

БУРДЫГИНА ЕКАТЕРИНА ВАЛЕРЬЕВНА

**ПОВЫШЕНИЕ ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНОСТИ
ТЕПЛОТЕХНИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ УСТАНОВОК
ПЕРВИЧНОЙ ПЕРЕРАБОТКИ НЕФТИ**

Специальность 05.02.13 – «Машины, агрегаты и процессы»
(Машиностроение в нефтеперерабатывающей отрасли)

АВТОРЕФЕРАТ

**диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук**

Уфа - 2003

Работа выполнена в Уфимском государственном нефтяном техническом университете.

Научный руководитель доктор технических наук, профессор
Байков Игорь Равильевич.

Официальные оппоненты: доктор технических наук, профессор
Абдеев Ринат Газизьянович;

кандидат технических наук
Куручкин Александр Кириллович.

Ведущая организация **ГУП «Башкирский научно-исследовательский и
проектно-конструкторский институт нефтяного
машиностроения»**

Защита состоится “ 2 ” июля 2003 года в 10-00 на заседании диссертационного совета Д 212.289.05 при Уфимском государственном нефтяном техническом университете по адресу: 450062, Республика Башкортостан, г. Уфа, ул. Космонавтов, 1.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке Уфимского государственного нефтяного технического университета.

Автореферат разослан “ ” мая 2003 года.

Ученый секретарь
диссертационного совета

Ибрагимов И.Г.

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность работы

Нефтеперерабатывающие заводы (НПЗ) являются крупнейшим потребителем топливно-энергетических ресурсов, в том числе котельно-печного топлива, тепловой и электрической энергии. Эффективность, рациональность их использования в процессах переработки нефти во многом определяется эффективностью работы технологического оборудования завода. Однако технологические установки действующих НПЗ - это, в основном, крупнотоннажные мощности, построенные в большинстве случаев много лет назад и не отвечающие современным требованиям по качеству продукции, безопасности, уровню автоматизации управления процессами и т.д.

Для удовлетворения современным требованиям существующие установки подвергаются реконструкции. В ходе такой реконструкции капиталовложение в новое оборудование должно быть сведено к минимуму путем наиболее полного использования уже имеющегося. Оптимизация работы оборудования необходима и по другой причине. Существующие заводы были спроектированы и построены во времена значительно более дешевой, чем сейчас, энергии, поэтому актуальной является необходимость предусмотреть меры по ее экономии.

Особенностью процессов переработки углеводородного сырья является то, что сами технологические процессы несовершенны. Так, процессы первичной переработки нефти потребляют 1,91 т у.т. на переработку 100 т нефти при теоретически необходимом 1,016. В то же время на нефтеперерабатывающих и нефтехимических заводах вся получаемая тепловая энергия используется лишь на 30-35%, а остальная часть (с низкопотенциальной тепловой энергией) становится nerecuperативноспособной. Например, около 36% энергии, поступающей на завод, уходит с охлаждающей водой или воздухом, до 16% вместе с дымовыми газами технологических печей выделяется в атмосферу, 12-14% энергии рассеивается в окружающую среду в виде тепла, отдаваемого горячими поверхностями оборудования.

Поэтому одним из приоритетных направлений повышения эффективности энергосбережения нефтеперерабатывающих производств является увеличение использования вторичных топливно-энергетических ресурсов, максимальное использование рекуперации теплоты и оптимизация режимов работы технологических установок.

Зачастую существующее технологическое оборудование на установках НПЗ не обеспечивает необходимые рабочие параметры даже после оптимизации, и экономически целесообразным становится внедрение высокоэффективного ресурсосберегающего оборудования.

Во многих случаях наряду с повышением тепловой эффективности такого оборудования решаются и другие не менее важные задачи: снижение металлоемкости, повышение эксплуатационной надежности и ремонтпригодности.

Цель работы

Уменьшение удельных энергозатрат при эксплуатации теплотехнического оборудования установок первичной переработки нефти.

Основные задачи исследования

1. Экспериментальное определение степени энергоэффективности работы теплотехнического оборудования установки первичной переработки нефти.
2. Разработка энергосберегающих теплообменных систем, позволяющих использовать уже задействованные в технологической цепочке теплообменные аппараты с минимизацией капитальных затрат.
3. Определение влияния степени регенерации тепла технологических потоков в нагревательной теплообменной аппаратуре на режим работы технологических печей и захлаживающего оборудования установки первичной переработки нефти.
4. Разработка экспериментальной установки для определения степени вакуумирования и проверки работоспособности термосифонных трубок, предназначенных для эксплуатации в трубном пучке термосифонов.

5. Разработка методики расчета теплообменных устройств, работающих на базе замкнутых двухфазных термосифонов, когда одним из теплоносителей является поток прямогонного бензина, состоящий из жидкой, паровой и газообразной фаз.
6. Создание термосифонного теплообменного аппарата для конденсации и охлаждения паров прямогонного бензина установки первичной переработки нефти.

Методы исследований. В качестве методологической базы исследований в работе используются методы теории тепломассопереноса, основные принципы технической термодинамики, математическое моделирование, элементы математической статистики.

Научная новизна

1. Предложен новый метод, позволяющий оценить степень энергоэффективности регенерирующих теплообменных систем установок первичной переработки нефти.
2. Получены эмпирические уравнения для расчета коэффициента теплоотдачи змеевиковых и секционных погружных холодильников со стороны охлаждающей воды, справедливые для чисел Рейнольдса в интервале 120-1800.
3. Установлено, что при расчете и проектировании теплообменных аппаратов, предназначенных для охлаждения и конденсации парогазовой смеси прямогонного бензина, необходимо учитывать дифференциальный дроссельный эффект, влияние которого наблюдается до окончания конденсации паровой фазы потока. Учет этого эффекта позволит сократить поверхность теплообмена при проектировании теплообменных аппаратов на 20-30%.
4. Установлено, что при расчете коэффициента теплоотдачи теплообменного аппарата на базе замкнутых двухфазных термосифонов, когда горячим теплоносителем является парогазовая смесь прямогонного бензина, необ-

ходимо учитывать влияние конвективного массообмена, который приводит к интенсификации процесса теплообмена до 15%.

