**Введение**

При проектировании поверхностных теплообменников важное значение имеет выбор конструкции аппарата. При выборе конструкции следует учитывать ряд требований, которым должен удовлетворить данный теплообменник. Эти требования зависят от конкретных условий протекания процесса теплообмена, к которым прежде всего следует отнести величину тепловой нагрузки аппарата, агрегатное состояние и физико-химические свойства теплоносителей (плотность, вязкость и др.), температуру и давление в аппарате, условия теплопереноса (гидродинамические режимы, соотношения между коэффициентами теплоотдачи по обе стороны стенки и др.), возможность создания чистого противотока, если температуры теплоносителей в процессе теплопереноса заметно изменяются, возможность загрязнения поверхностей теплообмена (если таковая существует, то желательно, чтобы поверхность была доступной для периодической чистки) и др. Кроме того, теплообменник должен быть как можно более прост по устройству, компактен, с малой металлоемкостью и т.п. Конструкции теплообменника, который бы удовлетворял всем требованиям, нет. Поэтому в каждом конкретном случае теплообмена приходится ограничиваться выбором наиболее подходящей конструкции.

Для получения высоких значений коэффициентов теплопередачи через теплообменник необходимо пропускать теплоносители с достаточно большими скоростями, обеспечивающими развитый турбулентный режим движения (Re>1000015000). Однако при этом возрастает гидравлическое сопротивление теплообменника. Из практических данных следует, что приемлемые значения коэффициентов теплопередачи можно получить при скоростях для жидкостей до 1,02,5 м/с и для газов (паров) до 1025 м/с. Обычно в теплообменниках различных типов можно принимать скорости, которые рекомендуется при протекании жидкостей и газов в трубопроводах и каналах.

Для снижения тепловых потерь в нагревательных теплообменниках более горячий (охлаждаемый) теплоноситель пропускают по трубам, а в холодильниках – наоборот, что способствует более интенсивному охлаждению за счет потерь теплоты в окружающую среду. Для уменьшения расхода энергии на перекачку нагреваемый теплоноситель следует направлять в нижнюю часть аппарата, а охлаждаемый в верхнюю. В этом случае изменение плотностей теплоносителей в процессе теплообмена будет способствовать естественному их движению.

Если теплоноситель может выделять загрязнения, оседающие на теплопередающей поверхности, то такой теплоноситель направляют с той стороны этой поверхности, которую легче чистить.

**Исходные данные**

Рассчитать конденсатор-холодильник ректификационной колонны для разделения смеси толуол и бутиловый спирт при следующих исходных данных: содержание низкокипящего компонента (НКК) в парах, поступающих в конденсатор-холодильник – 96% масс; их количество 19500 кг/час. Среднее давление в аппарате 1,2 атм=900мм.рт.ст. Холодный теплоноситель – вода.

1. **Технологический расчет**

Технологический расчет конденсатора-холодильника включает в себя тепловой и гидравлический расчеты, в результате которых определяют необходимую поверхность теплообмена и основные размеры аппарата.

В конденсатор-холодильник поступает с верха колонны насыщенный пар, который полностью конденсируется, и затем конденсат охлаждается до требуемой температуры. Расчет подобного аппарата необходимо вести с учетом двух зон, отличных по условиям теплообмена (зоны конденсации и зоны охлаждения). График распределения температур в конденсаторе-холодильнике показан на рис. 1.1.



Рис 1.1. График температурного режима конденсатора-холодильника:

I зона – зона конденсации;

II зона – зона охлаждения конденсата;

Т1 и Т2 - начальная и конечная температуры горячего теплоносителя, 0С;

Тк – конечная температура конденсации смеси, 0С;

t1 и t2 – начальная и конечная температура холодного теплоносителя, 0С;

 – промежуточная температура воды, 0С.

* 1. **Определение температур холодного и горячего теплоносителей**

Холодный теплоноситель – вода.

Начальная температура охлаждающей воды зависит в основном от ее источника и климатических условий. В летних условиях ее рекомендуется принимать в пределах 20250С. Примем для расчета t1=200C.

