

Элементы теории и практики для выполнения курсового проекта по дисциплине «Процессы и аппараты химической технологии» для учебных групп ЗХТпб-01

Разработал доц. кафедры ХТ Андреев А. С. 13.01.2020 г

Классификация процессов химической технологии.

Выделяют следующие классы процессов:

1. Механические процессы.
2. Гидромеханические процессы.
3. Тепловые процессы.
4. Массообменные процессы.

Механические процессы включают в себя процессы измельчения и классификации. *Первое – это измельчение* в дробилках и мельницах разных конструкций. *Второе – это процесс разделения сыпучего материала* на фракции равного размера на ситах и решетках разной конструкции. Часто процесс классификации называют *грохочением*. На этом и закончим! Остальное самостоятельно!

Гидродинамические процессы включают:

- Перемещение жидкостей (используют насосы и компрессоры).
- Перемешивание жидкостей (используют мешалки, барбатажные аппараты и аппараты кипящего слоя).
- Разделение гетерогенных систем (осаждение и фильтрование). Используют отстойники, циклоны, сепараторы, фильтры разных конструкций.

Рассматривая гидродинамические процессы поговорим только немного о перемещении жидкостей. Остальное самостоятельно!

Вязкие жидкости

Любая реальная жидкость характеризуется вязкостью. Вязкость жидкостей – это свойство оказывать сопротивление их течению. Другими словами, при перемещении одного слоя жидкости относительно другого возникает некое сопротивление. Это сопротивление принято называть *внутренним трением*.

К параметрам, которые характеризуют внутренне трение относят динамическую и кинематическую вязкость. Динамическая вязкость – это коэффициент внутреннего трения, который определяет силу трения между слоями жидкости. Обозначение и размерность динамической вязкости:

$$[\mu] = \frac{\text{н} \cdot \text{сек}}{\text{м}^2}$$

Часто используют единицу измерения - сантипуаз (спз). $1 \text{ спз} = 10^{-3} \frac{\text{н} \cdot \text{сек}}{\text{м}^2}$

Кинематическая вязкость определяется путем деления динамической вязкости на плотность.

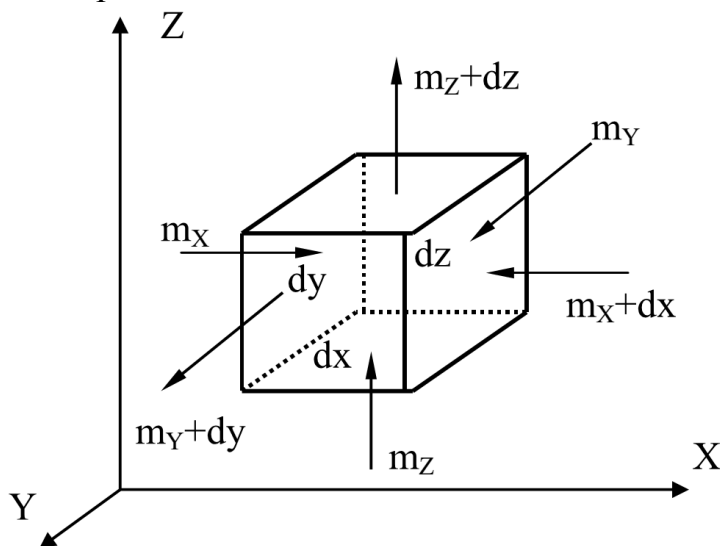
$$\text{Размерность плотности в СИ: } [\rho] = \frac{\text{кг}}{\text{м}^3},$$

$$v = \frac{\mu}{\rho}, \text{ размерность в СИ : } [v] = \frac{\text{м}^2}{\text{сек}}$$

Уравнение неразрывности движения вязкой жидкости.
(закон сохранения массы)

Рассматриваем неустановившееся движение жидкости, обладающей вязкостью. При таком движении скорость и давление в каждой точке потока меняются во времени. Условие движения жидкости без образования разрывов (пустот) характеризуется уравнением неразрывности (сплошности), которое выражает закон сохранения массы.

Для вывода уравнения выделим внутри потока элементарный параллелепипед объёмом $dV = dx \cdot dy \cdot dz$, ребра которого направлены параллельно осям координат.



Вследствие неразрывности потока весь объем выделенного параллелепипеда будет постоянно заполнен жидкостью. При этом в общем случае массы, поступающей в параллелепипед и выходящей из него будут различными, что обусловлено непостоянством скорости w и плотности ρ в объеме жидкости.

Не проводя никаких выкладок сразу приводим уравнение неразрывности потока в дифференциальной форме:

$$\frac{\partial \rho}{\partial \tau} + \frac{\partial}{\partial x}(\rho \cdot w_x) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho \cdot w_y) + \frac{\partial}{\partial z}(\rho \cdot w_z) = 0$$

Для установившегося движения закон сохранения массы имеет вид.

$$\frac{\partial}{\partial x}(\rho \cdot w_x) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho \cdot w_y) + \frac{\partial}{\partial z}(\rho \cdot w_z) = 0 \quad (1)$$

Будем рассматривать одномерное движение, т.е. движение вдоль одной оси, например, по ходу трубы.

Движение жидкости по трубам

Рассмотрим трубопровод с разными сечениями, рис.1 Для установившегося одномерного потока в трубопроводе с разными поперечными сечениями закон сохранения массы (материальный баланс) получается путем интегрирования уравнения неразрывности (1) и имеем следующий вид:

$$G = w_1 \cdot \rho_1 \cdot S_1 = w_2 \cdot \rho_2 \cdot S_2 = w_3 \cdot \rho_3 \cdot S_3,$$

где G массовый расход, $\frac{\text{кг}}{\text{сек}}$.

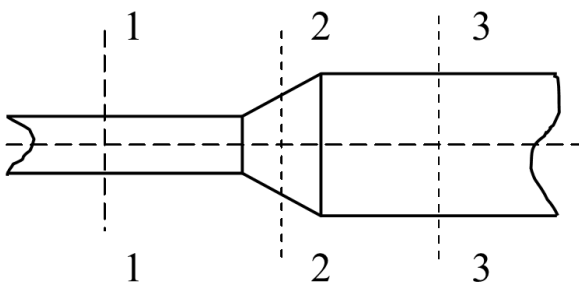


Рисунок 1. Элемент трубопровода с разными сечениями

Следует различать ламинарный и турбулентный режим движения в трубопроводах. Режимы движения жидкости определяются критерием Рейнольдса.

$$Re = \frac{w \cdot d}{\nu} = \frac{w \cdot d \cdot \mu}{\rho},$$

$Re < 2300$ - ламинарный режим;

$Re = 2300 - 4000$ - переходный режим;

$Re > 4000$ - турбулентный режим.

Гидравлические потери движущей силы (давления) в трубопроводе:

$$\Delta P = \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{w^2}{2} \cdot \rho \quad (2)$$

Коэффициент трения для ламинарного режима:

$$\lambda = \frac{64}{Re}$$

Коэффициент трения для шероховатых труб при турбулентном режиме:

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \lg \left[\frac{e}{3.7 \cdot d} + \left(\frac{6.81}{Re} \right)^{0.9} \right],$$

где d диаметр трубопровода в м; e высота выступов шероховатости, мм (справочная литература, например [2]).

Следует иметь в виду, что при подборе напора насоса дополнительно следует учесть потери на местные сопротивления. Для этого необходимо

знать сумму коэффициентов местных сопротивлений $\sum \xi$, а гидравлические потери на местные сопротивления определяться произведением $\sum \xi \cdot \frac{w^2}{2} \cdot \rho$.

В результате, гидравлические потери в трубопроводе рассчитываются по следующей формуле:

$$\Delta P_{\text{гр}} = \left(\lambda \cdot \frac{l}{d} + \sum \xi \right) \cdot \frac{w^2}{2} \cdot \rho \quad (3)$$

Уравнение энергетического баланса для трубопровода

Движущей силой процесса является разность давления на входе и выходе трубопровода:

$$\Delta P = P_{\text{вх}} - P_{\text{вых}}$$

Изменение энергии потока между входом и выходом трубопровода складываются из изменения потенциальной энергии, изменения кинетической энергии, разности энергии вталкивания потока в трубопровод и выталкивания его из трубопровода, энергии на преодоление гидравлических потерь и местных сопротивлений.

Уравнение энергетического баланса для потока массы $1 \frac{\text{кг}}{\text{сек}}$ имеет следующий вид:

$$N = g \cdot (h_{\text{вх}} - h_{\text{вых}}) + \left(\frac{w_{\text{вх}}^2}{2} - \frac{w_{\text{вых}}^2}{2} \right) + \frac{P_{\text{вх}} - P_{\text{вых}}}{\rho} + \frac{\Delta P_{\text{гр}}}{\rho}, \quad (4)$$

где $g \cdot (h_{\text{вх}} - h_{\text{вых}})$ изменение потенциальной энергии потока (g -ускорение свободного падения; $h_{\text{вх}}, h_{\text{вых}}$ - высотные отметки входа и выхода трубопровода); $\left(\frac{w_{\text{вх}}^2}{2} - \frac{w_{\text{вых}}^2}{2} \right)$ изменение кинетической энергии потока; $\frac{P_{\text{вх}} - P_{\text{вых}}}{\rho}$ разности энергий вталкивания и выталкивания потока; $\frac{\Delta P_{\text{гр}}}{\rho}$ энергия на преодоление гидравлических потерь и местных сопротивлений.

Теперь о гидродинамических процессах все. Остальное самостоятельно! Приведем только алгоритм и пример гидравлического расчета для определения мощности электродвигателя насоса для перекачки жидкости по трубопроводу заимствованный из [1].

Определение мощности двигателя для перекачки среды

Основной задачей прикладной гидравлики является определение мощности, необходимой для перемещения заданного количества текучей среды (жидкости или газа) через систему трубопроводов, которая обычно содержит не только протяженные трубопроводы, но также некоторое количество поворотов, вентилях, кранов, задвижек, возможно изменение диаметра трубопровода т.п. В общем случае в систему трубопроводов могут быть включены также разного рода аппараты.

Мощность насоса или вентилятора (N , Вт) может быть определена по формуле:

$$N = \frac{\Delta P_{\text{общ}} V_c}{\eta},$$

где: V_c - объёмный расход жидкости или газа, м³/с
 $\Delta P_{\text{общ}}$ - общее гидравлическое сопротивление, Па;
 η - коэффициент полезного действия (КПД) использования электроэнергии, являющийся произведением КПД электродвигателя, редуктора, и, собственно, насоса или вентилятора.