На защиту выносятся теоретические выводы и обобщения, разработанные конструкции, модели, эмпирические зависимости и практические рекомендации по повышению эффективности работы теплотехнического оборудования установок первичной переработки нефти.

Практическая ценность

Применение полученных в работе результатов дает возможность:

- проводить оптимизацию работы нагревательного блока теплообменных аппаратов установки первичной переработки нефти;
- рассчитывать тепловые и конструктивные параметры термосифонного теплообменного аппарата, когда горячим теплоносителем является смесь паров углеводородов и неконденсируемого углеводородного газа потока прямогонного бензина;
- использовать разработанный теплообменный аппарат (на базе замкнутых двухфазных термосифонов) для конденсации и охлаждения паров прямогонного бензина установок первичной переработки нефти.

Реализация работы

1. Разработанные мероприятия по снижению потребления топливно-энергетических ресурсов установок первичной переработки нефти приняты к внедрению на установках АВТМ-1,2,9 ОАО «Ново-Уфимский НПЗ» (НУНПЗ).
2. Изготовлен промышленный образец разработанного теплообменного аппарата на базе замкнутых двухфазных термосифонов на ОАО «Салаватнефтемаш» для конденсации и охлаждения паров прямогонного бензина с верха колонны К-1 установки первичной переработки нефти АВТМ-9 ОАО «НУНПЗ».
3. Разработанные методики расчета термосифонного теплообменного аппарата используются в учебном процессе при чтении лекций по дисциплине «Тепломассообменные процессы и установки».

Апробация работы

Основные положения работы доложены и обсуждены:

- на 49-й и 50-й научно-технических конференциях студентов, аспирантов и молодых ученых (г. Уфа, 1998 и 1999гг.);
- V Международной научной конференции «Методы кибернетики химико-технологических процессов (КХТП –V-99)» (г. Уфа, 1999 г.);
- Международном симпозиуме «Наука и технология углеводородных дисперсных систем» (г. Уфа, 2000 г.).

Публикации

По материалам диссертации опубликовано 10 печатных работ, а также получен 1 патент.

Структура и объем работы

Диссертационная работа состоит из введения, четырех глав, основных выводов и рекомендаций; содержит 190 страниц машинописного текста, в том числе 19 таблиц, 32 рисунка, библиографический список использованной литературы из 141 наименования и 4 приложений.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обоснована актуальность проблемы, сформулированы цели и задачи исследований, приведено краткое содержание работы, а также даны сведения о научной новизне и практической ценности.

В первой главе диссертации проведен анализ использования теплообменных аппаратов различной конструкции в области нефтепереработки. Представлена принципиальная схема действующей установки атмосферной перегонки нефти, из которой следует, что в качестве основной теплообменной аппаратуры используются теплообменники, холодильники, аппараты воздушного охлаждения.

Вводятся понятия нагревательного и захолаживающего блоков.

Нагревательный блок представляет собой группу теплообменных аппаратов, задачей которых является нагрев нефти, поступающей на установку тепловой циркулирующих и отходящих технологических потоков. Теплообменные аппараты в основном кожухотрубчатые, с применением всех известных типов. Используются также и теплообменники типа «труба в трубе». В последнее время в нефтепереработке нашли свое применение пластинчатые, спиральные и витые теплообменные аппараты.

Аппаратура, обеспечивающая охлаждение технологических потоков после теплообменных аппаратов нагревательного блока, представляет собой блок захлаживающей аппаратуры. Отходящие потоки используются в качестве эффективных теплоносителей для нагрева сырья. Продукты, полученные из него на АВТ, выводятся из ректификационных колонн при температурах от 100 до 400 °С. Эти продукты также необходимо охлаждать. Температура охлаждения диктуется условиями безопасности и хранения, обеспечением транспортабельности продукта с сохранением его текучести, а также максимальным уменьшением потерь от испарения. При рациональном использовании тепла отходящих потоков для нагрева сырья в нагревательном блоке значительно уменьшаются расходы топлива (в печах) и охлаждающей воды.

Аппаратурное оформление захлаживающего блока - это холодильники погружного типа, аппараты воздушного охлаждения, кожухотрубчатые теплообменные аппараты. Применение последних предпочтительнее из-за меньшего расхода металла на единицу поверхности охлаждения, объема сточных вод и затрат на организацию оборотного водоснабжения предприятия. Погружные холодильники, а также конденсаторы имеют ряд существенных недостатков: значительный расход металла, большая площадь, малый коэффициент теплопередачи вследствие небольшой скорости воды в коробе, необходимость частого ремонта и чистки. Несмотря на то, что эти аппараты уже физически и морально устарели, их широко используют на действующих нефтеперерабатывающих заводах.

Холодильники и конденсаторы воздушного охлаждения (АВО) по сравнению с погружными имеют ряд преимуществ: экономия охлаждающей воды и уменьшение объема сточных вод на технологической установке, значительное сокращение затрат труда на очистку аппарата ввиду отсутствия отложений накипи солей. Аппараты воздушного охлаждения наиболее эффективны в тех случаях, когда они предназначены для снижения температуры потока до 60°C.

