**Содержание**

Задание

Описание процесса теплообмена

Обсуждение результатов

Вывод

Список используемых источников

Приложение А

Приложение Б

# Задание

Выбрать из ряда типовых теплообменников оптимальный с точки зрения эффективности теплопередачи теплообменник, в котором 100000 кг/ч ацетона меняет свою температуру с t1н до 40 ОС за счет теплообмена с 90000 кг/ч дивинила, имеющей начальную температуру 10 ОС и конечную температуру 50 ОС. Определить стоимость теплообменника с учетом факторов удорожания и инсталляции.

Схема процесса теплообмена представлена на рисунке 1.

Рисунок 1 — Схема процесса теплообмена

Данные для расчета (значения теплоемкостей и коэффициенты уравнения Антуана [1]) приведены в таблице 1.

Таблица 1. Данные для расчета

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  | Первый поток | Второй поток |
| Соединение | ацетон | дивинил |
| Теплоемкость, кДж/(кг∙К)  | 2,28 | 2,65 |
| Коэффициенты уравненияАнтуана | А | 16,6513 | 15,7727 |
| В | 2940,46 | 2142,66 |
| С | –35,93 | –34,30 |

# Описание процесса теплообмена

Основную группу теплообменных аппаратов, применяемых в промышленности, составляют поверхностные теплообменники, в которых теплота от горячего теплоносителя передается холодному теплоносителю через разделяющую их стенку. Другую группу составляют теплообменники смешения, в которых теплота передается при непосредственном соприкосновении горячего и холодного теплоносителей.

Большое влияние на процесс теплообмена в поверхностных теплообменниках оказывает относительное движение теплоносителей. В непрерывных процессах теплообмена различают следующие схемы относительного движения теплоносителей: прямоток (или параллельный ток), при котором теплоносители движутся в одном и том же направлении; противоток, при котором теплоносители движутся в противоположных направлениях; смешанный ток, при котором теплоносители движутся как в прямоточном, так и противоточном направлении по отношению друг к другу, т.е. в этой схеме движения сочетаются схемы прямотока и противотока.

Относительное движение теплоносителей существенное влияние оказывает па величину движущей силы процесса теплообмена. Кроме того, выбор схемы движения теплоносителей может привести к заметным технологическим эффектам (экономия теплоносителя, более «мягкие» условия нагрева или охлаждения сред и др.).

# Обсуждение результатов

В данной работе будем выполнять расчет теплообменника согласно известной методики [2].

Сначала определим недостающее исходное значение для расчета — это расход второго потока t1н.

Количество тепла для первого потока (Q1) можно определить по формуле:

Q1 = ∙ C1 ∙ Дt1, кВт, (1)

G1 — расход первого потока, кг/ч,

С1 — теплоемкость первого потока, кДж/(кг∙К),

Дt1 — разность температур первого потока, ОС.

Аналогично определяется количество тепла для второго потока (Q2) по формуле:

Q2 = ∙ C2 ∙ Дt2, кВт, (2)

G2 — расход первого потока, кг/ч,

С2 — теплоемкость первого потока, кДж/(кг∙К).

Дt2 — разность температур первого потока, ОС.

Определим количество тепла для второго потока (Q2):

Q2 = ∙ 2,65 ∙ (50 – 10) = 2650 кВт.

Из условия равенства количества тепла первого и второго потока (Q1 = Q2) определим недостающее исходное значение для дальнейшего расчета (начальную температуру первого потока t1н). Выразим t2к из формулы и определим его значение:

t1н = + t1к , ОС,

t1н = + 40 = 81,84 ОС.

Далее рассмотрим вариант теплообмена с прямоточным движением потоков. Температурная схема потоков представлена на рисунке 2.

Рисунок 2 — Температурная схема движения потоков при прямотоке

Из температурной схемы видно, что в данном варианте теплообмена при заданных начальных и конечных температурах потоков наблюдается так называемое "пересечение температур", это говорит о том, что данный вариант теплообмена работать не будет.

Исходя из сделанного вывода, можно сделать еще один не менее важный вывод. Поскольку вариант смешанного тока представляет собой сочетание прямоточного и противоточного движения потоков, то схема смешанного тока также не будет работать для данных температур потоков.

Рассмотрим вариант противоточного движения потоков. Температурная схема представлена на рисунке 3.

Из температурной схемы противоточного движения видно, что "пересечения температур" в этом варианте теплообмена не происходит, на протяжении всего временного интервала имеется разность температур. Этот вариант принимается к дальнейшему обсуждению.

