

УДК 681.51

© 2011 г. **А.Ю. Торгашов**, д-р техн. наук
(Институт автоматике и процессов управления ДВО РАН, Владивосток)

МОДЕЛИРОВАНИЕ ДИНАМИКИ И ИССЛЕДОВАНИЕ ОПТИМАЛЬНОГО ФУНКЦИОНИРОВАНИЯ ТЕПЛООБМЕННОГО ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ПРОЦЕССА

Рассматривается решение задачи моделирования динамики процесса теплообмена в сети теплообменников на основе ячеечной модели каждого технологического аппарата. Исследуются оптимальные режимы функционирования сети теплообменников. На примере сети теплообменников подогрева нефти приводятся результаты численного исследования полученной модели в целях построения системы управления для максимизации температуры нефти на выходе.

Ключевые слова: динамическая модель, технологическая сеть теплообменников, регулирующий клапан, оптимизация.

Введение

В настоящей работе рассматривается теплообменный технологический процесс (ТТП), протекающий в сети теплообменников блока подогрева нефти. В ТТП осуществляется перераспределение тепловой энергии между потоками теплоносителей. Моделирование динамики системы взаимосвязанных теплообменников вместе с регулирующими клапанами практически не рассматривается в литературе. Между тем, модель динамики может быть использована при построении системы управления для максимизации температуры потока на выходе ТТП, что является актуальной оптимизационной задачей на практике.

С целью исследования и определения структуры системы управления для максимизации температуры потока на выходе ТТП в статье предлагается математическая модель сети теплообменников, объединяющая ячеечную модель теплообменника [1] и модель динамики регулирования системы потоков [2, 3]. Кроме ячеечной модели теплообменника, в описание которой входят обыкновенные дифференциальные уравнения, встречаются модели теплообменников, описываемые дифференциальными уравнениями в частных производных [4]. Однако модель в виде системы с распределенными параметрами является более сложной для расчета и последующего исследования.

Следует отметить, что задача оптимизации сети теплообменников может быть решена не только с помощью системы управления перераспределением потоков теплоносителей. Так, например, известен способ оптимального управления

сетями теплообменников с использованием байпасных линий [5, 6]. Однако байпасирование в сетях теплообменников затрудняется тем, что требует дополнительных затрат на оборудование и временной приостановки производства.

Математическая модель динамики теплообменного технологического процесса

Для моделирования динамики процесса теплообмена используется ячеечная модель теплообменника, для которой принимаются следующие допущения:

в каждой ячейке наблюдается идеальное смешение;

потери тепла в окружающую среду незначительны;

теплоемкость веществ постоянна;

вся поверхность A , m^2 и весь объем V , m^3 теплообмена разделены на N равных частей, где N – число ячеек модели;

жидкости несжимаемы, т.е. их плотность постоянна.

На рис. 1 представлено схематическое изображение ячеечной модели для случая движения теплоносителей в противотоке.

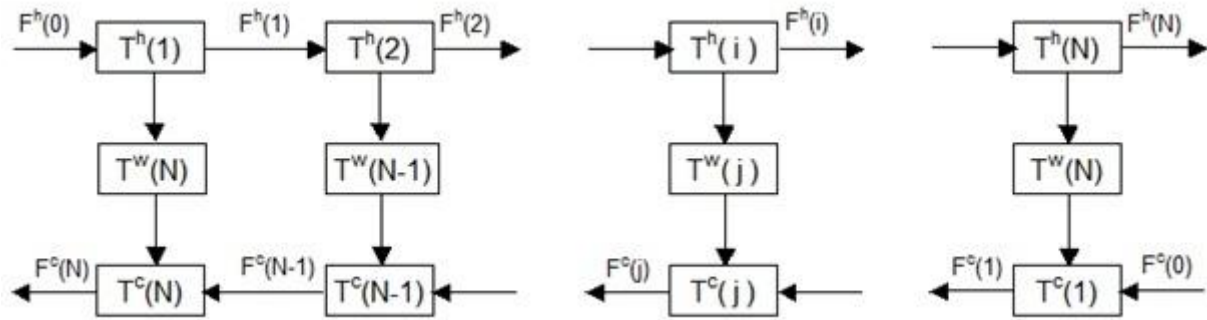


Рис. 1. Ячеечная модель теплообменника.

