

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 $1609,24 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$.

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 $36119 \text{ Вт}/\text{м}^2$.

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

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%.