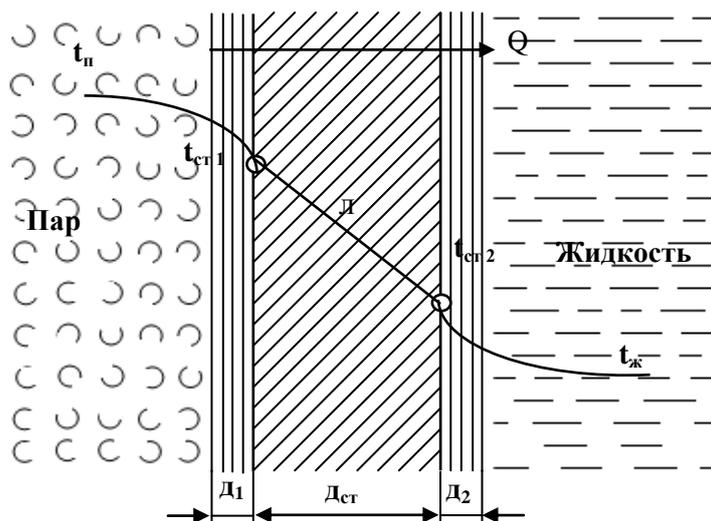


Рис.1.1. Схема механизма конвективного переноса тепла: Q - количество переносимого тепла; t_n - температура пара; $t_{ст1}$ - температура внешней поверхности стенки (со стороны теплоносителя); $d_{ст}$ - толщина стенки; d_1 и d_2 - толщина пограничных слоев вблизи стенки; l - коэффициент теплопроводности материала стенки; $t_{ст2}$ - температура внутренней поверхности стенки (со стороны жидкости); $t_{ж}$ - температура жидкости

Для интенсификации теплообмена желательно, чтобы толщина тепло-вого пограничного слоя была как можно тонкой.

Конденсация паров в нефтепереработке осуществляется в целях нагрева сырья за счет теплоты конденсации паров топливных дистиллятов на горизонтальной и вертикальной поверхностях.

На основе теплового баланса процесса получено уравнение для определения коэффициента теплоотдачи $b_{конд}$ при конденсации пара по всей высоте труб l [9]

$$b_{конд}^B = 0,943 [л^3 c^2 rg / \mu (T - и_1) l]^{0,25}. \quad (1.2)$$

где c и μ - плотность и динамическая вязкость конденсата; l - теплопроводность конденсата; r - теплота конденсации пара.

Теплофизические параметры l , c , μ здесь берут при средней температуре пленки конденсата $t_{ср} \approx (T + и_1) / 2$.

На практике конденсация пара весьма часто происходит на *наружной поверхности горизонтальных труб*. Для *одиночной* круглой горизонтальной трубы наружным диаметром d_n получена формула [9]

$$\bar{b}_{\text{конд}}^r = 0,72 [\lambda^3 c^2 r g / \mu (T - t_1) d_n]^{0,25}. \quad (1.3)$$

Интенсивность теплоотдачи снижается, если в конденсирующемся паре содержатся неконденсирующиеся газы: поскольку их теплопроводность на порядок ниже, чем у пленки конденсата. Это снижение весьма существенно; например, примесь воздуха к водяному пару в количестве 5 % снижает и в 5÷7 раз [8-10]. С целью поддержания теплоотдачи на высоком уровне в ряде технологических процессов специально периодически выводят неконденсирующиеся газы из конденсаторов, восстанавливая таким способом высокую теплоотдающую способность стадии конденсации.

В случае *конденсирующегося водяного пара* значения коэффициента теплоотдачи составляет 7000÷20000 Вт/(м²К). При *конденсации паров органических веществ* \bar{b} ниже, чем в случае водяного пара, примерно на порядок, поскольку у органических жидкостей теплопроводность λ и теплота конденсации r существенно ниже, чем у воды.

В инженерной практике для расчета теплоотдачи используется уравнение, известное как закон теплоотдачи [2,7-10]:

$$dQ = \bar{b} dF (t_{\text{ст}} - t_{\text{ж}}) d\phi. \quad (1.4)$$

Согласно этому уравнению количество тепла dQ , отдаваемое за время $d\phi$ поверхностью стенки dF , имеющей температуру $t_{\text{ст}}$, к жидкости с температурой $t_{\text{ж}}$ прямо пропорционально dF и разности температур $t_{\text{ст}} - t_{\text{ж}}$.

Для установившегося режима процесса уравнение (1.4) имеет вид:

$$Q = \bar{b} F (t_{\text{ст}} - t_{\text{ж}}), \text{ Вт}, \quad (1.5)$$

а для неустановившегося режима процесса оно представлено в виде

$$Q = \bar{b} F (t_{\text{ст}} - t_{\text{ж}}) \phi, \text{ Дж}, \quad (1.6)$$

где $t_{\text{ж}}$ и $t_{\text{ст}}$ - средние температуры жидкости и теплопередающей стенки, °С; F - поверхность теплообмена, м²; Q - количество передаваемого тепла, Вт (Дж); ϕ - время, с.

Величина коэффициента теплоотдачи \bar{b} характеризует интенсивность теплообмена между стенкой и окружающей ее рабочей средой - паром или жидкостью. Значение коэффициента \bar{b} показывает, какое количество тепла передается от единицы поверхности стенки к жидкости (или от пара к стенке) в единицу времени при разности температур между стенкой и жидкостью (паром) в 1 градус (К):

$$[\alpha] = \left[\frac{Q}{F (t_{\text{ст}} - t_{\text{ж}})} \right] = \left[\frac{\dot{A} \alpha}{i^2 \cdot \bar{n} \cdot \dot{E}} \right] = \left[\frac{\dot{A} \delta}{i^2 \cdot \dot{E}} \right]. \quad (1.7)$$

Коэффициент теплоотдачи \bar{b} зависит от многих факторов, характеризующих этого процесса: параметров режима движения теплоносителя (температуры поверхности нагрева t_c , скорости течения w , ее температуры $t_{ж}$, плотности ρ и вязкости μ), его теплофизических свойств (удельной теплоемкости c_p , теплопроводности λ), коэффициента объемного расширения β , геометрических параметров (формы и определяющих размеров поверхности теплообмена, например, диаметра d и длины L труб), а также шероховатости стенки e . Таким образом, функциональная зависимость для определения коэффициент теплоотдачи \bar{b} имеет вид [7-11]

$$\bar{b} = f(w, t_c, t_{ж}, \rho, \mu, c_p, \lambda, \beta, d, L, e \dots). \quad (1.8)$$

Определение \bar{b} является основной задачей расчета тепловых процессов и аппаратов.

Обычно коэффициент \bar{b} определяют из критериальных уравнений, полученных методами теории подобия [7,8].

Согласно положениям теории подобия *конвективный теплообмен без изменения агрегатного состояния вещества* (в данном случае для холодного теплоносителя – охлаждающей воды) в стационарных условиях может быть описан критериальным уравнением вида [2,7,8]:

$$Nu = f(Re, Pr, Gr, \Gamma, \dots), \quad (1.9)$$

где $Nu = (\alpha l)/\lambda$ - критерий Нуссельта, характеризующий подобие процессов теплопереноса на границе между стенкой и потоком жидкости; $Re = (wl\rho)/\mu = (wl)/\nu$ - критерий Рейнольдса, который характеризует гидродинамический режим потока при вынужденном движении и является мерой соотношения сил инерции и вязкого трения; $Pr = \rho c_p \mu / \lambda$ - критерий Прандтля, который характеризует физико-химические свойства теплоносителя и является мерой подобия температурных и скоростных полей в потоке; $Gr = (g l^3 / \nu^2) \beta \Delta t$ - критерий Грасгофа, характеризующий соотношение сил вязкого трения и подъемной силы, описывает режим свободного движения теплоносителя; $\Gamma_i = l_i / l$ - безразмерный геометрический симплекс, характеризующий геометрическое подобие системы.

В выражении вышеприведенных критериев: ρ - плотность теплоносителя, кг/м³; μ - динамический коэффициент вязкости, Па·с; $\nu = \mu / \rho$ - кинематический коэффициент вязкости теплоносителя, м²/с; w - скорость движения теплоносителя, м/с; c_p - теплоемкость теплоносителя, Дж/(кг·К); λ - коэффициент теплопроводности теплоносителя, Вт/(м·К); $\alpha = \lambda / \rho c_p \mu$ - коэффициент температуропроводности, м²/с; g - ускорение свободного падения, м/с²; l - определяющий размер, м; l_i - характерный размер, м; β - коэффициент температурного расширения, К⁻¹; $\Delta t = t_{ст} - t_{ж}$ - температурный напор между стенкой и теплоносителем, °С; ϕ - время процесса, с.

Критерий Nu , входящий в уравнение (9), является определяемым. По значению Nu коэффициент теплоотдачи может быть рассчитан по формуле [2,7-12]:

$$\alpha = (Nu l) / \lambda \quad . \quad (1.10)$$

Для расчета Nu при вынужденном движении потока внутри труб рекомендованы следующие уравнения [8]:

- для ламинарного режима движения теплоносителя ($Re < 2320$):

$$Nu = 0,17 Re^{0,33} \cdot Pr^{0,43} \cdot Gr^{0,1} \left[\frac{Pr}{Pr_{\dot{n}\delta}} \right]^{0,25} \varepsilon_{\ell} \quad , \quad (1.11)$$

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

- для турбулентного режима движения теплоносителя, при $Re \geq 10000$ и в случае значительного изменения физических свойств теплоносителей:

$$Nu = 0,021 Re^{0,8} \cdot Pr^{0,43} \left[\frac{Pr}{Pr_{\dot{n}\delta}} \right]^{0,25} \varepsilon_{\ell} \quad ; \quad (1.12)$$

- для переходного режима движения теплоносителя ($2320 < Re < 10000$):

$$Nu = C \cdot Pr^{0,43} \left[\frac{Pr}{Pr_{ст}} \right]^{0,25} \varepsilon_{\ell} \quad , \quad (1.13)$$

где C - коэффициент, значение которого определяется в зависимости от величины Re . При $Re = (2,1 \div 10) 10^3$ величина $C = 1,9 \div 33,0$.

При переходном режиме движения теплоносителя для приближенных расчетов можно также воспользоваться уравнением [8]:

$$Nu = 0,008 Re^{0,9} Pr^{0,43} \quad . \quad (1.14)$$

Определяющей температурой в уравнениях (1.11)÷(1.14) является средняя температура среды, а определяющим размером - эквивалентный диаметр (внутренней) трубки.

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[11]:

$$\text{- если } (t_{1н} - t_{1к}) > (t_{2к} - t_{2н}), \text{ то } t_{2ср} = \frac{t_{2н} + t_{2к}}{2} \quad ; \quad (1.15)$$

$$\text{- если } (t_{1н} - t_{1к}) < (t_{2к} - t_{2н}), \text{ то } t_{1ср} = \frac{t_{1н} + t_{1к}}{2} \quad . \quad (1.16)$$

Температура теплоносителя изменяющегося на большее число градусов определяется как:

$$t_{1ср} = t_{2ср} + \Delta t_{ср}; \quad t_{2ср} = t_{1ср} - \Delta t_{ср} \quad . \quad (1.17)$$

По рассчитанным значениям средних температур теплоносителей определяют их теплофизические свойства (c , μ , λ , ϵ).

Количества передаваемого тепла Q определяется *основным уравнением* теплопередачи [2,7,8]:

- для стационарного режима

$$Q = K \Delta t_{cp} F; \quad (1.18)$$

- для нестационарного режима

$$Q = K \Delta t_{cp} F \phi, \quad (1.19)$$

где Q - количество тепла, переданного в процессе теплопередачи через всю поверхность теплообмена F (m^2) в единицу времени, Вт; K - коэффициент теплопередачи между средами, средний для всей поверхности теплообмена, Вт/($m^2 \cdot K$); Δt_{cp} - средняя разность температур между средами, $^{\circ}C$; ϕ - время.

Обычно, из уравнения (1.19) определяется поверхность теплообмена аппарата:

$$F = Q / (K \cdot \Delta t_{cp}). \quad (1.20)$$

Коэффициент теплопередачи K показывает, какое количество тепла переходит в единицу времени от более нагретого к менее нагретому теплоносителю через разделяющей их стенку поверхностью $1 m^2$ при разности температур между теплоносителями 1 град.

При найденных значениях коэффициентов теплоотдачи, теплопроводности и известной толщине стенки и слоев отложений на обе стороны стенки, величина коэффициента теплопередачи рассчитывается по формуле [11,12]:

$$K = \left(\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_{н\delta}}{\lambda_{н\delta}} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \frac{1}{\alpha_2} \right)^{-1}, \quad (1.21)$$

где α_1 и α_2 - коэффициенты теплоотдачи, соответственно, от греющего тепло-носителя к разделяющей стенке и от стенки к нагреваемой среде, Вт/($m^2 \cdot K$); $\delta_{ст}$ - толщина стенки, м; δ_1 и δ_2 - толщина слоев отложений на стенке со стороны греющего теплоносителя и нагреваемой среды, м; $\lambda_{ст}$ - теплопроводность материала стенки, Вт/($m \cdot K$); λ_1 и λ_2 - соответственно, теплопроводность отложений на внешней и внутренней поверхностях стенки, Вт/($m \cdot K$).

Эффективность процесса теплопередачи в тепловых аппаратах существенно зависит от взаимного направления движения теплоносителей в различных частях теплообменного аппарата: прямоток, противоток, перекрест-ный ток и смешанный ток.

При прямотоке теплоносителей наибольшая Δt_{max} и наименьшая Δt_{min} разность температур между теплоносителями на концевых участках теплообменного аппарата определяется как:

$$\Delta t_{max} = t'_1 - t'_2; \quad \Delta t_{min} = t''_1 - t''_2, \quad (1.22)$$

где t'_1 и t''_1 - начальная и конечная температура первого теплоносителя, °С; t'_2 и t''_2 - начальная и конечная температура второго теплоносителя, °С.

Для противоточного движения теплоносителей:

$$\Delta t_{\max} = t'_1 - t''_2; \quad \Delta t_{\min} = t''_1 - t'_2. \quad (1.23)$$

В случае конденсации пара при постоянном давлении его температура конденсации не меняется $t_{\text{кн}} = t_1$. В этом случае наибольшая Δt_{\max} и наименьшая Δt_{\min} разность температур между теплоносителями соответственно равны:

$$\Delta t_{\max} = t_1 - t'_2; \quad \Delta t_{\min} = t_1 - t''_2. \quad (1.24)$$

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

$$\text{- если } \frac{\Delta t_{\max}}{\Delta t_{\min}} \leq 2, \text{ то } \Delta t_{\text{ср}} = \frac{\Delta t_{\max} + \Delta t_{\min}}{2}, \quad (1.25)$$

$$\text{- если } \frac{\Delta t_{\max}}{\Delta t_{\min}} > 2, \text{ то } \Delta t_{\text{ср}} = \frac{\Delta t_{\max} - \Delta t_{\min}}{\ln(\Delta t_{\max} / \Delta t_{\min})}. \quad (1.26)$$

Определение расхода греющего теплоносителя на процесс и требуемой теплопередающей поверхности теплообменных аппаратов при заданной их тепловой нагрузке и энергетической эффективности аппаратов основывается на составлении теплового баланса процесса [7,8].

Обобщенное уравнение теплового баланса процесса конденсации углеводородных паров имеет вид:

$$Q_1 + Q_2 = Q_3 + Q_4 + Q_{\text{пот}}, \quad (1.27)$$

где $Q_1 = G_{\text{п}} \cdot i_{\text{п1}}$ - теплота паров углеводородных фракций; $Q_2 = G_{\text{в}} \cdot c_{\text{в1}} \cdot t_{\text{в1}}$ - тепло, вносимое в аппарат холодной водой; $Q_3 = G_{\text{в}} \cdot c_{\text{в2}} \cdot t_{\text{в2}}$ - тепло, расходуемого на нагрев воды; $Q_4 = G_{\text{п}} \cdot c_{\text{кн}} \cdot t_2$ - теплота конденсированных углеводородных паров; $Q_{\text{пот}}$ = потери тепла в окружающую среду; $t_{\text{в1}}$ и $t_{\text{в2}}$ - температура холодной и нагретой в ходе процесса воды; $c_{\text{в1}}$ и $c_{\text{в2}}$ - удельная теплоемкость воды при температурах $t_{\text{в1}}$ и $t_{\text{в2}}$; $i_{\text{п1}}$ - энтальпия углеводородных паров, кДж/кг; $c_{\text{п2}}$ - теплоемкость конденсата углеводородных паров при $t_{\text{кн2}}$.

Расширенный вид уравнения теплового баланса данного процесса

$$G_{\text{п}} \cdot i_{\text{п1}} + G_{\text{в}} \cdot c_{\text{в1}} \cdot t_{\text{в1}} = G_{\text{в}} \cdot c_{\text{в2}} \cdot t_{\text{в2}} + G_{\text{п}} \cdot c_{\text{кн}} \cdot t_2 + Q_{\text{пот}} \quad (1.28)$$

или

$$G_{\text{п}} (i_{\text{п1}} - c_{\text{кн}} \cdot t_2) = G_{\text{в}} (c_{\text{в2}} \cdot t_{\text{в2}} - c_{\text{в1}} \cdot t_{\text{в1}}) + Q_{\text{п}}. \quad (1.29)$$

Из уравнения (1.29), без учета потери тепла $Q_{\text{п}}$, можно определить необходимого расхода холодной воды $G_{\text{ГК}}$:

$$G_{\text{в}} = G_{\text{п}} (i_{\text{п1}} - c_{\text{кн}} \cdot t_2) / (c_{\text{в2}} \cdot t_{\text{в2}} - c_{\text{в1}} \cdot t_{\text{в1}}) = G_{\text{п}} r_{\text{п}} / (c_{\text{в2}} \cdot t_{\text{в2}} - c_{\text{в1}} \cdot t_{\text{в1}}), \quad (1.30)$$

где r_n – теплота конденсации углеводородных паров, кДж/кг.

Удельный расход углеводородных паров q_n на данный процесс может быть определен из выражения

$$q_{гк} = q_n / (i_{гк} - c_{гк} t_{гк}) = q_n / r_{гк}. \quad (1.31)$$

1.2. Основные типы трубчатых теплообменных аппаратов-конденсаторов нефтеперерабатывающих заводов

Благодаря простоте конструкции, технологии изготовления и высокой надежности при высоких температурах и давлений кожухотрубчатые теплообменники нашли широкого применения в нефтеперерабатывающих предприятиях. Эти аппараты используются для охлаждения дистиллятов топливных фракций, нагревания сырой нефти, конденсации углеводородных паров и испарения различных технологических жидкостей и их смесей. В зависимости от назначения кожухотрубчатые теплообменные аппараты можно подразделить на холодильники, конденсаторы, испарители и теплообменники.

Холодильники предназначены для охлаждения различных жидкостей и газообразных технологических сред с использованием воды, воздуха или других хладагентов. Оборудование позволяет работать в температурном режиме в кожухе от 0 до +400 °С и температурой охлаждающей среды в трубах от минус 20 до +60 °С, в зависимости от конструкции.

Конденсаторы используются для охлаждения и конденсации различных парообразных сред пресной водой или иными хладагентами. Эти аппараты позволяют работать в температурном режиме в кожухе от 0 до +400 °С и температурой охлаждающей среды в трубах от минус 20 до +60 °С.

Испарители применяются для нагревания и испарения различных жидких сред с использованием специального теплоносителя (например, водяного пара, кубовых остатков) с температурой греющих и испаряемых сред от минус 30 до +450 °С, в зависимости от конструкции.