Приведем для справки выражения для перерасчета используемых ниже единиц измерения.

$$[\text{Н}] = \frac{\text{кг} \cdot \text{м}}{\text{сек}^2}$$

$$[\text{Па}] = \frac{\text{Н}}{\text{м}^2} = \frac{\text{кг}}{\text{сек}^2 \cdot \text{м}}$$

$$[\text{Вт}] = \frac{\text{Н} \cdot \text{м}}{\text{сек}^2} = \frac{\text{кг} \cdot \text{м}^2}{\text{сек}^3}$$

$$1 \text{ Па} = 7.5 \cdot 10^{-3} \text{ мм. рт. ст.} = 9.87 \cdot 10^{-6} \text{ атм.} = 10.2 \cdot 10^{-6} \text{ ат.}$$

Общее гидравлическое сопротивление трубопровода:

$$\Delta P_{\text{общ}} = \Delta P_{\text{ск}} + \Delta P_{\text{под}} + \Delta P_{\text{дон}} + \Delta P_{\text{тр}} + \sum \Delta P_{\text{мс}},$$

где: $\Delta P_{\text{ск}}$ - потери давления на придание потоку скорости, Па;
 $\Delta P_{\text{тр}}$ - потери давления на преодоление сопротивления трения о стенки трубопровода, Па;
 $\Delta P_{\text{мс}}$ - потери давления на преодоление местных сопротивлений (любое изменение сечения или направления потока), Па;
 $\Delta P_{\text{под}}$ - потери давления на подъём жидкости на высоту h , Па;
 $\Delta P_{\text{дон}} = P_2 - P_1$ - разность давлений в пространстве нагнетания P_2 (Па) и в пространстве всасывания P_1 (Па).

Потери давления на придание потоку скорости ($\Delta P_{\text{ск}}$):

$$\Delta P_{\text{ск}} = \frac{\rho w^2}{2},$$

Потери давления на трение в прямых трубах и каналах ($\Delta P_{\text{тр}}$):

$$\Delta P_{\text{тр}} = \lambda \frac{L}{d_s} \frac{\rho w^2}{2},$$

где: λ - коэффициент трения, зависящий от режима течения потока и шероховатости стенки трубы e , м;
 L - длина трубопровода, (м);
 $d_s = \frac{4S}{\Pi}$ - эквивалентный диаметр трубопровода (S - поперечное сечение трубопровода сечение, м² и Π - периметр трубопровода (м), с которым соприкасается вещество потока, например для круглого трубопровода

$d_э = 4 \frac{\frac{\pi}{4} d^2}{\pi d} = d$, то есть эквивалентный диаметр равен внутреннему диаметру трубы).

Площадь сечения трубы определяется классически:

$$S = \frac{\pi \cdot d^2}{4}$$

Режим движения в трубах для расчета параметра λ определяется по значению критерий Ренольдса, который определяется по формуле:

$$Re = \frac{w d_э \rho}{\mu}$$

Потеря давления на преодоление местных сопротивлений (повороты колена, расширения, сужения, диафрагмы, запорно-регулирующая температура и т.п.) рассчитываются как:

$$\Delta P_{мс} = \xi \frac{\rho w^2}{2}$$

Местные сопротивления из справочных данных, например, [2]

Затраты энергии на подъём жидкости ($\Delta P_{под}$):

$$\Delta P_{под} = \rho g h,$$

где $g = 9.81 \text{ м/с}^2$ - ускорение свободного падения; h – высота подъёма, м.

Пример

Определить (потребляемую) электрическую мощность при подаче $G = 3.6 \frac{\text{т}}{4}$ толуола при температуре 15°C на высоту 14 м в ёмкость с избыточным давлением 140 мм рт. ст. по трубопроводу $\varnothing 32 \times 1.5$ мм общей длиной 250 метров. На трубопроводе имеются: 1 задвижка, 4 внезапных поворота и 2 плавных поворота радиусом 175 мм. Коррозия труб незначительная. Итоговый коэффициент полезного действия передачи энергии от электрической сети к веществу потока составляет $\eta = 0.68$. Плотность толуола взять из справочных данных.

Решение

Объемный расход толуола.

$$V_c = \frac{G}{\rho} = \frac{3.6 \cdot 10^3}{3600 \cdot 871} = 1.15 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$$

Скорость толуола

$$w = \frac{V_c}{S} = \frac{1.15 \cdot 10^{-3}}{0.785 \cdot 0.029^2} = 1.74 \text{ м/с}$$

Потери давления на придание скорости потоку

$$\Delta P_{ск} = \frac{\rho w^2}{2} = \frac{871 \cdot 1.74^2}{2} = 1320 \text{ Па}$$

Потери давления на подъем толуола:

$$\Delta P_{\text{под}} = \rho gh = 871 \cdot 9.81 \cdot 14 = 120000 \text{ Па}$$

Потери на преодоление избыточного давления емкости

$$\Delta P_{\text{дон}} = 140 \cdot 133 = 18600 \text{ Па}$$

$$Re = \frac{wd_3\rho}{\mu} = \frac{1.74 \cdot 0.029 \cdot 871}{0.7 \cdot 10^{-3}} = 6.28 \cdot 10^4$$

Потери давления на преодоление трения в трубах. Коэффициент λ определяется исходя из режима движения в трубе.

$$\Delta P_{\text{тр}} = \lambda \frac{L}{d_3} \frac{\rho w^2}{2} = 0.034 \cdot \frac{250}{0.029} \cdot \frac{871 \cdot 1.74^2}{2} = 386000 \text{ Па}$$

Потери давления на местные сопротивления (коэффициенты местных сопротивлений выбираются из справочных таблиц.

$$\Delta P_{\text{мс}} = \sum \xi \frac{\rho w^2}{2} = (1 \cdot 0.5 + 4 \cdot 1.8 + 2 \cdot 0.9) \cdot \frac{871 \cdot 1.74^2}{2} = 12500 \text{ Па}$$

Общие потери энергии на перемещение толуола.

$$\sum \Delta P = \Delta P_{\text{ск}} + \Delta P_{\text{под}} + \Delta P_{\text{дон}} + \Delta P_{\text{тр}} + \Delta P_{\text{мс}} = 538000 \text{ Па}.$$

Мощность насоса

$$N = \frac{\Delta P_{\text{общ}} V_c}{\eta} = \frac{538000 \cdot 1.15 \cdot 10^{-3}}{0.68} = 909 \text{ Вт}.$$

Литература.

1. О.П. Банных и др. Расчеты основных процессов и аппаратов химической технологии. – СПб: Университет ИТМО, 2017 г.
2. К.Ф. Павлов, П.Г. Романков и др. Примеры и задачи по курсу процессов и аппаратов химической технологии. М.: ООО ТИД «Альянс», 2005. – 576 с.

Теплопередача в химической аппаратуре

Теплопередачей называют перенос тепловой энергии из одной точки пространства в другую. Движущей силой является разность температур между точками пространства $\Delta T = T_2 - T_1$. К Процессы переноса тепла в зависимости от их механизма делят на:

- Процессы передачи тепла теплопроводностью (кондукцией),
- Процессы передачи тепла конвекцией,
- Процессы передачи тепла излучением.

Процесс теплопередачи теплопроводностью

Теплопроводность характерна для неподвижных жидкостей и твердых тел. Процесс подчиняется уравнению Фурье:

$$dQ = -\lambda \cdot \frac{dT}{dn} \cdot dF \cdot d\tau \quad (1)$$

Количество тепла dQ , переданное теплопроводностью, пропорционально градиенту температуры $\frac{dT}{dn}$, площади сечения dF , перпендикулярной

направлению теплового потока и времени dt . Коэффициентом пропорциональности выступает коэффициент теплопроводности λ .

$$[\lambda] = \frac{\text{Вт}}{(\text{м} \cdot \text{град.})} = \frac{\text{Дж}}{(\text{м} \cdot \text{сек} \cdot \text{град.})}.$$

$$[Q] = \text{Вт} \cdot \text{сек} = \text{Дж}$$

Уравнение теплопроводности

Распределение температур внутри теплопередающей объемной среды определяется уравнением теплопроводности:

$$\frac{\partial T}{\partial \tau} = \frac{\lambda}{c \cdot \rho} \cdot \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right)$$

На лабораторной работе приведем пример использования этого уравнения!

Формализованная модель кинетики теплопередачи

Скорость процесса прямо пропорциональна движущей силе и обратно пропорциональна сопротивлению. По существу, мы ввели в рассмотрение формализованную (обобщенную) математическую модель кинетики химико-технологических процессов.

Для процесса переноса тепла формализованная модель кинетики имеет вид:

$$\frac{dQ}{F \cdot d\tau} = \frac{\Delta T}{R_T} = K \cdot \Delta T \quad (*)$$

Скорость – это количество тепла, переданное через единицу поверхности в единицу времени $\frac{dQ}{F \cdot d\tau}$, K – это коэффициент теплопередачи, являющийся величиной, обратной термическому сопротивлению, т.е. сопротивлению процессу передачи тепла, R_T , ΔT – это средняя разность температур между двумя средами, имеющими общую теплообменную поверхность F .

Для увеличения скорости протекания процесса необходимо увеличить движущую силу и уменьшить сопротивление. Понятие движущей силы является основным при рассмотрении любого процесса. Она представляет собой некоторую разницу потенциалов, характерную для каждого вида процессов.

Модель коэффициента теплопередачи при кондукции.

Для установившегося процесса теплопередачи между двумя теплопроводными средами с разными температурными потенциалами и имеющих общую поверхность теплообмена F модель теплопередачи примет вид:

$$Q = K \cdot \Delta T \cdot F \quad (2)$$

Имеем стенку толщиной δ . С одной стороны среда с температурой T_1 , с другой – с температурой T_2 , $T_1 > T_2$. Термическое сопротивление стенки определяется выражением:

$$R_T = \frac{\delta}{\lambda}.$$

Соответственно коэффициент теплопередачи равен:

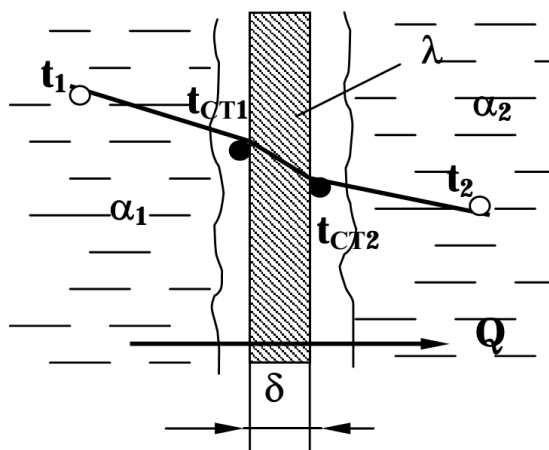
$$K = \frac{1}{R_T} = \frac{\lambda}{\delta}.$$

Если стенка многослойная, то суммарное термическое сопротивление

$$R_T = \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i}.$$

Процесс теплопередачи конвекцией

Конвекцией называют процесс переноса тепла путем направленного движения и перемешивания макроскопических объемов газа или жидкости при наличии теплообменной поверхности (стенки).



При представлении конвективного теплообмена предполагают наличие пограничного слоя между жидкостью (газом) и стенкой. В пределах пограничного слоя тепло распространяется путем теплопроводности (кондукцией), а в остальной части среды (ядре) путем конвекции. Обычно все это вместе *называют теплоотдачей*.

