

Министерство образования и науки Российской Федерации
ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ
ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«САРАТОВСКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ
ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ ИМЕНИ Н.Г. ЧЕРНЫШЕВСКОГО»

Кафедра кафедра нефтехимии и техногенной безопасности

**Замена автомата воздушного охлаждения на погружной теплообменник
на установке висбрекинга.**

АВТОРЕФЕРАТ БАКАЛАВРСКОЙ РАБОТЫ

Студента(ки) IV курса _____ группы
направления (специальности) 18.03.01 «Химическая технология»
код и наименование направления (специальности)

Института химии
наименование факультета, института, колледжа

Морозова Сергея Николаевича
фамилия, имя, отчество

Научный руководитель

к.х.н., доцент
должность, уч. ст., уч. зв.

подпись, дата

И.А. Никифоров
инициалы, фамилия

Заведующий кафедрой

д.х.н., профессор
должность, уч. ст., уч. зв.

подпись, дата

Р.И. Кузьмина
инициалы, фамилия

Саратов 2016 год

Введение

Цель работы: возможность увеличения использования вторичных топливно-энергетических ресурсов, максимальное использование теплоты при внедрении ресурсосберегающего оборудования на установке висбрекинга.

Актуальность работы: Необходимость повышения степени утилизации теплоты низкоэнергетических источников

В данной работе был произведен тепловой, конструктивный, гидравлический и экономический расчеты теплообменного аппарата. Результаты расчетов, позволили осуществить модернизацию схемы установки висбрекинга и сделать соответствующие выводы.

Выпускная квалификационная работа бакалавра Морозова Сергея «Замена автомата воздушного охлаждения на погружной теплообменник на установке висбрекинга» представлена на 63 страницах и состоит из четырех глав:

- Глава 1 - ЛИТЕРАТУРНЫЙ ОБЗОР
- Глава 2 - ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ РАЗДЕЛ
- Глава 3 - ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ АППАРАТА
- Глава 4 - ЭКОНОМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ

Основное содержание работы

В первой главе был произведен анализ информации. Основными задачами, поставленными в настоящее время, перед нефтеперерабатывающей промышленностью, является увеличение объема производства нефтепродуктов, а так же расширение их ассортимента и улучшение их качества. Решение этих задач в современных условиях возрастания доли переработки сернистых, высокосернистых, высокопарафинистых нефтей, требует применение условий по изменению технологии переработки нефти. Большое значение приобретают вторичные каталитические процессы. Производство топлив, отвечающих современным требованиям, осуществляется с применением таких процессов, как каталитический крекинг, каталитический риформинг, гидроочистка, алкилирование и изомеризация, гидрокрекинг.

Ассортимент продукции, вырабатываемой нефтеперерабатывающей и нефтехимической промышленностью, постоянно расширяется. Для проведения процессов переработки, отрасли промышленности пополняются новым оборудованием и приборами, происходит освоение новых технологических процессов переработки нефтяного сырья, которые имеют направление на улучшение качества, увеличение целевых продуктов и снижение их себестоимости.

Для подведения существующих установок к современным условиям работы, они подвергаются реконструкции. При чем, в ходе реконструкции, учитываются условия капиталовложения в новое оборудование с учетом минимизации финансовых вложений или наиболее полного использования уже имеющегося в действии оборудования

Во второй главе были изучены характеристики исходного сырья, материалов, реагентов, катализаторов, полуфабрикатов, готовой продукции процесса висбрекинга, была изучена технологическая схема установки висбрекинга.

В ходе изучения технологической схемы и потоков нефтепродуктов на установке висбрекинга ОАО «Саратовский НПЗ», было предложено произвести установку комбинированного погружного теплообменника для замены конденсатора воздушного охлаждения ВХ-101 (охлаждение и

частичная конденсация паров, выходящих с верха колонны К-101 и содержащих углеводородный газ висбрекинга, водяной пар, пары бензиновой фракции) и конденсатора-холодильника Х-101 (охлаждение газожидкостного потока оборотной водой) перед поступлением выше перечисленных продуктов производства в емкость Е-101.

