

ПОСТРОЕНИЕ МАТЕМАТИЧЕСКИХ МОДЕЛЕЙ АНАЛИТИЧЕСКИМ МЕТОДОМ (МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕПЛООБМЕННОЙ АППАРАТУРЫ)

Цель работы: ознакомление с методами моделирования процесса теплообмена через стенку и с расчётом теплообменных аппаратов на ЭВМ.

Задания работы:

1. Ознакомиться с принципами составления тепловых балансов потоков и разделяющей стенки в теплообменных и реакционных аппаратах химической технологии при теплообмене через стенку.
2. Отметить особенности математических описаний при разных способах организации теплообмена.
3. Выполнить вариант задания на ЭВМ.

Содержание отчёта:

1. Вариант задания.
2. Математическая модель теплообменного аппарата.
3. Все расчётные формулы, используемые в работе.
4. Графики рассчитанных зависимостей для теплоносителей.
5. Тексты программ.

КРАТКИЕ ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

Процесс передачи тепла через стенку весьма распространён в химической технологии и значительно влияет на протекание химических реакции во всех типах реакторов. Процесс передачи тепла в теплообменной

аппаратуре является основным и служит для сообщения технологическому потоку нужной температуры.

Выбирая различные способы оформления реакторов, можно влиять на интенсивность теплообмена между основным (реакционным) потоком и потоком хладагента или окружающей средой. При полном отсутствии теплообмена через стенку получают адиабатический реактор. Реакторы, имеющие теплообмен с внешней средой, относятся к политропическим.

При рассмотрении процесса передачи тепла от одного теплоносителя к другому через стенку можно выделить несколько элементарных этапов: переход тепла от горячего теплоносителя к более холодной стенке, поглощение тепла материалом стенки и её нагрев, распределение тепла по объёму стенки, переход тепла от стенки к холодному теплоносителю.

Если процесс теплообмена протекает стационарно, то температура в каждой точке материала (теплоносителей и стенки) не изменяется во времени. Применение модели с сосредоточенными параметрами (т.е. когда пространственные координаты не входят в математическое описание) приводит к алгебраическим соотношениям между температурами в системе. Если, наоборот, температуры меняются во времени, математическое описание получается в виде системы обыкновенных дифференциальных уравнений (аргументом является время).

Зависимость температур от геометрических координат обуславливает математическое описание статике в виде обыкновенных дифференциальных уравнений (если пространственная координата одна) или дифференциальных уравнений в частных производных. Независимыми переменными при этом являются пространственные координаты. Динамическая модель при наличии пространственно-распределённых эффектов описывается уравнениями в частных производных, причём одной из независимых переменных является время.

Интенсивность перехода тепла от одного теплоносителя (например, горячего потока жидкости или газа) к другому (стенке) зависит от разности температур между ними, а также от теплового сопротивления. В расчётные уравнения, однако, обычно включают не сопротивление, а обратную величину α – коэффициент теплоотдачи, q – тепловой поток (ккал/ч или Вт) через поверхность площадью 1 м^2 при разности температур (температурном напоре) $1 \text{ }^\circ\text{C}$.

Полный тепловой поток q определяется произведением коэффициента теплоотдачи α , площади поверхности F и температурного напора ΔT :

$$q = \alpha F \Delta T . \quad (1)$$

Уравнение (1) применимо как к нагреванию стенки от горячей жидкости- так и, наоборот, к нагреванию холодной жидкости горячей стенкой; при этом ΔT будет иметь разные знаки.

Если пренебречь распространением тепла в стенке, то теплопередачу от горячего потока жидкости к холодному, находящемуся по другую сторону стенки, можно представить как процесс преодоления тепловым потоком двух последовательных сопротивлений теплоотдачи – от горячего потока к стенке и от нагретой стенки к холодному потоку.

Используя вместо сопротивлений коэффициенты теплоотдачи (α_1 и α_2), получаем выражение, определяющее коэффициент теплопередачи (K):

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2} . \quad (2)$$

В практических расчётах часто используют коэффициент теплопередачи как характеристику интенсивности теплообмена между потоками:

$$q = KF\Delta T . \quad (3)$$

В тех случаях, когда коэффициенты теплоотдачи учитываются порознь, принимают усреднённую температуру стенки, разделяющей потоки. Иными словами, считают, что теплопроводность материала стенки настолько велика, что перепад температуры отсутствует.

Коэффициенты теплоотдачи зависят от многих параметров, но наиболее сильно – от скорости потока, характера набегания жидкости на стенку, плотности и теплопроводности жидкости. При выполнении точных расчётов зависимость коэффициента теплоотдачи от параметров потока следует учитывать. Однако для большинства инженерных расчётов теплообменной аппаратуры и реакторов достаточны упрощённые представления.

Для вывода уравнений математического описания процесса теплообмена через стенку следует рассмотреть тепловой баланс каждой среды, имеющей запас тепла. Он складывается из прихода и расхода тепла, которые определяют накопление тепла в объёме; накопление является временным процессом: накопление = приход – расход. В статике ввиду равенства прихода и расхода тепла накопление равно нулю.