Кожухотрубчатые конденсаторы могут быть с неподвижной трубной решеткой или с температурным компенсатором на кожухе, вертикального или горизонтального исполнения. Обычно эти конденсаторы могут быть исполнены двух или четырехходовыми по трубному пространству.

Аппараты с неподвижными трубными решетками применяются в тех случаях, когда разность температур кожуха и труб не превышает 15÷18 °С.

Теплообменные аппараты с плавающей головкой или с U-образными трубами применяются в случае значительной разности температуры стенок кожуха и труб или в необходимости механической очистки трубного пучка снаружи.

Для увеличения скорости движения теплоносителей, следовательно, и повышения коэффициентов теплоотдачи, изготавливают двух-, четырех- и шести ходовые аппараты. *Горизонтальный кожухотрубчатый теплообменник с неподвижными решетками* типа [2,3,13,14] состоит из цилиндрического кожуха 2, распределительной камеры 1 и крышку 6 (рис. 1.2). Трубный пучок аппарата образован трубами 3, закрепленными концами в двух трубных решетках 5, приваренных к кожуху. В кожухе имеются штуцера для ввода и вывода теплоносителей. Перегородки в распределительной камере и крышке образуют ходы жидкости по трубам. Перегородки в распределительной камере и крышке образуют ходы жидкости по трубам. В межтрубном пространстве аппарата установлены поперечные перегородки 4, обеспечивающие зигзагообразное движение пара по длине парового пространства.

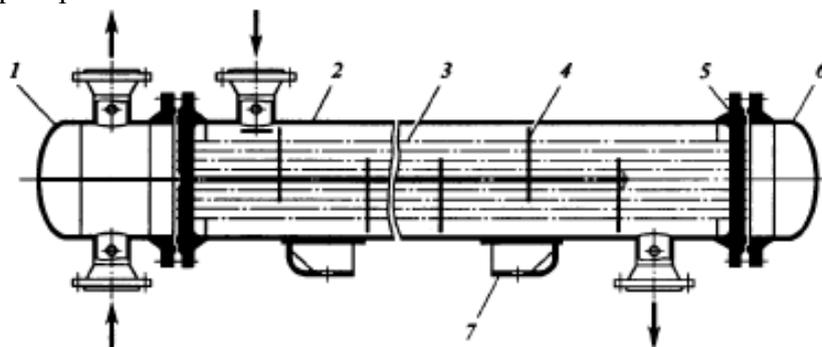


Рис 1.2. Кожухотрубчатый теплообменник с неподвижными решетками (тип ТН): 1 - распределительная камера; 2 - цилиндрический кожух; 3 - теплообменные трубы; 4 - перегородка поперечная; 5 - неподвижная трубная решетка; 6 - крышка

Достоинством аппаратов с неподвижными трубными решетками является простота их конструкции и меньшая стоимость. В этих аппаратах существенное различие между температурами труб и кожуха приводит к возникновению температурных напряжений, что может вызвать нарушение плотности соединения труб с трубной решеткой. Поэтому такие теплообменники применяют при разнице температур теплоносителей, не превышающей 50 °С.

На рис. 1.3 изображен *кожухотрубчатый теплообменник с плавающей головкой*, предназначенной для охлаждения (нагрева) жидкостей без изменения их агрегатного состояния. Не закрепленная на кожухе вторая трубная решетка вместе с внутренней крышкой, отделяющей трубное пространство от межтрубного, образует так называемую

плавающую головку. Такая конструкция исключает температурные напряжения в кожухе и в трубах.

Допустимое давление охлаждающей среды в трубах до 1,0 МПа, в межтрубном пространстве - от 1,0 до 2,5 МПа. Эти аппараты могут быть двух-, четырех- и шестиходовыми по трубному пространству. Диаметр кожуха от 600 до 1400 мм, высота труб - 6,0 м.

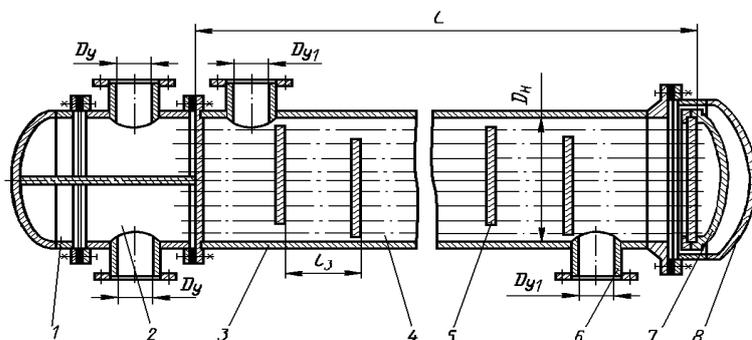


Рис. 1.2. Кожухотрубчатый теплообменник с плавающей головкой: 1 - крышка распределительной камеры, 2 - распределительная камера, 3 - кожух, 4 - теплообменные трубы, 5 – сегментная перегородка, 6 - патрубка, 7 - плавающая головка, 8 - крышка кожуха

Теплообменники с U-образными трубами (рис. 1.3.) применяют для нагрева и охлаждения жидких или газообразных сред без изменения их

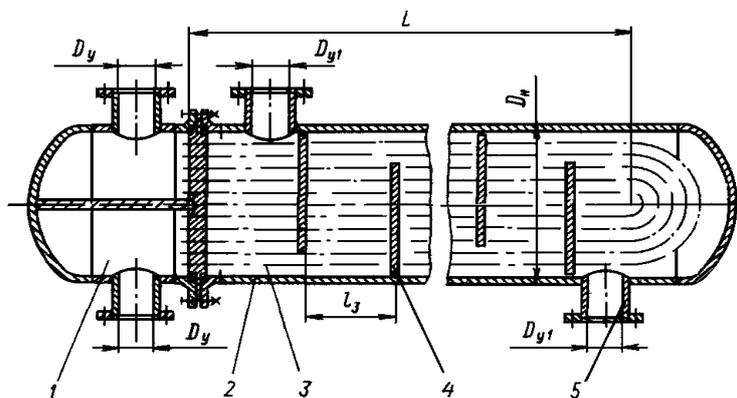


Рис. 1.3. Кожухотрубчатый теплообменник с U образными трубами: 1 - распределительная камера, 2 - кожух, 3 - теплообменные трубы, 4 - перегородка сегментная, 5 - патрубков

агрегатного состояния. Они рассчитаны на давление до 6,4 МПа, отличаются от теплообменников с плавающей головкой менее сложной конструкцией, однако они могут быть лишь двухходовыми, из труб 20x2 мм. Площадь теплообмена таких теплообменных

аппаратов составляет от 14 до 1500 м² при давлениях 1,6; 2,5; 4,0; 6,4 МПа, рабочая температура - от минус 30 до +450 °С.

Основными элементами **вертикальных кожухотрубчатых теплообмен-ных аппаратов** [2,3,15-18] (рис. 1.4) являются пучки труб, трубные решетки, корпус, крышки, патрубки. В кожухотрубчатом теплообменнике (рис. 1) одна из обменивающихся теплом сред 1 движется внутри труб (в трубном пространстве), а другая 2 в межтрубном пространстве.

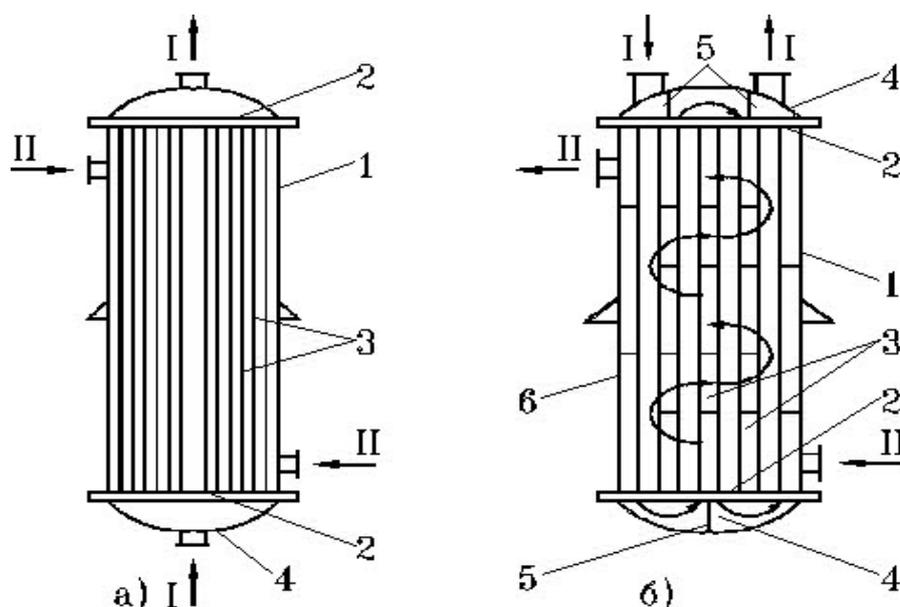


Рис. 1.4. Кожухотрубчатые теплообменные аппараты: а) одноходовой аппарат; б) многоходовой аппарат; 1 – цилиндрический корпус; 2 - трубные решетки; 3 – теплообменные трубы; 4 - крышки; 5 - перегородки в крышках; 6 - перегородки в межтрубном пространстве.

Рабочую среду обычно направляют противотоком друг к другу. При этом нагреваемую среду направляют снизу вверх, а среду, отдающую тепло – в противоположном направлении. Такое направление движения каждой среды совпадает с направлением, в котором стремится двигаться данная среда под влиянием изменения ее плотности при нагревании и охлаждении.

Кроме того, при указанных направлениях движения сред достигается более равномерное распределение скоростей и идентичные условия теплообмена по площади поперечного сечения аппарата.

Трубы в решетках обычно равномерно размещают по периметрам правильных шестиугольников (рис. 1.5 а), реже применяют размещение труб по концентрическим окружностям (рис. 1.5 б). В отдельных случаях, когда необходимо обеспечить удобную очистку наружной поверхности труб, их размещают по периметрам прямоугольников

(рис. 1.5 в). Все указанные способы размещения труб преследуют одну цель - обеспечить возможно более компактное размещение необходимой поверхности теплообмена внутри аппарата. Трубы закрепляют в решетках чаще всего развальцовкой.

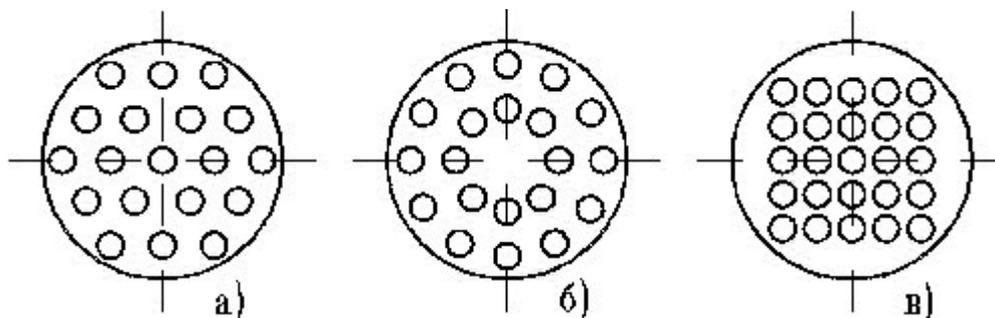


Рис. 1.5. Способы размещения трубы в трубных решетках: а) по периметрам правильных шестиугольников; б) по концентрическим окружностям; в) по периметрам прямоугольников (коридорное расположение).

Для увеличения скорости движения теплоносителей с целью интенсификации теплообмена нередко устанавливают перегородки, как в трубном, так и в межтрубном пространствах.

Рассмотренные выше группа кожухотрубчатых аппаратов применяется для нагрева и охлаждения маловязких сред, не дающих отложения. В этих аппаратах процессы нагревания осуществляется с использованием водяного пара, потоков топливных дистиллятов или горячего потока циркуляционного орошения. Процессы конденсации паров и охлаждения дистиллятов осуществляется в трубчатых холодильниках и конденсаторах, с использованием охлаждающего агента - воды или воздуха.

Оросительные теплообменники [2,3,5,13] состоят из ряда расположенных одна над другой прямых горизонтальных труб, последовательно соединенных между собой при помощи калачей и орошаемых снаружи водой. Эти аппараты применяют в качестве холодильников или как конденсаторов для жидкостей и газов. Производительность этих аппаратов по технологическому потоку составляет до 4600 м³/час, рабочее давление до 25 атм, температура до +180°С.

Достоинством оросительных теплообменников являются дешевизна, пониженный расход охлаждающей воды, простота устройства и эксплуатации. К недостаткам этих аппаратов можно отнести их громоздкость, небольшую производительность и неэффективное смачивание нижних труб при недостаточном расходе воды, что является причиной низкой интенсивностью теплообмена в аппарате.

Погружные теплообменники [2,3,5,13] нашли широкого применения в качестве холодильников и конденсаторов-холодильников на установках первичной перегонки нефти. Специфической особенностью этих аппаратов является наличие емкости с водой и погруженные в нее теплообменные трубы. Охлаждаемая жидкость движется внутри змеевиков, выполненных из концентрически расположенных параллельных секций.

Для уменьшения гидравлического сопротивления таких аппаратов применяются коллекторные змеевиковые холодильники, в которых большое количество охлаждаемого потока при помощи специального коллектора разбивается на несколько параллельных потоков. При этом уменьшение скорости потока и длины его пути движения приводит к снижению гидравлического сопротивления этих аппаратов.

Большой компактности и более высоких скоростей движения воды в коробе достигается путем применения секционных погружных аппаратов, которые представляют собой пучок труб, концы которых развальцованы в прямоугольных решетках. Оба конца решеток закрыты крышками с перегородкой, обеспечивающих возможность создания более высоких скоростей движения охлаждаемой среды.

Несмотря на то, что эти аппараты уже физически и морально устарели, их широко используют на действующих нефтеперерабатывающих заводах в качестве конденсаторов и холодильников. Преимуществами аппаратов такого типа является простота конструкции, технологии изготовления, технического осмотра и ремонта поверхности теплообмена, надежность в эксплуатации. Однако, погружные холодильники имеют ряд существенных недостатков: громоздкость, большой расход металла, необходимость частого ремонта и очистки.

1.3. Методы интенсификации процесса конденсации паров в трубчатых аппаратах

Основной целью интенсификации процессов тепловой подготовки (нагрева) нефти в трубчатых теплообменных аппаратах является увеличение коэффициента теплопередачи K , который определяется значениями коэффициентов теплоотдачи b со стороны греющего и нагреваемого тепло-носителей [8,17]. Как известно, для повышения значения коэффициента K в аппарате интенсификация процесса должна осуществляться со стороны теплоносителя, имеющего меньшее значение коэффициента b , с учётом эксплуатационных и технических возможностей .

Отметим, что интенсификация теплоотдачи связана с ростом затрат энергии на преодоления гидравлических сопротивлений трубного и меж-трубного пространств аппарата. Поэтому повышение интенсивности тепло-отдачи должно быть соизмеримо с увеличением гидравлического сопротивления.

Известно, что повышение производительности нефтеперегонных установок приводит к повышению тепловой мощности применяемого теплообменного оборудования, которая отражается в увеличении их габаритных размеров и массы. Поэтому интенсификация теплообмена также является эффективным путем решения проблемы уменьшения массогабаритных параметров теплообменных аппаратов, способствует проектированию более эффективных и компактных устройств, обеспечивающих значительную экономию энергии, металла и затрат труда при их эксплуатации.

Рассмотрим методы интенсификации теплоотдачи при нагревании жидкостей.

Интенсификация процесса теплоотдачи при нагревании жидкостей в трубках достигается следующими способами: турбулизация потока жидкости с использованием турбулизирующих вставок; закрутка потока жидкости при помощи различных устройств - завихрителей, установленными на входном участках труб или по всей их длине; увеличение поверхности теплообмена путём оребрения труб с внешней и внутренней стороны; использование труб сложной формы, способствующие турбулизации потока жидкости в пристенном слое; наклонное расположение труб; вибрация поверхности теплообмена; пульсация потока теплоносителя путем воздействия на поток жидкости электростатическими, магнитными, ультразвуковым или акустическими полями; подмешивание к потоку жидкости газовых пузырей или зернистых насадок различной формы; отсос газа из пограничного слоя и др. [17,18,19].

Предложен кожухотрубчатый теплообменник с очищающими шариками [20], преимуществом которого перед известными теплообменниками является уменьшенные габариты.

Интенсификация теплообмена путем искусственной турбулизации ламинарного потока жидкости достигается путем применения турбулизаторов (рис.1.11), вставляемых во внутри трубок теплообменных аппаратов.

Однако, при этом создается дополнительное сопротивление движению жидкости и потери части ее напора.

Таблица 1.1.

Принципиальные схемы некоторых устройств, используемых для интенсификации теплоотдачи в трубах [17]

Ленточные завихрители (широко применяемые из-за простоты изготовления), установленные по всей длине теплообменной трубы, обеспечивают закрутку потока жидкости, что является одним из эффективных способов интенсификации теплообмена в трубках.

В работе [22] экспериментально изучено усиление теплообмена при установке в теплообменной трубе винтового завихрителя потока, а также влияние на коэффициент теплообмена шага винта и длины этого элемента. Установлено, что при одинаковом расходе воды в тепло-обменной трубе коэффициент b зависит от шага винта и длины завихрителя. Анализирован механизм усиления теплообмена внутренним винтовым элементом. В частности отмечается влияние центробежной силы потока на перемещение холодной среды из центральной части трубы к стенкам.

Спиральные вставки обычно изготавливают из тонких металлических лент. При низких значениях числа Re они позволяют повысить коэффициент теплоотдачи в 2÷3 раза.

Недостатками спиральных вставок можно отнести резкого возрастания гидравлического сопротивления и дополнительный расход металла.

Вертикальный кожухотрубчатый теплообменник с падающей пленкой [23] предназначен для проведения одновременно тепло и массообменные процессы, например дистилляция, ректификация, выпаривание, абсорбция, конденсация. В верхней части каждой трубы аппарата укреплены распределительные втулки, имеющие отверстия для входа жидкости и выполненные по оси втулок отверстия для выхода газа.

Распределительные втулки выполнены с сужением в верхней части таким образом, что суммарная площадь верхних срезов распределительных втулок составляет 10-45% от площади трубной решетки. Изобретение позволяет равномерно распределить жидкость между теплообменными трубами

Патентована конструкция проволочного винтового турбулизатора [24] для установки в трубках теплообменных аппаратов, обеспечивающей дополнительную турбулизацию потока рабочей среды с целью улучшения условий теплопередачи. Проволочная спираль могут быть установлена как во внутри трубок, так и на их наружной поверхности. С целью дополнительного увеличения турбулентности потоков внутри трубки может быть также установлен ленточное винтовое устройство, обеспечивающий движение потока рабочей среды по винтовой траектории вдоль длины трубки.

Таким образом, применение внутри труб завихрителей потока в виде винтовых вставок или спирально закрученной ленты существенно интенсифицирует теплообмен при кипении, т.к. она придает потоку жидкости не только поступательное, но и вращательное движение. Эти устройства способствуют снижению толщины пограничного подслоя из-за

наилучшего омывания жидкостью поверхности теплообмена, ликвидации местных перегревов стенок труб, повышению расчетной тепловой нагрузки аппарата и увеличению теплоотдачу в 2÷3,5 раза.

К недостаткам завихрителей такого типа можно отнести небольшого роста гидравлического сопротивления (соответственно растет затраты энергии на прокачку жидкости) и дополнительный расход металла. Поэтому эффективность метода интенсификации должна оцениваться соотношением между ростом теплоотдачи и коэффициентами сопротивления [19,25].

Кроме этого, эти элементы загромождают поперечного сечения труб, являются причиной его быстрого забивания, затрудняют чистки поверхности труб, а поверхность самых вставок не участвует в процессе теплообмена.