Математически процесс теплоотдачи описывают законом Ньютона:

$$dQ = \alpha \cdot (t_{CT} - t_{ж}) \cdot dF \cdot dt \quad (3)$$

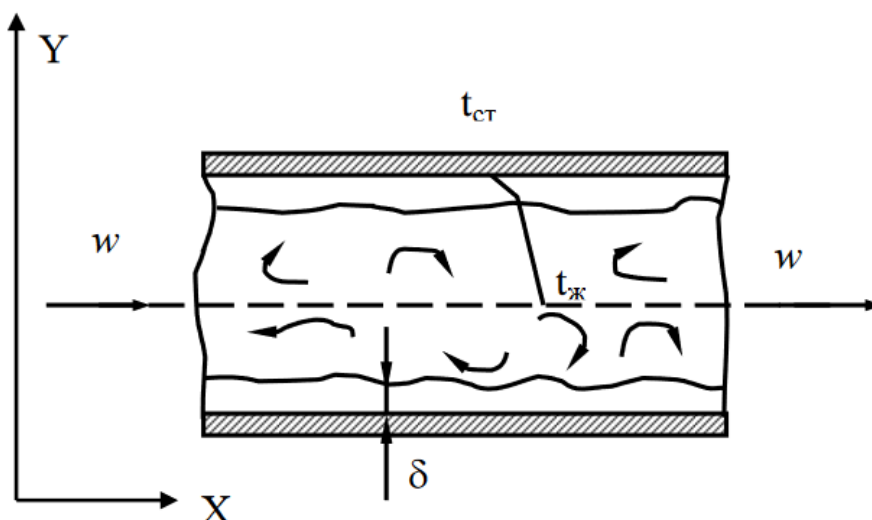
Количество тепла dQ , переданное от теплообменной поверхности (стенки) к окружающей среде (или наоборот), пропорционально движущей силе $\Delta t = (t_{CT} - t)$, поверхности теплообмена dF , перпендикулярной направлению теплового потока и времени dt , течение которого осуществляется тепло отдачи. Коэффициентом пропорциональности выступает коэффициент теплоотдачи:

$$[\alpha] = \frac{\text{Вт}}{(\text{м}^2 \cdot \text{град.})} = \frac{\text{Дж}}{(\text{м}^2 \cdot \text{сек} \cdot \text{град.})}.$$

Обратим внимание на то, что аналитический вид закона Ньютона фактически ничем не отличается от закон кондуктивной теплопередачи Фурье:

$$dQ = K \cdot \Delta T \cdot dF \cdot dt.$$

Если, труба с движущимся теплоносителем находится в среде другого движущегося теплоносителя, то процесс теплоотдачи имеет место с двух сторон. В этом случае говорят о сложном процессе теплопередачи между теплоносителями, разделенными теплопроводной стенкой. С наружных сторон стенки теплообмен осуществляется конвекцией, а внутри стенки теплопроводностью.



Обратим внимание на то, что решении задач теплообмена между теплоносителями *всегда надо помнить о тепловом балансе*. Так при установившемся процессе теплопередачи за одно и тоже время количество тепла, переданное горячим теплоносителем точно равно количеству тепла, принятому через стенку холодным теплоносителем.

Процесс теплопередачи излучением

Из-за нехватки времени Вам придется изучить этот раздел самостоятельно!

Теплообменные аппараты в химической технологии

Теплообменные аппараты относятся к наиболее распространённым элементами различных энергетических и технологических установок. Например, в нефтеперерабатывающей промышленности стоимость теплообменных аппаратов составляет около 50% стоимости всего оборудования. По конструктивным особенностям теплообменные аппараты, включаемые в химические производства, могут сильно отличаться, но предназначение их в технологическом процессе остается неизменным.

Важное место среди теплообменных аппаратов химической технологии занимают кожухотрубчатые теплообменники. Конструктивные элементы кожухотрубчатого теплообменник представлены на рис.1,2. Для минимизации объема, в котором размещается теплообменная поверхность их делают многоходовыми, рис.2

Движение теплоносителей относительно друг друга представлено на рис.3. Оно может быть:

- прямоточным,
- противоточным.

Возможно и комбинированное движение теплоносителей, которое из-за нехватки времени мы не затрагиваем. *Следует обратить внимание* на установку теплообменников при монтаже. Горячая (охлаждаемая) жидкость должна опускаться (подача сверху), а холодная - подниматься. В этом случае принудительное движение совпадает с естественным.

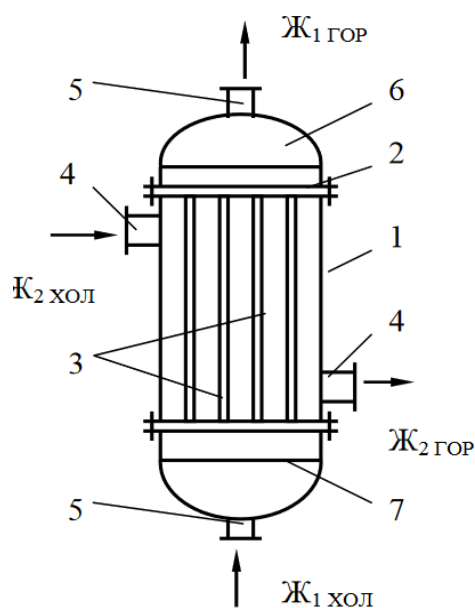


Рисунок 1. Кожухотрубный теплообменник.

1 – корпус; 2 – трубная решетка; 3 – греющие трубы; 4 – патрубки для межтрубного теплоносителя; 5 - патрубки для теплоносителя в трубах; 6 – крышка; 7 – днище.

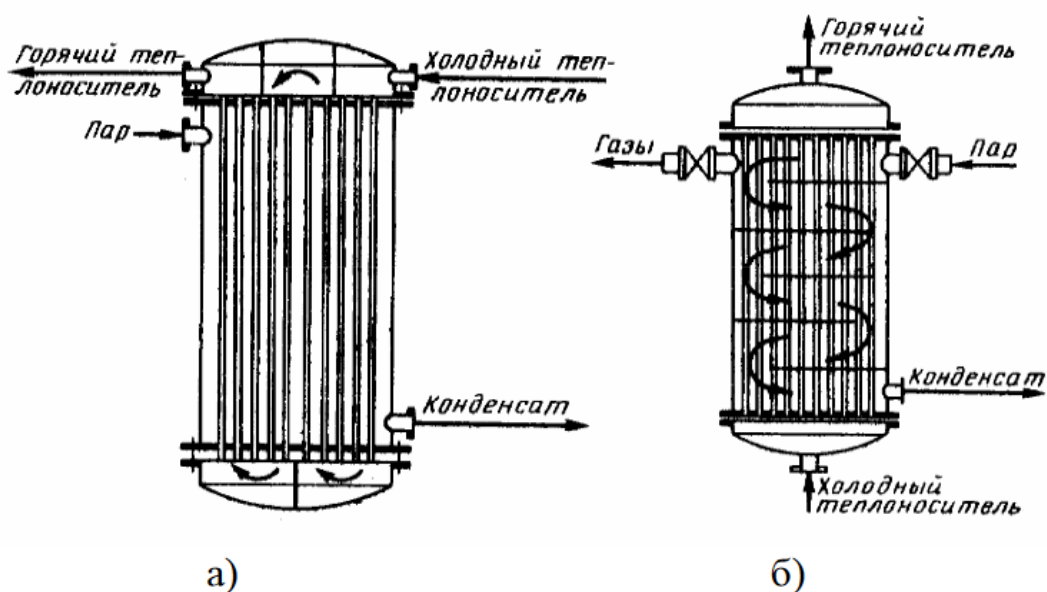


Рисунок 2. Схема многоходового теплообменника; а) по трубному пространству; б) по межтрубному пространству.

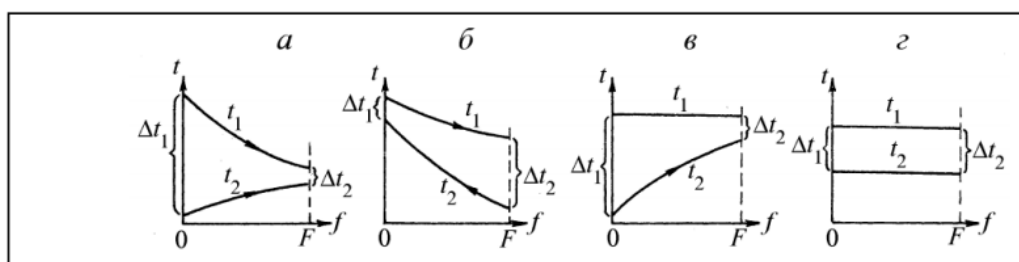


Рисунок 3 Изменение температур теплоносителей t_1, t_2 по ходу поверхности теплопередачи f , а - прямоток; б – противоток; в – конденсация (t_1) и нагрев (t_2); г - конденсация (t_1) и кипение (t_2).

Химик-технолог должен уметь количественно оценивать процессы, происходящие в теплообменниках и их конструктивные особенности. При этом необходимо применять метод математическое моделирование и использовать компьютерные технологии.

Математическое описание процесса в теплообменном аппарате должно характеризовать изменение температуры теплоносителей во времени, вследствие теплообмена при движении теплоносителей относительно друг друга.

В общем случае процесс в теплообменнике, как уже отмечалось - это сложный процесс теплопередачи между теплоносителями, разделенными теплопроводной стенкой. С наружных сторон стенки теплообмен осуществляется конвекцией, а внутри стенки теплопроводностью.

Математическое описание такого комбинированного процесса сводят к виду подобному тому, который мы рассмотрели ранее для многослойной стенки:

$$Q = K \cdot \Delta T \cdot F.$$

При этом должны учитываться термические сопротивления процессу теплопередачи не только внутри слоев стенки, но и дополнительно на двух границах раздела. Так для теплоносителя протекающего внутри трубы с толщиной стенки δ и теплоносителя, омывающего трубу, коэффициент теплопередачи определится по формуле:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}}.$$

Движущей силой процесса является разность температур между «горячим» T и «холодным» t теплоносителем:

$$\Delta T = T - t$$

Следует иметь в виду, что при расчете под толщиной стенки понимается не только толщина трубы по ГОСТу, но и толщина твердых загрязнений

(отложений) на ее поверхности $\sum \delta_{\text{зг}}$, которые очень сильно влияют на теплопередачу в теплообменниках.

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{\delta_{\text{зг}}}{\lambda_{\text{зг}}} + \frac{1}{\alpha_2}}.$$

Обычно задаются *справочными значениями* термических загрязнений:

$$R_{\text{з}} = \frac{\delta_{\text{зг}}}{\lambda_{\text{зг}}}.$$

Учитываются загрязнения как с внешней, так с внутренней стороны труб. В итоге расчетная формула для коэффициента теплопередачи теплообменника имеет вид:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + R_{\text{з1}} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2} + R_{\text{з2}}}.$$

Напомним единицы изменения величин.

$$[R] = \frac{\text{м}^2 \cdot \text{град}}{\text{Вт}}; [\alpha] = \frac{\text{Вт}}{(\text{м}^2 \cdot \text{град})}; [K] = \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{град}}$$

Для оценки и количественного определения коэффициентов теплопередачи в рассмотрение вводят специальные безразмерные критерии, о которых речь пойдет ниже.