Очень важным является вопрос о конечной температуре воды. Чем она будет выше, тем меньше потребуется воды для охлаждения. Но это кажущаяся выгода, т.к. при более высокой конечной температуре воды происходит заметное выделение растворенных в ней солей, загрязняющих теплообменные поверхности, что приводит к увеличению их термического сопротивления. Кроме того, при более высокой температуре воды возрастают ее потери за счет испарения. Поэтому рекомендуется обеспечивать такой режим охлаждения, при котором температура воды, выходящей из аппарата, составит 40500С. Примем для расчета t2=400C.

Горячий теплоноситель – смесь бутилового спирта и толуола.

При определении начальной температуры горячего теплоносителя Т1 задача сводится к определению температуры на верху ректификационной колонны, из которой насыщенные пары смеси бутилового спирта и толуола поступают в конденсатор-холодильник.

Эту температуру определяем по уравнению изотермы паровой фазы методом последовательных приближений (для ускорения расчета можно использовать графическую интерполяцию).

,

где  – мольная доля i-компонента в смеси;

 – константа фазового равновесия i-компонента;

– давление насыщенного пара i-компонента;

Р – давление в аппарате.

С целью некоторого упрощения расчета давление в аппарате принимается постоянным. В реальных условиях давление на входе в аппарат выше на величину гидравлических сопротивлений.

По условию состав смеси задан в % масс. Произведем перерасчет в мольные доли по уравнению



где y1 и y2 – массовые доли толуола и бутилового спирта в смеси;

М1=92; М2=74 – их мольные массы.





Задаемся рядом температур в области температуры кипения чистого толуола (НКК) при Р =1,2 атм.= 900 мм.рт.ст.: 110, 120, 1300С. Для этих температур давления насыщенных паров составят соответственно: для толуола 751, 973, 1350 мм.рт.ст.; для бутилового спирта 572, 833, 1150 мм.рт.ст. [1, с. 816]

Рассчитываем 

1100С: 

1200С: 

1300С: 

Строим график  (Рис. 1.2)

Из построения при  температура смеси на входе в конденсатор-холодильник Т1 = 117,50С.

Рис. 1.2. График зависимости от температуры

Температура Тк в конце первой зоны конденсатора-холодильника. Это температура конца однократной конденсации смеси. Она определяется по уравнению изотермы жидкой фазы также методом последовательных приближений. (При полной конденсации ).

Рассчитываем 

1100С: 

1200С: 

Рис.1.3 График зависимости  от температуры

Графически определим Тк, она будет равна 116,50С.

Температура конденсата в конце второй зоны принимается на 15200С выше температуры холодного теплоносителя на входе в аппарат.

Принимаем T2=t1+200=20+20=400C.

* 1. **Тепловая нагрузка конденсатора-холодильника**

Общая тепловая нагрузка конденсатора-холодильника складывается из тепловых нагрузок обеих зон.

Тепловая нагрузка первой зоны с достаточной точностью может быть определена из выражения

,

где кг/с – количество горячего теплоносителя;

r – скрытая теплота конденсации исходной смеси, кДж/кг, определяется по правилу аддитивности:

,

где х1 и х2 – массовые доли толуола и бутилового спирта в смеси;

r1 и r2 – их теплоты конденсации при температуре Тк, кДж/кг.

r1=358 кДж/кг; r2=590,8 кДж/кг [1, с. 815]

кДж/кг

кВт

Тепловая нагрузка второй зоны определяется из выражения

,

где С – удельная теплоемкость смеси, .

Удельная теплоемкость смеси С определяется по правилу аддитивности при средней температуре конденсата во второй зоне.

,

где С1 = 2,11; С2 = 3,37 – удельные теплоемкости соответственно толуола и бутанола [1, с. 808]



 кВт

Общая тепловая нагрузка конденсатора-холодильника составляет

Q = Q1 + Q2 =1992+912,2=2904,2 кВт

* 1. **Расход воды в конденсаторе-холодильнике**

 Расход воды определяется из уравнения теплового баланса аппарата. Без учета потерь в окружающую среду (аппарат покрыт теплоизоляцией) все тепло, отданное горячим теплоносителем, будет принято холодным теплоносителем, т.е.:

,

где Y2 – расход воды, кг/с;

Св = 4,187  - удельная теплоемкость воды при ее средней температуре в аппарате [1, с. 808]

Откуда кг/с

Промежуточная температура воды  в конце первой или в начале второй зоны (см. рис. 1) определяется из уравнения теплового баланса любой из зон.