Накопление связано с изменением температуры:

$$\rho c_p V \Delta T$$

или для элементарного объёма

$$\rho c_p S dT dl ,$$

где ρ – плотность; c_p – удельная теплоёмкость; V – объём; S – сечение потока; dl – элементарный участок потока.

Приход и расход тепла могут определяться теплоотдачей (теплопередачей), а в случае проточной системы с распределёнными параметрами – притоком и уносом тепла с конвективным потоком.

Количество тепла, поступающее в аппарат с конвективным потоком, определяется как

$$G\rho c_p T\tau$$

или для элементарного объёма за элементарное время $d\tau$

$$G\rho c_p T d\tau,$$

где G – объёмный расход потока.

Количество тепла, уходящее из рассматриваемого объёма с конвективным потоком, определяется следующим выражением:

$$G\rho c_p (T + \Delta T)\tau,$$

или для элементарного объёма

$$G\rho c_p (T + dT)d\tau.$$

Приход тепла, определяемый теплопередачей:

$$K \frac{F}{V} (T_{\text{вн}} - T)V\tau,$$

или для элементарного объёма за элементарное время

$$K \frac{FS}{V} (T_{\text{вн}} - T)dld\tau,$$

где $T_{\text{вн}}$ – температура внешнего теплоносителя.

С учётом полученных соотношений накопление тепла в системе составит:

$$\rho c_p V \Delta T = G\rho c_p T\tau - G\rho c_p (T + \Delta T)\tau + KF(T_{\text{вн}} - T)\tau,$$

или в элементарном объёме за элементарное время

$$\rho c_p S dT dl = G\rho c_p T d\tau - G\rho c_p (T + dT)d\tau + K \frac{FS}{V} (T_{\text{вн}} - T)dld\tau.$$

Проведя несложные преобразования, получим уравнение теплового баланса, описывающее динамику теплообменников, во всём объёме которых происходит полное (идеальное) смешение частиц потока:

$$\rho c_p V \frac{dT}{d\tau} = G\rho c_p (T^0 - T) + KF(T_{\text{вн}} - T), \quad (4)$$

где T^0 , T – температура потока на входе и в зоне идеального смешения.

Соответственно для трубчатых теплообменников, работающих по принципу вытеснения, уравнение динамики будет выглядеть следующим образом:

$$\rho c_p \frac{\partial T}{\partial \tau} = -\frac{G\rho c_p}{S} \frac{\partial T}{\partial l} + \frac{KF(T_{\text{вн}} - T)}{V}. \quad (5)$$

Ввиду того, что в статическом режиме накопление тепла в системе равно нулю, модель статики теплообменников смешения будет иметь вид:

$$G\rho c_p(T^0 - T) + KF(T_{\text{вн}} - T) = 0, \quad (6)$$

статика трубчатых теплообменников описывается уравнением

$$\frac{\partial T}{\partial l} = \frac{KF(T_{\text{вн}} - T)}{u \rho c_p V}, \quad (7)$$

где u – скорость движения потока.

Пример 1. Теплообменник представляет собой тонкостенный змеевик, по которому в режиме идеального вытеснения движется охлаждаемый поток жидкости. Змеевик погружён в воду, непрерывно протекающую через сосуд, так что температура охлаждающей воды $T_{\text{вн}}$ практически постоянна и равна 10°C во всём объёме.

Требуется определить температуру на выходе потока, идущего по змеевику со скоростью $u = 4$ м/с, если температура его на входе равна 95°C , длина трубки змеевика $L = 2$ м, его сечение $S = 10^{-4}$ м², коэффициент теплопередачи $K = 1,16 \cdot 10^4$ Вт/(м² · °C). Теплоёмкость охлаждаемой жидкости $c_p = 2,93 \cdot 10^3$ Дж/(кг · °C), её плотность $\rho = 900$ кг/м³. Параметры считать не зависящими от температуры; изменение объёма не учитывать. Режим работы считать стационарным.

Температура охлаждаемого потока T подчиняется дифференциальному уравнению (7):

$$\frac{\partial T}{\partial l} = \frac{2K\pi r(T_{\text{вн}} - T)}{u\rho c_p S}, \quad (8)$$

где l – длина; r – радиус змеевика; uS – объёмный расход потока.

Начальное условие для уравнения (8) $T(0) = 95^\circ\text{C}$.

Вычислим коэффициент уравнения

$$\beta = \frac{2K\sqrt{\pi}}{u\rho c_p \sqrt{S}} = \frac{2 \cdot 1,16 \cdot 10^4 \cdot \sqrt{3,14}}{4 \cdot 900 \cdot 2,93 \cdot 10^3 \sqrt{10^{-4}}} = 0,39.$$

Тогда

$$\frac{\partial T}{\partial l} = 0,39(T_{\text{вн}} - T). \quad (9)$$

Уравнение (9) подлежит решению в пределах изменения независимой-переменной l от 0 до 2 м.