Динамика процесса теплообмена в каждой ячейке описывается системой из трех дифференциальных уравнений [4]:

$$\frac{dT^h(i)}{dt} = \left(T^h(i-1) - T^h(i) - \frac{h^h A}{w^h N} \Delta T^h(i) \right) \cdot \frac{F^h N}{p^h V^h}, \quad (1)$$

$$\frac{dT^w(j)}{dt} = \left(h^h \Delta T^h(j) - h^c \Delta T^c(j) \right) \cdot \frac{A}{p^w C_p^w V^w}, \quad (2)$$

$$\frac{dT^c(j)}{dt} = \left(T^c(j-1) - T^c(j) + \frac{h^c A}{w^c N} \Delta T^c(j) \right) \cdot \frac{F^c N}{p^c V^c}, \quad (3)$$

где T – температура, $^{\circ}C$; F – объемный поток, $m^3/ч$; c_p – изобарная теплоемкость, $Дж/кг \cdot ^{\circ}C$; p – плотность, $кг/м^3$; h – частный коэффициент теплопередачи, $Вт/Дж \cdot ^{\circ}C$; M_w – молярная масса, $кг/кмоль$; верхние индексы: h – горячий теплоноситель, c – холодный теплоноситель, w – теплопередающая стенка.

Количество ячеек выбирается исходя из конструктивных особенностей теплообменника: минимум – 2, максимум – $(N_B + 1)N_P$, где N_B – количество перегородок в теплообменнике; N_P – количество трубных проходов вдоль теплообменника.

Движущей силой теплообмена является разница температур

$$\Delta T(i) = T^h(i) - T^c(i). \quad (4)$$

Выражение (4) справедливо в случае отсутствия стенки между теплоносителями. Учитывая теплопроводность стенки, движущая сила теплообмена равна:

$$\Delta T^h(i) = T^h(i) - T^w(j),$$

$$\Delta T^c(j) = T^w(j) - T^c(j).$$

Частный коэффициент теплопередачи h можно рассчитать, используя уравнение Диттуса-Болтера [1]:

$$N_{Nu} = C \cdot N_{Re}^r N_{Pr}^p,$$

где N_{Nu} – критерий Нуссельта, $N_{Nu} = h \cdot D/k$; N_{Re} – критерий Рейнольдса, $N_{Re} = \rho D n / m$; N_{Pr} – критерий Прандля, $N_{Pr} = c_p m / k$; C – константа, равная 0.021 для газов, 0.023 – для невязких жидкостей, 0.027 – для вязких жидкостей [7].

Подставив значения критериев, выразим частный коэффициент теплопередачи:

$$h = C D^{r-1} r^r m^{p-r} c_p^p k^{1-p} n^r,$$

где D – диаметр трубок теплообменника, м; m – вязкость теплоносителя, кг·м/с; k – теплопроводность теплоносителя, Вт/м·К; n – скорость движения теплоносителя, м/с.

Значения параметров r, p лежат в пределах $0,55 < r < 0,8$ и $0,3 < p < 0,4$. Если точные параметры и тип теплообменника неизвестны, рекомендуется использовать: $r = 0,8$ и $p = 0,33$ [1].

На рис. 2 представлен пример моделирования динамики процесса теплообмена в теплообменнике (6 ячеек) при движении теплоносителей в прямотоке (а) и противотоке (б). Показано изменение температур теплоносителей на выходе из теплообменника.