Критериальные уравнения для определения коэффициента теплоотдачи

Коэффициент теплоотдачи определяют из критерия Нуссельта:

$$Nu = \frac{\alpha \cdot l}{\lambda},$$

где l линейный размер, λ коэффициент теплопроводности жидкости.

Рассматриваемый критерий является безразмерным и определяет интенсивность теплообмена. Значение критерия Нуссельта, а, следовательно, и коэффициента теплоотдачи зависит от режима движения жидкости и ее физических свойств.

Помним, что режим движения среды определяется критерием Рейнольдса. В случае движения в трубе диаметром d

$$Re = \frac{w \cdot d}{\nu} = \frac{w \cdot d \cdot \mu}{\rho}$$

Для учета физических свойств жидкости в рассмотрение вводят критерий физических свойств, который называют критерием Прандтля:

$$Pr = \frac{\mu \cdot c}{\lambda}.$$

Очевидно, что для определения Nu необходимо иметь некое критериальное уравнение вида:

$$Nu = f(Re, Pr)$$

В справочной литературе имеется большое количество критериальных уравнений разных авторов. Для расчета в курсовом проекте следует использовать зависимости, рекомендованные Всесоюзным институтом ВНИИНЕФТЕМАШ, опробованные еще в СССР при проектировании и эксплуатации кожухотрубчатых теплообменников.

1. Трубное пространство теплообменников.

Ламинарное движение $Re < 2000$

$$Nu = \frac{\alpha_T \cdot d_T}{\lambda_T} = 1.55 \cdot \left(Re \cdot Pr \cdot \frac{d_T}{l} \right)^{0.33} \cdot \left(\frac{\mu_T}{\mu_c} \right)^{0.14};$$

где l и d_T длина и внутренний диаметр трубы;

$\left(\frac{\mu_T}{\mu_c} \right)^{0.14}$ – поправка на изменение теплофизических свойств при

отличающихся средних температур потока и средней температуры стенки.

Переходный режим $2300 < Re < 7000$

$$Nu = \frac{\alpha_T \cdot d_T}{\lambda_T} = 0.008 \cdot Re^{0.9} \cdot Pr^{0.42}$$

Турбулентный режим $Re > 10000$

$$Nu = \frac{\alpha_T \cdot d_T}{\lambda_T} = 0.021 \cdot Re^{0.8} \cdot Pr^{0.43} \cdot \left(\frac{Pr_T}{Pr_c} \right)^{0.25}.$$

Обратите внимание на то, что индекс «Т» в формулах указывает на отнесение теплофизических свойств теплоносителя, протекающего в трубе к его средней температуре. Индекс «с» в формулах указывает на отнесение теплофизических свойств теплоносителя, протекающего в трубе к средней температуре стенки.

2. Межтрубное пространство теплообменников

Коэффициенты теплоотдачи в межтрубном пространстве сильно зависят от конструкции аппарата, зазоров между корпусом и перегородками, и другими факторами. Поэтому в курсовом проекте рекомендуется использовать зависимости, которые получены на стендовых установках заводов изготовителей СССР.

Для $Re < 400$

$$Nu = \frac{\alpha_M \cdot d_M}{\lambda_M} = C \cdot (Re)^{0.4} (Pr)^{0.33} \cdot \left(\frac{\mu_M}{\mu_c} \right)^{0.14}$$

Ориентировочные значения коэффициента C в зависимости от внешнего диаметра труб:

$$d_M = 0.02 \text{ м, } C = 0.62; \quad d_M = 0.025 \text{ м, } C = 0.66;$$

Для $Re > 400$

$$Nu = \frac{\alpha_M \cdot d_M}{\lambda_M} = C \cdot (Re)^{0.6} (Pr)^{0.33} \cdot \left(\frac{\mu_M}{\mu_c} \right)^{0.14}$$

Ориентировочные значения коэффициента C в зависимости от внешнего диаметра труб:

$$d_M = 0.02 \text{ м, } C = 0.21; \quad d_M = 0.025 \text{ м, } C = 0.22;$$

$$Re = \frac{w_M \cdot d_M}{\nu_M},$$

$$Pr = \frac{\mu_m \cdot c_m}{\lambda_m}.$$

Индекс «м» в формулах указывает на отнесение теплофизических свойств теплоносителя, протекающего снаружи теплообменных труб к его средней температуре. Индекс «с» в формулах указывает на отнесение теплофизических свойств теплоносителя, протекающего снаружи теплообменных труб к средней температуре теплообменной поверхности.

Обычно при практических расчетах теплообменная поверхность определяется по наружному диаметру теплообменных труб. Поэтому коэффициент теплопередачи также относят к наружному диаметру теплообменной трубы. Для практических расчетов коэффициента теплопередачи в курсовой работе рекомендуется использовать следующую формулу:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_n} + R_{zn} + \frac{\delta}{\lambda} \cdot \frac{d_n}{0.5 \cdot (d_n + d_v)} + \frac{1}{\alpha_v} \cdot \frac{d_n}{d_v} + R_{z2} \cdot \frac{d_n}{d_v}}$$

Для ориентировочных расчетов со стороны обычной оборотной воды термические загрязнения можно принимать порядка $0.0006 \frac{\text{м}^2 \cdot \text{град}}{\text{Вт}}$ при температуре до 100 С и порядка $0.001 \frac{\text{м}^2 \cdot \text{град}}{\text{Вт}}$ при температуре более 100 С. Для специально подготовленной воды принимаемые значения термических загрязнений следует уменьшить в два раза, 0.0003 и $0.0005 \frac{\text{м}^2 \cdot \text{град}}{\text{Вт}}$ соответственно в зависимости от температуры теплоносителя.

Термические загрязнения со стороны органических теплоносителей можно принимать $0.0002 \frac{\text{м}^2 \cdot \text{град}}{\text{Вт}}$.

Для сведения скажем, что при практическом расчете конкретных аппаратов могут быть использованы экспериментальные значения коэффициента теплопередачи K . В справочной литературе обычно отражены их значения в виде диапазона. В курсовом проекте необходимо рассчитать коэффициенты теплопередачи с использованием критериальных уравнений и сравнить полученные результаты со справочными значениями, если они имеются.

Приведем для справки ориентировочные значения коэффициентов теплопередачи для некоторых сред, таб.1, а также рекомендуемые скорости теплоносителей в зависимости от их вязкости, таб.2.

Таблица 1.

Теплоноситель	$K, \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{град}}$
Воздух - воздух	5 - 25
Воздух - вода	10 - 40

Воздух – конденсирующийся пар	15 - 50
Вода – вода (сильно зависит от степени турбулентности)	150 - 1000
Вода – конденсирующийся пар	1000 - 2000
Конденсирующийся пар – кипящая вода	1500 - 3000
Конденсирующийся пар - масло	300 - 500

Таблица 2.

Динамическая вязкость	μ	$\frac{\text{Н} \cdot \text{сек}}{\text{м}^2}$	1.5	0.5-1	0.1-0.5	0.035-0.1	0.001-0.035	0.001
Линейная скорость	w	$\frac{\text{м}}{\text{сек}}$	0.6	0.75	0.85	1.5	1.8	2.4

Формализованные модели кожухотрубных теплообменников.

Отметим сразу, что при описании потоков теплоносителей их характеризуют площадью поперечного сечения F , массовым расходом G , теплоемкостью c и температурой T . Эти параметры можно назвать *обобщенными определяющими параметрами потоков теплоносителя*.

Модель теплообменника включает в себя модель горячего теплоносителя и модель холодного теплоносителя. Формализованной (обобщенной) моделью для любого из теплоносителей является уравнение теплообмена:

$$Q_T = K \cdot \Delta T \cdot F$$

Для удобства изложения условимся, температуру теплоносителя в трубах обозначать буквой T , а температуру теплоносителя в межтрубном пространстве буквой t . Соответственно T', T'' - температуры теплоносителя, протекающего по трубам, на входе и выходе теплообменника, а t', t'' - температуры теплоносителя, протекающего в межтрубном пространстве на входе и выходе теплообменника.

Пусть по трубам протекает горячий теплоноситель! Запишем формализованную модель теплообменника в дифференциальной форме, учитывая, что тепло, отдаваемое горячим теплоносителем, имеет знак «-», а тепло принимаемое холодным теплоносителем имеет знак «+»:

$$dQ_T = -K \cdot \Delta T \cdot dF$$

$$dQ_X = K \cdot \Delta T \cdot dF$$

С другой стороны, количество тепла, которым обмениваются потоки определяется их расходом, теплоемкостью и разностью температур холодного теплоносителя:

$$dQ = G \cdot c \cdot dT$$

В результате модель теплообменника представляется системой уравнений:

$G_T \cdot c_T \cdot dT = -K \cdot \Delta T \cdot dF,$ $G_{MT} \cdot c_{MT} \cdot dt = K \cdot \Delta T \cdot dF,$ $\Delta T = T - t,$	(1)
--	-----

где T, t – текущая температура горячего и холодного теплоносителя в произвольном сечении теплообменника; ΔT – текущий перепад температур в сечениях теплообменника; dF – элементарная поверхность теплообмена.

Обращаем внимание на то, что движущая сила процесса ΔT определяется разностью температур между температурой горячего теплоносителя и температурой холодного теплоносителя, т.е. *положительной разностью температур*.

Рассмотрим тепловой баланс теплообменника на интегральном уровне:

$$Q_G = Q_X$$

$$Q_G = G_T \cdot c_T \cdot (T' - T'')$$

$$Q_X = G_{MT} \cdot c_{MT} \cdot (t'' - t')$$

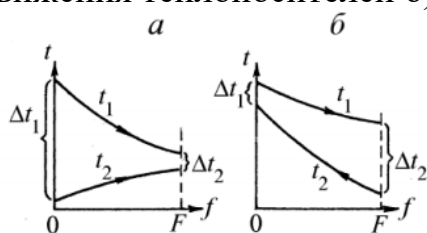
При моделировании теплообменников удобно ввести в рассмотрение безразмерный параметр, который *называют отношением тепловых эквивалентов* горячего и холодного теплоносителей W .

$$W = \frac{G_T \cdot c_T}{G_{MT} \cdot c_{MT}} = \frac{t'' - t'}{T' - T''} \quad (*)$$

Обычно входные и выходные температуры потоков принимаются априори и количественное значение W выступает в роли исходных данных.

Определенное по уравнению (*) отношение отражает тепловой баланс теплообменника в целом (т.е. на выходе теплообменника). Очевидно тепловой баланс должен сохраняться для любого текущего сечения теплообменника.