Решение представлено на рис. 6. Температура на выходе потока составила $T(L) = 47^\circ\text{C}$.

Для численного интегрирования уравнения (9) в MATLAB необходимо создать два m-файла. В файле **func1_T.m** описывается функция для вычисления правой части дифференциального уравнения (9). В файле **Терп1.m** осуществляются задание исходных данных для решения задачи и начального условия, а также решение дифференциального уравнения с использованием функции Matlab **ode45**.

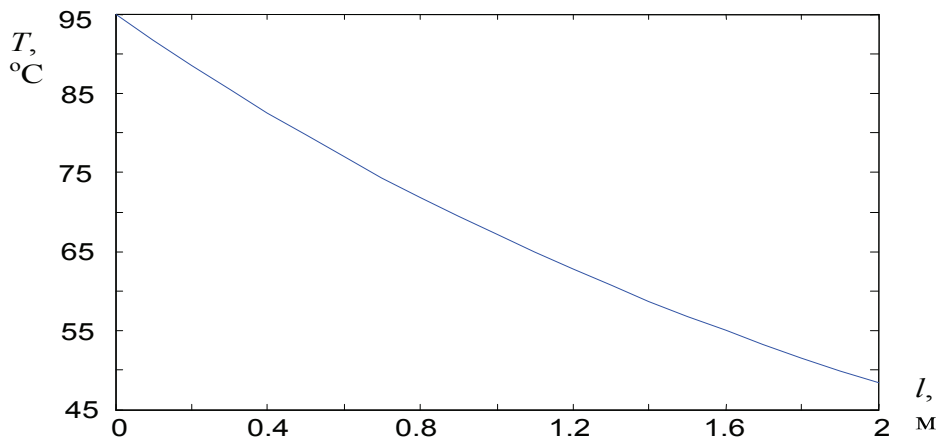


Рис. 1. Профиль температуры по длине теплообменника

Функция **ode45** в данном случае имеет следующий синтаксис:

$$[l, T] = \text{ode45}(@\text{func1_T}, [0 \ L], T_0),$$

где **@func1_T** – дескриптор ODE-функции правой части дифференциального уравнения; **[l, T]** – матрица решений **T**, где каждая строка соответствует длине, возвращённой в векторе-столбце **l**; **[0 L]** – вектор, определяющий интервал интегрирования; **T0** – вектор начальных условий.

Файл **func1_T.m**

```
function dT = func1_T(l,T) % Функция правой части
                                %дифференциального уравнения
Tvn=10; % Температура внешнего теплоносителя
dT = 0.39*(Tvn-T); % Уравнение правой части
                                % дифференциального уравнения
```

Файл **Терп1.m**

```
L=2; % Длина трубки змеевика
T0=95; % Начальное условие диф. уравнения
[l,T] = ode45(@func1_T,[0 L],T0); % Функция решения
                                %дифференциального уравнения
plot(l,T); % Построение зависимости T(l)
```

Пример 2. Жидкость охлаждается в теплообменнике типа «труба в трубе». Охлаждаемая жидкость и хладагент движутся параллельно (прямотоком). Требуется определить температуры потоков на выходе теплообменника, если начальная температура охлаждаемой жидкости равна 170 °C, а хладагента 15 °C. Плотность охлаждаемой жидкости и хладагента $\rho = 900 \text{ кг/м}^3$. Диаметры труб теплообменника: внутренней $D_1 = 0,1 \text{ м}$, наружной (для хладагента) $D_2 = 0,3 \text{ м}$. Длина теплообменника $L = 1 \text{ м}$. Теплоёмкость жидкости и хладагента $c_p = 3,35 \cdot 10^3 \text{ Дж/(кг} \cdot \text{°C)}$. Объёмный расход охлаждаемой жидкости $G_1 = 2,28 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3/\text{с}$, хладагента $G_2 = 5,75 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3/\text{с}$,

коэффициент теплопередачи $K = 4900 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{°С})$. Температурный профиль по длине для каждого из потоков определяется решением системы дифференциальных уравнений:

$$\frac{\partial T_1}{\partial l} = \frac{K\pi D_1(T_2 - T_1)}{G_1\rho_1 c_{p1}}, \quad (10)$$

$$\frac{\partial T_2}{\partial l} = \frac{K\pi D_1(T_1 - T_2)}{G_2\rho_2 c_{p2}}, \quad (11)$$

где T_1 и T_2 – температуры охлаждаемой и охлаждающей жидкости.

Начальные условия: $T_1(0) = 170 \text{ °С}$; $T_2(0) = 15 \text{ °С}$.

После подстановки в уравнения (13) и (14) численных значений параметров получаем следующую систему:

$$\frac{\partial T_1}{\partial l} = 2,239(T_2 - T_1), \quad (12)$$

$$\frac{\partial T_2}{\partial l} = 0,888(T_1 - T_2). \quad (13)$$

Графики решения системы уравнений математического описания статики теплообменника представлены на рис. 1. На нём изображены температурные профили вдоль теплообменника для обоих теплоносителей.