Конструктивно кожухо-трубчатые теплообменники внутри имеют трубное и межтрубное пространство, куда соответственно подается один и другой теплоноситель. Таким образом, возникает необходимость рассмотреть два варианта: первый вариант – когда горячий поток подается в трубное пространство, а холодный поток в межтрубное пространство, и второй вариант – когда наоборот, холодный поток подается в трубное пространство, а горячий поток в межтрубное.

Рисунок 3 — Температурная схема движения потоков при противотоке

Рассмотрим вариант, когда в трубное пространство подается горячий поток (G1), а в межтрубное пространство холодный поток (G2).

Для расчета стоимости теплообменника необходимо знать величину площади поверхности теплообмена. Однако для этого необходимо знать среднюю разность температур в теплообменнике Дtср, которая определяется в зависимости от значения отношения , где Дtб – большая разность температур в теплообменнике, Дtм – меньшая разность температур.

Если отношение ≤ 2, то среднюю разность определяют как среднее арифметическое:

Дtср = . (3)

Если отношение > 2, то среднюю разность определяют как среднее логарифмическое:

Дtср = . (4)

Определим среднюю разность температур.

Дtб = t1н – t2к = 81,84 – 50 = 31,84 ОС,

Дtм = t1к – t2н = 40 – 10 = 30 ОС,

 = = 1,06 < 2, тогда Дtср определяется как среднее арифметическое,

Дtср = = = 30,92 ОС.

В зависимости от процесса протекающего в аппарате, принимаем значения коэффициента теплопередачи K [1]. В теплообменнике тепло передается от одной органической жидкости к другой, поэтому принимаем значение коэффициента теплообмена равное 200 Вт/(м2∙ОС).

Теперь, зная среднюю разность температур в теплообменнике, коэффициент теплопередачи, определяем значение площади поверхности теплообмена (F):

F = , м2, (5)

F = = 429 м2.

Определенное значение площади поверхности является теоретическим. На практике имеется ряд стандартных теплообменников с определенными площадями теплообмена и другими параметрами. Выбираем из каталога стандартных теплообменников [1] ближний больший по площади теплообменник. Это кожухотрубчатый теплообменник, имеющий следующие параметры и их значения:

– площадь поверхности теплообмена – F = 444 м2;

– длина труб – L = 6 м;

– диаметр кожуха – Dк = 1 м;

– наружный диаметр труб – dн = 0,02 м;

– число ходов – z = 1;

– внутренний диаметр труб – dвн = 0,016 м;

– количество труб – n = 1178.

Теперь необходимо рассчитать уточненное значение коэффициента теплопередачи (Ку). Оно необходимо для того, что бы в дальнейшем проверить, подходит ли нам выбранный из каталога теплообменник. Уточненное значение коэффициента теплопередачи можно определить по формуле:

Ку = . (6)

Здесь:

бтр и бмтр — коэффициенты теплоотдачи для трубного и межтрубного пространства теплообменника соответственно;

У — сумма коэффициентов загрязнения, зависящая от среды (справочное значение [1]).

Коэффициенты теплопроводности бтр и бмтр определяются в зависимости от режима движения потока. Режим движения определяется критерием Рейнольдса (Rei):

Rei = , (7)

где: wi — скорость движения i-го потока;

di — диаметр i-го сечения;

сi — плотность i-го потока (из справочных материалов [1]);

мi — вязкость i-го потока.

Скорость движения потока определяется по формуле:

wi = , м/с, (8)

где: Vi — объемный расход i-го потока,

Sсеч\_i — площадь сечения трубного или межтрубного пространства для соответствующего потока.

Для трубного и межтрубного пространства площадь сечения определяется по формулам (9) и (10):

Sсеч тр = ∙ n , м2, (9)

Sсеч тр = – ∙ n , м2, (10)

Sсеч тр = ∙ 1178 = 0,2367 м2,

Sсеч тр = – ∙ 1178 = 0,4151 м2.

Объемный расход i-го потока определяется следующей формулой:

Vi = , м3/с. (11)

Для горячего потока V1 = = 0,0352 м3/с,

а для холодного потока V2 = = 0,0403 м3/с.

Вязкость потока (мi) можно определить по выражению:

мi = , Па∙с (12)

Здесь:

T — средняя температура потока, К,

VISB и VISTO — параметры для расчета вязкости (справочные данные [3]).