Основные методы интенсификации теплоотдачи при конденсации пара на внешней поверхности теплообменных труб ориентированы на изменение гидродинамической обстановки на границе раздела фаз. Цель интенсификации теплоотдачи при конденсации пара достигается уменьшением термического сопротивления пленки конденсата путем ее разрушения или турбулизации, а также удалением прослойки неконденсирующихся газов со стороны пара, обеспечиваемая выпуском воздуха из кожуха аппаратов [19,25-27].

В статье [28] проанализировано влияние содержания воздуха на величину коэффициента теплоотдачи в конденсаторе при различных значениях вакуума. Очевидное влияние воздуха на величину коэффициента теплоотдачи и глубины вакуума в конденсаторе наблюдается при содержании воздуха в составе пара меньше 0,5 %. Показано, что с ростом количества воздуха в составе пара его влияния на указанные параметры уменьшается по линейному закону.

Наиболее перспективными методами интенсификации теплоотдачи при конденсации паров являются:

- нанесения несмачиваемых покрытий на поверхности теплообмена, создание капельной конденсации с использованием жидких стимуляторов;
- использование труб с наружным оребрением и турбулизаторов, разрушающие пленку конденсата;
- закрутка парового потока, вибрация поверхности теплообмена, применение наклонного трубного пучка, разработка эффективных схем отсоса воздуха и пр.

Известны экспериментальные и теоретические исследования по интенсификации теплообмена при конденсации с использованием различных типов оребрения

теплопередающих труб (кольцевая или винтовая накатка, кольцевые или винтовые ребра, нарезание резьбы, проволочное оребрение, продольные ребра и канавки различного поперечного сечения и т.п.) [29-32].

Использование метода оребрения труб снаружи целесообразно при небольших тепловых потоках и особенно при ламинарном режиме течения теплоносителей [33].

Во всех этих случаях тот или иной эффект интенсификации обусловлен действием сил поверхностного натяжения на пленку конденсата. В результате этого пленка конденсата стягивается в образующиеся канавки и ее толщина на выступающих частях поверхности уменьшается. Коэффициент теплоотдачи при этом возрастает в $1,5 \div 2,5$ раза.

Анализ этих и других аналогичных работ показывает, что из большинства исследованных способов интенсификации теплообмена при конденсации пара снаружи труб перспективны только такие, которые одновременно интенсифицируют теплоотдачу внутри труб и легко технологически осуществимы.

Таким образом, выбираемый метод интенсификации теплообмена должен быть эффективен при сохранении наименьших энергетических затрат, необходимых для известного теплообменника (в задачах уменьшения габаритов аппарата) или он должен обеспечивать существенное уменьшение энергетических затрат на прокачку теплоносителя (если габаритные размеры теплообменника сохраняются). Кроме этого, при выборе метода интенсификации теплообмена необходимо учитывать не только эффективность самой поверхности теплообмена, но и ее технологичность изготовления и сборки, а также особенности эксплуатации аппарата. Естественно, технологически реализуемый любой метод интенсификации теплообмена позволит существенно снизить металлоемкость теплообменных аппаратов и повысить их эксплуатационную надежность.

Технологические аспекты интенсификации процессов переработки углеводородного сырья тесно связано с решением ряда технологических проблем промышленной и экологической важности, таких как [4]:

- оптимизация работы теплообменных аппаратов на основе пинч-анализа (т.е. определение оптимальной поверхности теплообмена по отношению к стоимости сэкономленного тепла и к требуемым затратам);
- оптимизация или отказ от подачи водяного пара в куб атмосферной и вакуумной колонны с целью снижения потерь тепла и отвода стоков;
- замена водяного пара на потоки нефтепродуктов, что позволяет снизить энергозатраты и повысить безопасность процессов переработки нефти.

1.4. Выводы по первой главе

По результатам анализа материалов, посвященных обзору современного состояния теории и практики процесса конденсации, можно сделать следующие выводы:

- процессы теплообмена при конденсации углеводородных паров и охлаждения дистиллятов топливных фракций являются основными операциями при первичной перегонке углеводородного сырья, от рационального проведения которых во многом зависит эффективность установки первичной перегонки нефти;
- в установках первичной перегонки для конденсации углеводородных паров в основном применяются кожухотрубчатые теплообменники;
- трубчатые теплообменные аппараты характеризуются высокой степенью надежности, обладают рядом преимуществ по сравнению с другими типами аппаратов, но имеют большие габариты, массы и сравнительно низкую тепловую эффективность (коэффициент теплопередачи в этих аппаратах равняется в среднем $50 \div 100 \text{ Вт/м}^2\text{К}$);
- процессы теплообмена при конденсации водяного пара глубоко изучены; однако в литературе отсутствуют (или малочисленны) научно-обоснованные сведения об использовании углеводородных паров при перегонке нефтегазоконденсатного сырья;
- водяной пар, находящийся в составе парожидкостной смеси, занимает определенную часть межтрубного пространства теплообменных аппаратов (конденсаторов), что препятствует наращиванию их тепловой мощности и приводит к увеличению их размеров при проектировании;
- методы с использованием турбулизаторов потока в трубном и межтрубном пространствах трубчатых аппаратов являются наиболее простыми и технологичными для изготовления; однако при работе с вязкими средами эти методы малоэффективны;
- в литературе отсутствуют обоснованные сведения об интенсификации процесса теплообмена при конденсации углеводородных паров.

1.5. Постановка цели и обоснование задачи исследования

Из рассмотренных выше обзорных материалов следует, что в настоящее время в области нефтепереработки имеется *конкретная прикладная проблема* - разработка энергосберегающей технологии тепловой подготовки нефтегазо-конденсатного сырья при конденсации сухих углеводородных паров вместо паров влажных дистиллятов топливных фракций и водяного пара на основе интенсификации процессов теплопередачи в трубчатых аппаратах.

Анализ материала, рассмотренного в этой главе представляет собой аналитический обзор основы теории и практики процессов и аппаратов тепловой подготовки сырья при конденсации углеводородных паров, позволил сформулировать уточненные цель и задачи настоящей диссертационной работы.

Для достижения поставленной цели в работе сформулированы следующие *малоизученные* задачи:

Задачи исследования. Для достижения поставленной цели в работе решены следующие конкретные задачи:

- разработка экспериментального трубчатого теплообменного аппарата для изучения процессов конденсации углеводородных паров и водяного пара;
- определение физико-химических и теплофизических свойств углеводородных паров, их конденсатов и охлаждающей воды расчетно-экспериментальным путём;
- исследование теплообменного процесса в трубчатых аппаратах при конденсации углеводородных паров;
- изучение распределения давления и температуры конденсации углеводородных паров в опытном конденсаторе;
- расчет коэффициентов теплоотдачи и теплопередачи в опытном трубчатом аппарате при конденсации углеводородных паров водой;
- проведение теплового расчёта процесса конденсации углеводородных паров;
- разработка конструкции промышленного кожухотрубного аппарата для конденсации паров бензиновой фракции;
- оценка технико-экономической эффективности предлагаемого способа совершенствования процесса конденсации углеводородных паров.

ГЛАВА II. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ СВОЙСТВ УГЛЕВОДОРОДНЫХ ПАРОВ И ХЛАДОНОСИТЕЛЯ

Расчет процесса конденсации углеводородных паров и охлаждения дистиллятов топливных фракций и проектирование оборудования для осуществления данного процесса требует глубокого знания физических, физико-химических и теплофизических нефтяных фракций в жидком и паровом состояниях.

Для определения основных физико-химических и теплофизических свойств углеводородных паров и дистиллятов топливных фракций в работе выбран расчетно-экспериментальный метод. Показатели этих свойств тепло-носителей определены в диапазоне температуры от 20 °С до 200 °С и давления паров в системе от 40 до 300 кПа. Эти диапазоны изменения параметров процесса соответствуют условиям эксплуатации конденсаторов в НПЗ.

При расчетах используются основные результаты экспериментов по изучению процесса конденсации паров газового конденсата в опытных трубчатых теплообменных аппаратах, проведенных в лаборатории «ПАХТ» ИОНХ АН РУз.

2.1. Определение плотности дистиллятов топливных фракций

Методика определения плотности. В ходе опытов для определения плотности конденсата углеводородных паров - дистиллятов топливных фракций использован ареометрический метод [5,34,35]. Сущность этого метода заключается в погружении поплавкового ареометра в испытуемой жидкости (рис.2.1), снятие показания по шкале ареометра при температуре определения и пересчете результатов на плотность при температуре 20 °С.

Для измерения плотности дистиллятов использованы ареометры для неф-
ти типа АНТ-1 и АНТ-2, изготовленные в ОАО «Стеклоприбор» Украины по ГОСТ 18481-81. Характеристика этих приборов приведена в табл. 2.1.

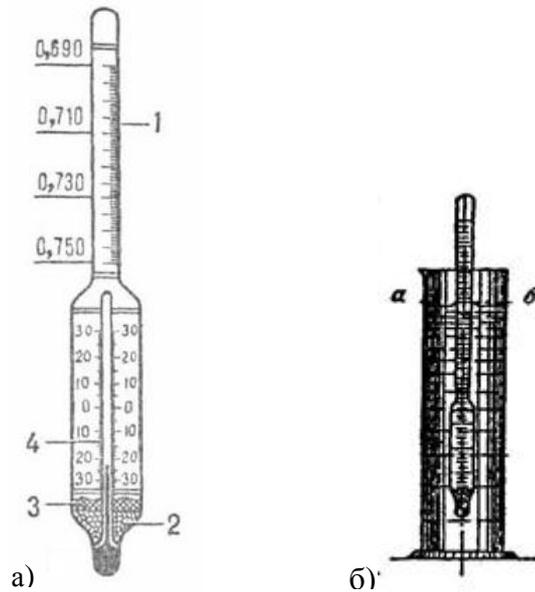


Рис. 2.1. Схема определения плотности исследуемой жидкости ареометром: а - ареометр постоянной массы: 1 - шкала плотности; 2 - балласт (дробь); 3 - связующая масса; 4 - встроенный термометр; б - схема измерения

Таблица 2.1

Характеристика ареометров АНТ-1 и АНТ-2

Тип	Диапазон измерений, кг/м ³	Цена деления шкалы, кг/м ³	Допускаемая погрешность, кг/м ³	Диапазон показаний термометра, °С	Цена деления шкалы термометра, °С
АНТ-1	650÷1070	0,5	± 0,5	-20+45	1
АНТ-2	670÷1070	1,0	± 0,5	-20+35	1

Плотность конденсатов углеводородных паров в интервале от 20 до 150 °С также может быть рассчитана по формуле Д.И. Менделеева [5,6,36]:

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

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

В более широком интервале температур (до 300 °С), плотность нефте-продуктов в зависимости от температуры t рассчитывается по уравнению А.К. Мановяна [5,6]:

$$\rho_4^t = 1000 \rho_4^{20} - \frac{0,58}{\rho_4^{20}} (t - 20) - \frac{[t - 1200 (\rho_4^{20} - 0,68)]}{1000} \cdot (t - 20). \quad (2.2)$$

Плотность паров нефтепродукта (кг/м³), в зависимости от температуры T , молекулярной массы M и давления P (МПа), рассчитывается по формуле [5]:

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

2.2. Определение вязкости дистиллятов топливных фракций

Для определения кинематической вязкости дистиллятов использован метод капилляра [35], сущность которого заключается в измерении калиброванным стеклянным капиллярным вискозиметром времени истечения (в секундах) определенного объема испытуемой жидкости под действием силы тяжести при постоянной температуре. Кинематическая вязкость является произведением измеренного времени истечения на постоянную вискозиметра.

Для измерения кинематической вязкости дистиллятов использован стеклянный вискозиметр ВПЖ-4 (рис. 2.2) [34].

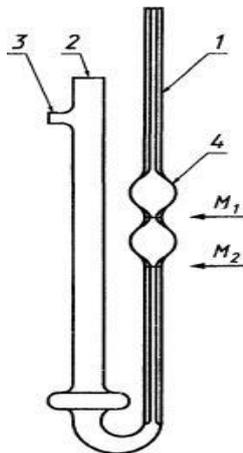


Рис. 2.2. Схема вискозиметра типа ВПЖ-4: 1 и 2 - трубки; M_1 и M_2 - метки; 3 и 4 - расширение

Использованный в опытах стеклянный капиллярный вискозиметр ВПЖ-4 с заводским номером № 2129 имеет следующие параметры: диаметр капилляра $d = 0,82$ мм; постоянная вискозиметра - $K = 0,02880$ мм²/с². Опыты проведены согласно межгосударственному стандарту ГОСТ 33-2000 (ИСО 3104-94): Нефтепродукты. Определение кинематической вязкости и расчет динамической вязкости.

Согласно унифицированной программе исследования кинематическую вязкость дистиллятов бензиновой и керосиновой фракции определяют при 20÷40 °С, а дизельных фракций - при 20 °С.

По результатам измерения кинематическую вязкость n (мм²/с) рассчитывается по формуле:

$$n = C\phi, \quad (2.4)$$

где C - калибровочная постоянная вискозиметра, мм²/с²; ϕ - среднее арифметическое значение времени истечения, с.

Динамическую вязкость m (МПа·с) рассчитывается на основании полученных значений кинематической вязкости по формуле:

$$m = n \cdot c \cdot 10^{-3}, \quad (2.5)$$

где c - плотность при той же температуре, при которой определялась кинематическая вязкость, кг/м³; n - кинематическая вязкость, мм²/с.

Для расчета вязкости (Па·с) углеводородных газов, в том числе и паров топливных фракций, рекомендована формула [36]:

$$\nu_r = \frac{T}{\rho} (6,6 - 2,25 \lg M) 10^{-8}. \quad (2.6)$$

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

Результаты расчета динамической m_t и кинематической n_t вязкости паров газового конденсата, вычисленные по формуле (2.6), приведены в таблице 2.2.

Таблица 2.2

Вязкость паров газового конденсата при 110÷160 °С				
Температура, $t, ^\circ\text{C}$	Плотность, кг/м ³	Молекулярная масса, M	Вязкость паров газового конденсата	
			$m_t \cdot 10^6, \text{Па}\cdot\text{с}$	$n_t \cdot 10^6, \text{м}^2/\text{с}$
110	1,0073	105,5	7,846	7,789
130	1,06	116,6	7,866	7,421
160	1,136	134,5	7,842	6,9

Вязкость (Па·с) углеводородных газов и нефтяных фракций, в т.ч. паров газового конденсата, можно определить также по формуле Сазерленда [5,6,36]:

$$\mu_t = \mu_o [(273,15 + \tilde{N}) / (\tilde{\delta} + \tilde{N})] \cdot (\tilde{\delta} / 273,15)^{1,5}, \quad (2.7)$$

где m_o и m_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 2.3. приведены результаты расчета динамического коэффициента вязкости газового конденсата Бухарского месторождения, вычисленная по формуле Сазерленда (2.7) 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 2.3

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	$\eta_T \cdot 10^2$, мм ² /с
110	1,0073	11,5875	11,5
130	1,06	12,242	11,55
160	1,136	13,193	11,614

2.3. Определение теплоемкости углеводородных паров и их дистиллятов

Одним из основных теплофизических свойств углеводородных теплоносителей, учитываемых при выполнении расчета теплового баланса процесса конденсации, является теплоемкость.

Для определения теплоемкости фракций любого состава, в зависимости от температуры T и относительной плотности ρ_4^{20} , предложена следующая формула [5,36,37]:

$$C_p = 1,5072 + \frac{T - 223}{100} \times (1,7182 - 1,5072 \rho_4^{20}). \quad (2.8)$$

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 [5,36,37] рассчитана удельная массовая теплоемкость паров газового конденсата и нефтяных фракций (кДж/кг·К) по уравнению Бальке и Кэй [5,36,37]:

$$C_p = \frac{4,0 - \rho_{15}^{15}}{1541} (1,8\delta + 211) (0,146 \cdot \hat{E} - 0,41). \quad (2.9)$$

Характеристический фактор углеводородного сырья K определяется при известном значении его средней температуры кипения $T_{кип}$ и относительной плотности d_4^{20} [37]:

$$K_n = \frac{1,2251 \cdot \sqrt[3]{T_{кип}}}{d_4^{20} + 0,0092}. \quad (2.10)$$

Уравнение (2.9) 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 [5].

На рис. 2.3 приведены кривые изменения удельной теплоемкости паров воды (кривая 1), газового конденсата (кривая 2) и нефти (кривая 3) в зависимости от температуры T . Кривые зависимости удельной теплоемкости паров углеводородного

сырья построены на основе результатов расчета по уравнению Бальке и Кэй (2.9). При этом значения удельной теплоемкости водяного пара на линии насыщения взяты из справочной литературы [12,38].

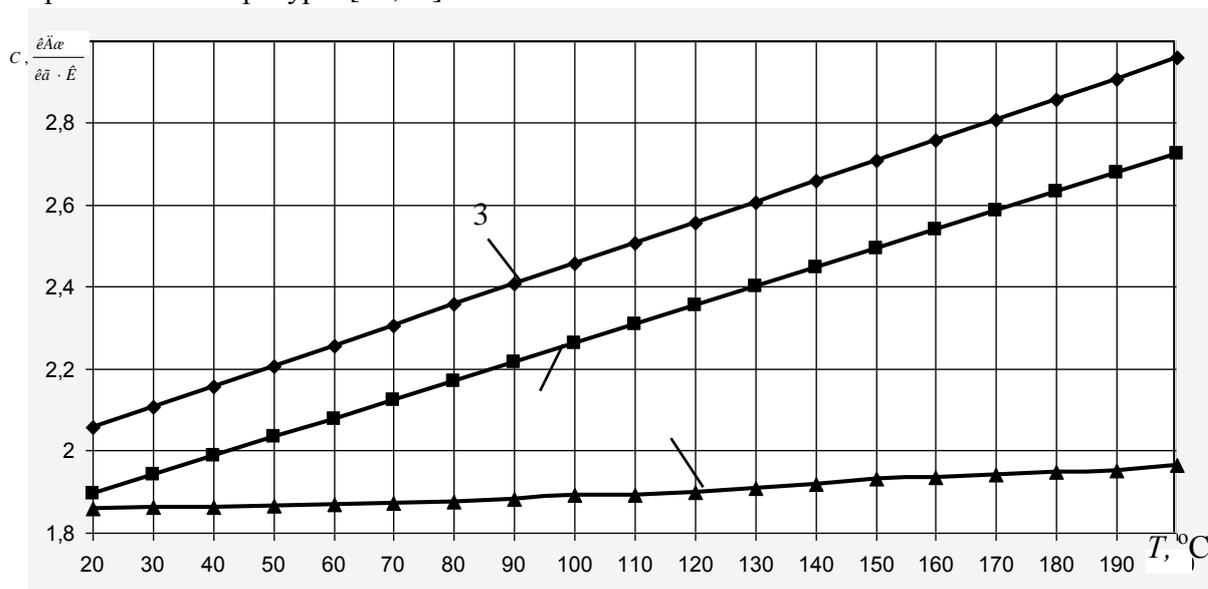


Рис 2.3. Зависимость удельной теплоемкости C паров воды (1), нефти (2) и газового конденсата (3) от температуры T

Как видим, теплоемкость паров газового конденсата имеет самое высокое значение ($2,06 \div 2,96$ кДж/кг К) по сравнению с теплоемкостью паров нефтяных фракций ($1,9 \div 2,73$ кДж/кг К) и воды ($1,86 \div 1,97$ кДж/кг К).