Можно видеть, что движущая сила процесса сильно меняется по длине, поэтому эффективность использования различных участков теплообменника не одинакова. Температуры теплоносителей на выходе теплообменника равны: $T_1(L) = 62,9 \text{ °С}$, $T_2(L) = 56,5 \text{ °С}$.

Численное интегрирование уравнений (12) и (13) аналогично примеру 1. Создаются два файла: **func2_T.m** – функция для вычисления правых частей дифференциальных уравнений, **Теп11.m** – задание исходных данных, начальных условий и решение дифференциальных уравнений с использованием функции MATLAB **ode45**.

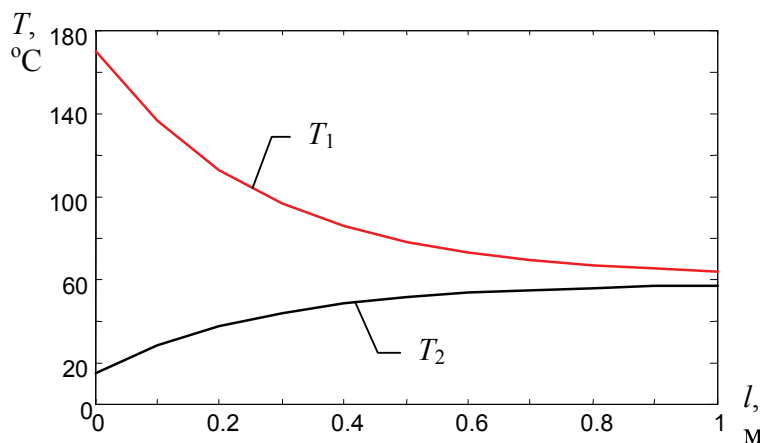


Рис. 2. Изменение температур теплоносителей по длине проточного теплообменника

Файл **func2_T.m**

```
function dT = func2_T(l,T) % Функция правых частей
                          % дифференциальных уравнений
dT = zeros(2,1);        % Создание вектора температур
dT(1)=2.239*(T(2)-T(1)); % Уравнение правой части 1-го
                          % диф. уравнения
dT(2)=0.888*(T(1)-T(2)); % Уравнение правой части 2-го
                          % диф. уравнения
```

Файл **Тепл2.m**

```
L=1;                    % Длина теплообменника
T1_0=170;               % Начальное условие для 1-го диф. уравнения
T2_0=15;                % Начальное условие для 2-го диф. уравнения
[l,T] = ode45(@func2_T,[0 L],[T1_0 T2_0]); % Функция решения
                          % дифференциальных уравнений
plot(l,T(:,1),'r',l,T(:,2),'k'); % Построение зависимостей
                          % T1(l) и T2(l)
```

Пример 3. Смоделировать статический режим теплообменника типа «труба в трубе», используя данные, приведённые в примере 2, для случая противотока. Принять полную длину теплообменника $L = 2,5$ м.

Тепловые процессы в противоточном теплообменнике подчиняются тем же закономерностям, что и в прямоточном. Поэтому математическое описание теплообменника записывается аналогично, однако формально однотипные уравнения для обоих теплоносителей имеют аргументы различного знака:

$$\frac{\partial T_1}{\partial l} = \frac{K\pi D_1(T_2 - T_1)}{G_1\rho_1 c_{p1}}, \quad (14)$$

$$\frac{\partial T_2}{\partial(-l)} = \frac{K\pi D_1(T_1 - T_2)}{G_2\rho_2 c_{p2}}. \quad (15)$$

Существенным различием, отражающим иную организацию потоков теплоносителей, является принципиально другое задание условий решения-уравнений (14) и (15) по сравнению с заданием при решении уравнений (10) и (11).

Совместное интегрирование уравнений (14) и (15) возможно лишь в одном направлении: либо при l , меняющемся от 0 до L , либо в обратном – от L до 0. При этом в любом случае оговорено лишь одно начальное условие, второе остаётся неизвестным. Известно лишь, к какому значению в конце решения должна подойти вторая переменная.

Для решения задачи воспользуемся последним обстоятельством и попытаемся отыскать неизвестное начальное условие $T_2(0)$ с таким расчётом, чтобы условие, заданное для конца решения (граничное условие), было выполнено, т.е. $T_2(L) = 15$ °С. Такие задачи при малом числе условий, подлежащих определению, обычно решают методом проб и ошибок.

Задачей поиска начального условия $T_2(0)$ является выполнение граничного условия $T_2(L)$ при интегрировании системы уравнений (14) и (15).

Рисунок 3, *а* иллюстрирует процесс поиска неизвестного начального условия $T_2(0)$. Кривая 1 отражает профиль температуры T_2 , полученный в предположении, что хладагент нагреется до $57\text{ }^\circ\text{C}$ (значение взято произвольно). Видно, что это предположение неудачно, так как не получено ожидаемое значение $T_2(L) = 15\text{ }^\circ\text{C}$.