Представлена таблица сравнительной характеристики теплообменных аппаратов, задействованных на установках первичной переработки нефти.

Все теплообменные аппараты, перечисленные выше, основаны на принципе конвективного теплообмена через разделяющую поверхность и эффективны при сравнительно больших градиентах температур охлаждаемых сред. При необходимости снятия низкопотенциального тепла их применение становится практически нереальным ввиду необходимости чрезмерного увеличения поверхности теплообмена и соответственно металлоемкости аппарата.

Сравнение значений коэффициентов теплопередачи различных типов теплообменных аппаратов показывает, что наибольшее значение принадлежит теплопередающему устройству, использующему теплоту парообразования промежуточного теплоносителя на базе замкнутых двухфазных термосифонов.

Выполнен литературный обзор развития и использования термосифонных теплообменных аппаратов на предприятиях нефтепереработки. Замкнутые двухфазные термосифоны характеризуются высокой интенсивностью внутренних процессов тепломассопереноса, возможностью применения различных промежуточных теплоносителей, не требуют применения сложных капиллярных структур (в отличие от тепловых труб) и поэтому отличаются простотой в изготовлении, надежностью в эксплуатации, обладают высокими показателями максимальной теплопередающей способности. Теплообменные аппараты на базе термосифонных труб предназначены для утилизации низкопотенциального тепла.

Результаты анализа, проведенного в первой главе, позволили сформулировать цель работы и задачи исследований.

Вторая глава посвящена определению энергоэффективности работы теплообменного оборудования установок первичной переработки нефти.

Все теплотехнологическое оборудование установки АВТ связано между собой. Их взаимосвязь представлена на рис.1.

Для определения эффективности функционирования того или иного теплотехнологического оборудования установки первичной переработки нефти необходимо получить исходные данные, которые бы позволили в полной мере отобразить протекающие теплообменные процессы

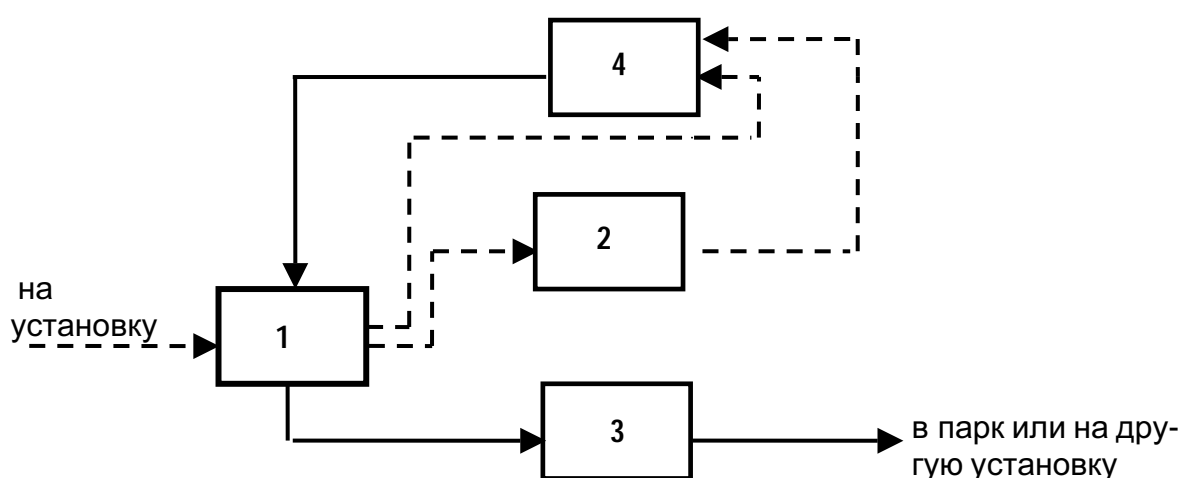


Рис. 1. Взаимное влияние теплообменного технологического оборудования установки АВТ:

1- нагревательный блок; 2- нагревательная печь; 3- захлаживающий блок; 4 –ректификационные колонны, — отходящие с установки технологические потоки; - - нефть, поступающая на установку после ЭЛОУ

Описана методика проведения экспериментального исследования тепловых характеристик технологического оборудования установки первичной переработки нефти НПЗ. Цель этих экспериментов – получение необходимых исходных данных для дальнейших расчетов.

Следующий раздел второй главы посвящен исследованию термодинамических характеристик нагревательного блока установки первичной переработки нефти и разработке оптимальных энергосберегающих теплообменных систем.

Одним из приоритетных направлений повышения эффективности энергосбережения нефтеперерабатывающих производств является увеличение использования вторичных энергетических ресурсов, максимальное использование рекуперации теплоты и оптимизация режимов работы технологических установок.

Оценку эффективности функционирования теплообменных систем проводят по критерию качества или критерию оптимальности. Поиск критерия оптимальности для конкретных условий представляет собой достаточно сложную комплексную задачу.

Для оптимизации работы существующей схемы нагревательного блока предлагается использовать следующий критерий оптимальности – коэффициент эффективности КЭ.

$$KЭ = \frac{K_3 \cdot \sum_{i=1}^n F_{\text{факт}}}{\sum_{i=1}^n F_{\text{усть}}} = \frac{(1,15 \div 1,2) \sum_{i=1}^n F_{\text{факт}}}{\sum_{i=1}^n F_{\text{усть}}}, \quad (1)$$

где $\sum_{i=1}^n F_{\text{факт}}$ - фактически необходимая площадь теплопередающей поверхности теплообменной системы, м²; $\sum_{i=1}^n F_{\text{усть}}$ - установленная площадь теплопередающей поверхности теплообменной системы, м²; K_3 - коэффициент запаса поверхности теплообмена.