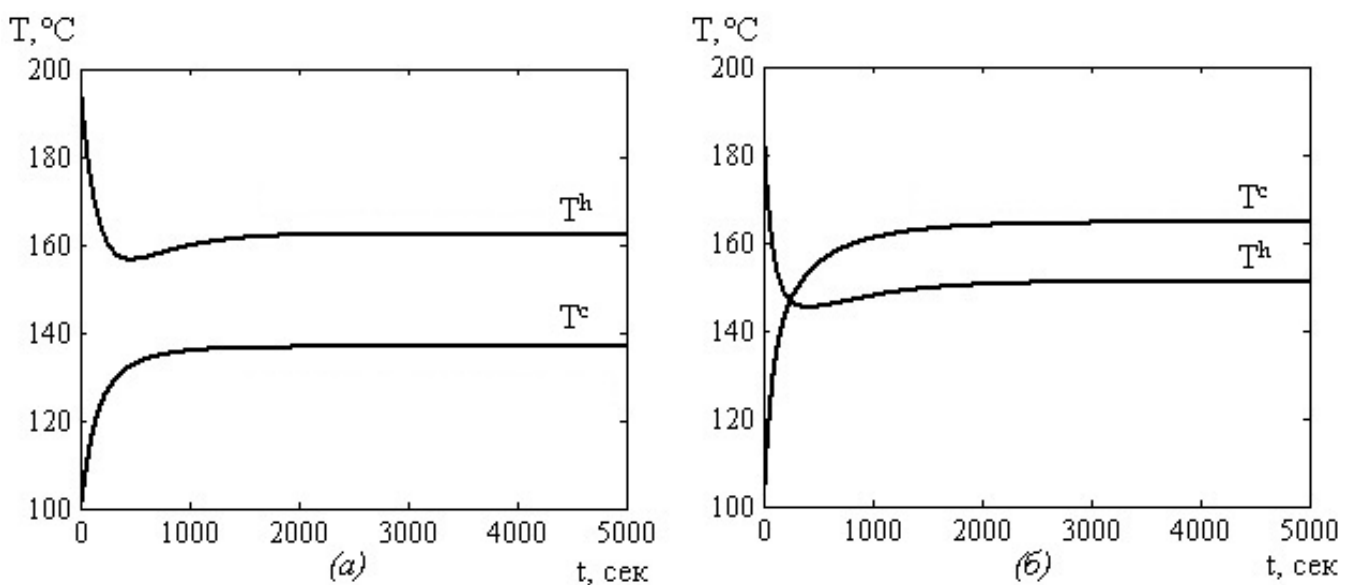


Рис. 2. Температура теплоносителей после теплообменника при прямотоке (а) и противотоке (б).

Моделирование динамики системы регулирования потоков в сети теплообменников

Рассматривается система потоков, представленная на рис. 3. Основной поток делится на три потока, на каждом из которых имеется клапан с регулятором расхода. Регулятор расхода FIC-101 работает в каскадном режиме с регулятором давления PIC-100, а два другие регулятора – FIC-102 и FIC-103 – работают в автоматическом режиме.

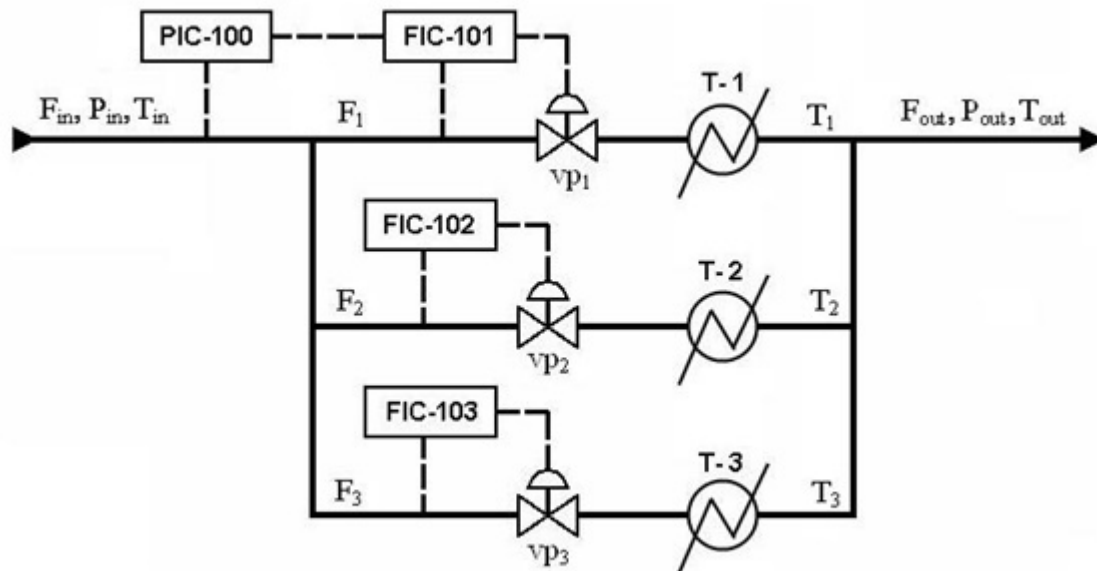


Рис. 3. Схема сети теплообменников.