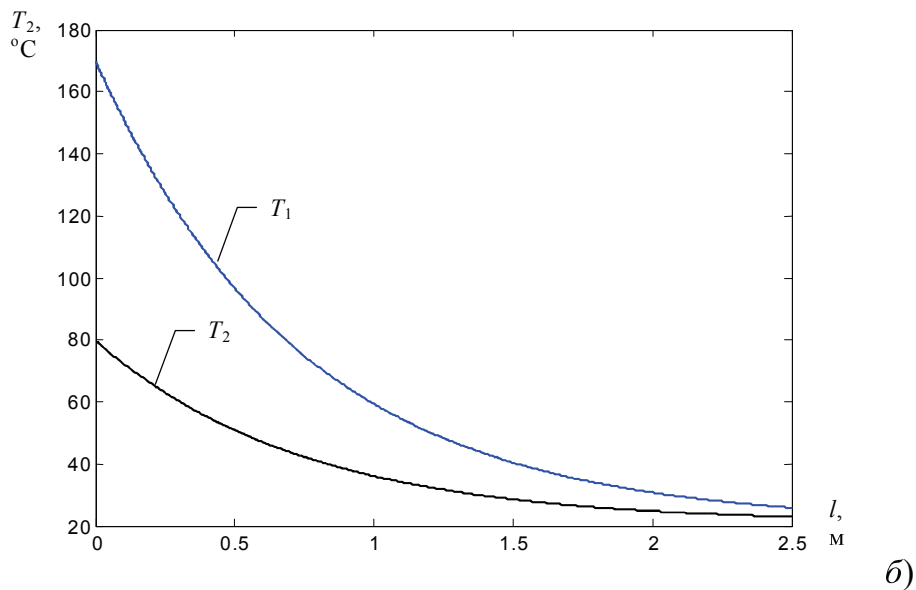
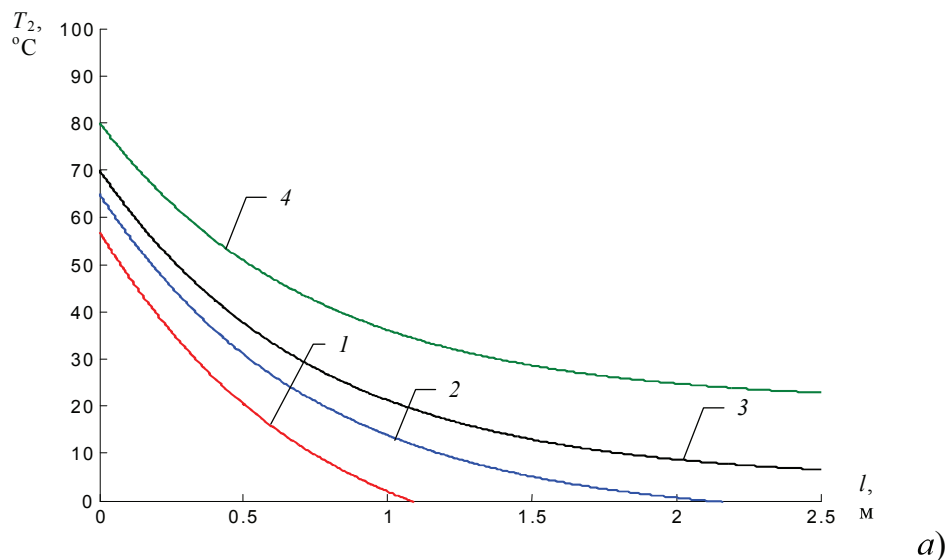


Рис. 3. Результаты моделирования на ЭВМ противоточного теплообменника:
а – серия кривых решения системы уравнений (14) и (15), полученная в процессе определения недостающего начального условия;
б – изменение температур теплоносителей по длине теплообменника

Приняв $T_2(0) = 65 \text{ }^\circ\text{C}$, получаем кривую 2. Она также неудовлетворительна, так как вместо $T_2(L) = 15 \text{ }^\circ\text{C}$ получаем лишь $4 \text{ }^\circ\text{C}$. Кривые 3 и 4 также не соответствуют искомому начальному условию: в первом случае входная температура $T_2(L)$ получилась заниженной, во втором – завышенной. По-видимому, искомое начальное условие лежит между двумя последними проверенными значениями (70 и $80 \text{ }^\circ\text{C}$).

Тщательно исследуя намеченный диапазон задания начального условия, находим $T_2(0) = 75 \text{ }^\circ\text{C}$.

На рисунке 3 б показан результат решения задачи. Выходная температура охлаждаемого потока $T_1(L)$ достигает $18 \text{ }^\circ\text{C}$.

Численное интегрирование уравнений (14) и (15) аналогично примеру 2.