Тепловой баланс первой зоны имеет вид



Откуда



**1.4 Выбор типа конденсатора-холодильника**

Для ориентировочного выбора типа конденсатора-холодильника из уравнения теплопередачи рассчитывается поверхность теплообмена аппарата

,

где К – коэффициент теплопередачи, ;

 – средний температурный напор, 0С.

На основании практических данных для водяного конденсатора-холодильника принимаем коэффициент теплопередачи К = 800  [2, с. 172]

Средний температурный напор (средняя разность температур) определим по формуле Грасгоффа

,

где (см. рис.1.1)

Тогда поверхность теплообмена будет равна

 м2

Руководствуясь рекомендациями по проектированию поверхностных теплообменников направляем холодный теплоноситель – воду в трубное пространство, а горячий – в межтрубное. Примем скорость воды в трубах w = 0,5 м/c и определим площадь сечения одного хода по трубам, обеспечивающего принятую скорость

м2

где кг/м3 – плотность воды при ее средней температуре в аппарате [1, с. 804]

По полученному числовому значению поверхности теплообмена и площади сечения одного хода по трубам выбираем конденсатор-холодильник с неподвижными трубными решетками, горизонтальный. ГОСТ 15121, ГОСТ 15118 [3, с. 25, с. 26].

Ниже приведена краткая техническая характеристика аппарата.

Диаметр кожуха внутренний, мм 600

Диаметр труб наружный, мм 20

Толщина стенки трубы, мм 2

Длина трубы, мм 3 000

Число ходов по трубам 2

Площадь сечения одного хода по трубам, м2 0,037

Площадь самого узкого сечения потока в межтрубном пространстве, м2 0,049

Поверхность теплообмена, м2  70

**1.5 Уточненный расчет поверхности теплопередачи**

Общая поверхность теплопередачи равна суммарной поверхности двух зон

F = F1 + F2

**1.5.1 Средние температурные напоры по зонам аппарата**

Горячий и холодный теплоносители движутся в аппарате перекрестным током, поэтому с достаточной точностью средний температурный напор для каждой зоны можно определить по формуле Грасгоффа для случая чистого противотока (см. рис. 1.1)





**1.5.2 Средние температуры теплоносителей по зонам**

В большинстве критериальных уравнений теплоотдачи значения теплофизических констант теплоносителя отнесены к его средней температуре, которая определяется следующим образом.

Для того теплоносителя, у которого температура изменяется в теплообменнике на меньшее число градусов, средняя температура определяется как средняя арифметическая между начальной и конечной температурами



Для второго теплоносителя среднюю температуру находят из выражения

.

В рассматриваемом случае (см. рис. 1)

I зона 



II зона 



**1.5.3 Коэффициенты теплоотдачи  и теплопередачи К по зонам конденсатора-холодильника**

Коэффициент теплоотдачи со стороны воды в первой зоне зависит от режима ее движения, определяемого критерием Рейнольдса

,

где  и  - плотность и вязкость воды при ее средней температуре в рассматриваемой зоне конденсатора-холодильника (32,50С)

 кг/м3;  [2, с. 537];

dв=0,016 м – внутренний диаметр трубы;

w – скорость воды в трубах.

м/с,

где fтр = 0,037 м2 – площадь сечения одного хода по трубам.



Режим движения турбулентный, поэтому коэффициент теплоотдачи со стороны воды определяем по уравнению [4, с. 294]

 ,

где  - критерий Прандтля;

Св1 – удельная теплоемкость воды;

 - коэффициент теплопроводности воды;

Св1 = 4180;  [2, с. 537]



Множитель (Pr/Prст), учитывающий направление теплового потока, близок к единице, когда температуры жидкости и стенки не сильно отличаются друг от друга. У капельных жидкостей с возрастанием температуры величина критерия Pr уменьшается. Следовательно, для капельных жидкостей при нагревании Pr/Prст>1, а при охлаждении Pr/Prст<1. На этом основании при проектировании теплообменников в расчете коэффициентов теплоотдачи для нагревающихся жидкостей можно принимать (Pr/Prст)0,25=1, допуская небольшую погрешность в сторону уменьшения , т.е. в сторону запаса. Для охлаждающихся жидкостей, когда , с достаточной точностью можно принимать среднее значение (Pr/Prст)0,25, равное 0,93 [2, с. 152].