2.4. Расчет теплоты испарения углеводородного сырья

Теплота испарения нефтепродуктов можно рассчитать по формуле Трутона [5]:

$$r = K(T/M), \quad (2.11)$$

где T - температура кипения; M - молекулярная масса нефтепродукта; K - коэффициент пропорциональности, значение которого для большинства углеводородов и их смесей находят по уравнению Кистяковского [5,36]:

$$K = 36,63 + 19,13 \lg T_{\text{кип}}. \quad (2.12)$$

Для определения молекулярной массы фракций любого химического состава, в зависимости от температуры t и характеризующего фактора K , рекомендована уточненная формула Б.П. Воинова-Эйгенсона Л.С. [5,6,36]:

$$M = (7K - 21,5) + (0,76 - 0,04 \cdot K)t + (0,0003 \cdot K - 0,00245)t^2. \quad (2.13)$$

Молекулярная масса газоконденсата, вычисленная по формуле (2.13), в интервале температуры $20 \div 200$ $^{\circ}\text{C}$ и при соответствующем значении его характеризующего фактора $K= 11,726$, сведены в табл. 2.4.

Теплота испарения парафинистых низкокипящих нефтепродуктов, в том числе газового конденсата, можно определить и по формуле Крега [36,37]:

$$r = \frac{1}{d_{15}^{15}} (354,1 - 0,3768 \cdot \rho_{\text{г.к.}}^{15}), \quad (2.14)$$

где $d_{15}^{15} = 0,7667$ - относительная плотность газового конденсата.

Результаты расчетов теплоты испарения газового конденсата и нефтяных паров по формулам Трутона (2.11) и Крега (2.14), сведены в табл. 2.4.

Таблица 2.4

$t, ^\circ\text{C}$	Теплота испарения газового конденсата и нефтяных паров при 20÷200 °С			
	Молекулярная масса газоконденсата М	газоконденсата по формуле Трутона	нефтяных паров по формуле Трутона	газоконденсата по формуле Крега
40	73,93	359,190	399,619	446,460
60	81,88	347,119	380,710	445,477
80	90,69	334,120	363,263	444,494
100	100,36	320,765	347,166	443,511
110	105,51	314,083	339,589	443,019
120	110,87	307,450	332,307	442,528
130	116,45	300,895	325,306	442,036
140	122,25	294,441	318,573	441,545
150	128,25	288,106	312,095	441,053
160	134,47	281,904	305,860	440,562
170	140,91	275,846	299,857	440,070
180	147,55	269,939	294,073	439,579
190	154,41	204,186	288,499	439,088
200	161,49	258,592	283,124	438,596

Как видно из табл. 2.4, с повышением температуры теплота испарения паров углеводородного сырья постепенно снижается.

2.5. Расчет энтальпии паров углеводородного сырья.

Удельная энтальпия жидких нефтепродуктов $q_T^{\text{ж.к.}}$ (кДж/кг) при атмосферном давлении, в зависимости от температуры T и относительной плотности ρ_{15}^{15} , определяется по формуле Крега [36,37]:

$$q_T^{\text{ж.к.}} = \frac{1}{\sqrt{\rho_{15}^{15}}} (0,0017 \cdot T^2 + 0,7615 \cdot T - 334,25). \quad (2.15)$$

Энтальпия нефтяных паров при атмосферном давлении q_T^n (кДж/кг), в зависимости от температуры T и относительной плотности нефтепродуктов ρ_{15}^{15} , рассчитана по формуле Воинова Б.П. [5,37]:

$$q_T^i = (129,28 + 0,136 \cdot \dot{0} + 0,000586 \cdot \dot{0}^2)(4 - \rho_{15}^{15}) - 309,0. \quad (2.16)$$

Результаты расчетов энтальпии паров газового конденсата и его конденсата (жидкости) при атмосферном давлении по формулам Крега (2.15) и Б.П. Воинова (2.16), сведены в табл. 2.5.

Энтальпия паров углеводородного сырья при рабочих (избыточных) давлениях понижается. Поэтому, по существующей методике расчета, для определения энтальпии паров углеводородного сырья 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]:

$$q_{TP}^n = q_T^n - \Delta q. \quad (2.17)$$

Таблица 2.5

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
30	60,333	416,429	120	260,272	574,741
40	80,995	432,503	130	284,429	594,225
50	102,046	448,957	140	308,974	614,089
60	123,485	465,789	150	333,907	634,332
70	145,312	483,000	160	359,229	654,954
80	167,527	500,590	170	384,939	675,954
90	190,131	518,560	180	411,037	697,334
100	213,123	536,908	190	437,524	719,093
110	236,503	555,635	200	464,400	741,230

Для расчета энтальпии 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 $P_{пр}$.

Если известно средняя температура кипения нефтепродукта $t_{ср}$, то критическая температура $T_{кр}$ определяется по выражению [5,37]:

$$t_{кр} = 1,05 t_{ср} + 160. \quad (2.18)$$

Критическая температура также может быть рассчитана по эмпирической формуле Итона и Портера [36]:

$$T_{кр} = 355,1 + 0,97a - 0,00049a^2, \quad (2.19)$$

где $a = (1,8T_{ср} - 359) \rho_{15}^{15}$.

Критическое давление $P_{кр}$ (МПа) паров газового конденсата можно рассчитывать по уравнению Льюиса [37]:

$$P_{кр} = K_p \frac{T_{кр}}{M} \cdot 10^5, \quad (2.20)$$

где K_p - постоянная, значение которой равна: для нефтепродуктов прямой перегонки 6,3÷6,4; обычно для нефтепродуктов принимают $K = 5,5$ [37].

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) определяют по выражению [5]:

$$\Delta q = -4,4 \cdot \frac{P_{пр}}{T_{пр}^3} \cdot \frac{T}{M}. \quad (2.21)$$

2.6. Теплопроводность дистиллятов топливных фракций

Теплопроводность дистиллятов топливных фракций при температуре T и относительной плотности ρ_{15}^{15} определяется по формуле Крэга [5]:

$$\lambda_{ски} = \frac{0,00117}{\rho_{15}^{15}} (1,1474 - 0,00054 T). \quad (2.22)$$

Известно, что с повышением температуры коэффициент теплопроводности нефтепродуктов постепенно снижается. Согласно [6,36], в диапазоне температур 20÷200 °С значение теплопроводности нефтепродуктов находится в интервале 0,2÷0,1 Вт/(м·К).

2.7. Обобщенные показатели основных физико-химических и теплофизических свойств исследуемых теплоносителей

В таблице 2.6 приведены обобщенные сведения об основных физико-химических и теплофизических свойствах исследуемых теплоносителей – паров углеводородного сырья и воды. Основой этих сведений составили данные, полученные расчетно-экспериментальным путем или выбранные из справочной литературы [11,12,38].

Таблица 2.6

Основные физико-химические и теплофизические свойства теплоносителей

Тепло-носитель	t , °С	c , кг/м ³	$m \cdot 10^6$, Па·с	$n \cdot 10^6$, м ² /с	C , кДж/(кг·К)	$\lambda \cdot 10^2$, Вт/(м·К)	i , Дж/кг	r , кДж/кг
Пары газового конденсата	110	1,007	7,85÷11,6	7,79÷11,5	2,51	-	555,64	443,0
	130	1,057	7,9÷12,2	7,42÷11,55	2,68	-	594,23	442,1
	160	1,136	7,8÷13,2	6,90÷11,61	2,76	-	654,95	440,6
	200		-	-	2,97	-	741,23	438,6
Вода [12,38] (контроль)	20	998,2	1004	1,006	4,183	59,9	83,8	2446,9
	100	958,4	282,5	0,295	4,22	68,3	419	2258,1
	150	917	186,4	0,203	4,313	68,4	629	-
	200	863	136,4	0,158	4,505	66,3	852,7	-
Водяной пар [12,38] (контроль)	20	0,0173	8,823	510	1,866	1,94	2532	2453,8
	100	0,598	11,97	20,02	2,135	2,372	2679	2256,8
	150	2,547	13,93	5,47	2,395	2,884	2753	2114,3
	200	7,862	15,99	2,03	3,023	3,547	2798	1940,7

Сравнение основных свойств теплоносителей показывает, что в исследуемом интервале температуры 100÷200 °С пары углеводородного сырья (газо- конденсата) по сравнению с водяным паром имеет следующие преимущества:

- плотность паров газоконденсата под действием температуры изменяется более равномерно ($c_{ГК}=1,0\div 1,14$ кг/м³), а плотность паров воды изменяется скачкообразно ($c_{ВП}=0,6\div 7,86$ кг/м³);
- вязкость паров газового конденсата ($m_{ГК} \cdot 10^6=7,8\div 13$ Па·с; $n_{ГК} \cdot 10^6=7,8\div 11,6$ м²/с) также в среднем 1,2÷2,5 раза меньше вязкости водяного пара ($m_{ГК} \cdot 10^6=12\div 16$ Па·с, $n_{ВП} \cdot 10^6=20\div 5,5$ м²/с);
- энтальпия паров газоконденсата в среднем 4,5 раза меньше ($i_{ГК}=556\div 741$ кДж/кг), чем энтальпия водяного пара - $i_{ВП}=2679\div 2798$ кДж/кг; соответственно, теплота конденсации паров газоконденсата также в среднем 5 раза меньше ($r_{ГК}=443\div 439$ кДж/кг) по сравнению теплотой конденсации паров воды ($r_{ГК}=2257\div 1941$ кДж/кг). Однако, теплоемкость паров газоконденсата $C_{ГК}=2,51\div 2,97$ кДж/(кг·К) на 15 % больше (при 100÷150 °С) теплоемкости водяного пара $C_{ВП}=2,14\div 3,02$ кДж/(кг·К).

Сопоставительный анализ физико-химических и теплофизических свойств жидкого газоконденсата и конденсата водяного пара в исследуемом температурном диапазоне от 20 до 100 °С сводится к следующему.

Газовый конденсат по сравнению с конденсатом водяного пара 1,3÷1,4 раза легче ($c_{ГК}=763\div 702$ кг/м³, $c_{В}=998\div 958$ кг/м³), его коэффициент динамический вязкости ($m_{ГК} \cdot 10^6=804\div 453$ Па·с) примерно 1,25 раза меньше, чем динамической вязкости воды ($m_{В} \cdot 10^6=1004\div 283$ Па·с). При 20 °С кинематическая вязкость газового конденсата и воды примерно равны ($n_{ГК} \cdot 10^6=1,07\div 0,66$ м²/с, $n_{В} \cdot 10^6=1,006\div 0,295$ м²/с), однако с повышением температуры до 100 °С величина $n_{ГК} \cdot 10^6$ увеличивается в 2,24 раза.

Одним из преимуществ газового конденсата является то, что его тепло-емкость $C_{гк} = 2,0 \div 2,4$ кДж/(кг·К) в 2 раза меньше теплоемкости воды $C_{в} = 4,18 \div 4,22$ кДж/(кг·К). Величина энтальпии газового конденсата ($i_{гк} = 40 \div 213$ кДж/кг) по сравнению с энтальпией воды ($i_{вп} = 84 \div 419$ кДж/кг) также в среднем в 2 раза меньше. В свою очередь, величина теплоты испарения газового конденсата ($r_{гк} = 370 \div 321$ кДж/кг) по сравнению теплотой испарения воды ($r_{гк} = 2447 \div 2258$ кДж/кг) также в среднем $6,5 \div 7,0$ раза меньше.

Однако, при температурном интервале от 20 до 200 °С коэффициент теплопроводности газового конденсата изменяется в очень широком диапазоне - $\lambda_{гк} \cdot 10^2 = 150,9 \div 0,144$ Вт/(м·К). При 20 °С тепловая проводимость газоконденсата по сравнению с водой ($\lambda_{в} \cdot 10^2 = 60 \div 68$) в 2,5 раза выше. В дальнейшем, с повышением температуры до 200 °С, величина $\lambda_{гк}$ снижается до 472 раза. Это объясняется резким увеличением интенсивности испарения газоконденсата при повышенных температурах.

Таким образом, анализ физико-химических и теплофизических свойств сравниваемых теплоносителей показывает, что пары углеводородного сырья и их дистилляты, выходящие из ректификационной колонны, по основным тепло-физическим показателям, могут быть эффективно использованы при тепловой подготовке нефтегазоконденсатного сырья.

2.8. Выводы по второй главе

1. Расчетно-экспериментальным путём (при 100÷200 °С) определена плотность газоконденсата в жидком ($607 \div 762$ кг/м³) и паровом ($1,0 \div 1,14$ кг/м³ при 0,3 МПа) состоянии, а также вязкость паров газоконденсата при температурах 110÷160 °С - $6,9 \div 11,6$ мм²/с. Выяснено, что при 20-200 °С значения теплоемкости паров газоконденсата и дистиллятов топливных фракций изменяется от $2,06 \div 2,97$ кДж/(кг·К).

2. Основываясь на опытных данных рассчитана, что теплота испарения газового конденсата находится в пределах от 259 до 447 кДж/кг. Определена величина энтальпии газового конденсата при атмосферном давлении и температуры от 20 до 200 °С: в жидком состоянии - $40 \div 464$ кДж/кг, а в паровом состоянии - $401 \div 741$ кДж/кг.

3. Анализ основных физико-химических и теплофизических свойств паров углеводородного сырья и воды в интервале температуры 100÷200 °С показал, что пары углеводородного сырья и их обезвоженные дистилляты топливных фракций могут быть эффективно использованы в качестве теплоносителя для тепловой обработки сырья.

ГЛАВА III. ИЗУЧЕНИЕ ПРОЦЕССОВ КОНДЕНСАЦИИ ВОДЯНОГО И УГЛЕВОДОРОДНЫХ ПАРОВ В ТРУБЧАТОМ АППАРАТЕ

Несмотря на широкого практического применения, в литературе приведены скудные данные по изучению процесса конденсации углеводородных паров в трубчатых аппаратах. Поэтому, изучение процесса теплообмена при конденсации углеводородных паров в кожухотрубчатых аппаратах для интенсификации теплопередачи и разработки на этой основе рекомендаций по повышению эффективности промышленных конденсаторов имеет научно-прикладное значение.

3.1. Описание экспериментальной установки и методики проведения опытов

В связи с этим, для изучения процесса теплообмена при нагревании нефтегазоконденсатного сырья нами в лаборатории «Процессы и аппараты химической технологии» Института общей и неорганической химии АН РУз изготовлена и собрана экспериментальная установка для изучения процесса конденсации углеводородных и водяных паров, принципиальная схема которой приведена на рис.3.1.

Установка в основном состоит из испарителя 3 (парового котла с рабочим объемом 27 л), вертикального трубчатого конденсатора 8, представляющего собой теплообменник типа труба в трубе, ёмкости 12 для сбора конденсата и объемного счетчика воды 10. Геометрические размеры элементов конденсатора (в мм) следующее: диаметр внутренней трубы - 20x2.5, диаметр наружной трубы - 50x3.5, рабочая высота - 1000 и диаметр присоединительных труб - 20x2.5.

Давление пара в испарителе измеряется манометром 5, а его температура - манометрическим термометром 4. Температура конденсата и охлаждающей воды в конденсаторе измеряется ртутными термометрами, установленные в карманах с маслом. Необходимый расход охлаждающей

воды устанавливается по показаниям объемного счетчика и регулируется вентилем на линии. Объем стекающего из аппарата конденсата измеряется мерным сосудом 14. Процесс в установке организуется в противоточных направлениях движения потоков теплоносителей.

Установка работает следующим образом. Рабочая жидкость (вода или газовый конденсат) в испарителе 3 нагревают до температуры кипения, зажигая газ при помощи горелки 2. Расход подаваемого на горелку газа регулируется при помощи крана 1 на линии. Воздух из системы выпускают при помощи продувочного крана 7.

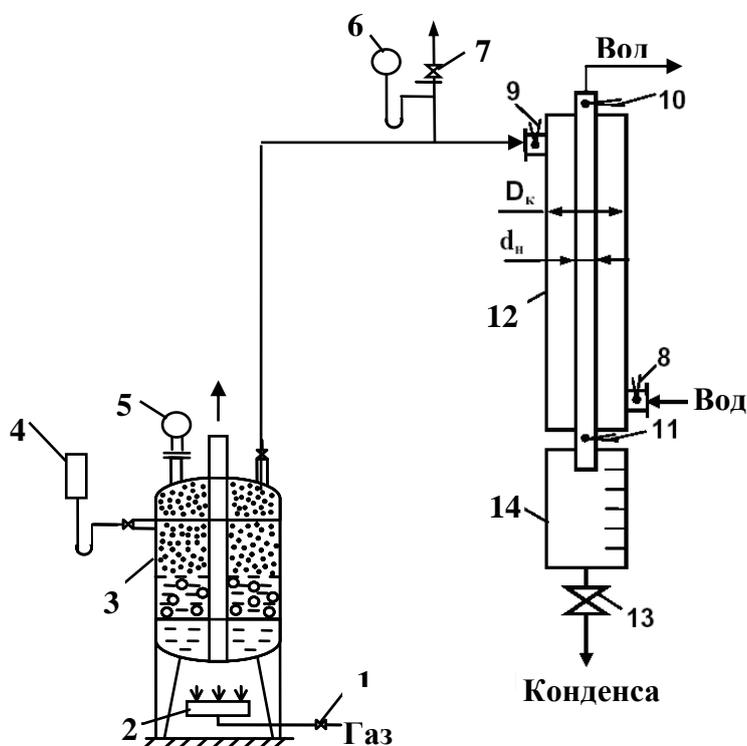


Рис. 3.1. Схема экспериментальной установки для исследования процесса конденсации паров: 1 – кран; 2 - горелка; 3 - испарительный бак; 4 – термометр манометрический; 5, 6 – манометр; 7 – кран продувочный; 8, 9, 10 и 11 – термометры; 12 – конденсатор-теплообменник типа труба в трубе; 13 - вентиль; 14 – мерный бачок для сбора конденсата

Образованные пары из испарителя 3 подается по трубе в верхней части кожуха конденсатора 12, где конденсируются на внешней поверхности внутренней трубы. Здесь пар отдает часть своего тепла к воде, нагнетаемой по внутренней трубе, охлаждается водой, конденсируется на холодной поверхности внутренней трубы, образуя пленки жидкости. В дальнейшем

стекающая вниз пленки конденсата направляется в мерный бак 14. Нагретая вода из установки сливается в канализацию.

Во время опытах, в испаритель заливали измеренное количество рабочей жидкости (15-20 л) и зажигая газ довели её до кипения. При достижении необходимого давления в испарителе 3 пустили пар в межтрубное пространство конденсатора 12. После прогрева всей установки, открыв вентиль на линии подавали охлаждающую воду в конденсатор. Регулируя расход воды по счетчику поддерживали величину нужного давления пара в системе. По достижению стационарного теплового режима, характеризующегося постоянством температуры воды на выходе из конденсатора, с интервалом 3-5 мин записывали показания термометров 8, 9, 10 и 11 и измеряли объем стекающего в сборник 14 конденсата. В ходе экспериментов температура воды на выходе из установки не превышало 50 °С, что соответствует условиям эксплуатации промышленных конденсаторов [13,40].

Во время опытов снимали значения следующих параметров: показание счетчика воды, температуры воды на входе в установку, в начальных и конечных участках конденсатора, давления и температуру пара, температуру конденсата в соответствующих участках конденсатора и объем конденсата, образованного в ходе процесса.

3.2. Изучение процесса конденсации паров в опытном трубчатом аппарате

Влияния технологических режимов - температуру, давления и расхода теплоносителей на эффективность теплообмена при конденсации углеводород-ных паров изучен в опытном трубчатом аппарате, при давлении паров в системе от 40 до 300 кПа.

Заданный расход охлаждающей воды устанавливался по показаниям объемного счетчика, путём регулирования степени открытости вентиля на

линии подачи воды. Необходимое рабочее давление углеводородных паров (паропроизводительность испарителя) устанавливали путём регулирования расхода газа при помощи крана на линии.