Для горячего потока (ацетон): Т=333,92К; VISB=367,25; VISTO=209,68. Для горячего потока (дивинил): Т=303К; VISB=300,59; VISTO = 163,12.

Определим вязкости горячего и холодного потоков соответственно:

м1 = = 0,000223 Па∙с,

м2 = = 0,000141 Па∙с.

Определим скорости движения потоков для горячего и холодного соответственно:

w1 = = 0,1485 м/с,

w2 = = 0,0970 м/с.

Определим критерий Рейнольдса для горячего и холодного потоков соответственно:

Re1 = = 8418,41 (переходный режим),

Re2 = = 8541,15 (переходный режим).

При расчете коэффициентов теплопроводности потоков имеет место значение критерия Прандтля (Pri), определяемый выражением:

Pri = (13)

лi—коэффициент теплопроводности (из справочных материалов [1]), Вт/м∙К.

Определим этот критерий для обоих потоков:

Pr1 = = 3,63;

Pr2 = = 3,40.

Коэффициент теплопроводности потока для трубного пространства (бтр) при переходном режиме движения потока (1000<Rei<10000) определяется формулой:

бтр = ∙ 0,008 ∙ Rei0,9 ∙ Pri0,43 ∙ 0,25 . (14)

Выражение 0,25 как правило равно 1, поэтому обычно оно не учитывается.

Найдем значение коэффициента теплопроводности для трубного пространства:

бтр = ∙ 0,008 ∙ 8418,410,8 ∙ 3,630,43 = 415,59.

Коэффициент теплопроводности потока для межтрубного пространства (бмтр) при Rei > 1000 определяется формулой:

бмтр = ∙ 0,4 ∙ Rei0,6 ∙ Pri0,36 ∙ 0,25 ∙ 0,85. (15)

Определяем значение коэффициента (выражение 0,25 также принимаем равным 1):

бмтр = ∙ 0,4 ∙ 8541,150,6 ∙ 3,400,36 ∙ 0,85 = 663,69.

Определяем сумму коэффициентов загрязнения на стенках трубопроводов У [1], для данного процесса У = 0,0008 м2∙ОС/Вт.

Теперь можно определить уточненное значение коэффициента теплопередачи (Kу):

Ку = = 212,18.

Зная уточненное значение коэффициента теплопередачи, определяем уточненное значение площади поверхности теплообмена (Fу):

Fу = , м2, (16)

Fу = = 404 м2.

Теперь можем определить запас поверхности (Zp) теплообмена, тем самым узнать, подходит ли нам выбранный теплообменник:

Zp = ∙ 100, %, (17)

Zp = ∙ 100 = 9,03 %.

Подходящим принято считать теплообменник, имеющий запас поверхности 15—30 % [2]. Полученный запас поверхности 9,03 % недостаточен. Поэтому следует выбрать из каталога стандартных теплообменников другой теплообменник, больший по площади, и провести аналогичный расчет.

В качестве принимаемого значения коэффициента теплопередачи берем значение 212,18, т.е. уточненное значение из предыдущего расчета. Определено расчетное значение площади теплообмена:

F = , м2,

Fу = = 404 м2.

По этому значению из каталога стандартных теплообменников выбран кожухотрубчатый теплообменник, имеющий следующие параметры и их значения:

– площадь поверхности теплообмена – F = 416 м2;

– длина труб – L = 9 м;

– диаметр кожуха – Dк = 0,8 м;

– наружный диаметр труб – dн = 0,020 м;

– число ходов – z = 1;

– внутренний диаметр труб – dвн = 0,016 м;

– количество труб – n = 736.

Рассчитан уточненный коэффициент теплопередачи, Ку=284,02; запас поверхности составил 27,46 %. Это удовлетворяющий запас поверхности. Поэтому, для варианта подачи теплоносителей "горячий поток в трубное пространство, холодный поток в межтрубное пространство", наиболее удовлетворителен последний теплообменник. Расчет представлен в приложении А.

Для другого варианта подачи теплоносителей "холодный поток в трубное пространство, горячий поток в межтрубное пространство" проведен аналогичный расчет. В качестве принимаемого значения коэффициента теплопередачи взято значение 212,18, т.е. уточненное значение из первого расчета. Определено расчетное значение площади теплообмена:

F = , м2,

Fу = = 404 м2.