Как уже отмечалось, возможен прямоточный, а) и противоточный режим движения теплоносителей б):



Для прямоточного движения теплоносителей в принятых ранее обозначениях температур отношение тепловых эквивалентов имеет вид:

$$W = \frac{G_T \cdot c_T}{G_{MT} \cdot c_{MT}} = \frac{t - t'}{T' - T}$$

Из этого соотношения устанавливается текущая связь между температурами горячего и холодного теплоносителей.

$$t = t' + W \cdot (T' - T)$$

$$T = T' - \frac{t - t'}{W}$$

Аналогично для противоточного движения теплоносителей:

$$W = \frac{G_T \cdot c_T}{G_{MT} \cdot c_{MT}} = \frac{t'' - t}{T' - T}$$

$$t = t'' - W \cdot (T' - T)$$

$$T = T' - \frac{t'' - t}{W}$$

Конкретизируем модели (1). Предполагаем условно, что толщина трубы исчезающе мала и ее внутренний диаметр равен d . Тогда дифференциал поверхности трубы можно представить:

$$dF = \pi \cdot d \cdot dl$$

Имея в виду, что дифференциал длины трубы выражается через скорость и время:

$$dl = w_T \cdot d\tau,$$

получим окончательное выражение для дифференциала поверхности:

$$dF = \pi \cdot d \cdot w_T \cdot d\tau.$$

Теперь систему (1) можно переписать в следующем виде:

$$G_T \cdot c_T \cdot \frac{dT}{d\tau} = -K \cdot (T - t) \cdot \pi \cdot d \cdot w_T$$

$$G_{MT} \cdot c_{MT} \cdot \frac{dt}{d\tau} = K \cdot (T - t) \cdot \pi \cdot d \cdot w_{MT}$$

$$\Delta T = T - t,$$

Обратим внимание на то, что диаметр d и скорость w_T являются параметрами зависимыми. Кроме того диаметр труб зависит от их числа n в секциях, из которых компонуется теплообменник. Поэтому для расчета диаметра труб используют известный общий массовый расход теплоносителя в трубах теплообменника G_{ST} .

$$G_{ST} = n \cdot w_T \cdot \rho_T \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4} \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Отсюда определится требуемый диаметр труб:

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot G_{ST}}{n \cdot \pi \cdot w_T \cdot \rho_T}}$$

$[\rho_T] = \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$ - плотность теплоносителя в трубе.

Формализованные модели кожухотрубных теплообменников

•Прямоточное движение теплоносителей

$d = \sqrt{\frac{4 \cdot G_{ST}}{n \cdot \pi \cdot w_T \cdot \rho_T}}$ $G_T = \frac{G_{ST}}{n}$ $W = \frac{t'' - t'}{T' - T''}$ $G_{MT.} = \frac{G_{ST} \cdot c_T}{W \cdot c_{MT.}}$ $\frac{G_T \cdot c_T}{\pi \cdot d \cdot w_T} \cdot \frac{dT}{d\tau} + K \cdot (1 + W) \cdot T = K \cdot x(\tau)$ $\frac{G_T \cdot c_T}{\pi \cdot d \cdot w_T} \cdot \frac{dt}{d\tau} + K \cdot (1 + W) \cdot t = K \cdot x(\tau)$ $x(\tau) = (t' + W \cdot T')$ $\Delta T = T - t$	(I)
---	-----

•Противоточное движение теплоносителей

$d = \sqrt{\frac{4 \cdot G_{СТ}}{n \cdot \pi \cdot w_T \cdot \rho_T}}$ $G_T = \frac{G_{СТ}}{n}$ $W = \frac{t'' - t'}{T' - T''}$ $G_{МТ.} = \frac{G_{СТ} \cdot c_T}{W \cdot c_{МТ.}}$ $\frac{G_T \cdot c_T}{\pi \cdot d \cdot w_T} \cdot \frac{dT}{d\tau} + K \cdot (1 - W) \cdot T = K \cdot x(\tau)$ $\frac{G_T \cdot c_T}{\pi \cdot d \cdot w_T} \cdot \frac{dt}{d\tau} + K \cdot (1 - W) \cdot t = K \cdot x(\tau)$ $x(\tau) = (t'' - W \cdot T')$ $\Delta T = T - t$	(II)
--	------

Динамические модели теплообменников

При моделировании теплообменника потоки теплоносителей, разделенные теплообменной поверхностью, *представляется динамическими элементами*. Любой динамический элемент в свою очередь математически представляется дифференциальным уравнением, которое описывает изменение температуры теплоносителей от времени пребывания в аппарате. Эти уравнения для горячего и холодного теплоносителя имеют идентичный вид:

$a_1 \cdot \frac{dT}{d\tau} + a_0 \cdot T = b_0 \cdot x(\tau)$ $a_1 \cdot \frac{dt}{d\tau} + a_0 \cdot t = b_0 \cdot x(\tau)$	(2)
---	-----

где a_0, a_1, b_0 коэффициенты уравнения, функция $x(\tau)$ описывает вход теплообменника с учетом горячего и холодного потоков. Коэффициенты учитывают конкретные особенности теплоносителей и конструктивные параметры теплообменника. Если коэффициенты не зависят от температуры, то уравнение является линейным. Функция $x(\tau)$ это элемент неоднородности, т.е. она делает дифференциальное уравнение неоднородным.

Обычно коэффициенты нормируют и уравнения записывают в виде:

$\frac{dT}{d\tau} + \frac{a_0}{a_1} \cdot T = \frac{b_0}{a_1} \cdot x(\tau)$ $\frac{dt}{d\tau} + \frac{a_0}{a_1} \cdot t = \frac{a_0}{a_1} \cdot x(\tau)$	(3)
---	-------

Рассматривая модели (I) и (II) и дифференциальные уравнения (2) введем обозначения:

Для системы с прямотоком

$$a_1 = 1; \quad a_0 = \frac{K \cdot (1+W)}{\frac{G_T \cdot c_T}{\pi \cdot d \cdot w_T}}; \quad b_0 = \frac{K}{\frac{G_T \cdot c_T}{\pi \cdot d \cdot w_T}}; \quad x(\tau) = (t' + W \cdot T').$$

Для системы с противотоком

$$a_1 = 1; \quad a_0 = \frac{K \cdot (1-W)}{\frac{G_T \cdot c_T}{\pi \cdot d \cdot w_T}}; \quad b_0 = \frac{K}{\frac{G_T \cdot c_T}{\pi \cdot d \cdot w_T}}; \quad x(\tau) = (t'' - W \cdot T').$$

Следует обратить внимание.

В случае прямотока при решении дифференциального уравнения для потока в трубе начальная температура принимается равной его температуре на входе теплообменника T' ! При решении дифференциального уравнения для потока в межтрубном пространстве начальная температура принимается равной его температуре на входе в теплообменник t' !

В случае противотока при решении дифференциального уравнения для потока в трубе начальная температура принимается равной его температуре на входе теплообменника T' ! При решении дифференциального уравнения для потока в межтрубном пространстве начальная температура принимается равной его температуре на выходе из теплообменника t'' !

Тема курсового проекта: «*Моделирование и оптимизация процесса в технологическом кожухотрубном теплообменнике и выбор его основных конструктивных параметров*».

Рекомендации по выполнению курсового проекта

Не смотря на большое разнообразие специфики применения теплообменников в химической технологии существует общий подход к их проектированию. Прежде всего следует определиться с конструкционными материалами. Выбор конструкционных материалов производится с учетом требуемой химической стойкости и прочности при заданных рабочих параметрах (температура и давление). Кроме того, при проектировании теплообменной аппаратуры необходимо руководствоваться действующими государственными и отраслевыми ГОСТами, которые определяют габаритные характеристики, а также параметры, размеры и компоновку используемых труб.

Важно определиться, какой теплоноситель пропускать по трубам, а какой в межтрубном пространстве. В общем случае в межтрубном пространстве следует пропускать более вязкий теплоноситель. Однако, если вязкий теплоноситель вызывает интенсивную коррозию или вызывает сильный загрязняющий эффект, то его следует пропускать в трубное пространство. При этом облегчается периодическая чистка теплообменника. Следует обратить внимание на то, что из соображения периодической чистки в этом случае *применение U-образных труб не допускают*.

Поток, имеющий повышенное рабочее давление, также целесообразно пропускать в трубное пространство. При этом выполняется общий принцип конструирования: *нагружать более высоким давлением детали меньшего размера*.

При выборе схемы потоков *предпочтение отдается противоток*, который обеспечивает большую среднюю движущую силу и при этом температурный напор по ходу теплоносителей меняется относительно равномерно. При прямотоке имеет место быстрое изменение температурного напора на начальном участке, а затем интенсивность процесса быстро снижается. Поэтому *прямоток применяют тогда*, когда надо быстро изменить температуру и при этом обеспечиваются требуемые температуры теплоносителей на выходе теплообменника.

Следует подчеркнуть, что при прямотоке температура нагреваемого теплоносителя не может превышать температуру греющего теплоносителя в любом сечении теплообменника. Поэтому, если требуется чтобы конечная температура греющего теплоносителя была меньше конечной температуры нагреваемого теплоносителя, необходимо применять *только противоток*.

Выбор скорости потоков связана с обеспечением приемлемых коэффициентов теплоотдачи. Практика показывает, что достаточные коэффициенты теплоотдачи можно получить при скоростях для жидкостей

$w \leq 1.5$ м/с и для газов $w = 8 \div 30$ м/с. Дальнейшее увеличение скорости потоков позволяет увеличивать коэффициенты теплоотдачи пропорционально скорости в степени 0.6. Однако при этом гидравлические потери растут пропорционально квадрату скорости (примерно в три раза быстрее).

Кроме того, для оптимизации скорости необходимо специально исследовать путем расчета составные элементы коэффициент теплопередачи. При этом выясняется какая стадия процесса является лимитирующей: теплоотдача со стороны трубного пространства, теплоотдача со стороны межтрубного пространства, или теплопередача через термические загрязнения. Возможна ситуация, когда коэффициент теплопередачи лимитируется только термическими загрязнениями. В этом случае увеличение скорости потоков практически не приводит к интенсификации теплообмена, а лишь увеличивает затраты энергии на прокачку теплоносителей.

Следует обратить внимание на то, что массовые расходы теплоносителей определяются тепловым балансом теплообменника и меняться не могут. Поэтому варьировать скоростью потоков можно только меняя их сечения. Так для трубного пространства, если требуется увеличить диаметр используемых в теплообменнике труб, то необходимо уменьшить задаваемую скорость теплоносителя в них и наоборот, если требуется увеличить скорость теплоносителя в трубах, следует уменьшить их диаметр.

Таким образом при выполнении курсового проекта студентам необходимо на основе моделирования теплообменника провести оптимизацию скоростей потоков и площадей их сечения, обеспечивая при этом соответствие выбранных труб их стандартному сортаменту.

Для автоматизации моделирования следует использовать отечественную среду динамического моделирования технических систем SimInTech, с которой студенты познакомились на практических и лабораторных работах.

Рекомендации по компоновке кожухотрубчатого теплообменника

Структурным элементом теплообменника является секция из которых и компонуется теплообменник. Число секций может быть от 1 до N . Секция характеризуется длиной L и числом труб n . Скомпонованные секции заключаются в кожух. Простейшим с точки зрения компоновки является U – образный теплообменник, собранный из последовательности секций. Если секция включает только одну трубу, то такой теплообменник принято называть теплообменником «труба в трубе».

Из соображения периодической чистки теплообменников применение U -образных компоновок допускают только для незагрязняющихся теплообменников. Обычно применяют более сложные компоновки, которые называют многоходовыми. При этом каждая секция рассматривается как ход.