В рассматриваемом случае вода нагревается. Принимаем (Pr/Prст)0,25=1. Тогда



Коэффициент теплоотдачи от конденсирующихся паров к наружной поверхности горизонтальной трубы рассчитывается по формуле [3, с. 23]

,

где - коэффициент, учитывающий уменьшение коэффициента теплоотдачи вследствие утолщения пленки конденсата на трубах, расположенных ниже в пучке

 при 

 при .

 - соответственно коэффициент теплопроводности, плотность, удельная теплота конденсации и вязкость конденсата при температуре конденсации;

g – ускорение силы тяжести, м/с2;

q – удельный тепловой поток, Вт/м2;

dн=0,02 м – наружный диаметр трубы.

,

где хт=0,96 и хб=0,04 % масс. толуола и бутанола в конденсате.

;  [1, с. 810]

 кг/м3,

где кг/м3; кг/м3 [2, с. 512]

 ,

где  ;   [2, с. 516];

кДж/кг

 ;  - мольные доли толуола и бутилового спирта в конденсате.

 r1=357 кДж/кг; r2=590 кДж/кг [1, с. 815]



Таким образом, коэффициент теплоотдачи зависит от удельного теплового потока, величину которого определяют методом последовательных приближений. При этом учитывают, что при установившемся режиме процесса теплопередачи, количество тепла, выделяемого при конденсации пара, должно равняться количеству тепла, передаваемого через стенку и загрязнения, и количеству тепла, отдаваемого холодному теплоносителю.

Из основного уравнения теплопередачи и уравнения аддитивности термических сопротивлений следует, что



Подставляя сюда выражения для  и , можно получить одно уравнение относительно неизвестного теплового потока

,

где А=34160 для рассматриваемого случая;

;

м – толщина стенки трубы;

  – теплопроводность углеродистой стали;

 – тепловая проводимость загрязнений со стороны конденсата;

 – тепловая проводимость загрязнений со стороны воды.

Числовые значения величин тепловых загрязнений приводятся в литературе [2, с. 531; 3, с. 21]



; , тогда



В качестве первого приближения примем ориентировочное значение удельной тепловой нагрузки равной





Примем второе значение q2 = 40000 Вт/м2



Примем третье значение q3 = 60000 Вт/м2



Строим график зависимости - q (Рис. 1.3)

Из построения для  q = 48200 Вт/м2.

Коэффициент теплопередачи в первой зоне будет равен



Во второй зоне происходит охлаждение конденсата. Теплоотдача от конденсата к наружной поверхности трубного пучка происходит при поперечном омывании труб. Выбор формулы для подсчета коэффициента теплоотдачи  от горячего теплоносителя к наружной поверхности пучка труб также зависит от величины критерия Рейнольдса при средней температуре конденсата в этой зоне равной Тср2=60,10С.

Рис. 1.3 График зависимости - q

Порядок определения теплофизических свойств конденсата при этой температуре аналогичен приведенному выше.

Они будут равны:

Теплопроводность ;

Динамическая вязкость  ;

Теплоемкость  ;

Плотность кг/м3.

Скорость конденсата в узком сечении межтрубного пространства

 м/с,

где fмтр=0,049 м2 – площадь самого узкого сечения потока в межтрубном пространстве

В случае поперечного омывания пучка труб теплоносителем за определяющий линейный размер при определении критерия Рейнольдса в межтрубном пространстве аппарата принимается наружный диаметр труб.

Тогда



Полученное числовое значение критерия Рейнольдса указывает на переходный режим движения теплоносителя и на необходимость расчета коэффициента теплоотдачи от конденсата к наружной поверхности пучка труб по уравнению [3, с. 25]:



Поскольку в рассматриваемой зоне конденсат охлаждается, то последний множитель в данном уравнении может быть принят равным 0,93. Критерий Прандтля равен



Тогда



Определим коэффициент теплоотдачи со стороны воды во второй зоне при средней ее температуре tср2 равной 26,20С.