При оптимизации нагревательного блока коэффициент КЭ должен стремиться к единице, таким образом:

$$KЭ \rightarrow 1, \text{ когда } \sum_{i=1}^n F_{\text{факт}} \rightarrow \sum_{i=1}^n F_{\text{усть}}$$

Использование коэффициента КЭ при разработке оптимальных энергосберегающих теплообменных систем позволяет учитывать не только термодинамические характеристики теплообменной системы, такие, как количество передаваемого тепла (тепловой поток), скорости потоков, коэффициент загрязне-

ния поверхности теплообмена, но и конструктивные характеристики теплообменного аппарата. Выбранный коэффициент эффективности также позволяет судить, насколько полезно используется поверхность теплообмена аппаратов. Неэффективное использование поверхности теплообмена приводит фактически к простоям аппаратов, а значит, к излишним капитальным затратам и амортизационным отчислениям.

С помощью выбранного критерия в качестве примера были оптимизированы схемы нагревательных блоков АВТМ-1,9 ОАО «НУНПЗ». На сегодняшний день степень регенерации тепла на этих установках составляет 37,105 и 49,369 % соответственно, после оптимизации расчетная степень регенерации тепла отходящих технологических потоков 42,613 % для АВТМ-1 и 59,624 % для АВТМ-9. Температура нагрева сырья в теплообменных аппаратах повысилась, что приводит к уменьшению расхода топливного газа в печах более чем 3000 т у.т.

Определению влияния степени регенерации тепла в нагревательном блоке на работу технологических печей установок первичной переработки нефти посвящен третий раздел второй главы.

Как уже было отмечено выше, в печах происходит дополнительный нагрев обессоленной нефти после нагревательного блока перед подачей ее в ректификационную колонну. В результате расход топливного газа увеличивается и ощущается нехватка в сухом газе с установок АГФУ. В этом случае в печь направляется жирный газ первичной переработки, теплотворная способность жирного газа более чем на 35 % превосходит сухой газ, кроме того, температуры их горения отличаются на 600 °С. В диссертационной работе теоретически доказано, что периодическая замена одного вида газа на другой отрицательно влияет на работу трубчатых змеевиков печей.

При недостаточной регенерации тепла технологических потоков в теплообменных аппаратах подогрева нефти эти потоки поступают в холодильники с повышенной температурой. Это приводит не только к потере тепла, которое можно дополнительно использовать в нагревательном блоке и сократить расход

топлива, но и к напряженной работе самих холодильников. Не обеспечивается необходимая температура потоков на выходе из холодильников в парк. Технологические продукты направляются с повышенной температурой. Увеличивается температура оборотной воды на выходе из погружных аппаратов. Это приводит к потерям последней от испарения и требует дополнительных затрат на охлаждение. Проведенные промышленные эксперименты на холодильниках установок первичной переработки нефти подтверждают все вышеизложенное.

В третьей главе подробно рассмотрена работа холодильников и конденсаторов погружного типа, а также проведены экспериментальные исследования процесса теплоотдачи при охлаждении жидкого и конденсации многокомпонентного технологических потоков. Приведена методика поверочного расчета поверхностных теплообменных аппаратов с введением уточнений и дополнений при расчете холодильников погружного типа. По рассмотренной методике проведен тепловой расчет аппаратов и произведено сравнение экспериментальных коэффициентов теплоотдачи и расчетных. Выявлено, что коэффициент теплоотдачи со стороны охлаждающей воды, рассчитанный по формуле Скобло А.И., значительно превышает экспериментальный. Так, расчетный коэффициент теплоотдачи по этой формуле достигает значения $7000 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С})$, тогда как фактический в среднем находится в пределах $70\text{-}130 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С})$.

Формулы для расчета коэффициента теплоотдачи со стороны воды для холодильников погружных, несмотря на малую скорость воды, учитывают лишь вынужденную конвекцию. В то же время критерий $Gr \cdot Pr$, характеризующий наличие естественной (свободной) конвекции, указывает на значительное влияние последней. Поэтому в третьей главе подробно рассмотрены уравнения, определяющие коэффициент теплоотдачи для случаев вынужденной, естественной конвекций и их взаимного влияния. Произведен сравнительный анализ экспериментального коэффициента теплоотдачи и полученного по различным эмпирическим уравнениям для всех вышеописанных видов конвекции. Результаты анализа показали, что экспериментальные значения лежат в области вза-

имного влияния вынужденной и естественной конвекции. На рис. 2 представлена графическая иллюстрация различия между экспериментальными и расчетными значениями.