Для сравнения теплофизических показателей паров теплоносителей были проведены две серии экспериментов: сначала изучили процесс конденсации водяного пара водой, а в последующих опытах исследованы конденсации паров углеводородного сырья (газового конденсата).

3.2.1. Изучение изменения давления при конденсации углеводородных паров в опытном аппарате

Заданный расход охлаждающей воды в опытах поддерживали на уровне 3 л/мин, а её температура на входе в конденсатор равнялась 15 °С. Процесс конденсации паров в установке осуществлено в противоточных направлениях движения теплоносителей. При проведении экспериментов основное внимание было уделено к изучению распределения давления пара по времени.

На рис.3.2 показаны изменения давления паров воды (кривая 1) и газового конденсата (кривая 2) в испарителе по времени. Как видно, в обоих вариантах опытов наблюдается плавное изменение давления греющего агента по времени.

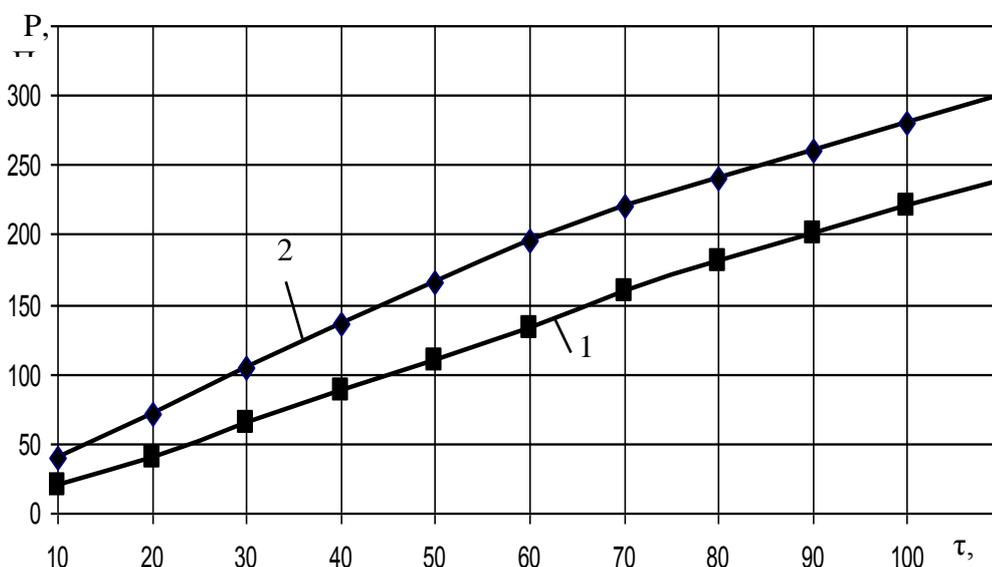


Рис. 3.2. Изменения давления паров воды (1) и газового конденсата (2) по времени в паровом котле-испарителе

Отметим, что при одинаковой тепловой производительности парового котла-испарителя давление образуемых паров углеводородного сырья по сравнению с давлением водяного пара имеет более высокое значение.

Сопоставление полученных результатов опытов показывает, что в диапазоне давлений $P = 40 \div 300$ кПа величина разности давлений паров сравниваемых теплоносителей находится в пределе от 20 до 60 кПа. Опытами установлены, что в данном диапазоне давлений углеводородных паров время выхода установки на рабочий режим на 10-30 минут быстрее, чем в случае применения водяного пара в качестве греющего агента.

3.2.2. Изучение распределения температуры конденсации паров в опытном аппарате

Эксперименты проводились при следующих условиях: давление паров 50, 100, 150, 200 и 250 кПа; расход охлаждающей воды 3 л/мин, а её температура на входе в установку 15 °С. При этом основное внимание было уделено изучению распределения температуры потоков по высоте конденсатора и изменению объёма образуемого конденсата в ходе процесса.

На рис. 3.3 показаны изменения температуры конденсации (t , °С) водяно-

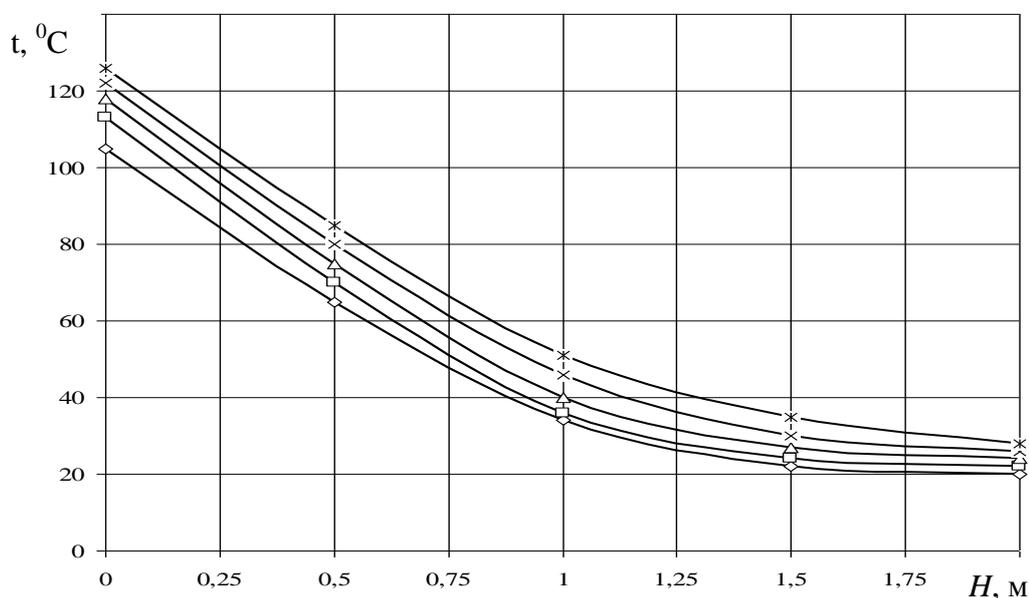


Рис. 3.3. Изменение температуры конденсации водяного пара по длине опытной ус \diamond - 50 \square - 100 \triangle - 150 \times - 200 \cdot - 250 , кПа. го пара по высоте конденсатора (H , м) при различных значениях давления в системе ($P = 50 \div 250$ кПа).

На рис. 3.4 представлена графическая зависимость изменения температуры конденсации углеводородных паров по длине опытной установки при давлении $P = 50 \div 250$ кПа.

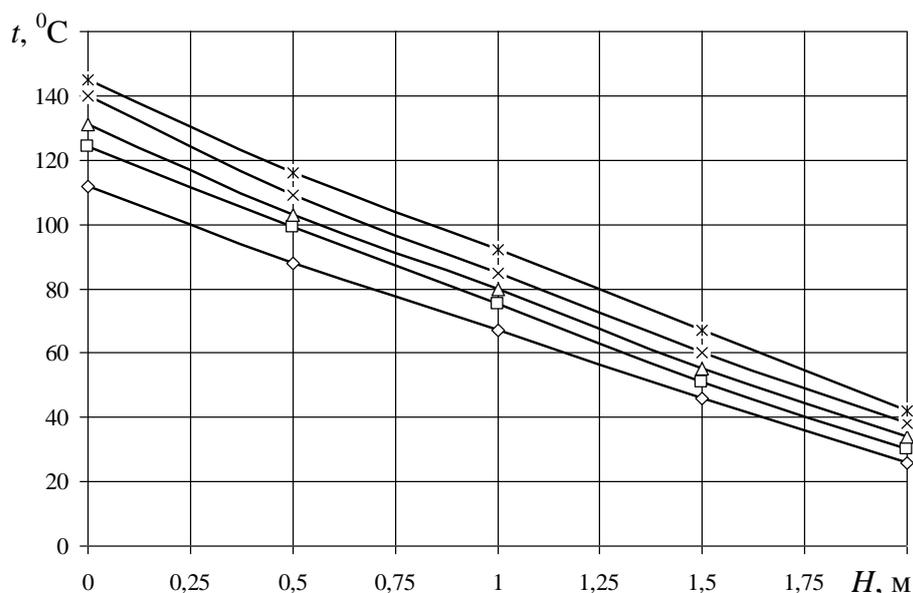


Рис. 3.4. Изменение температуры конденсации углеводородных паров по длине экспериментальной установки: \diamond - 50 \square - 100 \triangle - 150 \times - 200 \cdot - 250, кПа

Сопоставление полученных результатов показывает, что пары газового конденсата по сравнению с водяным паром имеют более высокую температуру конденсации при одном и том же значениях их давления в системе. При давлении 50 кПа разница в значениях температуры конденсации теплоносителей составляет 7 °C, а при давлении 250 кПа она достигает до 20 °C.

На рис. 3.5 приведены результаты измерения объема образуемого конденсата (V , л) водяного (кривая 1) и углеводородных (кривая 2) паров по времени (τ , мин) при давлении $P = 250$ кПа. Сравнение кривых данного графика показывает, что объем образованного конденсата углеводородных паров 5-6 раза больше, чем в экспериментах с водяным паром. Повышенный

объём конденсата углеводородного теплоносителя можно объяснить тем, что теплота

конденсации углеводородных паров значительно меньше теплоты конденсации

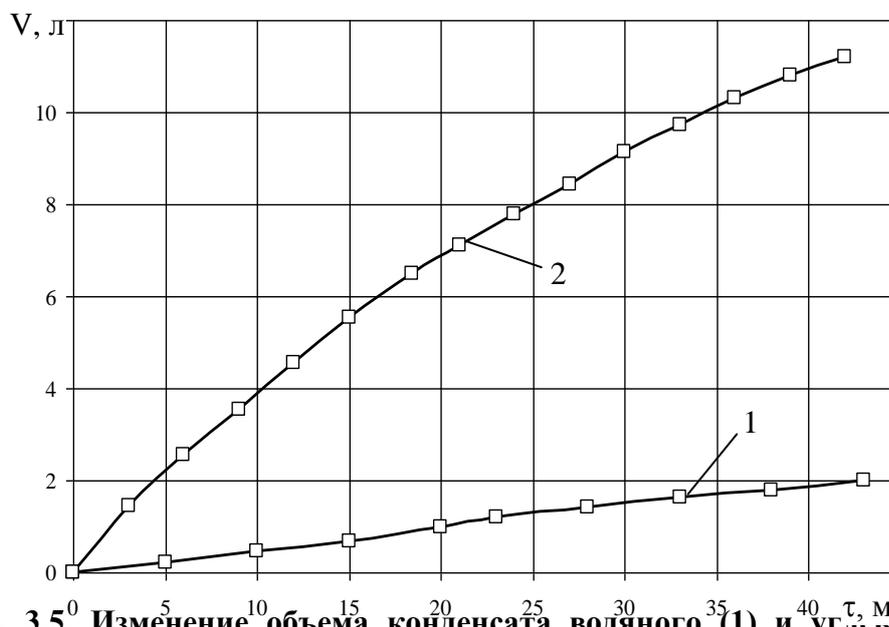


Рис. 3.5. Изменение объема конденсата водяного (1) и углеводородных (2) паров по времени

водяного пара [5]. Это привело к увеличению производительности экспериментальной установки более 5 раз.

Таким образом, результаты измерения объема образуемого конденсата водяного и углеводородных паров по времени показывает, что соотношение теплоты конденсации водяного и углеводородных паров является обобщенным показателем интенсификации процесса теплообмена при конденсации.

3.3. Определение степени интенсификации теплообмена при конденсации углеводородных паров

Как отмечалось ранее, что одним из важнейших достоинств углеводородных паров является низкая теплота их конденсации (250-350 кДж/кг) по сравнению с водяным паром (2260 кДж/кг) [5]. Соотношение теплоты конденсации паров воды и углеводородного сырья указывает, насколько возможно интенсифицировать процесс теплопередачи в теплообменных аппаратах – конденсаторах без дополнительных расходов. Это можно иллюстрировать в путём сравнения теплоты конденсации (испарения) обоих теплоносителей с нашими опытными данными при $P = 250$ кПа. При этом давлении температура конденсации водяных паров $t_1 = 126$ °С, а теплота их конденсации равна $r_1 = 2174,7$ кДж/кг [12]. Опытным путём определено, что пары углеводородного сырья (газового конденсата) с давлением $P = 250$ кПа конденсируются при $t_2 = 145$ °С. Для расчета теплоты конденсации паров газоконденсата необходимо знать численных значений его относительной плотности и молекулярной массы, с учетом характеризующего фактора K . Относительная плотность исходного газового конденсата равно $d_4^{20} = 0,764$. С учетом температурной поправки $\alpha = 818 \cdot 10^{-6}$ определяем его относительной плотности при 15 °С по выражению [11,12]:

$$d_4^{20} = d_4^{20} + 5\alpha = 0,76809. \quad (3.1)$$

Вычисленное значение характеризующего фактора K для газового конденсата по формуле (2.10) при температуре $t_2 = 145$ °С равно $K = 11,85$.

Молекулярная масса газового конденсата, определенное по уточненной формуле Б.М. Воинова (2.13) при численных значений $K = 11,85$ и $t_2 = 145$ °С равняется $M = 126,2$.

Теплота испарения (конденсации) нефтепродуктов r_2 (кДж/кг), в том числе и газового конденсата, определена по уравнению Крэга (2.14). При температуре конденсации $T_2 = 145 + 273,15 = 418,15$ К $r_2 = 255,88$ кДж/кг.

Сравнивая табличного значения теплоты конденсации паров воды r_1 с расчетным значением теплоты конденсации углеводородных паров r_2 , увидим, что в данном случае соотношение

$$r_1/r_2 = 2174,7 \text{ кДж/кг} : 255,9 \text{ кДж/кг} = 8,5.$$

Известно, что дистилляты топливных фракций из ректификационной колонны нефтеперегонной установки АВТ выводятся при температурах от 100 до 400 °С. С учетом условий работы установки, в нижеследующей таблице 3.1 приведены результаты расчетов теплоты конденсации паров легких фракций, выкипающих до 350 °С.

Таблица 3.1.

Теплота конденсации водяных и углеводородных паров

Температура, $t, ^\circ\text{C}$	Характеризующий фактор, K	Молекулярная масса фракций, M	Теплота конденсации паров, кДж/кг		Среднее значение соотношения r_1/r_2
			воды r_1	фракций r_2	
50	10,87	72,9	2380	302,3	7,81
100	11,41	98,1	2260	278,0	
150	11,90	129,6	2120	253,4	
200	12,35	168,3	1945	228,9	
250	12,77	214,6	1710	204,4	
300	13,16	275,6	1384	179,8	
350	13,53	347,0	881,2	155,3	

Как видно из таблицы 3.1, при температурах ниже 200-250 °С теплота конденсации паров газового конденсата больше, а с повышением температуры процесса её величина существенно снижается. При этом соотношение теплоты конденсации паров воды и углеводородного сырья при различных значениях температуры колеблется в пределах $5,7 \div 8,5$.

На рисунке 3.6 показан характер изменения соотношении теплоты конденсации паров воды r_1 и углеводородных фракций r_2 в зависимости от температуры t .

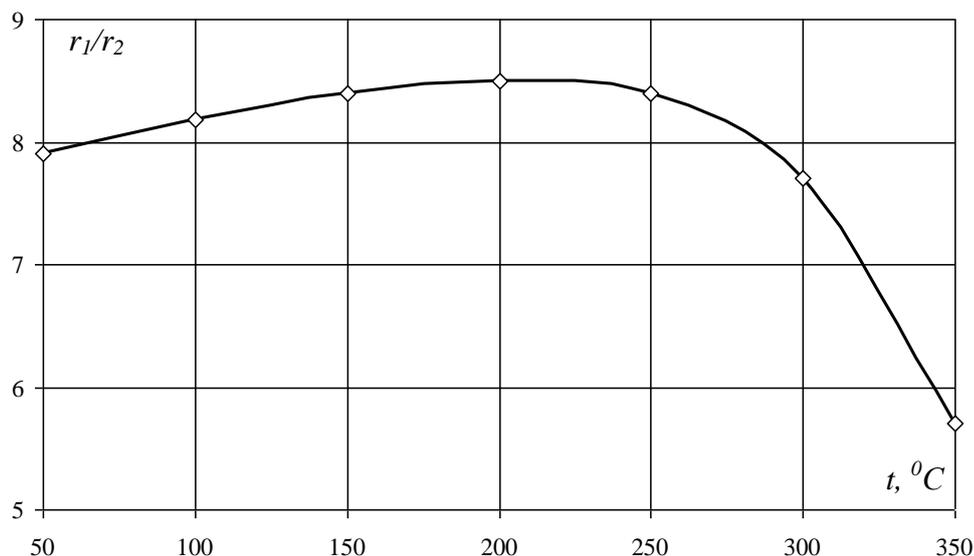


Рис. 3.6. Изменение соотношения теплоты конденсации паров воды и углеводородных фракций в зависимости от температуры

Как видно из графика, с увеличением температуры до $200\text{ }^\circ\text{C}$ соотношение теплоты конденсации паров воды и углеводородных фракций r_1/r_2 увеличивается почти прямолинейно и при $200\text{ }^\circ\text{C}$ оно имеет максимального значения $8,5$. В дальнейшем, с повышением температуры процесса величина r_1/r_2 резко снижается по параболическому закону. Это означает, что применение эффекта теплоты конденсации может быть более существенным при строго определенном интервале температуры и давления в аппарате.

Таким образом, на основе выполненных выше расчетов можно сделать вывод о возможности эффективного использования углеводородных паров, выходящих из ректификационной колонны, в определенных технологических операциях первичной перегонки, например, при нагревании нефтегазоконденсатного сырья.

При использовании углеводородных паров при первичной перегонке углеводородного сырья также снижается расход охлаждающей воды на конденсацию паров (в наших опытах 5 раз) и улучшается условие конденсации паров в аппарате (за счет дополнительно освобождаемого

водяным паром пространства кожуха). Все это способствует повышению производительности промышленных конденсаторов.

Таким образом, на основе сравнении теплоты конденсации паров воды и газового конденсата можно сделать вывод о том, что за счет использования углеводородных паров при конденсации в пределах температуры 50-350 °С степень интенсификации теплообмена составляет в среднем 7,8 раз.

3.4. Методика обработка результатов опытов

Обработка полученных опытных данных производится в следующей последовательности.

1. Расход насыщенного пара рассчитывается по выражению:

$$D = V \rho_{\text{кн}} / \tau_{\text{оп}}, \quad (3.2)$$

где V - объём конденсата, собранного за время $\tau_{\text{оп}}$ стационарного режима работы установки, м³; $\rho_{\text{кн}}$ - плотность конденсата, кг/м³.

2. Проверяется соблюдения теплового баланса конденсатора: $Q_1 + Q_2 = Q_3$,

где

- тепловой поток от конденсирующегося пара:

$$Q_1 = D \cdot r_{\text{исп}}; \quad (3.3)$$

- тепловой поток от охлаждающегося конденсата:

$$Q_2 = D c_{\text{к}} (t_{\text{нас}} - t_{\text{кн}}); \quad (3.4)$$

- тепловой поток, подводимый к охлаждающей воде:

$$Q_3 = G_{\text{в}} c_{\text{в}} (t_{\text{вк}} - t_{\text{вн}}), \quad (3.5)$$

где $G_{\text{в}}$ - расход воды, кг/с; $c_{\text{к}}$, $c_{\text{в}}$ - теплоемкости конденсата и воды, Дж/(кг·К); $t_{\text{нас}}$, $t_{\text{кн}}$ - температуры насыщенного пара и конденсата, °С; $t_{\text{вн}}$, $t_{\text{вк}}$ - начальная и конечная температуры охлаждающей воды, °С.