Так, например, если $N = 4$, то теплообменник является 4-х ходовым. Распределение потоков между секциями (по ходам) организуют с использованием специальных крышек – распределителей, которые одновременно являются торцевыми элементами кожуха.

Условный минимальный диаметр D секции, скомпонованной из n труб с наружным диаметром d , определяется из разности необходимой площади сечения потока в межтрубном сечении и суммарной площади сечения потока в трубном пространстве. Выражение для массового расхода G_{MT} в межтрубном пространстве имеет вид:

$$G_{\text{MT}} = \frac{\pi}{4} \cdot (D^2 - n \cdot d^2) \cdot w_{\text{MT}} \cdot \rho_{\text{MT}} \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Отсюда определится требуемый условный диаметр сечения секции:

$$D_c = \sqrt{\frac{4 \cdot G_{\text{MT}}}{\pi \cdot w_{\text{MT}} \cdot \rho_{\text{MT}}} + n \cdot d^2},$$

где $w_{\text{MT}}, \rho_{\text{MT}}$ линейная скорость и плотность потока в межтрубном пространстве секции.

Зная диаметр секции можно определить минимальное сечение кожуха теплообменника, которое равно сумме условных сечений скомпонованных секций N . Условная площадь сечения секции определяется по условному диаметру секции D_c .

$$S_c = \frac{\pi}{4} \cdot D_c^2$$

Общая условная площадь сечения кожуха теплообменника:

$$S_k = N \cdot \frac{\pi}{4} \cdot D_c^2$$

В итоге условный минимальный диаметр кожуха D_k теплообменника, скомпонованного из N секций, находится из уравнения:

$$\frac{\pi}{4} \cdot D_k^2 = N \cdot \frac{\pi}{4} \cdot D_c^2$$

$$D_k = D_c \cdot \sqrt{N} = \sqrt{N \cdot \left(\frac{4 \cdot G_{\text{MT}}}{\pi \cdot w_{\text{MT}} \cdot \rho_{\text{MT}}} + n \cdot d^2 \right)}$$

Для сведения отметим, что на практике при изготовлении многоходовых кожухотрубных теплообменников широко используются трубы диаметром 25х2 мм и 20х2 мм. Диаметр труб обозначен через наружный диаметр и толщину стенки. Так в первом случае внутренний диаметр трубы равен 21 мм, а во втором 16 мм.

Расчет гидравлического сопротивления сети и подбор насоса

Основной задачей прикладной гидравлики является определение мощности, необходимой для перемещения заданного количества текучей среды (жидкости или газа) через систему трубопроводов, которая обычно содержит не только протяженные трубопроводы, но также некоторое количество поворотов, вентилей, кранов, задвижек, возможно изменение диаметра трубопровода т.п. В общем случае в систему трубопроводов могут быть включены также разного рода аппараты.

Мощность насоса или вентилятора (N , Вт) может быть определена по формуле:

$$N = \frac{\Delta P_{\text{общ}} V_c}{\eta},$$

где: V_c - объёмный расход жидкости или газа, м³/с;
 $\Delta P_{\text{общ}}$ - общее гидравлическое сопротивление, Па;
 η - коэффициент полезного действия (КПД) использования электроэнергии, являющийся произведением КПД электродвигателя, редуктора, и, собственно, насоса или вентилятора.

Приведем расчетные формулы, которые следует использовать при определении гидравлического сопротивления трубопровода.

$$\Delta P_{\text{общ}} = \Delta P_{\text{ск}} + \Delta P_{\text{под}} + \Delta P_{\text{дон}} + \Delta P_{\text{тр}} + \sum \Delta P_{\text{мс}},$$

где: $\Delta P_{\text{ск}}$ - потери давления на придание потоку скорости, Па;
 $\Delta P_{\text{тр}}$ - потери давления на преодоление сопротивления трения о стенки трубопровода, Па;
 $\Delta P_{\text{мс}}$ - потери давления на преодоление местных сопротивлений (любое изменение сечения или направления потока), Па;
 $\Delta P_{\text{под}}$ - потери давления на подъём жидкости на высоту h , Па;
 $\Delta P_{\text{дон}} = P_2 - P_1$ - разность давлений в пространстве нагнетания P_2 (Па) и в пространстве всасывания P_1 (Па).

Потери давления на придание потоку скорости ($\Delta P_{\text{ск}}$):

$$\Delta P_{\text{ск}} = \frac{\rho w^2}{2},$$

Потери давления на трение в прямых трубах и каналах ($\Delta P_{\text{тр}}$):

$$\Delta P_{\text{тр}} = \lambda \frac{L}{d_s} \frac{\rho w^2}{2},$$

где: λ - коэффициент трения, зависящий от режима течения потока и шероховатости стенки трубы e , м;
 L - длина трубопровода, (м);
 $d_s = \frac{4S}{\Pi}$ - эквивалентный диаметр трубопровода (S - поперечное сечение трубопровода сечение, м² и Π - периметр трубопровода (м), с которым соприкасается вещество потока, например для круглого трубопровода

$d_3 = 4 \frac{\frac{\pi}{4} d^2}{\pi d} = d$, то есть эквивалентный диаметр равен внутреннему диаметру трубы).

Площадь сечения трубы определяется классически:

$$S = \frac{\pi \cdot d^2}{4}$$

Режим движения в трубах для расчета параметра λ определяется по значению критерий Ренольдса:

$$Re = \frac{w d_3 \rho}{\mu}$$

Потеря давления на преодоление местных сопротивлений (повороты колена, расширения, сужения, диафрагмы, запорно-регулирующая температура и т.п.) рассчитываются как:

$$\Delta P_{мс} = \xi \frac{\rho w^2}{2}$$

Местные сопротивления из справочных данных, например, [2]

Затраты энергии на подъём жидкости ($\Delta P_{под}$):

$$\Delta P_{под} = \rho g h,$$

где $g = 9.81 \text{ м/с}^2$ - ускорение свободного падения; h – высота подъёма, м.

В курсовом проекте при подборе насоса необходимо выбрать диаметр подводящего трубопровода длиной 150 - 250 м, и предусмотреть местные сопротивления, включающие:

- перекрывающее устройство,
- диафрагму,
- два поворота,
- внезапное сужение,
- допускается включить и другие местные сопротивления.

Насос подбирается из существующих каталогов. Он должен обеспечивать прокачку через трубное пространство заданного количества теплоносителя и создавать требуемый напор.

Пример. Моделирования кожухотрубчатого теплообменника

Постановка задачи.

Требуется провести моделирование теплообменника, целевым назначением которого является нагревание бензола. В качестве греющего теплоносителя используется толуол. Предусмотреть 2 варианта компоновки секций: однетрубная секция (труба в трубе) и секция с пятью трубами. Длину труб принять 6 м.

Параметры технологического режима

Расход бензола $G_b = 4400$ кг/ч = 1.222 кг/с

Начальная температура бензола $t_{bn} = 26$ град.

Конечная температура бензола $t_{bk} = 50$ град.

Начальная температура толуола $t_{tn} = 70$ град.

Конечная температура толуола $t_{tk} = 36$ град.

Расход толуола находится из теплового баланса теплообменника:

$$G_b \cdot c_b \cdot (t_{bk} - t_{bn}) = G_t \cdot c_t \cdot (t_{tn} - t_{tk}),$$

$$G_t = \frac{G_b \cdot c_b \cdot (t_{bk} - t_{bn})}{c_t \cdot (t_{tn} - t_{tk})} = \frac{4400 \cdot 1780 \cdot (50 - 26)}{1850 \cdot (70 - 36) \cdot 3600} = 2988 \frac{\text{кг}}{\text{ч}} = 0.83 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Теплофизические свойства теплоносителей [2]

Свойство	Толуол	Бензол
Средняя температура, град.	$0.5(70+36) = 53$	$0.5(50+26) = 38$
Удельная теплоемкость, $\frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{град}}$	1850	1780
Плотность, $\frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$	845	850
Динамическая вязкость, $\frac{\text{н} \cdot \text{сек}}{\text{м}^2}$	$0.41 \cdot 10^{-3}$	$0.44 \cdot 10^{-3}$
Теплопроводность, $\frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{град}}$	0.147	0.157

Обоснование направления движения потоков

Выбираем противоточное движение теплоносителей, т.к. конечная температура греющего теплоносителя меньше конечной температуры нагреваемого теплоносителя. Динамические вязкости теплоносителей примерно одинаковые и каждый их них можно направлять либо в трубное, либо в межтрубное пространство. С целью уменьшения тепловых потерь в окружающую среду, горячий теплоноситель (толуол) направляем в трубное пространство.

Предварительный выбор скорости теплоносителя в трубном пространстве.

Используем таблице рекомендованных линейных скоростей:

Динамическая вязкость	μ	$\frac{\text{н} \cdot \text{сек}}{\text{м}^2}$	1.5	0.5-1	0.1-0.5	0.035-0.1	0.001-0.035	0.001
Линейная скорость	w	$\frac{\text{м}}{\text{сек}}$	0.6	0.75	0.85	1.5	1.8	2.4

Исходя из рекомендаций можно принимать линейную скорость 1.8 м/с. При заданном расходе и такой скорости расчетный диаметр труб оказывается не приемлемо малым. Поэтому выбираем линейную скорость в трубном пространстве равной $wt = 0.85 \frac{\text{м}}{\text{с}}$.

Теплообменник представляется двумя динамическими элементами. Один элемент характеризует динамику теплообмена для потока в трубах (толуол), а другой – динамику теплообмена в межтрубном пространстве (бензол). Дифференциальные уравнения решаем в SimInTech с использованием библиотечного блока передаточной функции. Для этого предварительно представим дифференциальные уравнения в следующем виде:

$a_1 \cdot \frac{dtt(\tau)}{d\tau} + a_0 \cdot tt(\tau) = b_0 \cdot x(t)$ $\frac{dtb(\tau)}{d\tau} + \frac{a_0}{a_1} \cdot tb(\tau) = \frac{b_0}{a_1} \cdot x(t)$	
---	--

Для нахождения коэффициентов a_1, a_0, b_0 , которые необходимо задавать в качестве параметров передаточных функций используем следующие зависимости:

$$W = \frac{tbk - tbn}{ttn - ttk}; \quad d = \sqrt{\frac{4 \cdot Gt}{\pi \cdot wt \cdot rt \cdot n}};$$

$$a_1 = 1; \quad a_0 = k \cdot \frac{\pi \cdot d \cdot wt \cdot n}{Gt \cdot ct} \cdot (1 - W); \quad b_0 = k \cdot \frac{\pi \cdot d \cdot wt \cdot n}{Gt \cdot ct}; \quad X = (tbk - W \cdot ttn).$$

Проведем предварительное моделирование теплообменника приняв ориентировочное значение коэффициента теплопередачи k для сред жидкость-жидкость равным $600 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{град}}$. Рассчитаем коэффициенты дифференциального уравнения.