Таким образом во второй главе выпускной квалификационной работы были рассмотрены проблемы низкой степени утилизации теплоты низкоэнергетических источников и рассмотрены способы решения данной проблемы.

В результате проведения расчетов, которые представлены в **третьей главе** работы, цель которых - определение необходимой площади теплопередающей поверхности и расчета тепловой нагрузки, которая составила в зоне конденсации 7 228 000 Вт, и в зоне охлаждения конденсата 2 288 000 Вт; общая тепловая нагрузка аппарата составила - 9 516 000 Вт.[3]

При проектировании аппарата определены расход воды и ее температуры при переходе из зоны охлаждения в зону конденсации. Вода в аппарате используется последовательно для охлаждения жидких продуктов в нижней змеевиковой части аппарата, а затем для конденсации паров висбрекинга в верхней трубчатой части. Необходимый расход воды составил 23,04 кг\с, а температура воды при переходе из холодильника в конденсатор составила 33,59 °С.

В ходе расчетов, рассмотрев схему движения теплоносителей в зоне конденсации и холодильнике, проведен расчет температурного режима теплообменника, который составил для пара висбрекинга 200° С, для второго теплоносителя (воды) – 69,3° С. Следовательно, средний температурный напор между конденсатом и водой- 78,73° С; средняя температура воды 22,3° С, а средняя температура конденсата 101,03° С. Теплофизические свойства теплоносителей были определены при их средних температурах из справочных и учебных пособий и занесены в таблицы (для конденсатора и для холодильника).

Проведя расчет площади поверхности аппарата, площадь поверхности теплопередачи холодильника составила 116,24 м², конденсатора- 184,34 м².

На основании рабочего чертежа комбинированного конденсатора-холодильника и примера расчета для изготовления труб конденсатора и

змеевика холодильника использована медная тянутая труба диаметром $38 \times 2,5$ мм, число труб в конденсаторе 127 штук.

Для определения коэффициента теплоотдачи при вынужденном движении воды по трубам конденсатора, был установлен ее режим движения и проведен расчет площади поперечного сечения всех трубок конденсатора- $0,109 \text{ м}^2$. При этом скорость движения воды составила $0,216 \text{ м/с}$. Режим движения воды в трубках конденсатора развитый турбулентный (17259 , что более 10000).

При расчете интенсивности теплоотдачи при ламинарном режиме движения в трубах и каналах выявлен коэффициент теплоотдачи от стенки трубки конденсатора к воде, который равен $1609,24 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$.

Так как коэффициент теплоотдачи со стороны воды значительно меньше, чем со стороны конденсирующегося пара, то площадь поверхности теплопередачи была определена по внутреннему диаметру теплообменной трубки и составила $5,2 \text{ м}$.

Для определения скорости движения воды относительно поверхности змеевика был рассчитан шаг размещения теплообменных труб в трубных решетках конденсатора, который составил $0,057 \text{ м}$.

В ходе расчетов была определена площадь сечения канала для прохода воды (площадь межзмеевикового канала)- $0,134 \text{ м}^2$; площадь сечения одного витка змеевика- $0,083 \text{ м}^2$. Скорость воды, омывающей змеевик, составила $0,176 \text{ м/с}$.

Температура конденсации паров висбрекинга равна $200 \text{ }^\circ\text{C}$. Из приближенного расчета конденсатора удельная тепловая нагрузка составила 36119 Вт/м^2 .

Для расчета коэффициента теплоотдачи от конденсирующегося пара к вертикальной поверхности теплообмена трубок конденсатора было применено уравнение и получен результат, который составил- $262,1 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$ А удельная тепловая нагрузка со стороны паров висбрекинга- 27098 Вт/м^2 .

Для расчета интенсивности теплоотдачи от стенки трубки конденсатора к протекающей внутри нее воде было рассчитано значение критерия Нуссельта с учетом разности температур поверхности стенки и средней температурой воды ($1609 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$).

Удельная тепловая нагрузка со стороны воды $28640 \text{ Вт}/\text{м}^2$.

Средняя удельная тепловая нагрузка $27869 \text{ Вт}/\text{м}^2$.