3. Средняя разность температуры между теплоносителями ($^{\circ}\text{C}$) рассчитывается по формуле (1.26):

$$\Delta t = \frac{t_{\text{ex}} - t_{\text{en}}}{\ln \frac{t_{\text{нас}} - t_{\text{en}}}{t_{\text{нас}} - t_{\text{ex}}}}.$$

4. Геометрическая поверхность теплообмена конденсатора находим по выражению:

$$F = \pi d_{\text{cp}} H, \quad (3.6)$$

где H - длина трубы, м; $d_{\text{cp}} = 0,5(d_{\text{нр}} + d_{\text{вн}})$ - средний диаметр трубы, м.

5. Коэффициент теплопередачи по опытным данным определяется по формуле:

$$K_o = Q_3 / (F_{\text{кн}} \Delta t_{\text{cp}}). \quad (3.7)$$

6. Расчетное значение коэффициента теплопередачи ($\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$) находят по формуле (1.21):

$$K_p = (1/\alpha_1 + \delta_{\text{ст}}/\lambda_{\text{ст}} + 1/\alpha_2)^{-1},$$

где α_1 и α_2 - коэффициенты теплоотдачи со стороны конденсирующегося пара и охлаждающей воды, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$; $\delta_{\text{ст}}$ - толщина стенки трубы, м; $\lambda_{\text{ст}}$ - теплопроводность материала стенки, $\text{Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$.

7. Коэффициента теплоотдачи от конденсирующегося пара к вертикаль-ной стенке трубы определяется по уравнению (1.2):

$$\alpha_{\text{конд}}^{\text{в}} = 0,943 [\lambda^3 \rho^2 r g / \mu (T - \theta_1) l]^{0,25}.$$

8. Расчет коэффициента теплоотдачи со стороны охлаждающей жидкости проводят в следующем порядке.

8.1. Находим скорость движения жидкости:

$$v = 4G / \pi d_{\text{вн}}^2 \rho, \quad (3.8)$$

8.2. Определяют режим движения жидкости, характеризующийся критерием Рейнольдса:

$$Re_1 = v d_{\text{вн}} \rho / \mu, \quad (3.9)$$

где ρ - плотность воды при средней температуре $\text{кг}/\text{м}^3$; μ - вязкость воды при средней температуре, $\text{Па} \cdot \text{с}$.

8.3. В зависимости от режима движения жидкости выбирают критериальное уравнение для расчета критерия Нуссельта (1.11)÷(1.14), затем рассчитывают коэффициент теплоотдачи (1.10):

$$\alpha_2 = Nu \lambda / d_{\text{вн}} .$$

8.4. Рассчитывается коэффициент теплопередачи по формуле (1.21).

9. Сравнивают численные значения опытного и расчетного коэффициентов теплопередачи.

По данной методике произведен уточненный расчет коэффициента теплопередачи в рекомендуемом промышленном вертикальном кожухотрубчатом конденсаторе для охлаждения углеводородных паров (см. § 4.5).

3.5. Выводы по третьей главе

1. Собрана экспериментальная установка, содержащая вертикальный трубчатый конденсационный аппарат и паровой испаритель с газовым обогревом для исследования процессов теплообмена при конденсации паров воды и углеводородного сырья.

2. В опытном трубчатом аппарате изучены изменения давления конденсации паров углеводородного сырья и воды в диапазоне давлений от 40 до 300 кПа. Показано, что при идентичных условиях в испарителе давление образованных углеводородных паров на 20÷60 кПа выше, чем давления водяного пара.

3. Изучены распределения температуры конденсации паров в опытном теплообменном аппарате при давлении углеводородных паров 50÷250 кПа. Сравнение результатов опытов показывает, что пары газового конденсата по сравнению с водяным паром имеют более высокую температуру конденсации при одном и том же значении их давления в системе. При давлении 50 кПа разница в значениях температуры конденсации теплоносителей составляет 7 °С, а при давлении 250 кПа она достигает до 20 °С.

4. В ходе опытов установлено, что объём образованного конденсата углеводородных паров 5-6 раза больше, чем в экспериментах с водяным паром. Это подтверждает, что соотношение теплоты конденсации водяного и углеводородных паров является обобщенным показателем интенсификации процесса теплообмена при конденсации.

5. Путем сравнения теплоты конденсации водяного и углеводородных паров определена степень интенсификации теплообмена при конденсации углеводородных паров. Показано, что при использовании углеводородных паров в температурном диапазоне от 50 до 350 °С степень интенсификации теплообмена при конденсации составляет в среднем 7,8 раз.

ГЛАВА IV. РАСЧЕТ И ПРОЕКТИРОВАНИЕ ПРОМЫШЛЕННОГО ВЕРТИКАЛЬНОГО КОЖУХОТРУБЧАТОГО КОНДЕНСАТОРА ДЛЯ ОХЛАЖДЕНИЯ УГЛЕВОДОРОДНЫХ ПАРОВ И ОБОСНОВАНИЕ ЕГО ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКИХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ

4.1. Исходные данные для расчета

Производительность аппарата по дистилляту бензиновой фракции $G_6 = 18,5$ т/час; начальная температура паров $t_1 = 120$ °С, конечная - $t_2 = 70$ °С; охлаждающий агент – вода, ее начальная температура $t_{в1} = 15$ °С, конечная – $t_{в2} = 35$ °С;

Диаметр теплообменных труб $d_{вн} = 20$ мм; толщина труб $\delta = 2,5$ мм; длина одной трубы $l = 5800$ мм; материал трубы – Ст.3.

Пары бензиновой фракции конденсируются в межтрубном пространстве конденсатора, а охлаждающая вода движется по трубкам аппарата. Давление паров, выходящих из ректификационной колонны $P = 1,8$ кгс/см² (176,58 кПа).

4.2. Определение физико-химических и теплофизических свойств теплоносителей

Удельная теплоемкость охлаждающей воды при ее температурах $t_{в1} = 15$ °С и $t_{в2} = 35$ °С равняется соответственно $c_{в1} = 4,19$ кДж/(кг·°С) и $c_{в2} = 4,18$ кДж/(кг·°С) [6]. При средней температуре воды $t_{ср} = 0,5 \cdot (15 + 35) = 25$ °С значение теплоемкости $c_{вср} = 4,185$ кДж/(кг·°С).

Относительная плотность фракции бензина равна $d_4^{20} = 0,764$. С учетом температурной поправки $\delta = 818 \cdot 10^{-6}$ определяем его относительной плотности при 15 °С по выражению [5,36,37]:

$$d_{15}^{15} = d_4^{20} + 5\delta = 0,764 + 5 \cdot 818 \cdot 10^{-6} = 0,76809. \quad (4.1)$$

Значение характеризующего фактора K , определяющий химическую природу дистиллята бензиновой фракции рассчитано по формуле [5,37]:

$$K = \frac{1,2251 \cdot \sqrt[3]{(t + 273,15)}}{d_4^{20} + 0,0092} = 11,85. \quad (4.2)$$

Молекулярная масса паров бензиновой фракции определяется по уточненной формуле Б.М. Воинова [5,6]:

$$M = (7K - 21,5) + (0,76 - 0,04K)t + (0,0003K - 0,00245)t^2. \quad (4.3)$$

После подстановки численных значений фактора K и температуры $t = t_1 = 120$ °С в уравнению (4.3) получим:

$$M = (7 \cdot 11,85 - 21,5) + (0,76 - 0,04 \cdot 11,85)120 + (0,0003 \cdot 11,85 - 0,00245)120^2 = 111,7.$$

Теплота испарения (конденсации) бензиновой фракции r (кДж/кг) определяется по уравнению Крэга [5,6]:

$$r_n = (354,1 - 0,3768T) / d_{15}^{15} = (354,1 - 0,3768 \cdot 393,15) / 0,76809 = 268,15 \text{ кДж/кг}.$$

В нижеследующей таблице 4.1. приведены результаты расчетов теплоты конденсации паров легких фракций, выкипающих до 120 °С.

Таблица 4.1

Температура, t , °С	Теплота конденсации углеводородных паров Молекулярная масса фракций, M	Теплота конденсации паров бензиновой фракций r , кДж/кг
50	72,9	302,3
100	98,1	278,0
120	111,7	268,15

При температурах до 300 °С плотность нефтепродуктов (кг/м³) в зависимости от температуры t рассчитывается по уравнению А.К. Мановяна [5,6,36]:

$$\rho_4^t = 1000 \rho_4^{20} - \frac{0,58}{\rho_4^{20}}(t - 20) - \frac{[t - 1200 (\rho_4^{20} - 0,68)]}{1000} \cdot (t - 20). \quad (4.4)$$

Плотность паров нефтепродукта (кг/м³), в зависимости от температуры T , молекулярной массы M и давления P (МПа), рассчитывается по формуле [5,6,36]:

$$\rho_A = \frac{273,15}{22,4} \cdot \frac{P}{P_0} \cdot D. \quad (4.5)$$

В нижеследующей табл. 4.2 приведены расчетные значения физико-химических и теплофизических свойств бензиновой фракции в зависимости от температуры в диапазоне от 100 до 200 °С.

Таблица 4.2

Физико-химические и теплофизические свойства бензиновой фракции при 100-200 °С								
Тепло-носитель	t , °С	c , кг/м ³	$\mu \cdot 10^6$, Па·с	$\eta \cdot 10^6$, м ² /с	C , Дж/(кг·К)	$\lambda \cdot 10^2$, Вт/(м·К)	i , кДж/кг	r , кДж/кг
Жидкость	100	702	453	0,66	2,4	0,144	213,12	320,8
	150	657	-	-	2,6	0,140	333,91	288,1
	200	608	-	-	2,8	0,136	464,40	258,6
Пар	110	1,007	7,85÷11,6	7,79÷11,5	2,51	-	555,64	443,0
	130	1,057	7,9÷12,2	7,42÷11,55	2,68	-	594,23	442,1
	160	1,136	7,8÷13,2	6,90÷11,61	2,76	-	654,95	440,6
	200	-	-	-	2,97	-	741,23	438,6

Коэффициент теплопроводности бензиновой фракции при температуре T и

относительной плотности $\rho_{15}^{15} = 0,7667$ определяется по формуле Крэга [36]:

$$\lambda_{\text{жж}} = \frac{0,00117}{\rho_{15}^{15}} (1,1474 - 0,00054 T) . \quad (4.6)$$

Результаты расчета коэффициента теплопроводности бензиновой фракции по

вышеприведенной формуле при их относительной плотности $\rho_{15}^{15} = 0,7667$, приведены в

табл. 4.3.

Таблица 4.3

Теплопроводность бензиновой фракции при 20÷120 °С	
t , °С	λ , Вт/(м К)
20	1,509
100	0,001443
103	0,001441
120	0,001427

4.3. Определение тепловой нагрузки аппарата и расхода воды на процесс конденсации пара

Тепловая нагрузка проектируемого аппарата составляет

$$Q = G_6 \cdot r_6 = (18,5 \text{ т/час}) \cdot 1000 \cdot 268,15 / 3600 = 1388 \text{ кВт},$$

где G_6 - массовый расход фракций, кг/ч; $r_6 = 268,15$ - теплота конденсации паров бензиновой фракций при $t_1 = 120$ °С, кДж/кг.

Необходимый расход воды для охлаждения паров бензина составляет

$$G_B = Q / (c_{B2} t_{B2} - c_{B1} t_{B1}) = 1388 \cdot 1000 / (4,18 \cdot 35 - 4,19 \cdot 15) = 16,6327 \text{ кг/с}.$$

При температуре $t_{в1} = 15 \text{ }^\circ\text{C}$ плотность воды составляет $\rho = 997 \text{ кг/м}^3$.

Тогда объемный расход воды составляет

$$V = G_B \cdot \rho = (16,6327 \text{ кг/с} : 997 \text{ кг/м}^3) \cdot 3600 = 60 \text{ м}^3/\text{ час}.$$

Определение средней разности температур теплоносителей.

Процесс конденсации углеводородных паров водой в аппарате происходит при противо-точном направлениях движения теплоносителей. Наибольшая Δt_{\max} и наименьшая Δt_{\min} разность температур между теплоносителями на концевых участках конденсатора определяется как:

$$\Delta t_{\max} = t_1 - t_{в1} = 120 - 15 = 105 \text{ }^\circ\text{C}; \quad \Delta t_{\min} = t_2 - t_{в2} = 70 - 35 = 35 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Поскольку соотношение $\Delta t_{\max}/\Delta t_{\min} = 105/35 = 3 > 2$, то

$$\Delta t_{\text{cp}} = (\Delta t_{\max} - \Delta t_{\min}) / 2.3 \lg(\Delta t_{\max}/\Delta t_{\min}) = (105 - 35) / 2.3 \lg(105/35) = 63,79 = 64 \text{ }^\circ\text{C}.$$

4.4. Расчет конструктивных параметров вертикального кожухотрубчатого конденсатора

Поверхность теплообмена конденсаторе определяется по формуле:

$$F_{\text{оп}} = Q / (K \cdot \Delta t_{\text{cp}}), \quad (4.7)$$

где K - коэффициент теплопередачи, $\text{Вт/м}^2\text{К}$.

Ориентировочные значения коэффициента K ($\text{Вт/м}^2\text{К}$) в кожухотрубчатых конденсаторах нефтепереработки, при конденсации паров бензина в присутствии газа составляет $K = 115 \div 230$, а для углеводородных газов $K = 115 \div 230$. Принимаем $K = 200 \text{ Вт/м}^2\text{К}$.

Тогда ориентировочная величина поверхности конденсатора равна

$$F_{\text{оп}} = Q / (K \cdot \Delta t_{\text{cp}}) = 1388 \cdot 1000 / (200 \cdot 64) = 108,5 \text{ м}^2.$$

Необходимого числа теплообменных трубок при известном их диаметре внутреннего $d_{\text{вн}} = 20 \text{ мм}$ и наружного $d_{\text{нр}} = 25 \text{ мм}$ и рабочей длины $l = 5800 \text{ мм}$:

$$n = F / (\rho \cdot d_{\text{cp}} \cdot l) = 108,5 / (\rho \cdot 0,0225 \cdot 5,8) = 265 \text{ шт}.$$

Принимаем способ крепления теплообменных трубок в трубной решетке по вершине правильных шестиугольников (рис. 4.1).

Шаг расположения трубок на площади трубной решетки

$$t = (1.2 \div 1.4) d_{\text{нр}} = (1.2 \div 1.4) 25 = 30 \div 35 \text{ мм}. \text{ Принимаем } t = 35 \text{ мм}.$$

Проверим, что зазор между трубками должен быть не менее $t - d_{\text{т}} \leq 6$;

$$35 - 25 = 10 \text{ мм} \leq 6 \text{ мм}.$$

Внутренний диаметр кожуха теплообменника-конденсатора:

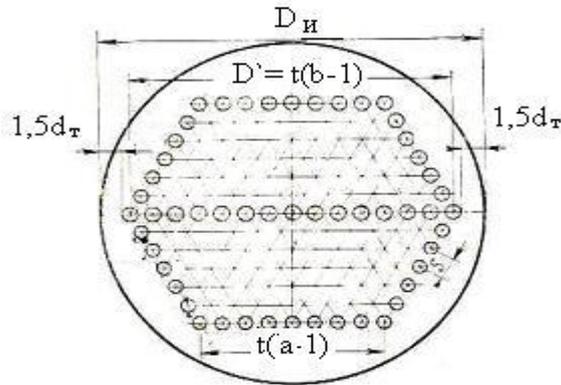


Рис. 4.1. Схема к определению диаметра кожуха теплообменника

Внутренний диаметр кожуха теплообменника-конденсатора:

$$D_{\text{вн}} = 1.1 t (n/\eta)^{0,5} = 1.1 \cdot 35 (265/0,8)^{0,5} = 38,5 \cdot 18,2 = 701 \text{ мм},$$

где $\eta = 0.6 \div 0.8$ - коэффициент заполнения площади трубной решетки трубками.

Согласно действующим стандартам принимаем $D_{\text{вн}} = 700$ мм.

Толщина стенки d кожуха аппарата определяется по формуле:

$$d = \{(P_{\text{раб}} D_{\text{и}} m) / (2\varphi [y] - P_{\text{б}} D_{\text{и}} m)\} + c_1 + c_2, \quad (4.8)$$

где $P_{\text{раб}} = 176580$ - рабочее давление паров бензина в кожухе конденсатора, Па; φ - коэффициент прочности сварного шва, $\varphi = 0.85$; $[y]$ - предел прочности материала корпуса (Ст.3) при растяжении, принимаем $[y] = 120$ МПа; c_1 - прибавка на коррозии материала корпуса, м; c_2 - технологическая прибавка; $m = 2,6$ - степень надежности аппарата.

После подстановки значений параметров в уравнению (4.8) получим

$$\begin{aligned} d_{\text{расч}} &= (0,176580 \cdot 10^6 \cdot 0,7 \cdot 2,6) / (2 \cdot 0,85 \cdot 120 \cdot 10^6 - 0,176580 \cdot 10^6 \cdot 0,7 \cdot 2,6) = \\ &= 0,3214 \cdot 10^6 / (204 \cdot 10^6 - 0,3214 \cdot 10^6) = 0,3214 / 203,68 = 0,0016 \text{ м} = 1,6 \text{ мм}. \end{aligned}$$

С учетом принимаемых $c_1 = 6$ мм и $c_2 = 2,4$ мм решим, что

$$d = d_{\text{расч}} + 6 + 2,4 = 10 \text{ мм}.$$

Наружный диаметр кожуха аппарата составляет

$$D_{\text{т}} = D_{\text{и}} + 2d = 700 + 2 \cdot 10 = 720 \text{ мм},$$

что соответствует рекомендуемому значению диаметра по стандартным рядам.

Толщина трубной решетки определяется по формуле

$$\begin{aligned} d_{\text{тр}} &= [0,162 P_{\text{раб}} (D_{\text{вн}}^2 - n d_{\text{нр}}^2)] / [[y]_{\text{и}} (t - d_{\text{нр}}) t] = \\ &= [0,162 \cdot 0,17658 \cdot 10^6 (0,7^2 - 265 \cdot 0,025^2)] / [120 \cdot 10^6 (0,035 - 0,025) \cdot 0,035] = \\ &= (0,0286 \cdot 10^6 (0,49 - 0,1656)) / 0,042 \cdot 10^6 = 0,0221 \text{ м} = 22 \text{ мм}, \end{aligned}$$

где $[y]_{\text{и}} = 120$ МПа - предел прочности материала корпуса при изгибе.

С учетом прибавку на коррозии $c_1 = 6$ мм и $c_2 = 2$ мм принимаем

$$d = d_{\text{тр}} + c_1 + c_2 = 22 + 6 + 2 = 30 \text{ мм}.$$

Высоту эллиптических крышек аппарата H определяется из выражения:

$$H = 0.25 D = 0.25 \cdot 720 = 180 \text{ мм},$$

где D – диаметр крышек, равный $D = D_{\text{пр}}$.

Диаметр патрубков для подачи теплоносителей в конденсатор d_y определяется по формуле:

$$d_y = \sqrt{4G / (3600 \pi \rho v \tau)}, \quad (4.9)$$

где G - массовый расход теплоносителя, кг/с; ρ - плотность теплоносителя, кг/м³; v - скорость потока в патрубках, м/с; для жидкостей $v = 0,1 \div 2,5$ м/с, для газов $v = 2 \div 20$ м/с [12,38].

Диаметр патрубка для подачи пара в конденсатор:

$$d_{y \text{ пар}} = [4G_{\text{п}} / (3600 \pi \rho v)]^{0,5} = [4 \cdot 18500 / (3600 \cdot \pi \cdot 1,06 \cdot 20)]^{0,5} = 0,556 \text{ м},$$

где $G_{\text{п}} = 18500$ кг/час - массовый расход паров бензина, кг/час; $\rho = 1,06$ кг/м³ - плотность паров; $v = 20$ м/с – скорость пара в патрубке.