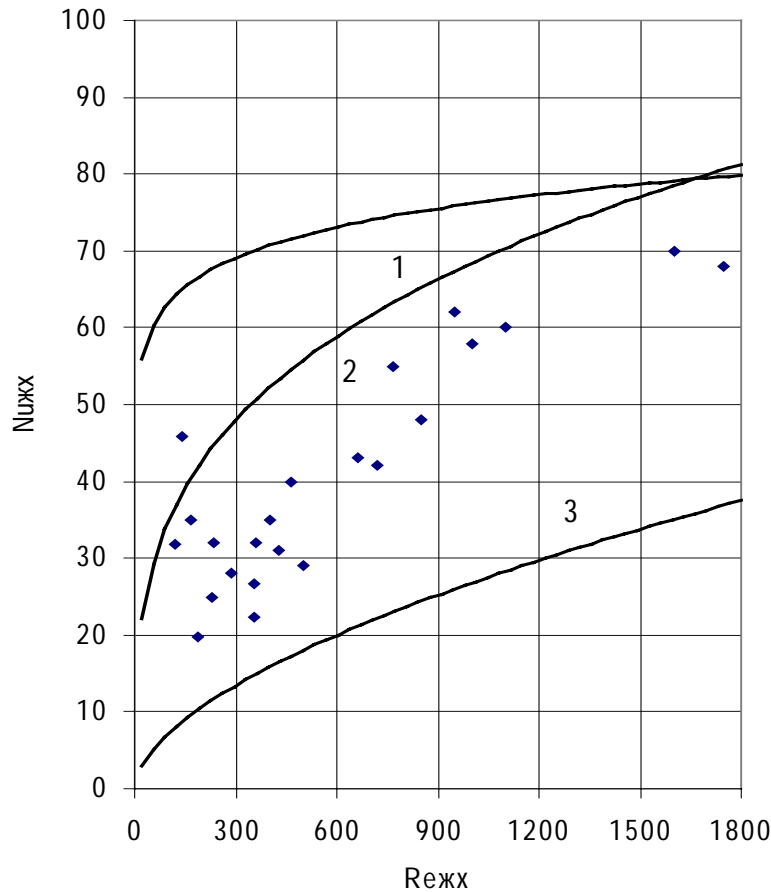


Рис. 2. Экспериментальные и расчетные зависимости числа Нуссельта различных видов теплоотдачи для змеевиковых погружных холодильников: 1-естественная конвекция; 2-взаимное влияние естественной и вынужденной конвекции; 3- вынужденная конвекция

Для расчета коэффициента теплоотдачи холодильников погружного типа на основании экспериментальных данных были получены следующие эмпирические уравнения:

- для змеевиковых холодильников

$$\alpha = \frac{15,46 Re_{жж\text{экв}}^{0,27} \cdot \lambda}{d_{\text{экв}}}; \quad (2)$$

- для секционных холодильников

$$\alpha = \frac{0,34 \text{Re}_{\text{жсдн}}^{0,75} \cdot \lambda}{d_n}, \quad (3)$$

где $\text{Re}_{\text{жсдэКВ}}$, $\text{Re}_{\text{жсдн}}$ – число Рейнольдса, за определяющий диаметр которого принят эквивалентный и наружный диаметр труб соответственно; $d_{\text{эКВ}}$, d_n – эквивалентный диаметр межтрубного пространства и наружный диаметр труб соответственно, м; λ – коэффициент теплопроводности при средней температуре воды, Вт/(м·°С).

Кроме холодильников, рассмотрены также и конденсаторы-холодильники погружного типа, предназначенные для охлаждения и конденсации парогазовой смеси прямогонного бензина, поступающей с верха ректификационных колонн.

Проведенные экспериментальные исследования процесса охлаждения потока прямогонного бензина показали, что общее падение температуры потока происходит от 140 до 65,8°С. Холодильный аппарат поверхностью теплообмена 1200 м² обеспечивает охлаждение в среднем лишь на 10 °С. Остальное падение температуры объясняется тепловыми потерями в окружающую среду, а также присутствием эффекта дросселирования при прохождении потоком парогазовой смеси углеводородов технологической аппаратуры и арматуры.

В работе доказано, что присутствие дифференциального дросселирования, характеризующегося изменением температуры при незначительном изменении давления, приводит к снижению температуры рассматриваемого потока. Поток состоит из трех фаз: паровой, газовой и жидкой. Эффект дифференциального дросселирования приводит к охлаждению только паровой фазы прямогонного бензина.

Температура потока прямогонного бензина на выходе из холодильника-конденсатора составляет 65,8 °С. Эта температура является температурой по-

верхности трубопровода, в самом потоке температура будет несколько выше. При такой температуре около 52 % (по объему) потока находится в газообразном состоянии. В несконденсировавшемся парогазовом потоке содержится значительное количество ценных углеводородов (C_5H_{12}), которые при использовании жирного газа в качестве топлива подлежат сжиганию в печах. При обеспечении конденсации паров прямогонного бензина до $35\text{ }^{\circ}\text{C}$ дополнительно может быть получено более 10 тыс. т бензина.

В качестве решения проблемы конденсации и охлаждения прямогонного бензина на установке первичной переработки нефти в работе предлагается для этих целей использовать теплообменный аппарат на базе замкнутых двухфазных термосифонов.

Четвертая глава посвящена разработке расчетно-теоретической и методологической базы для проектирования промышленного образца теплообменного аппарата на базе двухфазных термосифонов, предназначенного для конденсации и охлаждения потока прямогонного бензина. Особенностью расчета является тот факт, что один из теплоносителей - смесь паров углеводородов и неконденсируемого углеводородного газа, при данных рабочих условиях.

Основным затруднением при решении поставленной задачи являлась сложность характера теплообмена в аппарате, а именно - определение коэффициента теплоотдачи при конденсации смеси паров в присутствии неконденсируемого газа. В этом случае наблюдается не только конвективный теплообмен, но и массообмен.

В работе для определения совместного влияния тепло- и массообмена использовалась модель Колборна и Хоугена. Создана методика теплового расчета термосифонного теплообменного аппарата для конденсации парогазового потока углеводородов с учетом влияния массоотдачи на процесс теплопередачи.

Разработана конструкция промышленного образца термосифонного аппарата для осуществления конденсации паров прямогонного бензина применительно к установке первичной переработки нефти (рис. 3).

Термосифонный аппарат состоит из корпуса 1 и закрепленного в его разделительной перегородке 5 пакета термосифонных труб 2 с зонами испарения и конденсации. Испарительная зона аппарата 3 снабжена сегментными перегородками 6. Конденсационная зона 4 – поперечными перегородками. Штуцера А и Б предназначены для входа и выхода потока бензина соответственно. Штуцера В и Г – для входа и выхода охлаждающей воды соответственно. Для установки манометров – патрубки $E_{1,2,3,4}$, термометров – $Z_{1,2,3,4}$.