Файл **func3_T.m**

```
function dT = func3_T(l,T) % Функция правых частей
                        % дифференциальных уравнений
global b1 b2;          % Описание глобальных переменных
dT = zeros(2,1);      % Создание вектора выходных координат
dT(1)=b1*(T(2)-T(1)); % Уравнение правой части 1-го
                        % диф. уравнения
dT(2)=-b2*(T(1)-T(2)); % Уравнение правой части 2-го
                        % диф. уравнения
```

Файл **Терп3.m**

```
global b1 b2;          % Описание глобальных переменных
L=2.5;                % Длина теплообменника
T1_0=170;             % Начальное условие для 1-го диф. уравнения
T2_0=80;              % Начальное условие для 2-го диф. Уравнения
ro=900;               % Плотность охлаждаемой жидкости и хладагента
D1=0.1;               % Диаметры внутренней трубы теплообменника
D2=0.3;               % Диаметры наружной трубы теплообменника
cp=3.35e3;            % Теплоемкость жидкости и хладагента
G1=2.28e-4;           % Объемный расход охлаждаемой жидкости
G2=5.75e-4;           % Объемный расход хладагента
K=4900;               % Коэффициент теплопередачи
                        % Расчет коэффициентов модели
b1=K*pi*D1/(ro*cp*G1);
b2=K*pi*D1/(ro*cp*G2);
[l,T] = ode45(@func3_T,[0 L],[T1_0 T2_0]); %Функция решения
                        % дифференциальных уравнений
plot(l,T(:,1),'b',l,T(:,2),'k');          % Построение зависимостей
                        % T1(l) и T2(l)
```

Пример 4. Смоделировать переходный режим теплообменника типа «смешение – смешение». Теплообменник представляет собой двухкамер-

ную ёмкость. В первую камеру ёмкости поступает охлаждаемая жидкость, во вторую – хладагент.

Для обеспечения однородного распределения температуры по объёму в камерах установлены мешалки. Плотность охлаждаемой жидкости 850 кг/м^3 , а хладагента 920 кг/м^3 . Объёмы камер равны и составляют $2,5 \text{ м}^3$ каждая. Объёмный расход теплоносителя $4,12 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$, хладагента $5,43 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$.

Теплоёмкости жидкости и хладагента соответственно $3,75 \cdot 10^3 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot ^\circ\text{C})$ и $3,14 \cdot 10^3 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot ^\circ\text{C})$.

Поверхность теплообмена составляет 4 м^2 , а коэффициент теплопередачи равен $K = 4360 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$. Температура охлаждаемой жидкости на входе меняется скачкообразно от 115 до $200 \text{ }^\circ\text{C}$, а температура хладагента от 10 до $15 \text{ }^\circ\text{C}$.

Изменение температуры по времени для каждого потока определяется решением системы:

$$\rho_1 c_{p1} V_1 \frac{dT_1}{d\tau} = G_1 \rho_1 c_{p1} (T_1^0 - T_1) + KF(T_2 - T_1), \quad (16)$$

$$\rho_2 c_{p2} V_2 \frac{dT_2}{d\tau} = G_2 \rho_2 c_{p2} (T_2^0 - T_2) + KF(T_1 - T_2), \quad (17)$$

где T_1^0 и T_2^0 – температуры жидкости и хладагента на входе в теплообменник.

Система уравнений (16) и (17) решается при начальных условиях $T_1(0) = T_1^*$; $T_2(0) = T_2^*$.

Для определения T_1^* и T_2^* , соответствующих номинальному статическому режиму, составляются уравнения теплового баланса стационарного режима работы теплообменника:

$$G_1 \rho_1 c_{p1} (T_1^0 - T_1) + KF(T_2 - T_1) = 0,$$

$$G_2 \rho_2 c_{p2} (T_2^0 - T_2) + KF(T_1 - T_2) = 0.$$

После подстановки численных значений получаем следующую систему:

$$13132,5 \cdot (115 - T_1) + 17440 \cdot (T_2 - T_1) = 0,$$

$$15686,2 \cdot (10 - T_1) + 17440 \cdot (T_1 - T_2) = 0,$$

которая может быть решена численно или аналитически относительно любых двух переменных, входящих в эти уравнения.

Температуры теплоносителей на выходе теплообменника в установившемся состоянии составили: $T_1^* = 74,46 \text{ }^\circ\text{C}$, $T_2^* = 43,93 \text{ }^\circ\text{C}$.

Таким образом, получим следующую систему:

$$\frac{dT_1}{d\tau} = \frac{G_1}{V_1} (T_1^0 - T_1) + \frac{KF}{\rho_1 c_{p1} V_1} (T_2 - T_1), \quad (18)$$

$$\frac{dT_2}{d\tau} = \frac{G_2}{V_2} (T_2^0 - T_2) + \frac{KF}{\rho_2 c_{p2} V_2} (T_1 - T_2). \quad (19)$$

Начальные условия: $T_1(0) = 74,46 \text{ }^\circ\text{C}$; $T_2(0) = 43,93 \text{ }^\circ\text{C}$.

Графики решения системы уравнений математического описания динамики теплообменника представлены на рис. 9. На нём изображены изменения температур во времени для обоих теплоносителей на выходе теплообменника.

Температуры теплоносителей на выходе теплообменника установились через 2000 с и составили $T_1 = 126,6 \text{ }^\circ\text{C}$; $T_2 = 71,4 \text{ }^\circ\text{C}$.