Для математической модели динамики регулирования потоков были приняты следующие допущения:

давление на выходе, P_{out} , из сети теплообменников постоянно, а давление на входе, P_{in} , регулируется клапаном регулятора расхода, работающего в каскаде регулятора давления;

перепад давления в каждом клапане одинаков, т.е. давление до клапана равно P_{in} , а после клапана – P_{out} ;

каждый клапан описывается характеристическим уравнением

$$C_n(n\rho) = C_{n,max} \cdot n\rho; \quad (5)$$

общий поток нефти F_{in} остается постоянным, т.е.

$$F_{in} = F_1 + F_2 + F_3 = const. \quad (6)$$

Для расчета регулирующего клапана используется уравнение Фишера [3]:

$$F = 2,44 \cdot C_n \cdot C_1 \sqrt{\frac{P_1}{\rho}} \cdot \sin\left(\frac{59,64}{C_1} \sqrt{1 - \frac{P_2}{P_1}}\right), \quad (7)$$

где F – объемный поток, м³/ч; ρ – плотность, кг/м³; P_1 – давление перед клапаном, атм; P_2 – давление после клапана, атм.

Коэффициент C_1 зависит от типа клапана и изменяется в пределах от 33 до 38 [3]. Коэффициент расхода C_v показывает, сколько кубических метров в час воды проходит через клапан при перепаде давления 1 атм и зависит от степени от-

крытия клапана νp , %. Коэффициент расхода C_v изменяется от 0, когда клапан закрыт ($\nu p = 0\%$), до максимального значения $C_{v,\max}$, когда клапан открыт полностью ($\nu p = 100\%$). Существуют три типа зависимости коэффициента расхода от положения клапана, определяемые типом клапанного отверстия [2]:

$$\text{линейная зависимость} - C_n(np) = C_{n,\max} \cdot np;$$

$$\text{зависимость «быстрое открытие»} - C_n(np) = C_{n,\max} \cdot \sqrt{np};$$

$$\text{равнопроцентная зависимость} - C_n(np) = C_{n,\max} \cdot a^{np-1}.$$

Далее рассмотрим математическое описание динамики изменения положения каждого клапана в зависимости от режима работы регулятора. Клапан №1 регулятора расхода FIC-101 работает в каскадном режиме с регулятором давления PIC-100. Из уравнения (7) выразим коэффициент расхода:

$$p_1 = \frac{F_1}{X(P_{in})}, \quad (8)$$

где $X(P_{in}) = 2,44 \cdot C_1 \sqrt{\frac{P_{in}}{p}} \cdot \sin\left(\frac{59,64}{C_1} \sqrt{1 - \frac{P_{out}}{P_{in}}}\right)$ – функция от давления.

Положение клапана выражается из уравнения (5):

$$np_1 = \frac{C_{n1}}{C_{n1,\max}} \cdot 100\%. \quad (9)$$

Изменение давления определяется дифференциальным уравнением:

$$t_c \cdot \frac{dP_{in}}{dt} + P_{in} = P_{in}^{SP}, \quad (10)$$

где t_c – постоянная времени; P_{in}^{SP} – задаваемое значение давления.

Поток F_1 рассчитывается из материального баланса (6):

$$F_1 = F_{in} - F_2 - F_3. \quad (11)$$

Таким образом, изменение положения клапана №1 с регулятором давления PIC-100 описывается системой дифференциально-алгебраических уравнений (8) – (11).

Рассмотрим динамику изменения положения клапана №2 регулятора расхода FIC-102, работающего в автоматическом режиме.

Изменение расхода выражается дифференциальным уравнением:

$$t_c \cdot \frac{dF_2}{dt} + F_2 = F_2^{SP}, \quad (12)$$

где F_2^{SP} – задаваемое значение потока F_2 .