Физические параметры воды при этой температуре [2, с. 537]:

плотность  кг/м3;

вязкость  ;

теплопроводность  ;

теплоемкость  .

.

Поскольку плотность воды в первой и второй зонах мало изменяется, то и объемный расход ее и, следовательно, скорость останутся прежними, т.е. w = 0,943 м/с. Тогда



Режим движения теплоносителя турбулентный, поэтому коэффициент теплоотдачи со стороны воды находим по уравнению



Коэффициент теплопередачи во второй зоне с учетом тепловых сопротивлений стенки и загрязнений труб будет равен



**1.5.4 Поверхность конденсатора-холодильника**

Для первой зоны:

 м2

Для второй зоны:

м2

Общая поверхность теплопередачи

F = F1 + F2 = 35,33 + 48,3 = 83,63 м2

В результате уточненного расчета поверхности теплопередачи принимаем по ГОСТ 15121, ГОСТ 15118 [3, с. 25, с. 26] кожухотрубчатый конденсатор-холодильник, с неподвижными трубными решетками, горизонтальный.

Диаметр кожуха – 600 мм.

Диаметр труб наружный – 20 мм.

Длина труб – 4000 мм.

Число ходов по трубам – 2.

Поверхность теплообмена – 93 м2.

В выбранном теплообменнике запас поверхности

%.

**2.1 Гидравлический расчет выбранного кожухотрубчатого конденсатора-холодильника**

Технические характеристики конденсатора-холодильника:

Диаметр кожуха внутренний Dв = 600 мм

Диаметр труб наружный dн = 20 мм

Диаметр труб внутренний dв = 16 мм

Длина трубы lтр = 4000 мм

Число ходов по трубам Z = 2

Общее число труб n = 370

Площадь сечения одного хода по трубам fтр = 0,037 м2

Площадь самого узкого сечения потока в межтрубном простр. fмтр= 0,049 м2

**2.1.1 Расчет диаметра штуцеров**

В трубное пространство в рассматриваемом случае подается вода в количестве Y2 = 34,68 кг/с.

Учитывая незначительное изменение плотности воды с изменением температуры, примем ее значение при средней температуре воды в аппарате кг/м3. В этом случае диаметры входного и выходного штуцеров трубного пространства будут равными.

Ориентировочное значение скорости воды в штуцерах согласно таблице 2.1 примем равным 2 м/с. Тогда

 м

Принимаем стандартизованное значение dш = 150 мм.

Уточненное значение скорости в штуцерах составит

 м/с

В межтрубное пространство поступает смесь толуола и бутилового спирта в количестве 5,42 кг/с в виде насыщенных паров при температуре 117,50С и давлении 900 мм.рт.ст.

Плотность поступающей смеси на основании уравнения Менделеева-Клайперона может быть рассчитана по формуле

, кг/м3

где Р – давление, Па;

Т – температура, 0К;

R = 8310  – универсальная газовая постоянная;

М – средняя мольная масса смеси, кг/кмоль;

.

В рассматриваемом случае М1 = 92; М2 = 74 – мольные массы соответственно толуола и бутилового спирта.

 = 0,95;  = 0,05 – их мольные доли в смеси.



Тогда плотность поступающей в аппарат смеси будет равна

 кг/м3

Ориентировочное значение скорости насыщенного пара во входном штуцере согласно таблице 2.1 примем равным 20 м/с. Тогда

 м

Принимаем dмтрш1 = 350 мм.

Уточненное значение скорости во входном штуцере составит

 м/с

Из межтрубного пространства выходит конденсат смеси при температуре 400С в количестве 5,42 кг/с. Плотность его при этой температуре равна 825 кг/м3. Ориентировочное значение скорости его в выходном штуцере примем равным 0,5 м/с. Тогда

 м

Принимаем  мм

Из технологического расчета Reтр = 20516, wтр = 0,943 м/с.