$$W = \frac{tbk - tbn}{ttn - ttk} = \frac{50 - 27}{70 - 36} = 0.676; \quad d = \sqrt{\frac{1}{n}} \cdot \sqrt{\frac{4 \cdot Gt}{\pi \cdot wt \cdot rt}};$$

$$\text{При } n = 1 \text{ (компоновка «труба в трубе»)} \quad d = \sqrt{\frac{1}{1}} \cdot \sqrt{\frac{4 \cdot 0.83}{3.14 \cdot 0.85 \cdot 845}} = 0.038 \text{ м};$$

$$a_1 = 1;$$

$$a_0 = k \cdot \frac{\pi \cdot d \cdot wt \cdot n}{Gt \cdot ct} \cdot (1 - W) = 600 \cdot \frac{3.14 \cdot 0.038 \cdot 0.85 \cdot 1}{0.83 \cdot 1850} \cdot (1 - 0.676) = 0.013;$$

$$b_0 = k \cdot \frac{\pi \cdot d \cdot wt \cdot n}{Gt \cdot ct} = 600 \cdot \frac{3.14 \cdot 0.038 \cdot 0.85 \cdot 1}{0.83 \cdot 1850} = 0.04;$$

$$X = (tbk - W \cdot ttn) = (50 - 0.676 \cdot 70) = 2.68.$$

При $n = 5$ (компоновка с ходами) $d = \sqrt{\frac{1}{5}} \cdot \sqrt{\frac{4 \cdot 0.83}{3.14 \cdot 0.85 \cdot 845}} = 0.017 \text{ м};$

$$a_1 = 1;$$

$$a_0 = 600 \cdot \frac{3.14 \cdot 0.017 \cdot 0.85 \cdot 5}{0.83 \cdot 1850} \cdot (1 - 0.676) = 0.029;$$

$$b_0 = 600 \cdot \frac{3.14 \cdot 0.017 \cdot 0.85 \cdot 5}{0.83 \cdot 1850} = 0.089;$$

$$X = 2.68.$$

Входным сигналом динамических элементов является X , а выходным сигналом текущая температура теплоносителей $tt(\tau)$ и $tb(\tau)$. Элементами структурной схемы являются библиотечные блоки SimInTech:

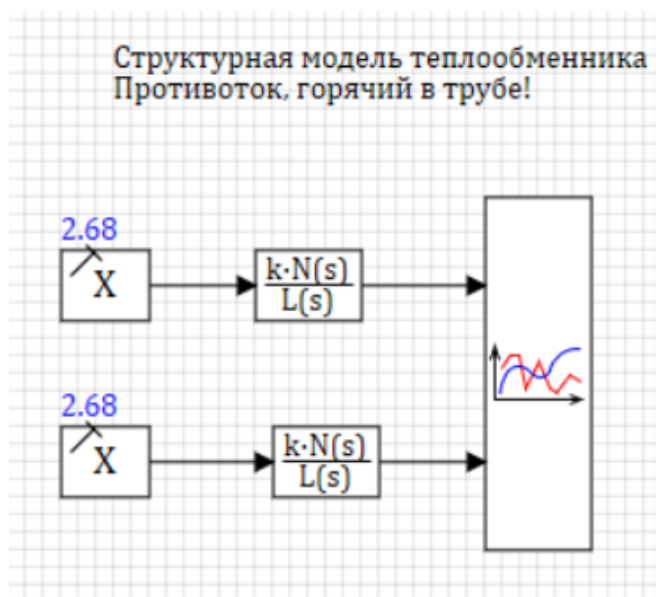
1. Блок «Константа» из библиотеки «Источники», 
2. Блок «Передаточная функция общего вида» из библиотеки

«Динамические», 

3. Блок «Временной график» из библиотеки «Вывод данных», 

Вариант1. Теплообменник «труба в трубе».

Используем параметры дифференциального уравнения, рассчитанные для случая $n = 1$. Структурная модель теплообменника в SimInTech имеют следующий вид:



В окно параметров для блока «Константа» необходимо ввести значение входного сигнала X. Окно примет следующий вид:

Свойства	Общие	Порты	Визуальные слои
Название	Имя	Формула	Значение
Значение	a		[2.68]
Тип данных (для генерации кода)	src_type		double
Название	txt		X

Вид окон после введения параметров передаточных функции для горячего и холодного потоков приведены на рисунке. Обратите внимание на то, что в этих окнах помимо параметров передаточной функции должны быть введены и начальные условия.

Окно с введенными параметрами передаточной функции для потока толуола имеет следующий вид:

Свойства	Параметры	Общие	Порты	Визуальные слои
Название	Имя	Формула	Значение	
Коэффициенты числителя	b		[[0.04]]	
Коэффициенты знаменателя	a		[[0.013 , 1]]	
Начальные условия	y0		[[70]]	

Окно с введенными параметрами передаточной функции для потока бензола имеет аналогичный вид:

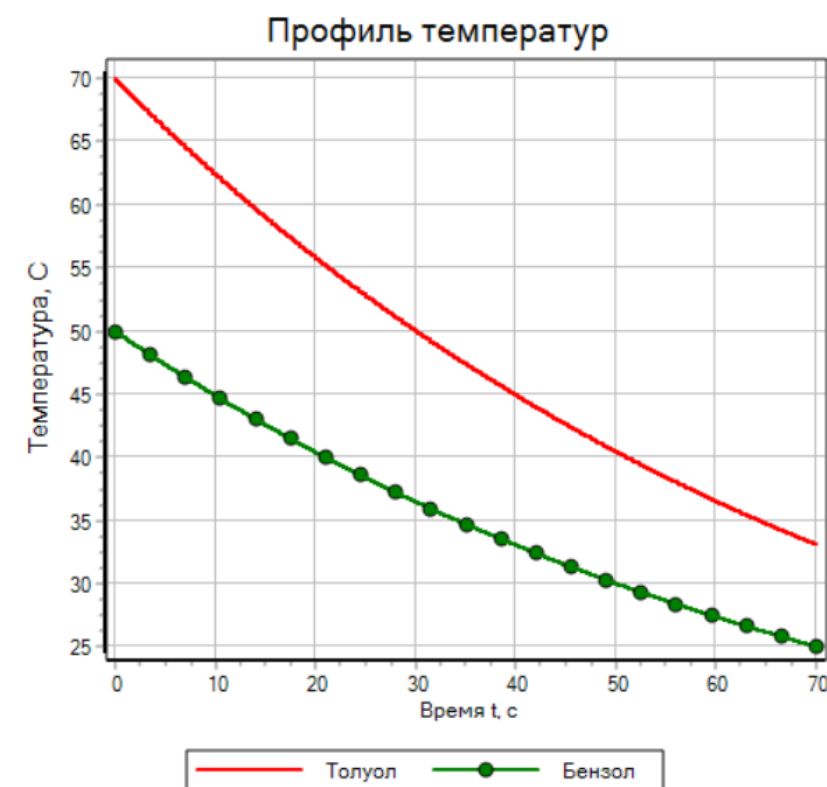
Свойства	Параметры	Общие	Порты	Визуальные слои
Название	Имя	Формула	Значение	
Коэффициенты числителя	b			[[0.04]]
Коэффициенты знаменателя	a			[[0.013 , 1]]
Начальные условия	y0			[[50]]

Обратите внимание на то, что при решении дифференциального уравнения для потока в трубе начальная температура принимается равной температуре потока толуола на входе теплообменника *ttn*! А при решении дифференциального уравнения для потока в межтрубном пространстве начальная температура принимается равной температуре потока бензола на выходе из теплообменника *tbk*!

Блок вывода графиков требует настройки на прием двух графиков, т.е. необходимо в окне ввода задать два входных порта:

Свойства	Параметры	Общие	Порты	Визуальные слои		
Название				Имя	Формула	Значение
Количество входных портов				InPortCount		2

Результатом моделирования теплообменника является получение и вывод графика профиля температур по ходу потока толуола в трубном пространстве. На графике по оси абсцисс откладывается время пребывания потоков в теплообменнике, а по оси ординат температура потоков в текущих сечениях секций теплообменника. Профиль температур имеет следующий вид:



Из графика видно, что для обеспечения температуры горячего теплоносителя на выходе: $ttk = 36$ град и температуры холодного теплоносителя на входе: $tbn = 27$ град необходимое время пребывания потоков в аппарате должно быть равно $\tau = 61$ сек.

При скорости потока в трубе $wt = 0.85 \frac{м}{с}$ это время теплообменника «труба в трубе» соответствует длине трубы:

$$L = wt \cdot \tau = 0.85 \cdot 61 = 51.85 м.$$

Поскольку длина трубы в секции по условию равна 6 м, то число секций теплообменника:

$$N = \frac{L}{6} = \frac{51.85}{6} = 8.642.$$

Округляем и принимаем число секций $N = 9$.

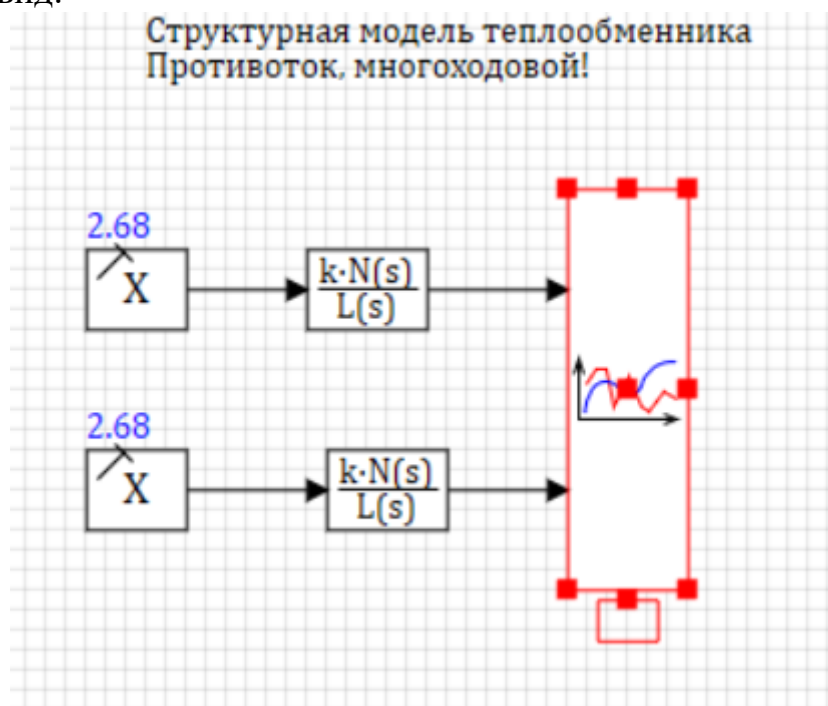
Минимальный диаметр внешней трубы определяем по ранее рекомендованной формуле:

$$D_c = \sqrt{\frac{4 \cdot Gb}{\pi \cdot wb \cdot \rho b} + n \cdot d^2} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1.222}{3.14 \cdot 0.85 \cdot 850} + 1 \cdot 0.038^2} = 0.06 м$$

Вывод. Теплообменник «труба в трубе» с заданными исходными технологическими параметрами должен состоять из девяти последовательно соединенных элементов длиной 6 м каждый. Диаметр кожуха (внешней трубы) равен 60 мм, диаметр внутренней трубы $d = 38$ мм

Вариант2. Теплообменник многоходовой

Используем параметры дифференциального уравнения, рассчитанные для случая $n = 5$. Структурная модель теплообменника в SimInTech имеют следующий вид:



Структурная модель ничем не отличается от модели теплообменника «труба в трубе». Различия только в количественных значений передаточных функций.