Диаметр патрубка для подачи воды в конденсатор:

$$d_{y \text{ вода}} = [4 G_{\text{в}} / (\pi \rho v)]^{0,5} = [4 \cdot 16,6327 / (\pi \cdot 997 \cdot 1,0)]^{0,5} = 0,145 \text{ м},$$

где $G_{\text{в}} = 16,6327$ кг/с - массовый расход воды; $\rho = 997$ кг/м³ - плотность воды; $v = 1,0$ – скорость воды в патрубке.

Принимаем, что $d_{y \text{ пар}} = 0,560$ м; $d_{y \text{ вода}} = 0,150$ м.

Общая высота конденсатора (м) составляет

$$H_{\text{общ}} = l + 2H_{\text{кр}} + 4d_{\text{ф}} + 2d_{\text{пр}} + h_{\text{п}} = 5800 + 2 \cdot 180 + 4 \cdot 40 + 2 \cdot 10 + 430 = 6700 \text{ мм},$$

где $d_{\text{ф}}$ – толщина фланцев; $d_{\text{пр}}$ – толщина прокладок; $h_{\text{п}}$ – длина патрубков; обычно $d_{\text{ф}} = 40$ мм, $d_{\text{пр}} = 10$ мм; $h_{\text{п}} = 100 \div 500$ мм, в зависимости от диаметра штуцера, принимаем $h_{\text{п}} = 360$ мм.

4.5. Уточненный расчет коэффициента теплопередачи в конденсаторе

Средняя скорость движения воды в трубках конденсатора определяется по выражению:

$$x = z \cdot 4V / (\pi n d_{\text{вн}}^2) = 2 \cdot 4 \cdot 60 / (\pi \cdot 265 \cdot 0,020^2) \cdot 3600 = 0,4 \text{ м/с},$$

где $V = 60$ м³/час – объемный расход воды; $z = 2$ - число ходов.

Режимы движения воды в трубках конденсатора устанавливается по значению критерия Re [8,12]:

$$Re = x \cdot d_{\text{вн}} / \eta = 0,4 \cdot 0,020 / 0,91 \cdot 10^{-6} = 8791,2.$$

где $\eta = 0,91 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ - кинематическая вязкости воды при ее средней температуры $t_{\text{вср}} = (t_{\text{в1}} + t_{\text{в2}}) = (15 + 35)/2 = 25 \text{ }^\circ\text{C}$.

При средней температуры воды $t_{\text{вср}} = 25 \text{ }^\circ\text{C}$ известны ее следующие дополнительные показатели: теплопроводность $\lambda = 60,85 \cdot 10^{-3} \text{ Вт/м}\cdot\text{К}$; динамический коэффициент вязкость $\mu = 907,27 \cdot 10^{-6} \text{ Па}\cdot\text{с}$; коэффициент температура-проводности $\epsilon = 2,196 \cdot 10^{-4} \text{ К}$;

поверхностное натяжение $\gamma = 719,5 \cdot 10^{-4} \text{ кг/с}^2$; критерий Прандтля $Pr = 6,22$ [12,38].

При $Re = 8791$ - режим движения воды в трубках аппарата является переходным ($2320 < Re < 10000$). В этом случае коэффициент теплоотдачи от воды к стенке теплопередающих труб α_1 определяется по формуле:

$$\begin{aligned} Nu &= 0,08 Re^{0,9} Pr^{0,43} = 0,008 \cdot 8791^{0,9} \cdot 6,22^{0,43} = \\ &= 0,08 \cdot 3545,15 \cdot 2,1945 = 622,386. \end{aligned}$$

По значению Nu коэффициент теплоотдачи может быть рассчитан по формуле [8,12]:

$$\alpha_2 = (Nu \cdot d_{\text{вн}}) / \lambda = (622,4 \cdot 0,020) / 60,85 \cdot 10^{-3} = 204,57 \text{ Вт/м}^2\cdot\text{К}.$$

Коэффициент теплоотдачи α_1 паров бензиновой фракции, конденсирующегося на пучке вертикально расположенных труб, определяется по формуле:

$$\alpha_1 = 0,943 \left[\frac{\lambda^3 c^2 r g}{\mu (T - t_1) h} \right]^{0,25}. \quad (4.10)$$

где r - теплота конденсации паров бензина, Дж/кг; h - рабочая высота труб; λ , c , μ - соответственно теплопроводность, плотность и вязкость конденсата при средней температуре пленки $t_{\text{пл ср}} = t_{\text{кн}} - \Delta t_1 / 2 = 120 - 64 / 2 = 88 \text{ }^\circ\text{C}$.

При этой температуре известны следующие значения физических свойств конденсата бензина: $\lambda = 0,0144 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$; $c = 699,19 \text{ кг/м}^3$; $\mu = 453 \cdot 10^{-6} \text{ Па}\cdot\text{с}$.

После подстановки значений λ , c и μ получим величину коэффициента теплоотдачи α_1 при конденсации пара по всей высоте пучка труб h :

$$\begin{aligned} \alpha_1 &= 0,943 \left[\frac{\lambda^3 c^2 r g}{\mu (T - t_{\text{ст}}) h} \right]^{0,25} = \\ &= 0,943 \left[\frac{(0,0144)^3 \cdot 699,19^2 \cdot 320800 \cdot 9,81}{(453 \cdot 10^{-6}) \cdot (120 - 35) \cdot 5,8} \right]^{0,25} = \\ &= 0,943 (4593897,1 / 0,223329 \cdot 10^{-6})^{0,25} = 2008,264 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К)}. \end{aligned}$$

Коэффициент теплопередачи K рассчитывается по известной формуле:

$$K = (1/\alpha_1 + d_{\text{ст}}/\lambda_{\text{ст}} + 1/r_{\text{з1}} + 1/r_{\text{з2}} + 1/\alpha_2)^{-1}, \quad (4.11)$$

где $\lambda_{\text{ст}}$ и $\lambda_{\text{з}}$ - теплопроводность материала стенки и слоев загрязнений, Вт/(м·К); $d_{\text{ст}}$ и $d_{\text{з}}$ - толщина стенки и слоев загрязнений с обеих сторон стенки, м; $d_{\text{ст}} = 0,0025 \text{ м}$; $\lambda_{\text{ст}} = 46,5 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$ - теплопроводность стали Ст.3;

$1/r_{31} = 1860-2900 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ - термические сопротивления слоев загрязнений на стенке со стороны движения воды; $1/r_{32} = 2900 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ - термические сопротивления загрязнений со стороны топливной фракции.

После подстановки значений вычислим уточненного значения коэффициента теплопередачи K в конденсаторе:

$$K = (1/\bar{b}_1 + d_{ст}/\lambda_{ст} + 1/r_{31} + 1/r_{32} + 1/\bar{b}_2)^{-1} =$$

$$= (1/2008,264 + 0,0025/46,5 + 1/1900 + 1/2900 + 1/204,57)^{-1} = 227,61 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

$$= (0,0005 + 0,000054 + 0,00053 + 0,000345 + 0,049)^{-1} = 198,3 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Разность между значениями коэффициента теплопередачи для принятых и уточненных вариантах составляет:

$$\Delta K = [(K_{\text{прин}} - K_{\text{уточ}})/K_{\text{прин}}] \cdot 100\% = [(200 - 198,3)/200] \cdot 100\% = 0,85 \%,$$

что находится в допустимых пределах (менее 5 %). Поэтому перерасчет конструктивных параметров конденсатора не производим.

4.6. Расчет потери тепла в окружающую среду

Потери тепла в окружающую среду определяется по формуле

$$Q = \alpha_k \cdot F_a \cdot (t_a^{np} - t_b), \quad (4.12)$$

где \bar{b}_k - коэффициент конвективного теплообмена, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$; F_a - наружная поверхность конденсатора, м^2 ; t_a^{np} - температура наружной изолированной поверхности аппарата, принимается $t_a^{np} = 40 \text{ }^\circ\text{C}$; t_b - температура наружного воздуха, принимаем $t_b = 20 \text{ }^\circ\text{C}$.

Значение коэффициента \bar{b}_k вычисляется по известной формуле

$$\bar{b}_k = 9,74 + 0,07(t_a - t_a^{np}) = 9,74 + 0,07(120 - 40) = 15,34 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}),$$

где $t_a = 120 \text{ }^\circ\text{C}$ - температура наружной стенки аппарата, равной температуре конденсации паров фракции бензина.

Наружная поверхность проектируемого аппарата

$$F_a = F_{\text{кож}} + 2F_{\text{кр}} = \pi \cdot [(D \cdot H_{\text{кож}} + 2 \cdot (H_{\text{кр}} + D_{\text{кр}})^2/4)] =$$

$$= \pi \cdot [(0,72 \cdot 5,80 + 2 \cdot (0,18 + 0,72)^2/4)] = \pi \cdot (4,176 + 0,405) = 14,4 \text{ м}^2,$$

где $D = 0,72$ и $D_{\text{кр}} = 0,72$ - наружный диаметр кожуха и крышек, м; $H_{\text{кож}} = 5,80$ и $H_{\text{кр}} = 0,18$ - соответственно, высота кожуха и крышки аппарата, м.

После подстановки значений параметров в уравнение (6) получим

$$Q = 15,34 \cdot 14,4 \cdot (40 - 20)/1000 = 4,42 \text{ кВт.}$$

4.7. Гидравлический расчет вертикального кожухотрубчатого конденсатора

Основной целью выполнения гидравлического расчета конденсатора является определение потребной мощности насоса для подачи охлаждающей воды по трубкам аппарата и подбора типа насоса.

Полное гидравлическое сопротивление конденсатора по каналу движения воды ΔP (Па) определяется как сумма потери давления (напора) для преодоления сил внутреннего трения в трубках аппарата $\Delta P_{\text{и}}$ и местных сопротивлений $\Delta P_{\text{м}}$ по формуле

$$\Delta P = \Delta P_{\text{тр}} + \Delta P_{\text{мс}}. \quad (4.13)$$

Потери давления для преодоления сил внутреннего трения в трубках аппарата определяется по формуле

$$\Delta P_{\text{и}} = \lambda (x^2 \rho / 2) (L n / d_3), \quad (4.14)$$

где λ - коэффициент внутреннего трения; $x = 0,4$ м – средняя скорость движения воды в трубках, м/с; $\rho = 997$ – плотность воды, кг/м³; $L = 5,8$ м – длина теплопередающих труб, м; $n = 265$ шт – количество труб; $d_3 = 0,020$ м - эквивалентный диаметр трубы, м.

Значение коэффициента внутреннего трения λ зависит от высоты шероховатости стенки труб Δ и режима движения потока воды Re . Поскольку $Re = 8791,2 < 4 \cdot 10^3 \div 10^4$, то:

$$\lambda = 0,3164 / \sqrt[4]{Re} = 0,3164 / (8791,2)^{0,25} = 0,0327.$$

$$\Delta P_{\text{и}} = \lambda (x^2 \rho / 2) (L n / d_3) = 0,0327 \cdot (0,4^2 \cdot 997 / 2) (5,8 \cdot 265 / 0,02) = 200436,48 \text{ Па.}$$

При протекании воды через местные сопротивления (краны, вентили, отводы и пр.) скорость и направления потока меняется. При этом, потери напора для преодоления местных сопротивлений $\Delta P_{\text{мс}}$ рассчитывается по следующей формуле:

$$\Delta P_{\text{м}} = \sum_{i=1}^n o_i \rho v^2 / 2, \quad (4.15)$$

где o - коэффициент местного сопротивления; i - порядковый номер элемента.

Численное значение o_i для каждого вида сопротивления, в зависимости от его конструктивного исполнения, приведены в справочной литературе [12]. По линии движения воды в конденсаторе имеются следующие сопротивления:

- три колена с углом поворота $\mu = 180^\circ$ и соотношением $R/d = 600/150$, для которых $o_1 = 0,112$, где направление движения потока трижды меняется ($o_2 = 0,5$);
- две задвижки $d_y = 150$ мм ($o_3 = 0,25$);
- вход в трубу с острыми краями ($o_4 = 0,5$) и выход из него ($o_5 = 1,0$).

В итоге, суммарное значение коэффициентов местных сопротивлений численно равно:

$$\sum_{i=1}^n o_i = 3(o_1 + o_2) + 2o_3 + 265(o_4 + o_5) = 3(0,112 + 0,5) + 2 \cdot 0,25 + 265(0,5 + 1,0) = 400.$$

Таким образом, потери давления для преодоления местных сопротивлений составляют:

$$\Delta P_{\text{мс}} = \sum_{i=1}^n o_i \rho v^2 / 2 = 400 \cdot 997 \cdot 0,4^2 \cdot 0,5 = 31904 \text{ Па}.$$

Полное гидравлическое сопротивление конденсатора по каналу движения охлаждающего агента (воды) равняется:

$$\Delta P_{\text{труб}} = \Delta P_{\text{тр}} + \Delta P_{\text{мс}} = 200436,5 + 31904 = 232341 \text{ Па}.$$

Потребная мощность насоса N для преодоления гидравлических сопротивлений при подаче охлаждающей воды определяется по выражению

$$N = V \Delta P / (1000 \eta) = 60 \cdot 232341 / (1000 \cdot 3600 \cdot 0,7) = 5,532 \text{ кВт}.$$

где $V = 60$ – объемный расход воды, $\text{м}^3/\text{час}$; $\eta = 0,7$ – к.п.д. насоса.

По каталогу выбираем насос с мощностью двигателя $N = 7,5$ кВт.

4.8. Расчет экономической эффективности от внедрения в производства предлагаемого вертикального кожухотрубчатого конденсатора для конденсации углеводородных паров в условиях НПЗ

Технологические аспекты интенсификации процесса конденсации паров бензиновой фракции. Одним из технологических факторов, определяющих экономическую эффективность интенсификации процесса конденсации паров обезвоженных дистиллятов топливных фракций, является отсутствие паров воды в составе паровой фазы, выходящей из ректификационной колонны. Это приводит к дополнительному увеличению технологического объема межтрубного пространства конденсатора и улучшению условия теплоотдачи при конденсации однородных паров углеводородных фракций, что приводит к повышению эффективности процесса теплообмена при конденсации, уменьшению требуемой поверхности нагрева и сокращению габаритных размеров и массы теплообменного оборудования в стадии их проектирования.

Долю дополнительно освобождаемого технологического пространства аппаратов K_v , ранее занимаемого водяным паром, можно определить как соотношение расходов водяного пара $G_{\text{вп}}$ и нефти $G_{\text{н}}$, подаваемых в ректификационную колонну установки АВТ-3:

$$K_{v1} = G_{\text{вп}} / (24 \cdot V_{\text{н}} \cdot c_{\text{н}}) 100\% = 90 / (24 \cdot 180 \cdot 0,8425) 100\% = 2,47 \%, \quad (4.13)$$

где $G_{\text{вп}} = 90 \div 120$ тн/сут – регламентированный расход водяного пара; $V_{\text{н}} = 180 \text{ м}^3/\text{час}$ – объём загружаемой в установку нефти; $c_{\text{н}} = 0,8425 \text{ тн}/\text{м}^3$ – измеренная плотность нефти.

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: электрической энергии – 112,2 сум/кВт; водяного пара - 26972 сум/Гкал.

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

Увеличение тепловой эффективности K_Q теплообменника-конденсатора можно вычислить по следующему выражению:

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

где $r_{вп} = 2019,9$ кДж/кг - теплота конденсации перегретого водяного пара при 180 °С и давлении 1,0 МПа [37]; $r_{уп} = 245,3$ кДж/кг - теплота конденсации паров дистиллятных фракций при 180 °С [36,37].

Согласно п.12 «Методики (Основные положения) определения экономической эффективности использования в народном хозяйстве новой техники, изобретений и рационализаторских предложений» [39] и с учетом вышеизложенных аргументов нами произведен расчет ожидаемого годового экономического эффекта $\mathcal{E}_{то}$ от внедрения в производство предлагаемого трубчатого конденсатора по следующей формуле:

$$\mathcal{E}_{то} = (Z_1 - Z_2) \cdot A_r = (I_{з1} + E \cdot K_1) - (I_{з2} + E \cdot K_2), \quad (4.16)$$

где Z_1 и Z_2 - соответственно приведенные затраты на процессы теплообмена при конденсации углеводородных паров в базовом и предлагаемом аппарате, тыс. сум; $I_{з1}$ и $I_{з2}$ - 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 трубчатого конденсатора равна $I_{з1} = 32500$ тыс. сум. Предварительная стоимость нового аппарата должна быть на 20,34 % дешевле базового, т.е. его оптовая цена составляет $I_{з2} = 32500 (1 - 0,2034) = 25900$ тыс. сум.

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

$$\text{- для базового конденсатора - } 32500 \cdot 0,08 = 2600 \text{ тыс. сум;}$$

- для предлагаемого конденсатора - $25900 \cdot 0,08 = 2072$ тыс. сум.

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

- для базового конденсатора – $32500 \cdot 0,05 = 1625$;

- для предлагаемого конденсатора – $25900 \cdot 0,05 = 1295$.

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

- для базового конденсатора – $32500 \cdot 0,025 = 812,5$ тыс. сум;

- для предлагаемого конденсатора – $25900 \cdot 0,025 = 647,5$ тыс. сум.

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

- для базового конденсатора – $32500 \cdot (2+3)/100 = 1625$;

- для предлагаемого конденсатора – $25900 \cdot 5/100 = 1295$.