Из уравнения (7) выразим коэффициент расхода:

$$C_{n2} = \frac{F_2}{X(P_{in})}. \quad (13)$$

Положение клапана определяется из уравнения (5):

$$np_2 = \frac{C_{n2}}{C_{n2,\max}} \cdot 100\%. \quad (14)$$

Таким образом, динамика изменения положения клапана №2 с регулятором расхода FIC-102, работающего в автоматическом режиме, описывается системой дифференциально-алгебраических уравнений (12)-(14). Динамика изменения положения клапана №3 с регулятором расхода FIC-103 описывается системой подобных уравнений (15) – (17):

$$t_c \cdot \frac{dF_3}{dt} + F_3 = F_3^{SP}; \quad (15)$$

$$C_{n3} = \frac{F_3}{X(P_{in})}; \quad (16)$$

$$np_3 = \frac{C_{n3}}{C_{n3,max}} \cdot 100\%. \quad (17)$$

Учитывая вышеприведенные уравнения для описания изменения положения клапанов, математическую модель динамики регулирования потоков (рис. 3) описываем системой из дифференциально-алгебраических уравнений (8) – (17). Модель позволяет исследовать в динамике изменение потоков и положение клапанов. На рис. 4 представлен пример результатов моделирования динамики регулирования системы потоков: при постоянном давлении в системе открытие клапана сопровождается увеличением потока. Специфика данной модели заключается в том, что изменения потоков F_2 и F_3 непосредственно влияют на поток F_1 (при постоянном общем потоке F_{in}).

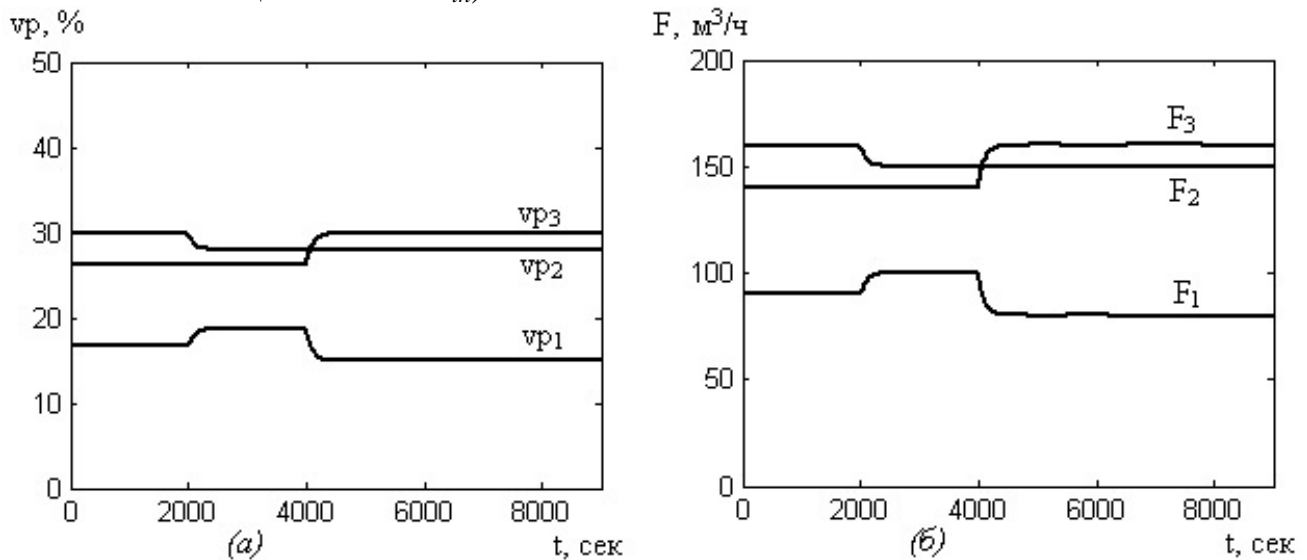


Рис. 4. Динамика изменения положения клапанов (а) и расходов потоков (б).