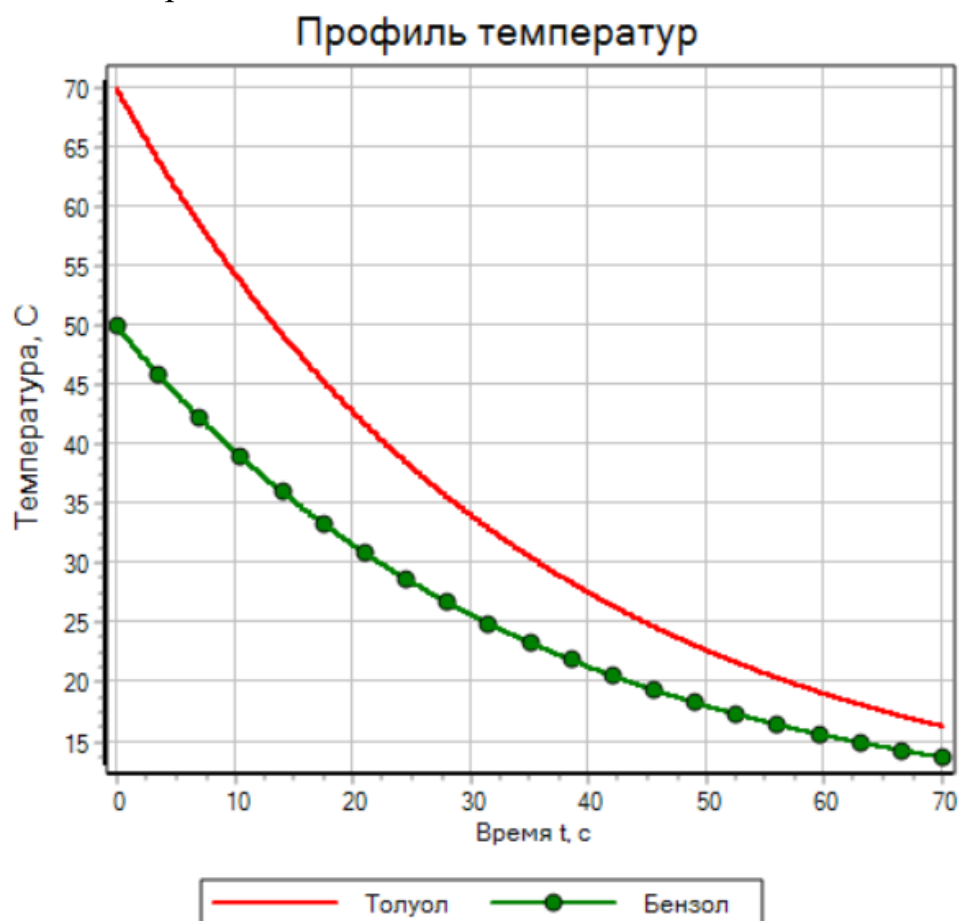
Окно блока передаточной функции для горячего теплоносителя:

Свойства	Параметры	Общие	Порты	Визуальные слои
Название	Имя	Формула	Значение	
Коэффициенты числителя	b		[[0.089]]	
Коэффициенты знаменателя	a		[[0.029 , 1]]	
Начальные условия	y0		[[70]]	

Окно блока передаточной функции для холодного теплоносителя:

Название	Имя	Формула	Значение	
Коэффициенты числителя	b		[[0.089]]	
Коэффициенты знаменателя	a		[[0.029 , 1]]	
Начальные условия	y0		[[50]]	

Результаты моделирования:



Из графика видно, что для обеспечения температуры горячего теплоносителя на выходе: $t_{tk} = 36$ град и температуры холодного теплоносителя на входе: $t_{bn} = 27$ град необходимое время пребывания потоков в аппарате должно быть равно $\tau = 27.5$ сек.

При скорости потока в трубе $wt = 0.85 \frac{\text{м}}{\text{с}}$ это время для теплообменника с ходами соответствует общей длине секции из 5-ти труб:

$$L = wt \cdot \tau = 0.85 \cdot 27.5 = 23.4 \text{ м.}$$

Поскольку длина трубы, а значит и секции по условию равна 6 м, то число секций теплообменника:

$$N = \frac{L}{6} = \frac{23.4}{6} = 3.9.$$

Округляя принимаем число секций 4, что соответствует 4-м ходам теплообменника.

Минимальный диаметр сечения кожуха теплообменника определяем по рекомендованной в лекционном курсе формуле:

$$D_k = \sqrt{N \cdot \left(\frac{4 \cdot Gb}{\pi \cdot wb \cdot \rho b} + n \cdot d^2 \right)} =$$

$$= \sqrt{4 \cdot \left(\frac{4 \cdot 1.222}{3.14 \cdot 0.85 \cdot 850} + 5 \cdot 0.017^2 \right)} = 0.120 \text{ м.}$$

Вывод. Теплообменник с заданными исходными технологическими параметрами является противоточным четырехходовым. Длина теплообменника 6 м, диаметр кожуха 120 мм. Количество теплообменных труб 20 шт., диаметр 17 мм.

Обращаем внимание на то, что внутренний диаметр труб не соответствует госту! При выполнении курсового проекта в такой ситуации необходимо пересчитать теплообменник и добиться использования стандартных труб, например, диаметром 25х2 мм или 20х2 мм, которые соответственно имеют внутренний диаметр 21 и 16 мм. Очевидно, если не менять число труб в секции, то при использовании труб с внутренним диаметром 21 мм произойдет снижение скорости теплоносителя, а при использовании труб с внутренним диаметром 16 мм произойдет увеличение скорости теплоносителя в трубах.

Пример расчета гидравлической сети.

Необходимо определить потребляемую электрическую мощность при подаче $G = 3.6 \frac{\text{т}}{\text{ч}}$ толуола при температуре 15°C на высоту 14 м в ёмкость с избыточным давлением 140 мм рт. ст. по трубопроводу $\varnothing 32 \times 1.5$ мм общей длиной 250 метров. На трубопроводе имеются: 1 задвижка, 4 внезапных поворота и 2 плавных поворота радиусом 175 мм. Коррозия труб незначительная. Итоговый коэффициент полезного действия передачи

энергии от электрической сети к веществу потока составляет $\eta = 0.68$.
Плотность толуола взять из справочных данных.

Решение

Объемный расход толуола.

$$V_c = \frac{G}{\rho} = \frac{3.6 \cdot 10^3}{3600 \cdot 871} = 1.15 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$$

Скорость толуола

$$w = \frac{V_c}{S} = \frac{1.15 \cdot 10^{-3}}{0.785 \cdot 0.029^2} = 1.74 \text{ м/с}$$

Потери давления на придание скорости потоку

$$\Delta P_{ск} = \frac{\rho w^2}{2} = \frac{871 \cdot 1.74^2}{2} = 1320 \text{ Па}$$

Потери давления на подъем толуола:

$$\Delta P_{под} = \rho g h = 871 \cdot 9.81 \cdot 14 = 120000 \text{ Па}$$

Потери на преодоление избыточного давления емкости

$$\Delta P_{дон} = 140 \cdot 133 = 18600 \text{ Па}$$

$$Re = \frac{w d_s \rho}{\mu} = \frac{1.74 \cdot 0.029 \cdot 871}{0.7 \cdot 10^{-3}} = 6.28 \cdot 10^4$$

Потери давления на преодоление трения в трубах. Коэффициент λ определяется исходя из режима движения в трубе.

$$\Delta P_{тр} = \lambda \frac{L}{d_s} \frac{\rho w^2}{2} = 0.034 \cdot \frac{250}{0.029} \cdot \frac{871 \cdot 1.74^2}{2} = 386000 \text{ Па}$$

Потери давления на местные сопротивления (коэффициенты местных сопротивлений выбираются из справочных таблиц.

$$\Delta P_{мс} = \sum \xi \frac{\rho w^2}{2} = (1 \cdot 0.5 + 4 \cdot 1.8 + 2 \cdot 0.9) \cdot \frac{871 \cdot 1.74^2}{2} = 12500 \text{ Па}$$

Общие потери энергии на перемещение толуола.

$$\sum \Delta P = \Delta P_{ск} + \Delta P_{под} + \Delta P_{дон} + \Delta P_{тр} + \Delta P_{мс} = 538000 \text{ Па}.$$

Мощность насоса

$$N = \frac{\Delta P_{общ} V_c}{\eta} = \frac{538000 \cdot 1.15 \cdot 10^{-3}}{0.68} = 909 \text{ Вт}.$$

Исходные данные для курсового проекта

При выполнении курсового проекта целевым теплоносителем является охлаждаемая водой жидкость. Исходные параметры теплоносителей приведены в таб.1

Таблица 1. Варианты заданий для курсового проекта

№ вар	Жидкость	T'	T''	$G_{ст},$ кг/с	t'	t''	P, Мпа (абс).	ФИО студента
1	Этанол, 100%	70	35	10	10	38	0.15	Айдрахманов А.Е
2	Этанол, 100%	74	32	12	11	42		Круглов Г.Н.
3	Этанол, 100%	75	30	9	8	25		Привалов Н.А.
4	Бензол	75	30	6	10	35	0.2	Астахов П.А.
5	Бензол	77	33	5	8	42		Давиденко Д.Р.
6	Бензол	79	28	10	7	35		Мкртычан Д.В.
7	Бензол	70	30	8	5	40		Виноградова В.Ю.
8	Бензол	78	30	5	10	40		Глинка В.Г.
9	Бутанол	115	40	6	15	40	0.25	Смолин Н.Е.
10	Бутанол	100	38	8	10	38		Шубин А.Н.
11	Бутанол	105	35	10	5	36		Ахмедов Р.М.
12	Бутанол	116	33	13	7	40		Бабкина Е.Е.
13	Четыреххлористый углерод	76	30	15	5	35	0.2	Изюмова Н.А.
14	Четыреххлористый углерод	72	33	12	5	40		Кокова А.А.
15	Четыреххлористый углерод	74	32	10	12	36		
16	Четыреххлористый углерод	70	30	8	10	35		Прокудина У.С.
17	Четыреххлористый	75	28	7	7	35		Сущева А.В.

	углерод							
18	Толуол	105	35	2	5	25	0.13	Хаунова М.Н.
19	Толуол	100	40	4	10	30		Щербакова П.В.
20	Толуол	109	35	8	12	40		Николаев А.А.
21	Толуол	108	38	7	8	38		
22	Толуол	102	33	4	11	40		Крупина Н.М.
23	Этанол	90	40	8			0.15	
24	Толуол	110	25	7			0.13	
26	Бензол	70	30	9			0.2	
27	Метиловый спирт	100	35	6			0.3	
28	Ацетон	55	28	5			0.15	
29	Бутиловый спирт	105	40	4			0.25	
30	Этанол	69	33	8	10	30	0.15	