Общая сумма сопутствующих капитальных затрат потребителя при использовании конденсаторов составляют:

- для базового аппарата

$$- 2600 + 1625 + 812,5 + 1625 = 6662,5 \text{ тыс. сум};$$

- для предлагаемого аппарата

$$- 2072 + 1295 + 647,5 + 1295 = 5309,5 \text{ тыс. сум.}$$

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

- для базового конденсатора

$$K_1 = 32500 + 6662,5 = 39162,5 \text{ тыс. сум};$$

- для предлагаемого конденсатора

$$K_2 = 25900 + 5309,5 = 31209,5 \text{ тыс. сум.}$$

2. Общая сумма годовых эксплуатационных затрат по каждой из сравниваемых конденсаторов определяется по формуле:

$$I_{\text{Э}} = \text{Э} + A + P + \Pi, \quad (4.17)$$

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

Годовой расход электроэнергии для перекачки воды по конденсатору определяется как:

$$\text{Э}_{\text{эл}} = (T \cdot 24 \cdot K_3 \cdot N \cdot C_3) / (K_{\text{п}} \cdot K_{\text{д}}), \quad (4.18)$$

где 340 – продолжительность работы завода в год, сут; 24 - число часов в сутки; $K_3 = 0,85 \div 0,9$ - коэффициент загрузки работы перегонной установки; N - установленная мощность электродвигателя насоса для перекачки воды, кВт; C_3 – стоимость 1 кВт·час электроэнергии, сум/кВт; $K_{\Pi} = 0,96$ - коэффициент, учитывающий потери сети; $K_{\Delta} = 0,90 \div 0,95$ - коэффициент полезного действия электродвигателя;

- для базового конденсатора, имеющий насос для перекачки воды с установленной мощностью $N_1 = 17$ кВт/час:

$$\mathcal{E}_{\text{эл1}} = (340 \cdot 24 \cdot 0,9 \cdot 17 \cdot 112,2) / (0,96 \cdot 0,9) = 16212,9 \text{ тыс. сум};$$

- для предлагаемого аппарата, имеющий насос для перекачки воды с мощностью $N_1 = 7,5$ кВт/час:

$$\mathcal{E}_{\text{эл2}} = (340 \cdot 24 \cdot 0,9 \cdot 7,5 \cdot 112,2) / (0,96 \cdot 0,9) = 7152,750 \text{ тыс. сумм.}$$

Амортизационные отчисления конденсатора рассчитывается по формуле:

$$A_a = (C \cdot H_a) / 100, \quad (4.19)$$

где H_a - норма ежегодных амортизационных отчислений в % от балансовой стоимости аппаратов, для предприятий нефтепереработки $H_a = 11,1$ %;

- для базового конденсатора стоимостью $C_1 = 32500$ тыс. сум:

$$A_{a1} = (C_1 \cdot H_a) / 100 = (32500 \cdot 11,1) / 100 = 3607,5 \text{ тыс. сум};$$

- для проектируемого конденсатора стоимостью $C_2 = 25900$ тыс. сум:

$$A_{a2} = (C_2 \cdot H_a) / 100 = (25900 \cdot 11,1) / 100 = 2874,9 \text{ тыс. сум.}$$

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

$$P = (C \cdot H_p) / 100, \quad (4.20)$$

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

- для базового конденсатора

$$P_1 = (C_1 \cdot H_p) / 100 = (32500 \cdot 14) / 100 = 4550 \text{ тыс. сум};$$

- для предлагаемого конденсатора

$$P_2 = (C_2 \cdot H_p) / 100 = (25900 \cdot 14) / 100 = 3626 \text{ тыс. сум.}$$

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

- для базового конденсатора

$$I_{\text{э1}} = \mathcal{E}_{\text{эл1}} + A_{a1} + P_1 + \Pi = (\mathcal{E}_{\text{эл1}} + A_{a1} + P_1) 1,05 =$$

$$= (16212,9 + 3607,5 + 4550)1,05 = 25589 \text{ тыс. сум};$$

- для предлагаемого конденсатора

$$\begin{aligned} I_{\text{э2}} &= \mathcal{E}_{\text{эл2}} + A_{\text{а2}} + P_2 + \Pi = (\mathcal{E}_{\text{эл2}} + A_{\text{а2}} + P_2)1,05 = \\ &= (7152,750 + 2874,9 + 3626)1,05 = 14336,3 \text{ тыс. сум.} \end{aligned}$$

Подведя итогов увидим, что ожидаемый годовой экономический эффект от внедрения предлагаемого трубчатого конденсатора в производство по формуле (4.16) составляет:

$$\begin{aligned} \mathcal{E}_{\text{год1}} &= (I_{\text{э1}} + E \cdot K_1) - (I_{\text{э2}} + E \cdot K_2) = \\ &= [(25589 + 0,15 \cdot 39162,5) - (14336,3 + 0,15 \cdot 31209,5)] \cdot 1000 = \\ &= (31463,4 - 19017,725) \cdot 1000 = 12445675 \text{ сум.} \end{aligned}$$

3. Масса базового конденсатора равна $M_1 = 9740$ кг. В результате интенсификации процесса масса нового аппарата по сравнению с базовым облегчается на 20,34 %, т.е.

$$M_{\text{т2}} = M_{\text{т1}} (1 - 0,2034) = 9740 \cdot (1 - 0,2034) = 7759 \text{ кг.}$$

Экономия от снижения металлоемкости нового конденсатора выражается суммой:

$$\mathcal{E}_{\text{год2}} = [(M_1 - M_2) / M_1] C_2 = [(9,740 - 7,759) / 9,740] \cdot 25900 = 5268,06 \text{ тыс. сум.}$$

Таким образом, суммарный ожидаемый годовой экономический эффект $\mathcal{E}_{\text{сум}}$ от внедрения в производство одного предлагаемого конденсатора для конденсации паров бензиновой фракции в условиях нефтеперерабатывающего завода составляет:

$$\mathcal{E}_{\text{сум}} = \mathcal{E}_{\text{год1}} + \mathcal{E}_{\text{год2}} = 12445675 + 5268060 = 17713735 \text{ сум} = 17,7 \text{ млн сум.}$$

4.9. Выводы по четвертой главе

1. Определены физико-химические и теплофизические свойства бензиновой фракции и охлаждающей воды при рабочих температурах процесса.

2. Определена тепловая нагрузка промышленного конденсатора $Q = 1388$ кВт и расхода воды на процесс конденсации пара $60 \text{ м}^3/\text{час}$.

3. Рассчитаны конструктивные параметры спроектируемого вертикального кожухотрубчатого конденсатора при диаметре теплопередающих труб $d = 20/25$ мм и их высоте $H = 5800$ мм: площадь охлаждения $F = 108,5 \text{ м}^2$; количество труб - 265 шт.; диаметр кожуха - 700 мм.

4. Произведен уточненный расчет коэффициентов теплоотдачи и теплопередачи ($\text{Вт}/\text{м}^2\cdot\text{К}$) в спроектированном трубчатом конденсаторе: $\alpha_2 = 204,6$; $\alpha_1 = 2008,3$; $K = 198,3$;

5. Выполнен гидравлический расчет вертикального кожухотрубчатого конденсатора по линии движения воды $\Delta P = 232341$ Па и потребная мощность насоса для перекачки воды в аппарат $N = 7,5$ кВт.

6. Расчетами показано, что суммарный ожидаемый годовой экономический эффект от внедрения в производство одного кожухотрубчатого конденсатора с улучшенными технологическими параметрами в условиях нефтеперерабатывающего завода составляет 17,7 млн сум.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Обобщая проведенных теоретических и экспериментальных исследований по изучению процесса теплообмена при конденсации углеводородных паров можно сформулировать следующие основные выводы:

1. Анализ основных физико-химических и теплофизических свойств паров углеводородного сырья и воды в диапазоне $100\div 200$ °С показал, что пары топливных фракций, выходящие из ректификационной колонны, могут быть эффективно использованы в качестве теплоносителя в основных операциях первичной перегонки нефтегазоконденсатных смесей.
2. Собрана экспериментальная установка, содержащая вертикальный трубчатый конденсатор и паровой испаритель с газовым обогревом для исследования процесса конденсации паров воды и углеводородного сырья.
3. Экспериментальным путем изучены изменения давления конденсирующихся паров газового конденсата и воды в диапазоне от 40 до 300 кПа. Показано, что при идентичных условиях в испарителе давление образованных углеводородных паров на $20\div 60$ кПа выше, чем давления водяного пара.
4. Изучен характер распределения температуры конденсации паров в опытном теплообменнике при давлении углеводородных паров $50\div 250$ кПа. Сравнение результатов опытов показывает, что пары газового конденсата по сравнению с водяным паром имеют более высокую температуру конденсации при одном и том же значениях их давления в системе. При давлении 50 кПа разница в значениях температуры конденсации теплоносителей составляет 7 °С, а при давлении 250 кПа она достигает до 20 °С.
5. Используя результатов опытов, путем сравнены теплоты конденсации водяного и углеводородных паров определена степень интенсификации теплообмена при конденсации углеводородных паров. Показано, что при температурном интервале $50\div 350$ °С степень интенсификации теплообмена при конденсации углеводородных паров составляет в среднем 7,8 раз.
6. Определена тепловая нагрузка вертикального кожухотрубчатого промышленного конденсатора для конденсации паров бензиновой фракции мощностью $Q = 1388$ кВт, рассчитаны его конструктивные параметры и гидравлическое сопротивление.
7. По разработанной методики обработки опытных данных произведен уточненный расчет коэффициентов теплоотдачи и теплопередачи ($\text{Вт}/\text{м}^2\cdot\text{К}$) в промышленном трубчатом конденсаторе: $\alpha_2 = 204,6$; $\alpha_1 = 2008,3$; $K = 198,3$;

8. Проведена оценка технико-экономической эффективности рекомендаций по совершенствованию процесса конденсации углеводородных паров в трубчатом конденсаторе. Расчетами показано, что суммарный ожидаемый годовой экономический эффект от внедрения в производство одного кожухо-трубчатого конденсатора с улучшенными технологическими параметрами в условиях нефтеперерабатывающего завода составляет 17,7 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. Салимов З.С., Абдурахмонов О.Р., Сайдахмедов Ш.М. Интенсификация процесса ректификации нефтегазоконденсатного сырья. – Ташкент: Фан, 2011. - 142 с.
5. Глаголева О.Ф., Капустин В.М., Гюльмисарян Т.Г. и др. Технология переработки нефти. В 2-х частях. Часть I. 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. Salimov Z. Neft va gazni qayta ishlash jarayonlari va uskunalari. – Т.: Aloqachi, 2010. – 508 b.
8. Касаткин А.Г. Основные процессы и аппараты химической технологии: Учебник для вузов. - 8-е изд., перераб. - М.: Химия, 1971. – 783 с.
9. Общий курс процессов и аппаратов химической технологии. Книга 1. Под редакцией В.Г. Айнштейна. – М.: Логос, Высшая школа, 2003. – 912 с.
10. Коган В.Б. Теоретические основы процессов химической технологии. - Л.: Химия, 1977. – 592 с.
11. Барулин Е.П., Кувшинова А.С., Кириллов Д.В. и др. Лабораторный практикум по тепловым процессам. Учебное пособие. - Иваново: ИГХТУ, 2009. - С. 8-10.
12. Павлов К.Ф., Романков П.Г., Носков А.А. Примеры и задачи по курсу процессов и аппаратов химической технологии. Учебное пособие для вузов /Под ред. П.Г. Романкова. - 10-е изд., перераб. и доп.– Л.: Химия, 1987. - С. 528, 548, 549.
13. Фармазов С.А. Оборудование нефтеперерабатывающих заводов и его эксплуатация. – М.: Химия, 1978. – 362 с.
14. Поникаров И.И., Перельгин О.А., Доронин В.Н., Гайнуллин М.Г. Машины и аппараты химических производств: Учебник для вузов. - М.: Машиностроение, 1989. – 368 с.

15. Молоканов Ю.К. Процессы и аппараты нефтегазопереработки. – М.: Химия, 1980. – С. 254–263.
16. 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.
17. Юсупбеков Н.Р., Нурмухамедов Х.С., Зокиров С.Г. Кимевий технология асосий жараён ва курилмалари. – Т.: Шарк, 2003. – 644 б.
- 18, Светлов Ю.В. Интенсификация гидродинамических и тепловых процессов в аппаратах с турбулизаторами потока. – М.: Энергоатомиздат, 2003. – 204 с.
19. Дрейцер Г.А. О некоторых проблемах создания высокоэффективных трубчатых теплообменных аппаратов // Новости теплоснабжения, 2004. - №5. – С.37-52.
20. Nuyest Thierry. Заявка к патенту Франция. МКИ: {7} F 28 G 3/02. Echangeur de chaleur muni de moyens de nettoyage. Дата публикации заявки: 17.06.2005. РЖ: Химия. Сводный том, 2006, № 17, И.98П.
21. Мишулин А.А., Савчинский И.Г. Исследование теплообменных спирально-профильных труб. Ж: Прогрессивные технологии и оборудование кузнечно-штамповочного производства, 2003, стр. 299-306.
22. Zhang Suo-long, Zhang Lin. Изучение усиление теплообмена турбулентным потоком при установке внутри теплообменной трубы винтового завихрителя потока. Shiyou huagong gaodeng хуехяо хуебао, №2, 2002, т.15, стр.56-58. Кит.: рез. англ.
23. Патент России МКИ: {7} F 28 D 3/04, Сергеев Ю.А., Андержанов Р.В., Прокопьев А.А., Солдатов А.В., Потапов В.В., Макаров А.Г., Беспалов А.Д., Головин Ю.А. Вертикальный пленочный теплообменник. 20.08.2 006. Реферативный журнал Химия. Сводный том, 2007, №5, И.94П.
24. Rouf Mohammad A. Method of improved heat transfer (Винтовой турбулизатор). РЖ Химия. Сводный том, 1998, № 10, И118П.
25. Интенсификация теплообмена. Успехи теплопередачи, 2 // Под ред. проф. Жукаускаса А.А. и проф. Калинина Э.К. - Вильнюс, Мокслас, 1988. - 188 с.
26. Калинин Э.К., Дрейцер Г.А., Ярхо С.А. Интенсификация теплообмена в каналах. - М.: Машиностроение, 1990. – 200 с.
27. Калинин Э.К., Дрейцер Г.А., Копп И.З. и др. Эффективные поверхности теплообмена. - М.: Энергоатомиздат, 1998. – 400 с.
28. Nan Zhong-he, Lu Hong, Li Zhi-gang. Расчет коэффициента теплоотдачи в конденсаторе и анализ влияния содержания воздуха и величины вакуума в конденсаторе. Huabei dianli дахуе хуебао, N 1, 2009, т.36, стр.59-63. Кит.; рез. рус.

29. Исаченко В.П. Некоторые актуальные вопросы развития теории тепло-обмена при конденсации пара // Теплоэнергетика. - 1977. - № 5. - С. 2-5.
30. Зозуля Н.В., Карху В.А., Боровков В.П. Аналитическое и экспериментальное исследование теплообмена при конденсации пара на ребристых поверхностях // Теплообмен -V. - Минск, 1976. - Т. 3, ч. 2. - С. 105-110.
31. Thomas D. Enhancement of film condensation rate in vertical tubes by longitudinal fins // ASME J. - 1968. -V. 14, N 4. -P. 644-649.
32. Бродов Ю.М. Эффективность применения профильных витых труб в теплообменных аппаратах турбоустановок // Теплоэнергетика. - 1982. - № 12. -С. 36-40.
33. Ануфриев В.М. Эффективность различных форм конвективных поверхностей нагрева. - М.: Энергия, 1996. - 184 с.
34. Туманян Б.П. Практические работы по технологии нефти. Малый лабораторный практикум. – М.: Техника, РГУ нефти и газа им. И.М. Губкина. Тума групп, 2006. – 160 с.
35. Химия нефти. Руководство к лабораторным занятиям: Учебное пособие для вузов / И.Н. Дияров, И.Ю. Батуева, А.Н. Садыков, Н.Л. Солодова.– Л.: Химия, 1990. – 240 с.
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. 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.
38. Флореа О., Смигельский О. Расчеты по процессам и аппаратам химической технологии. Перевод с румынского З.М. Хаимского/Под ред. д.т.н., проф. С.З. Кагана. – М.: Химия, 1974. – С. 422-469.
39. Инструкции по определению экономической эффективности использования новой техники, изобретений и рационализаторских предложений. – М.: ГКНТ, 2005. – 30 с.
40. 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.

Приложения

Таблица 1.

Физические параметры насыщенного водяного пара в зависимости от давления

Давление, МПа	Температура, °С	Плотность, кг/м ³	Энтальпия конденсата, кДж/кг	Энтальпия пара, кДж/кг	Теплота испарения, кДж/кг
0.010	45.83	0.0681	191.84	2584.4	2392.6
0.015	54.0	0.0998	225.98	2598.9	2372.9
0.020	60.09	0.1307	251.46	2609.6	2358.1
0.025	64.99	0.1611	271.99	2618.1	2346.1
0.030	69.12	0.1912	289.31	2625.3	2336.0
0.040	75.89	0.2503	317.65	2636.8	2319.2
0.050	81.35	0.3085	340.57	2646.0	2305.4
0.060	85.95	0.3659	359.93	2653.6	2293.7
0.070	89.96	0.4227	376.77	2660.2	2283.4
0.080	93.51	0.479	391.72	2666	2274.3
0.090	96.71	0.535	405.21	2671.1	2265.9
0.10	99.63	0.590	417.51	2675.7	2258.2
0.15	111.37	0.862	467.13	2693.9	2226.8
0.20	120.23	1.129	504.7	2706.9	2202.2
0.25	127.3	1.391	535.4	2717.2	2181.8
0.30	133.54	1.651	561.4	2725.5	2164.1
0.35	138.88	1.907	584.3	2732.5	2148.2
0.40	143.62	2.163	604.7	2738.5	2133.8
0.45	147.92	2.416	623.2	2743.8	2120.6
0.5	151.85	2.668	640.1	2748.5	2108.4
0.55	155.47	2.919	655.8	2752.7	2096.9
0.60	158.84	3.169	670.4	2756.4	2086.0
0.65	161.99	3.418	684.2	2759.9	2075.7
0.70	164.96	3.666	697.1	2762.9	2065.8

Таблица 2.

Некоторые свойства насыщенного водяного пара в зависимости от давления

Давление, кгс/см ²	Температура, °С	Плотность, кг/м ³	Удельная теплота парообразования, кДж/кг
0,01	6,6	0.00760	2478
0,015	12,7	0.01116	2465
0,02	17,1	0.01465	2455
0,025	20,7	0.01809	2447
0,03	23,7	0.02149	2440
0,04	28,6	0.02820	2429
0,05	32,5	0.03481	2420
0,06	35,8	0.04133	2413
0,08	41,1	0.05420	2400
0,10	45,4	0.06686	2390
0,12	49,0	0.07937	2382
0,15	53,6	0.09789	2372
0,20	59,7	0,1283	2358
0,30	68,7	0,1876	2336
0,40	75,4	0,2456	2320

0,50	80,9	0,3027	2307
0,60	85,5	0,3590	2296
0,70	89,3	0,4147	2286
0,80	93,0	0,4699	2278
0,90	96,2	0,5246	2270
1,0	99,1	0,5790	2264
1,2	104,2	0,6865	2249
1,4	108,7	0,7931	2237
1,6	112,7	0,898	2227
1,8	116,3	1,003	2217
2,0	119,6	1,107	2208

Таблица 3.

Физические параметры воды

Температура, °С	Плотность, кг/м ³	Удельная теплоемкость, кДж/(кг·К)	Коэффициенты вязкости		Теплопроводность, 10 ² Вт/(мК)	Критерий Прандтля Pr
			динамический, 10 ⁶ Па·с	кинематический, 10 ⁶ м ² /с		
0	1000	4.23	1790	1.79	55.1	13.7
10	1000	4.19	1310	1.31	57.5	9.52
20	998	4.19	1000	1.01	55.9	7.02
30	996	4.18	804	0.81	61.8	5.42
40	992	4.18	657	0.66	63.4	4.31
50	988	4.18	549	0.556	64.8	3.54
60	983	4.18	470	0.478	65.9	2.98
70	978	4.19	406	0.415	66.8	2.55
80	972	4.19	355	0.365	67.5	2.21
90	965	4.19	315	0.326	68.0	1.95
100	958	4.23	283	0.295	68.2	1.75

Таблица 4.

Физические свойства воды на линии насыщения

t, °С	P·10 ⁻⁵ , кгс/см ²	ρ, кг/м ³	C _p , кДж/кг·К	λ·10 ² , Вт/(м·К)	α·10 ⁶ , м ² /с	μ·10 ⁶ , Па·с	ν·10 ⁶ , К ⁻¹	Pr
0	1,013	999,9	4,212	55,1	13,1	1788	-0,63	13,67
10	1,013	999,7	4,191	57,4	13,7	1306	0,70	9,52
20	1,013	998,2	4,183	59,9	14,3	1004	1,82	7,02
30	1,013	995,7	4,174	61,3	14,9	801,5	3,21	5,42
40	1,013	992,2	4,174	63,5	15,3	653,3	3,87	4,31
50	1,013	988,1	4,174	64,3	15,7	549,4	4,49	3,54
60	1,013	983,2	4,179	65,9	16,0	469,9	5,11	2,98
70	1,013	977,8	4,187	66,8	16,3	406,1	5,70	2,55
80	1,013	971,8	4,195	67,4	16,6	355,1	6,32	2,21
90	1,013	966,3	4,208	68,0	16,8	314,9	6,95	1,95
100	1,013	958,4	4,220	68,3	16,9	282,5	7,52	1,75

где t - температура; P - давление; ρ - плотность; C_p - теплоемкость; λ - теплопроводность; α - коэффициент температуропроводности; μ - динамический коэффициент вязкости; ν - коэффициент объемного расширения; ν - кинематический коэффициент вязкости; Pr - критерий Прандтля.