Эффективность теплообменника достигается поперечными сегментными перегородками, которые обеспечивают интенсивный теплообмен в испарительной зоне аппарата. В конденсационной зоне установлены поперечные перегородки, которые предотвращают образование застойных зон при омывании пучка термосифонных труб.

Разъемная конструкция теплообменного аппарата позволяет осуществлять внутренний осмотр корпуса, наружной поверхности термосифонных труб, производить очистку и обеспечивать эксплуатационную надежность. Использование резьбового соединения в трубной решетке позволяет обеспечить герметичность соединения термосифонов с трубной решеткой.

Конструктивные и теплотехнические характеристики разработанного теплообменного аппарата для охлаждения и конденсации паров прямогонного бензина представлены в таблице.

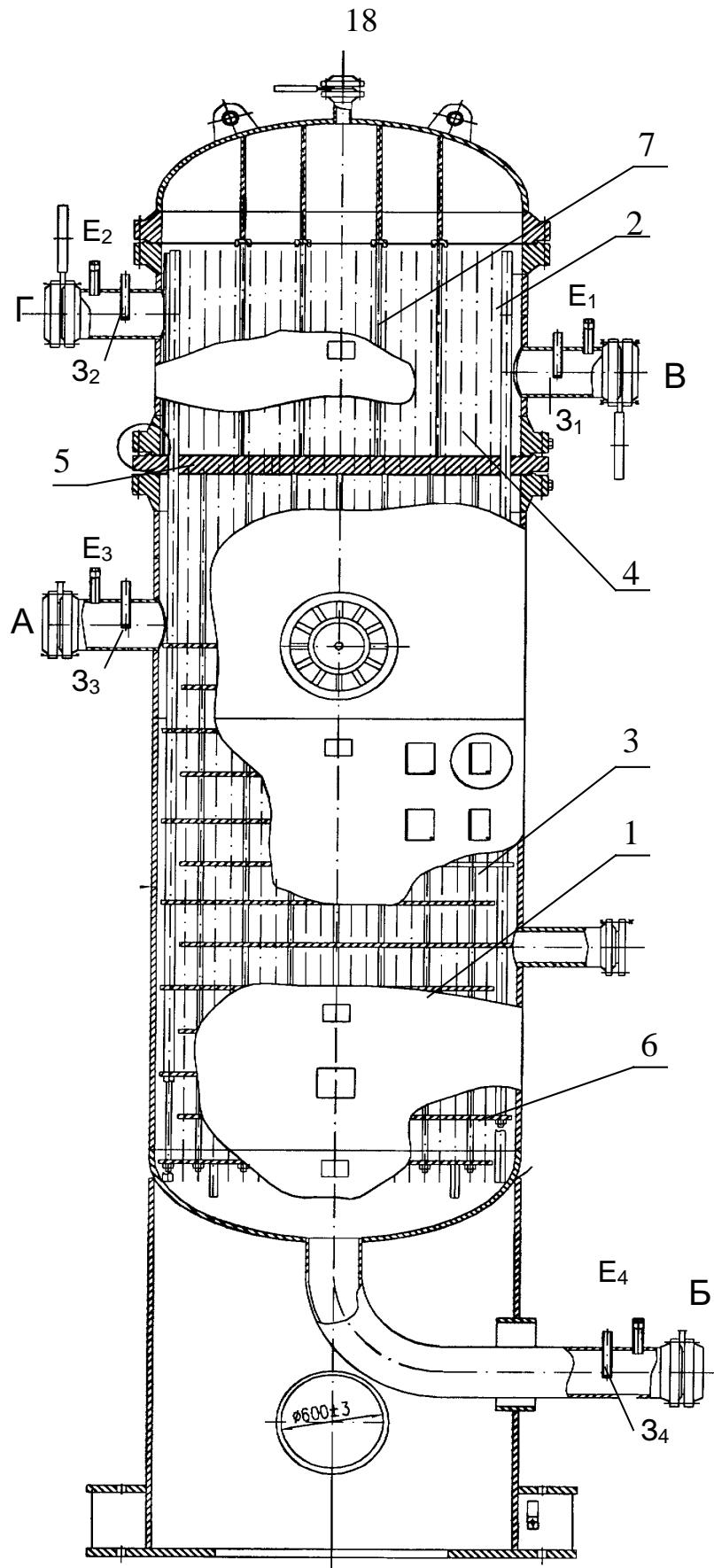


Рис. 3. Конструкция разработанного промышленного образца теплообменного аппарата на базе двухфазных термосифонов для конденсации паров прямогонного бензина