Из каталога теплообменников выбран стандартный кожухотрубчатый теплообменник, удовлетворяющий нашим условиям, имеющий следующие параметры и их значения:

– площадь поверхности теплообмена – F = 416 м2;

– длина труб – L = 9 м;

– диаметр кожуха – Dк = 0,8 м;

– наружный диаметр труб – dн = 0,020 м;

– число ходов – z = 1;

– внутренний диаметр труб – dвн = 0,016 м;

– количество труб – n = 736.

Рассчитан уточненный коэффициент теплопередачи, Ку=292,92; запас поверхности составил 29 %. Этот теплообменник удовлетворяет рекомендуемому запасу поверхности. Расчет представлен в приложении Б.

Мы видим, что для обоих вариантов подачи теплоносителей в теплообменник, оптимальным выбран один и тот же стандартный теплообменник, а запас поверхности отличается совсем незначительно. Поэтому, исходя из технологических соображений, для уменьшения тепловых потерь, окончательно оптимальным принимаем вариант подачи горячего теплоносителя в трубное пространство, а холодного теплоносителя в межтрубное пространство. И для выбранного теплообменника ведется дальнейший расчет экономических параметров.

Определим стоимость теплообменника (Стто):

Стто = (6 + 0,075 ∙ F) ∙ 103 , Ј, (18)

Стто = (6 + 0,075 ∙ 416) ∙ 103 = 37200 Ј.

Следует заметить, что теплообменник работает под определенным давлением, зависящим от состава и температуры потоков. Поэтому рассчитанную стоимость необходимо домножить на так называемый "Фактор удорожания" (Fудор), учитывающий давление в аппарате.

Определим максимально возможное давления в теплообменнике. Для этого используем уравнение Антуана:

Pi = , МПа, (19)

где:

Аi, Вi, Сi — значения коэффициентов уравнения Антуана для i-го вещества [1],

Ti — температура i-го вещества, К.

Через теплообменник проходят два потока, две органические жидкости: ацетон и дивинил. Давление для первого потока, ацетона:

Pацетон = = 0,222 МПа.

Давление для второго потока, дивинила:

Pдивинил = =0,557 МПа.

Из справочного материала для большего давления определяем значение фактора удорожания Fудор, оно составит 2,0.

Далее определяется стоимость аппарата с учетом фактора удорожания (Стто Fудор):

Стто Fудор = Стто ∙ Fудор А , Ј, (20)

Стто Fудор = 37200 ∙ 2,0 = 74400 Ј.

Однако, полученная стоимость теплообменника не является окончательной. Окончательная стоимость определяется с учетом так называемого "Фактора инсталляции", состоящего из ряда подфакторов, учитывающих дополнительные затраты, связанные с установкой (монтажом) аппарата, прокладки трубопроводов, приборов контроля и автоматики, электропитания, расходами на гражданское и специальное строительство, изоляцией оборудования.

Общий фактор инсталляции Fинст определяется по формуле:

Fинст = 1 + fуст + fтруб + fинстр + fэлектр + fстроит + fзданий + fизол , (21)

где:

fуст – подфактор, учитывающий дополнительные затраты при установке оборудования;

fтруб – подфактор, учитывающий дополнительные затраты при прокладке трубопроводов;

fинстр – подфактор, учитывающий дополнительные затраты на средства контроля и автоматики;

fэлектр – подфактор, учитывающий дополнительные затраты на проводку электроэнергии;

fстроит, fзданий – подфакторы, учитывающий дополнительные затраты на гражданское и специальное строительство;

fизол – подфактор, учитывающий дополнительные затраты на изоляцию оборудования;

Инсталляционные подфакторы определяются по справочным данным в зависимости от стоимости оборудования, рассчитанной с учетом фактора удорожания. Определим инсталляционные подфакторы.

Принимаем к установке оборудование, требующее ряд технологических работ по месту установки. Этому соответствует инсталляционный подфактор fуст = 0,10.

Для нашего оборудования нам необходимы средние технические и сервисные трубопроводы, чему соответствует инсталляционный подфактор fтр = 0,26.

В теплообменнике протекает процесс, в котором необходимо контролировать и регулировать заданные значения конкретных параметров. Для этого необходима автоматизация процесса. Предполагается установка приборов контроля и одного микроконтроллера для управления процессом. Имеет место подфактор fинст = 0,13.

Подфактор, учитывающий электроэнергию, инсталляционный подфактор fэлектр = 0,03., т.к. предполагается только освещение и малое потребление электроэнергии системой управления, что ничтожно мало по сравнению с освещением.