Численное интегрирование уравнений (18) и (19) аналогично предыдущим примерам 1-3. Отличие состоит в том что интегрирование уравнений с помощью функции `ode45` производится по времени

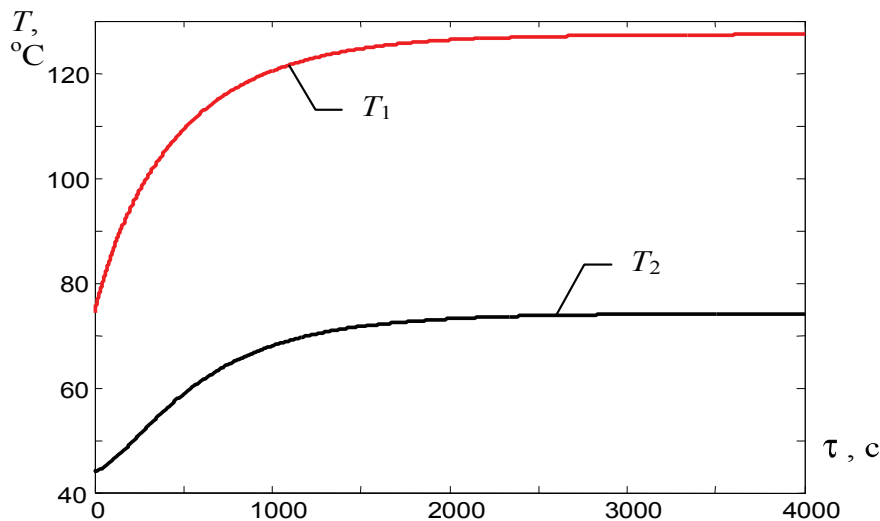


Рис. 4. Изменение температур теплоносителей во времени теплообменника типа «смешение – смешение»

Файл **func4_T.m**

```
function dT = func4_T(time,T) % Функция правых частей
                                % диф. уравнений
global a1 b1 a2 b2 T1_vx T2_vx; % Описание глобальных
                                % переменных
dT = zeros(2,1); % Создание вектора температур
dT(1)=a1*(T1_vx-T(1))+b1*(T(2)-T(1)); % Уравнение правой
                                % части 1-го диф. уравнения
```

```
dT(2)=a2*(T2_vx-T(2))+b2*(T(1)-T(2)); % Уравнение правой
% части 2-го диф. уравнения
```

Файл **Терп4.m**

```
global a1 b1 a2 b2 T1_vx T2_vx; % Описание глобальных
% переменных

tk=4000; % Время интегрирования
T1_0=74.46; % Начальное условие для 1-го диф. уравнения
T2_0=43.93; % Начальное условие для 2-го диф. уравнения
T1_vx=200; % Температура охлаждаемой жидкости на входе
T2_vx=10; % Температура хладагента на входе
ro1=850; % Плотность охлаждаемой жидкости
ro2=920; % Плотность охлаждаемой хладагента
cp1=3.75e3; % Теплоёмкость охлаждаемой жидкости
cp2=3.14e3; % Теплоёмкость хладагента
G1=4.12e-3; % Объёмный расход охлаждаемой жидкости
G2=5.43e-3; % Объёмный расход хладагента
K=4360; % Коэффициент теплопередачи
F=4; % Площадь поверхности теплообмена
V=2.5; % Объём камер
% Расчёт коэффициентов модели

a1=G1/V;
a2=G2/V;
b1=K*F/(ro1*cp1*V);
b2=K*F/(ro2*cp2*V);

[time,T] = ode45(@func4_T,[0 tk],[T1_0 T2_0]); %Функция
% решения дифференциальных уравнений
plot(time,T(:,1),'b',time,T(:,2),'k'); % Построение
% зависимостей T1(time) и T2(time)
```

ПОРЯДОК ВЫПОЛНЕНИЯ РАБОТЫ

1. Составить математическое описание теплообменного аппарата (варианты теплообменных аппаратов и исходные данные приведены в табл. 1, 2, 3).

2. В зависимости от варианта смоделировать на ЭВМ статический и (или) динамический режимы теплообменника и определить температурные зависимости для всех теплоносителей.

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. Чем определяется интенсивность перехода тепла от одного теплоносителя к другому?

2. В чём отличие объектов идеального смешения и идеального вытеснения?

3. Что представляет собой уравнение теплового баланса (в статике и динамике) для объектов идеального смешения?

4. Что представляет собой уравнение теплового баланса (в статике и динамике) для объектов идеального вытеснения?

5. Какие функции MATLAB используются для численного интегрирования обыкновенных дифференциальных уравнений?

6. Какие дополнительные параметры содержит функция ode45 и другие аналогичные?