Исследование оптимального режима функционирования сети теплообменников

В сети теплообменников подогрева нефти (рис. 3) в качестве горячих теплоносителей выступают нефтепродукты с установок, – такие как мазут, гудрон и т.д. Математическая модель динамики сети теплообменников описывается уравнениями ячеечной модели каждого теплообменника и уравнениями модели регулирования системы потоков, которые были рассмотрены выше (1) – (3), (8) – (17).

Для модели приняты следующие допущения:
 физические параметры теплоносителей постоянны;
 потоки горячих теплоносителей постоянны;
 давление до и после теплообменников постоянно.

В качестве управляющих возмущений были выбраны потоки F_2 и F_3 , изменение которых осуществляется регуляторами FIC-102 и FIC-103, работающими в автоматическом режиме. На рис. 5 представлены результаты моделирования динамики сети теплообменников, на которых показано изменение температуры потоков нефти после теплообменников (б) в зависимости от изменения расхода этих потоков (а).

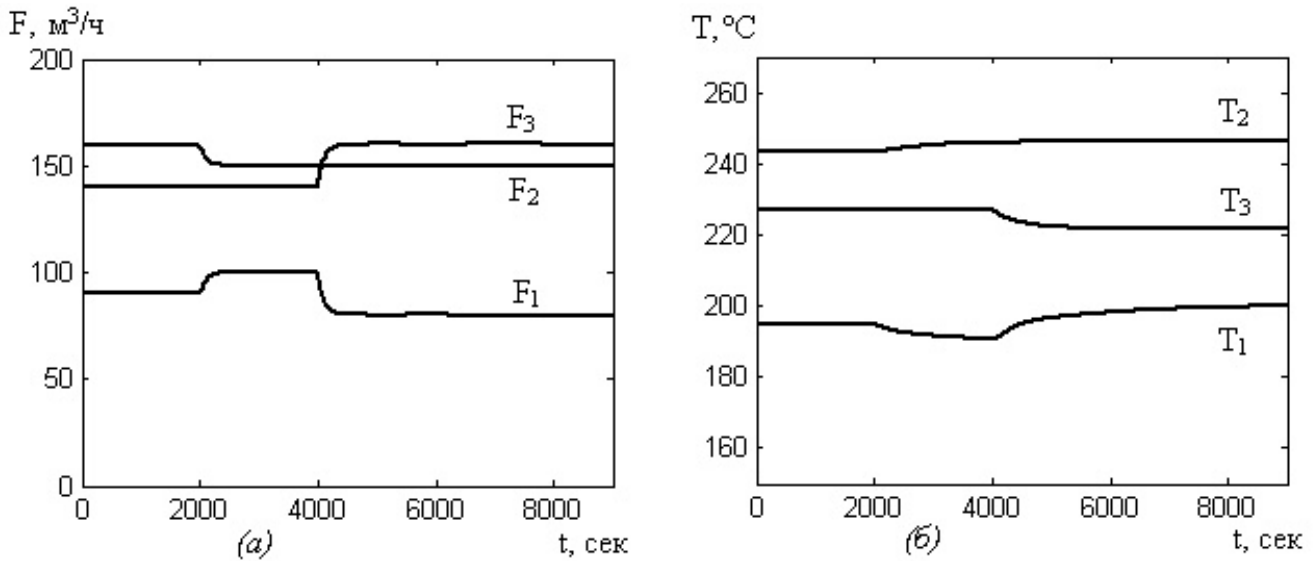


Рис. 5. Динамика изменения расходов потоков (а) и температур этих потоков после теплообменников (б).

Исследование оптимального режима сети теплообменников проводилось исходя из предположения, что максимальная температура нефти на выходе T_{out} достигается при равенстве температур каждого из потоков нефти, т.е. когда коэффициент выравнивания температур этих потоков t равен нулю

$$t = \sum_{i=1}^N (T_{cp} - T_i)^2,$$

где T_i – температура i -го потока после теплообменника; T_{cp} – среднее значение температур потоков после теплообменников $T_{cp} = \sum_{i=1}^N \frac{T_i}{N}$.

Для каждой пары управляющих возмущений были рассчитана температура нефти на выходе из сети теплообменников и коэффициент выравнивания температур потоков нефти. На рис. 6 показан график зависимости данных параметров. Очевидно, что если $\tau \rightarrow 0$, то $T_{out} \rightarrow \max$.