Необходимы средние строительные штатные работы (фундамент, 1-й этаж, этажерки и службы), инсталляционный подфактор fстроит = 0,10. Оборудование предполагается разместить под крышей типа ангара, инсталляционный подфактор fзданий = 0,29.

Поскольку теплообменник является термооборудованием, поэтому для снижения потерь предполагается защитная изоляция уровня выше среднего, инсталляционный подфактор fизол = 0,06.

Fинст = 1 + 0,1 + 0,26 + 0,13 + 0,03 + 0,1 + 0,29 + 0,06 = 1,97.

Теперь можно определить полную (окончательную) стоимость теплообменника, т.е. стоимость, рассчитанную с учетом фактора инсталляции (Стто полная):

Стто полная = Стто Fудор ∙ Fинст , Ј, (22)

Стто полная = 74400 ∙ 1,97 = 146568 Ј.

**Вывод**

В результате проведенной расчетно–аналитической работы из ряда типовых теплообменников выбран оптимальный с точки зрения эффективности теплопередачи теплообменник, удовлетворяющий поставленным условиям, имеющий следующие параметры и их значения:

– площадь поверхности теплообмена – F = 416 м2;

– длина труб – L = 9 м;

– диаметр кожуха – Dк = 0,8 м;

– наружный диаметр труб – dн = 0,020 м;

– число ходов – z = 1;

– внутренний диаметр труб – dвн = 0,016 м;

– количество труб – n = 736.

Коэффициент теплопередачи равен 284,02; запас поверхности составил 27,46 %. Стоимость теплообменника с учетом факторов удорожания и инсталляции составила 146568 Ј.

# Список используемых источников

1.Холодов «Математическое моделирование и оптимизация химико-технологических процессов**»** Издательство**:** ООО "Издательский дом "Профессионал", 2003 г. 480 стр**.**

2.«Математическое моделирование химико-технологических систем» Д.В. Саулин

3.www.XuMuK.ru

4.http://www.chemport.ru/

5.http://www.chmm.spb.ru/lectures.php?type=sysanalisys

**6.Закгейм А.Ю. «Введение в моделирование химико-технологических процессов» Издание 2**

**Приложение А**

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
|  | Первая жидкость | Вторая жидкость |  |  |
|  | Ацетон | Дивинил |  |  |
| Расход | 100 000,00 | 90 000,00 | кг/ч |  |
| Темпер нач | 81,84 | 10,00 | оС |  |
| Темпер кон | 40,00 | 50,00 | оС |  |
| C | 2,28 | 2,65 | кДж/(кг К) |  |
| K | 212,18 |  | Вт/(м2 °С) |  |
| Плотность с | 790,00 | 621,00 | кг/м3 |  |
| VISB | 367,25 | 300,59 |  |  |
| VISTO | 209,68 | 163,12 |  |  |
| Коэфф т/провод л | 0,14 | 0,11 | Вт/(м К) |  |
|  |  |  |  |  |
| Количество тепла 1 потока Q1 | 2 650,00 | кВт |  |
| Количество тепла 2 потока Q2 | 2 650,00 | кВт |  |
|  |  |  |  |  |
| **Противоток** |  |  |
| Дtб | 30,000 |  |  |  |
| Дtм | 31,842 |  |  |  |
| Дtб/Дtм | 0,942 |  |  |  |
| Дtср | 30,921 |  |  |  |
| F | 403,912 |  |  |  |
| **выбираем теплообменник** |  |  |  |
| F (принятая) | **416,000** | м2 | Поверх теплообмена |
| L | 9,000 | м | Длина труб |
| DК | 0,800 | м | Диаметр кожуха |
| dН | 0,020 | м | Наруж диам труб |
| z | 1,000 |  | Число ходов |
| dВН | 0,016 | м | Внутр диам труб |
| n | 736,000 |  | Число труб |
|  |  |  |  |  |
| **Горячий** поток в трубном пространстве, а **холодный** в межтрубном |  |
|  |  |  |  |  |
| Об расх V1 | 0,0352 | м3/сек |  |  |
| Об расх V2 | 0,0403 | м3/сек |  |  |
|  |  |  |  |  |
| Площ сеч труб пр-ва | 0,1479 | м2 |  |  |
| Площ сеч м/тр пр-ва | 0,2713 | м2 |  |  |
| Скорость W1 (тр) | 0,2377 | м/сек |  |  |
| Скорость W2 (м/тр) | 0,1484 | м/сек |  |  |
| Сред темп потока 1 | 60,921 | °С | 333,921 |  |
| Сред темп потока 2 | 30,000 | оС | 303,000 |  |
| Вязкость м1 | 0,000223 | Па/с |  |  |
| Вязкость м2 | 0,000141 | Па/с |  |  |
|  |  |  |  |  |
| Re1 | 13474,034 | турбулентный |  |  |
| Re2 | 13068,755 | турбулентный |  |  |
| Pr1 | 3,631945 |  |  |  |
| Pr2 | 3,397391 |  |  |  |
|  |  |  |  |  |
| б тр | 643,703 |  |  |  |
| б м/тр | 856,632 |  |  |  |
|  |  |  |  |  |
| Сумма коэфф загряз | 0,0008 |  |  |  |
|  |  |  |  |  |
| Коэфф К | 284,0203895 |  |  |  |
|  |  |  |  |  |
| Уточненная поверхность теплообмена |  |  |  |
| F уточненная | **301,746392** |  |  |  |
| Запас поверхности |  | **27,46480972** | **%** |  |
|  |  |  |  |  |