Характеристика промышленного образца термосифонного аппарата

№ п/п	Параметр	Показатель
1	Расчетная производительность термосифонного аппарата	$G = 27675$ кг/ч $V = 3002$ м ³ /ч (0,834 м ³ /с)
2	Давление рабочее охлаждаемого потока	$P = 0,28$ МПа
3	Расчетное давление в термосифонном аппарате	$P_{расч} = 1,6$ МПа
4	Температура охлаждаемого потока на входе в термосифонный аппарат (рабочая)	$t_{вх} = 160-150$ °С
5	Температура охлаждаемого потока на выходе из аппарата	$t_{вых} = 35$ °С
6	Тепловая мощность потока	$Q_1 = 4,1$ МВт
7	Количество теплоты, воспринятое охлаждающей водой	$Q_2 = Q_1 \cdot \eta = 4,1 \cdot 0,95 = 3,895$ МВт
8	Расход охлаждающей воды	$G_B = 246,48$ кг/с $V_B = 0,247$ м ³ /с
9	Температура охлаждающей воды на входе в термосифонный аппарат	$t_{вх}^B = 25$ °С
10	Температура охлаждающей воды на выходе из термосифонного аппарата	$t_{вых}^B = 35$ °С
11	Давление охлаждающей воды	$P_B = 0,2$ МПа
12	Диаметр входного и выходного патрубка для воды	$d_B = 350$ мм
13	Скорость воды на входе в аппарат	$\omega_B = 1$ м/с
14	Количество термосифонных трубок в аппарате при диаметре аппарата 2400 мм и общей высоте 6000 мм	1560 шт.
15	Высота термосифонных трубок в конденсационной части аппарата (по воде)	850 мм
16	Высота термосифонных трубок в испарительной части аппарата (по бензину)	3000 мм
17	Диаметр термосифонных трубок	25x2,5 мм
18	Шаг между термосифонными трубками	55 мм
19	Количество перегородок в испарительной части термосифонного ТОА	12 шт.
20	Количество перегородок в конденсационной части термосифонного ТОА	8 шт.
21	Диаметр входного патрубка для парогазовой смеси	$D_6^{вх} = 350$ мм
22	Диаметр выходного патрубка для жидкого бензина и смеси углеводородных газов	$D_6^{вых} = 200$ мм
23	Тепловая мощность (потенциальная), снимаемая термосифонным аппаратом	$Q = 4,75$ МВт
24	Коэффициент запаса термосифонного аппарата	$K = Q / Q_1 = 4,75 / 4,1 = 1,2$
25	Гидравлические потери при прохождении охлаждаемого потока испарительной части термосифонного аппарата	$\Delta P_{исп. часть} = 0,037$ МПа
26	Гидравлические потери при прохождении охлаждающего потока (вода) конденсационной части термосифонного аппарата	$\Delta P_{конд. часть} = 0,02$ МПа
27	Вес аппарата	40 т

Предлагаемая схема охлаждения потока прямогонного бензина с верха колонны К-1 (рис.4) предполагает охлаждение его до температуры конденсации изопентана - 35°C.

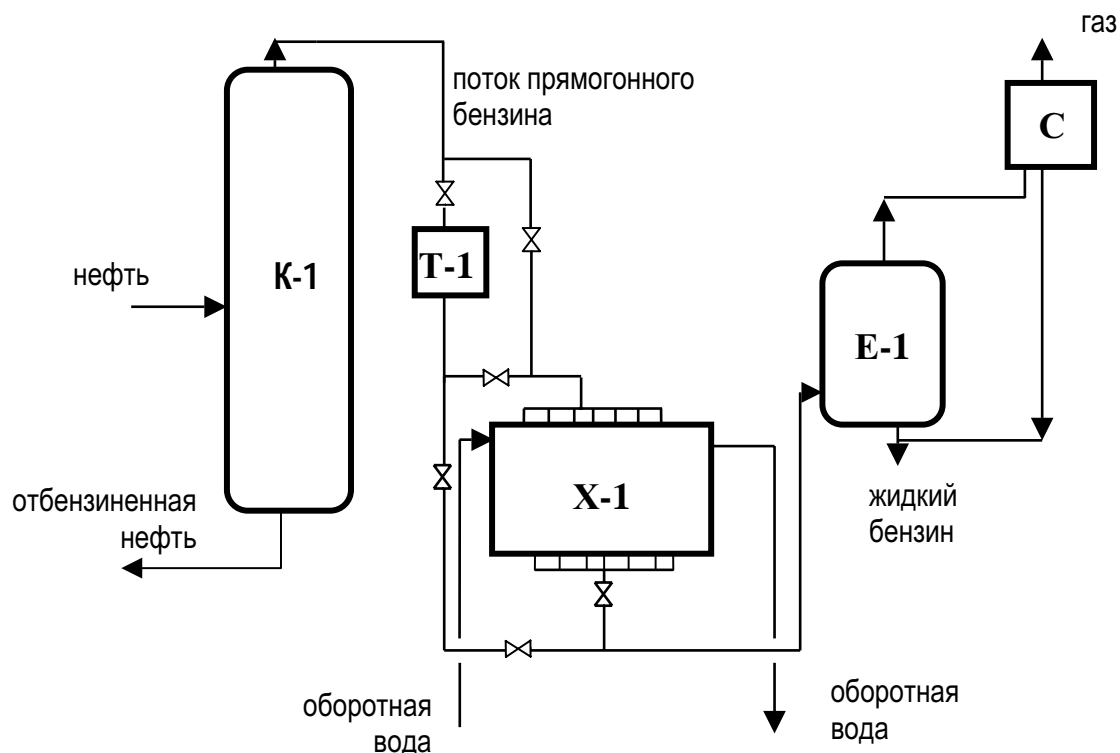


Рис. 4. Принципиальная схема обвязки промышленного образца термосифонного аппарата для охлаждения и конденсации прямогонного бензина с верха колонны К-1 АВТМ-9 ОАО «НУНПЗ»:

К-1 – колонна АВТ; Х-1 – погружной конденсатор-холодильник; Т-1 – термосифонный конденсатор; Е- разделительная емкость; С- газосепаратор

Разработана экспериментальная установка для исследования теплопередающих характеристик термосифонов. Основными элементами установки являются: термосифонные трубы, кожух, контрольно-измерительная и запорная арматура. В качестве горячего теплоносителя используется вода водопроводная открытой системы теплоснабжения, а в качестве холодного – холодная водопроводная вода. Разработана методика проведения экспериментов.

Особую благодарность автор выражает канд. техн. наук Евтюхину Н.А. за оказанную помощь при работе над диссертацией.