Таким образом, для обеспечения максимальной температуры нефти на выходе из сети теплообменников необходимо поддерживать разницу температур $T_{cp} - T_i$ ($i = 1, 2, 3$) равной нулю на каждом из параллельных потоков.

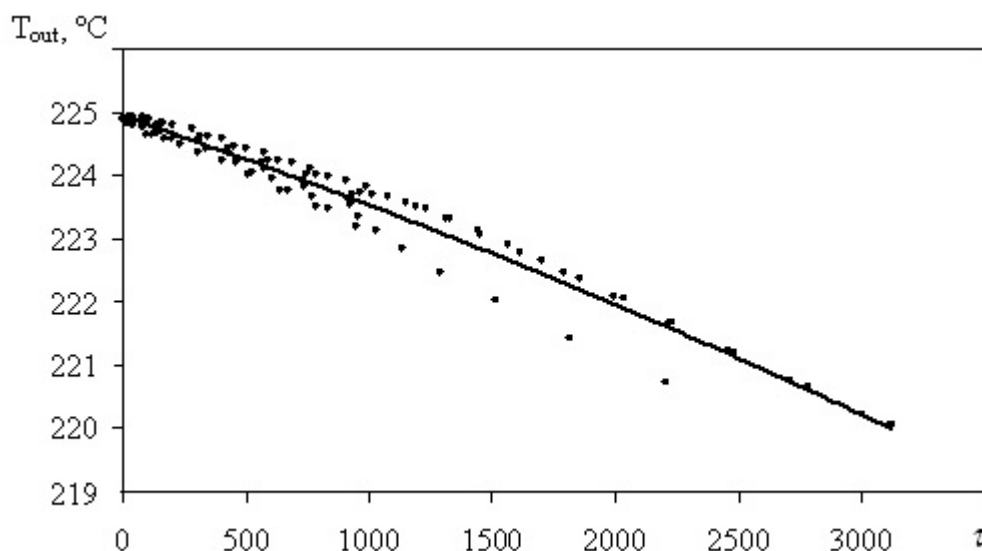


Рис. 6. Зависимость температуры нефти на выходе из сети теплообменников от коэффициента выравнивания температур потоков нефти.

Заключение

В статье изложено построение математической модели динамики сети теплообменников и проведено ее исследование на примере технологического процесса подогрева нефти с учетом динамики изменения положения регулирующих клапанов. Показано, что достижение максимальной (оптимальной) температуры нефти после сети теплообменников достигается путем выравнивания температур потоков нефти после каждого параллельного теплообменника. Полученный результат в промышленности можно реализовать установкой регуляторов температур, работающих в каскадном режиме с регуляторами расхода, и созданием системы управления выравниванием температур параллельных потоков.

ЛИТЕРАТУРА

1. *Mathisen K.* Integrated design and control of heat exchanger networks. Ph.D. Thesis. – University of Trondheim, The Norwegian Institute of Technology, 1994.
2. *Bequette W.* Process control, modeling, design and simulation. – Prentice Hall, 2003.
3. *Smith C., Corripio A.* Principles and practice of automatic process control. – John Wiley & Sons, 1997.
4. *Romero J.A., Campo A., Albertos P.* Control of a heat exchanger using an iterative design approach // 16th IFAC World Congress, 2005. – P.1234-1239.
5. *Lersbamrungsuk V., T. Srinophakun., S. Narasimhan, S. Skogestad* Control structure design for optimal operation of heat exchanger networks // AIChE Journal. – 2008. – №54. – P.150-162.
6. *Glemmestad B., Skogestad S., Gundersen T.* Optimal operation of heat exchanger networks // Computers and Chemical Engineering. – 1999. – №23. – P.509-522.
7. *Smith R.* Chemical process design and integration. – John Wiley & Sons, 2005.
8. *Ryskamp C., Wade H., Britton R.* Improve crude unit operation // Hydrocarbon Processing. – 1976. – №5. – P.81-86.

Статья представлена к публикации членом редколлегии О.В. Абрамовым.

E-mail:

Торгашов Андрей Юрьевич – torgashov@iacp.dvo.ru