**Приложение Б**

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
|  | Первая жидкость | Вторая жидкость |  |  |
|  | Ацетон | Дивинил |  |  |
| Расход | 100 000,00 | 90 000,00 | кг/ч |  |
| Темпер нач | 81,84 | 10,00 | оС |  |
| Темпер кон | 40,00 | 50,00 | оС |  |
| C | 2,28 | 2,65 | кДж/(кг К) |  |
| K | 212,18 |  | Вт/(м2 °С) |  |
| Плотность с | 790,00 | 621,00 | кг/м3 |  |
| VISB | 367,25 | 300,59 |  |  |
| VISTO | 209,68 | 163,12 |  |  |
| Коэфф т/провод л | 0,14 | 0,11 | Вт/(м К) |  |
|  |  |  |  |  |
| Количество тепла 1 потока Q1 | 2 650,00 | кВт |  |
| Количество тепла 2 потока Q2 | 2 650,00 | кВт |  |
|  |  |  |  |  |
| **Противоток** |  |  |
| Дtб | 30,000 |  |  |  |
| Дtм | 31,842 |  |  |  |
| Дtб/Дtм | 0,942 |  |  |  |
| Дtср | 30,921 |  |  |  |
| F | 403,912 |  |  |  |
| **выбираем теплообменник** |  |  |  |
| F (принятая) | **416,000** | м2 | Поверх теплообмена |
| L | 9,000 | м | Длина труб |
| DК | 0,800 | м | Диаметр кожуха |
| dН | 0,020 | м | Наруж диам труб |
| z | 1,000 |  | Число ходов |
| dВН | 0,016 | м | Внутр диам труб |
| n | 736,000 |  | Число труб |
|  |  |  |  |  |
| **Холодный** поток в трубном пространстве, а **горячий** в межтрубном |  |
|  |  |  |  |  |
| Об расх V1 | 0,0403 | м3/сек |  |  |
| Об расх V2 | 0,0352 | м3/сек |  |  |
|  |  |  |  |  |
| Площ сеч труб пр-ва | 0,1479 | м2 |  |  |
| Площ сеч м/тр пр-ва | 0,2713 | м2 |  |  |
| Скорость W1 (тр) | 0,2722 | м/сек |  |  |
| Скорость W2 (м/тр) | 0,1296 | м/сек |  |  |
| Сред темп потока 1 | 60,921 | °С | 333,921 |  |
| Сред темп потока 2 | 30,000 | оС | 303,000 |  |
| Вязкость м1 | 0,000223 | Па/с |  |  |
| Вязкость м2 | 0,000141 | Па/с |  |  |
|  |  |  |  |  |
| Re1 труб | 19176,977 | турбулентный |  |  |
| Re2 м/тр | 9182,304 | переходный |  |  |
| Pr1 | 3,397391 |  |  |  |
| Pr2 | 3,631945 |  |  |  |
|  |  |  |  |  |
| б тр | 829,553 |  |  |  |
| б м/тр | 710,007 |  |  |  |
|  |  |  |  |  |
| Сумма коэфф загряз | 0,0008 |  |  |  |
|  |  |  |  |  |
| Коэфф К | 292,9196809 |  |  |  |
|  |  |  |  |  |
| Уточненная поверхность теплообмена |  |  |  |
| F уточненная | **292,578933** |  |  |  |
| Запас поверхности |  | **29,66852574** | **%** |  |
|  |  |  |  |  |