ОСНОВНЫЕ ВЫВОДЫ И РЕКОМЕНДАЦИИ

1. Промышленные эксперименты на теплотехническом оборудовании установок первичной переработки нефти показали, что применяемые аппараты не в полной мере решают проблему охлаждения технологических потоков, обладающих низкопотенциальным теплом, а также охлаждения многофазных технологических потоков при малом температурном напоре. Показано, что для утилизации низкопотенциального тепла наиболее эффективным является использование устройства на базе двухфазных термосифонов, которое снижает удельные энергозатраты при эксплуатации теплотехнического оборудования рассматриваемых установок.
2. Создана методика оценки энергоэффективности регенерирующих теплообменных систем установок первичной переработки нефти с введением коэффициента эффективности КЭ, позволяющего учитывать не только термодинамические характеристики теплообменной системы, но и конструктивные характеристики теплообменного аппарата. Использование предлагаемой методики на установках АВТМ-1,9 ОАО «НУНПЗ», при разработке оптимальных энергосберегающих регенеративных систем, сократит энергопотребление более чем на 3000 т у.т. в год.
3. Доказано влияние степени регенерации тепла технологических потоков установки первичной переработки нефти на работу технологических печей. Внедрение предложенных рекомендаций на установке АВТМ-9 ОАО «НУНПЗ» увеличит степень регенерации на 8÷14 % и приведет к снижению расхода топливного газа на 15÷20%.
4. Получены эмпирические уравнения для расчета коэффициентов теплоотдачи змеевиковых и секционных погружных холодильников со стороны оборотной воды, справедливые для чисел Рейнольдса в интервале 120-1800. Использование этих уравнений повысит точность расчетов при проектировании рассматриваемых аппаратов до 15%.

5. Разработана методика расчета теплообменного аппарата на базе двухфазных термосифонов, когда одним из теплоносителей является поток прямогонного бензина, с учетом влияния конвективного массообмена на процесс теплопередачи, протекающий в нем.
6. Разработана конструкция промышленного образца теплообменного аппарата на базе двухфазных термосифонов для охлаждения и конденсации парогазовой смеси прямогонного бензина установки первичной переработки нефти. Дополнительная конденсация потока прямогонного бензина увеличит выпуск нефтепродукта более чем на 10 тыс. т в год.

Основные результаты работы опубликованы в следующих научных трудах:

1. Бакиев Т.А., Бурдыгина Е.В., Евтюхин Н.А. Экономический расчет потерь существующих схем охлаждения легкого бензина после АВТ // Проблемы эффективного использования энергоносителей и низкосортных топлив в промышленности: Материалы Междунар. конф. - Саратов, 1998.- С. 80-82.
2. Бакиев Т.А., Бурдыгина Е.В., Евтюхин Н.А. Анализ процесса теплопередачи системы «газожидкостная фаза - жидкость» // Проблемы эффективного использования энергоносителей и низкосортных топлив в промышленности: Материалы Междунар. конф. .- Саратов, 1998.- С. 75-78.
3. Бакиев Т.А., Бурдыгина Е.В., Евтюхин Н.А. Теплообменник на базе двухфазных термосифонных труб для охлаждения легкого бензина // Материалы 49-й научно-технической конференции студентов, аспирантов и молодых ученых. –Уфа, 1999.-С. 230.
4. Евтюхин Н.А., Бурдыгина Е.В. Энергоаудит установки первичной переработки нефти // Методы кибернетики химико-технологических процессов (КХТП-V-99): Тез. докл. V Междунар. науч. конф.- Уфа , 1999.-С.246.
5. Евтюхин Н.А., Бурдыгина Е.В.. Промышленные тепломассообменные процессы и установки в примерах и задачах.: Учеб. пособие.-Уфа: Изд-во УГНТУ, 2000.- Ч.1.-203 с.

6. Бурдыгина Е.В., Евтюхин Н.А. Анализ работы оборудования установки первичной переработки нефти при конденсации паров прямогонного бензина // Наука и технология углеводородных дисперсных систем: Материалы II Междунар. симп.-Уфа: Реактив, 2000.-Т.2.- С. 373.
7. Бурдыгина Е.В., Евтюхин Н.А. Влияние коррозионности сред на надежность оборудования НП и НХП // Наука и технология углеводородных дисперсных систем: Материалы II междунар. симп. - Уфа: Реактив, 2000.-Т.2.- С. 374.
8. Бадретдинов И.М., Евтюхин Н.А., Бурдыгина Е.В. и др. Анализ установки первичной переработки нефти // Материалы 50-й научно-технической конференции студентов, аспирантов и молодых ученых. –Уфа, 2000.-С. 203.
9. Бурдыгина Е.В. Применение эффективной теплообменной аппаратуры при производстве строительных материалов и в нефтеперерабатывающей промышленности как путь снижения их металлоемкости // Проблемы строительного комплекса России: Материалы VI Междунар. науч.-техн. конф.– Уфа, Изд-во УГНТУ, 2002.- С. 195-196.
10. Евтюхин Н.А., Бурдыгина Е.В. Результаты проведенного энергоаудита установок первичной переработки нефти Ново-Уфимского НПЗ, получающих масляные фракции // Региональные проблемы энергосбережения и пути их решения: Тез. докл. VI Всерос. конф. – Нижний Новгород: НГТУ, 2002. – С. 20.
11. Пат. 2194936 РФ, F 28 D 15/02. Термосифонный теплообменник / Н.А. Евтюхин, Е.В. Бурдыгина, Т.А. Бакиев, А.В. Бакиев, М.М. Бикбулатов, Б.Е. Сельский. -№ 2001109476/06; Заявлено 09.04.2001; Опубл. 20.12.2002 // Открытия. Изобретения. - 2002 .- №35. – С. 373.