Рассчитаем коэффициент трения



**2.1.2 Гидравлическое сопротивление трубного пространства (потерянное давление)**

Потерянное давление в трубном пространстве будет равно



**2.1.3 Гидравлическое сопротивление межтрубного пространства**

При пленочной конденсации на наружной поверхности труб основной объем межтрубного пространства занимает пар. Поэтому пучок труб оказывает гидравлическое сопротивление главным образом движению потока пара. Следовательно, при расчете потерянного давления в межтрубном пространстве необходимо использовать физические параметры насыщенного пара смеси при температуре конденсации. Плотность смеси при этой температуре () равна 3,37 кг/м3. Вязкость паров смеси при этой температуре  Па·с определена по формуле:

,

где  – соответственно мольные массы смеси, толуола и бутилового спирта;

 и  – мольные доли толуола и бутилового спирта;

 Па·с,  Па·с – динамические вязкости толуола и бутилового спирта при температуре 117,50С [1, с. 822].





откуда =0,009·10-3 Па·с

Тогда  м/с

.

Число рядов труб, омываемых теплоносителем в межтрубном пространстве:



Число сегментных перегородок равно:



Для расчета примем .

Теперь мы имеем все данные, необходимые для расчета потерянного давления в межтрубном пространстве по уравнению, приведенному выше:



Таким образом, гидравлический расчет конденсатора-холодильника показал, что сопротивление трубного пространства составило 14820 Па, межтрубного 98457 Па.

Диаметры входного и выходного штуцеров холодного теплоносителя одинаковы и равны 150 мм. Диаметр входного штуцера горячего теплоносителя равен 350 мм, а выходного 125 мм.

**Заключение**

В результате технологического расчета мы подобрали кожухотрубчатый конденсатор-холодильник, с неподвижными трубными решетками, горизонтальный. Со следующими характеристиками:

Диаметр кожуха – 600 мм.

Диаметр труб наружный – 20 мм.

Длина труб – 4000 мм.

Число ходов по трубам – 2.

Поверхность теплообмена – 93 м2.

Запас поверхности теплообмена 10%.

Гидравлический расчет конденсатора-холодильника показал, что сопротивление трубного пространства составило 14820 Па, межтрубного 98457 Па. Диаметры входного и выходного штуцеров холодного теплоносителя одинаковы и равны 150 мм. Диаметр входного штуцера горячего теплоносителя равен 350 мм, а выходного 125 мм.

**Литература**

1. Плановский А.Н., Рамм В.М., Каган С.З. Процессы и аппараты химической технологии. М.: Химия, 1968. - 847 с.
2. Павлов К.Ф., Романков П.Г., Носков А.А. Примеры и задачи по курсу процессов и аппаратов химической технологии. Л.: Химия, 1987. - 576 с.
3. Основные процессы и аппараты химической технологии. Пособие по проектированию. Под редакцией Ю.И. Дытнерского. М.: Химия, 1983. - 272 с.
4. Дытнерский Ю.И. Процессы и аппараты химической технологии ч. I. М.: Химия, 1995. - 400 с.
5. Варгафтик Н.Б. Справочник по теплофизическим свойствам газов и жидкостей. М.: Физматгиз, 1963. - 708 с.

**Содержание**

Введение

Исходные данные

1. Технологический расчет
	1. Определение температур холодного и горячего теплоносителей
	2. Тепловая нагрузка конденсатора-холодильника
	3. Расход воды в конденсаторе-холодильнике
	4. Выбор типа конденсатора-холодильника
	5. Уточненный расчет поверхности теплопередачи

1.5.1 Средние температурные напоры по зонам аппарата

1.5.2 Средние температуры теплоносителей по зонам

1.5.3 Коэффициенты теплоотдачи  и теплоотдачи K по зонам конденсатора-холодильника 1.5.4 Поверхность конденсатора-холодильника

1. Гидравлический расчет
	1. Гидравлический расчет выбранного кожухотрубчатого
	конденсатора-холодильника

2.1.1 Расчет диаметра штуцеров

2.1.2 Гидравлическое сопротивление трубного пространства

2.1.3 Гидравлическое сопротивление межтрубного пространства

Заключение……………………………………………………………..

Литература

*3*