1. Варианты теплообменных аппаратов

№	Схема теплообменника	№	Схема теплообменника
1		3	
2		4	

2. Исходные данные

№	№ схемы	Режим	$V_1, \text{ м}$	$V_2, \text{ м}$	$F, \text{ м}^2$	$\rho_1, \rho_2, \text{ кг/м}^3$
1	1	Динамический	1,1	0,8	4,4	800
2	1	— " —	1,5	1,3	3,2	612
3	1	— " —	2,5	2,2	5,5	200
4	1	— " —	1,5	2,8	2,4	710
5	1	— " —	2,1	1,4	4,5	100
6	1	— " —	0,8	0,5	3,8	300

Продолжение табл. 2

№	№ схемы	Режим	$V_1, \text{ м}$	$V_2, \text{ м}$	$F, \text{ м}^2$	$\rho_1, \rho_2, \text{ кг/м}^3$
7	1	Динамический	1,2	0,9	6,5	520
8	2	— " —	5,2	—	2,5	800
9	2	— " —	6,5	—	4,5	612
10	2	— " —	4,6	—	3,6	200
11	2	— " —	3,2	—	2,2	710
12	2	— " —	7,2	—	5,1	100
13	2	— " —	2,5	—	2,1	300

№	$c_{p1}, c_{p2},$ кДж/(кг·°С)	$G_1, G_2,$ м ³ /с	$T_1^{\text{BX}}, \text{ °С}$	$T_2^{\text{BX}}, \text{ °С}$	$K, \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{°С)}$
1	4120	$4,5 \cdot 10^{-3}$	250	10	4360
2	5220	$3,18 \cdot 10^{-3}$	160	15	3650
3	7080	$5,23 \cdot 10^{-3}$	180	18	5650
4	4050	$3,91 \cdot 10^{-3}$	150	10	2020
5	9140	$6,88 \cdot 10^{-3}$	120	10	1110
6	6380	$4,66 \cdot 10^{-3}$	430	15	3470
7	4970	$7,88 \cdot 10^{-3}$	260	12	5720
8	4120	$4,51 \cdot 10^{-3}$	340	12	4590
9	5220	$3,18 \cdot 10^{-3}$	410	15	3210
10	7080	$5,23 \cdot 10^{-3}$	270	10	6320
11	4050	$3,91 \cdot 10^{-3}$	560	24	9230
12	9140	$6,88 \cdot 10^{-3}$	350	8	12010
13	6380	$4,66 \cdot 10^{-3}$	120	11	3260

3. Исходные данные

№	№ схемы	Режим	$D_1, \text{ м}$	$\rho_1, \text{ кг/м}^3$	$\rho_2, \text{ кг/м}^3$	$c_{p1},$ кДж/(кг·°С)	$c_{p2},$ кДж/(кг·°С)
14	3	Статический	0,01	900	750	4350	5140
15	3	— " —	0,02	600	450	3270	5230
16	3	— " —	0,03	200	480	1020	3120
17	3	— " —	0,015	515	200	3270	4780
18	3	— " —	0,025	700	960	3920	4770
19	3	— " —	0,035	800	300	2560	2680

Продолжение табл. 3

№	№ схемы	Режим	D_1 , м	ρ_1 , кг/м ³	ρ_2 , кг/м ³	c_{p1} , кДж/(кг·°C)	c_{p2} , кДж/(кг·°C)
20	4	Статический	0,01	900	750	4350	5140
21	4	стат.	0,02	600	450	3270	5230
22	4	стат.	0,03	200	480	1020	3120
23	4	стат.	0,015	515	200	3270	4780
24	4	стат.	0,025	700	960	3920	4770
25	4	стат.	0,035	800	300	2560	2680

№	G_1 , м ³ /с	G_2 , м ³ /с	L , м	$T_1(0)$, °C	$T_2(0)$, °C	$T_2(L)$, °C	K , Вт/(м ² ·°C)
14	$2,08 \cdot 10^{-5}$	$4,12 \cdot 10^{-5}$	1	212	15	–	4817
15	$3,44 \cdot 10^{-5}$	$5,21 \cdot 10^{-5}$	1,5	193	25	–	2022
16	$2,92 \cdot 10^{-4}$	$2,45 \cdot 10^{-4}$	2	620	15	–	1460C
17	$5,22 \cdot 10^{-4}$	$2,74 \cdot 10^{-3}$	3,2	500	10	–	34600
18	$5,48 \cdot 10^{-4}$	$6,18 \cdot 10^{-4}$	1,8	450	18	–	41600
19	$3,12 \cdot 10^{-5}$	$4,05 \cdot 10^{-5}$	2,5	670	25	–	10350
20	$2,08 \cdot 10^{-5}$	$4,12 \cdot 10^{-5}$	1	212	–	15	4817
21	$3,44 \cdot 10^{-5}$	$5,21 \cdot 10^{-5}$	1,5	193	–	25	2022
22	$2,92 \cdot 10^{-4}$	$2,45 \cdot 10^{-4}$	2	620	–	15	14600
23	$5,22 \cdot 10^{-4}$	$2,74 \cdot 10^{-3}$	3,2	500	–	10	34600
24	$5,48 \cdot 10^{-4}$	$6,18 \cdot 10^{-4}$	1,8	450	–	18	41600
25	$3,12 \cdot 10^{-5}$	$4,05 \cdot 10^{-5}$	2,5	670	–	25	10350