Отклонение удельных тепловых нагрузок со стороны пара к воде в первом приближении составляет $5,53 \%$.

Коэффициент теплопередачи составил $258,83 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$.

Сопоставив значения коэффициентов теплопередачи, найденные в приближенном расчете ($276,35 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$) и в уточненном расчете ($258,83 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$) был сделан вывод, что их значения отличаются на $6,3\%$, что составляет незначительную величину. По этой причине выполнение уточненного расчета для холодильника (змеевиковой части аппарата) не выполнялось. [5]

В процессе расчетов были определены необходимые площади теплопередающих поверхностей конденсатора и холодильника, которые соответственно составили: $213,7 \text{ м}^2$ и $109,01 \text{ м}^2$.

Теплообменные трубы и змеевик изготовлены из меди технической М3 ГОСТ 859-66. Используется труба тянутая по ГОСТ 617-64 диаметром $38 \times 2 \text{ мм}$ (внутренний диаметр трубы $0,033 \text{ м}$).

Корпус конденсатора (верхней части аппарата) также изготовлен из меди М3 ГОСТ 859-66. Из меди М3 ГОСТ 859-66 изготовлен штуцер для ввода пара в межтрубное пространство конденсатора и вывода из него конденсата, а также фланцы змеевика. Две трубные решетки изготовлены из латуни ЛС 59-1 ГОСТ 1019-47.

Корпус холодильника, его днище и штуцер для ввода воды изготовлен из стали ГОСТ 14637-79, так как эти изделия в процессе работы аппарата соприкасаются только с водой.

Общая длина труб в змеевике составила 992 м .

В **главе четыре** представлены экономические расчеты, которые дали возможность определить экономическую выгоду и затраты на отопление диспетчерских.

Расход тепла на собственные нужды котельной определяют расчетным или опытным путем, исходя из потребностей конкретного тепло источника, как сумму расходов тепла (пара) на отдельные элементы затрат:

- потери тепла на нагрев воды, удаляемой из котла с продувкой, расхода тепла на подогрев мазута; расход тепла в паровых форсунках на распыление жидкого топлива;
- расход тепла на технологические процессы подготовки воды и пр.

$K_{сн}$ — принимается равным

для котельных на жидком топливе $-1,04 - 1,097$.

$K_{тс}$ —коэффициент, учитывающий потери тепла тепловыми сетями, принимается на основании показаний приборов учета, расчетов или укрупненно в размере 1,1.

$$((74 \cdot 0,024 + 6 \cdot 0,016) / 34,1) \cdot 100 \cdot 1,04 \cdot 1,1 = 6,3 \text{ Гкал в год}$$

Стоимость: $6,3 \cdot 500000 = 3150000$ рублей требуется на отопление диспетчерских в год.

$$Q = V \cdot (T_1 - T_2) / 1000 = 26 \cdot (70 - 5) / 1000 = 1,7 \text{ Гкал в год}$$

Стоимость: $1,7 \cdot 500000 = 850000$ рублей экономии в год.

Расходы на отопление снизились на сумму в 850000 рублей в год, то есть на 30% от общей стоимости, затрачиваемой на отопление диспетчерских.

ВЫВОДЫ

В соответствии с заданием на дипломное проектирование выполнены тепловой и экономический расчеты теплообменного аппарата, а так же разработана модернизированная технологическая схема.

1. Приняв гидродинамические условия в аппарате, соответствующие турбулентному режиму движения теплоносителя, рассчитан коэффициент теплопередачи, который составил $258,83 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ и необходимая площадь поверхности теплообменного аппарата, которая равна $109,02 \text{ м}^2$.

2. Разработана изменённая технологическая схема установки висбрекинга гудрона: вместо конденсатора воздушного охлаждения, предназначенного для охлаждения и частичной конденсации паров, выходящих с верха ректификационной колонны, и конденсатора-холодильника предложен комбинированный погружной теплообменник.

3. В экономическом расчете найден объем полезного отпуска тепловой энергии предложенного теплообменника. Расчеты показали, что экономия составляет 850 000 рублей в год, что равно 30%.