



М. А. Гимадиев



А. В. Уткин

Характеристики холодильника устройства подготовки пробы на установившихся и переходных режимах

ГИМАДИЕВ М. А., канд. техн. наук, УТКИН А. В., ООО НПП «Гималаи»
ООО НПП «Гималаи»; 443022, г. Самара, Заводское шоссе, 13Б
utk@gimalai.com

Важная задача, выполняемая устройством подготовки проб, — точное поддержание параметров теплоносителя на входе в приборы автоматического химического контроля. Исследования российских учёных показали, что такие приборы наиболее чувствительны к изменению температуры пробы. Охлаждение пробы и поддержание её температуры на заданном уровне осуществляются в холодильнике, исследованию характеристик которого на установившихся и переходных режимах в литературе не уделено должного внимания. Холодильник — это объект регулирования устройства подготовки пробы, возмущающие воздействия на который оказывают расход и температура пробы, а также охлаждающей воды на входе в холодильник. В представленной работе изучается змеевиковый холодильник с противоточной схемой движения жидкостей и наличием внутренней трубы — дефлектора, способствующей интенсификации теплообмена. На основании экспериментальных исследований получена полуэмпирическая зависимость для определения коэффициента теплопередачи холодильника, теоретически и экспериментально определены его переходные характеристики при ступенчатом изменении температуры пробы на входе. Данные зависимости могут быть использованы при разработке устройства подготовки пробы теплоносителя, функционирующего на стационарных и неустановившихся режимах, при выборе закона регулирования температуры пробы.

Ключевые слова: устройство подготовки пробы, холодильник, конструкция, теплообменник, расчёт, эксперимент, коэффициент теплопередачи, динамика.

В тепловой энергетике змеевиковые холодильники (теплообменники) применяются для охлаждения отбираемой для химического анализа пробы пара, конденсата или воды (теплоносителя). Проба, извлекаемая из тракта котлотурбинного оборудования тепловых электростанций, имеет температуру до 540 °С, а максимально допустимая температура для анализаторов химического состава теплоносителя составляет не более 50 °С [1]. Поэтому отбираемая проба проходит предварительное охлаждение в устройстве подготовки пробы (УПП). Устройство снабжено системой автоматического регулирования температуры пробы, в которой возмущающими факторами служат изменение расхода и температуры пробы, и температуры охлаждающей воды на входе в холодильник. В большинстве систем регулирующий фактор — расход охлаждающей воды [2]. Для выбора оптимального закона регулирования, выбора и качественной настройки оборудования под требуемые входные параметры приборов автоматического химического контроля необходимо знать динамические характеристики холодильника.

Переходным процессам в теплообменном оборудовании посвящён ряд исследований. В работе [3] представлены результаты теоретического и экспериментального исследований динамики теплообменника типа труба в трубе при ступенчатом изменении расхода горячей жидкости. Показано, что температура на выходе изменяется как реакция аperiodического звена, последовательно соединённого со звеном транспортного запаздывания. В модели теплообменника теплофизические свойства жидкостей приняты постоянными, что допустимо только при небольших изменениях температуры.

В работе [4] показано, что влиянием теплопроводности стенки при расчёте динамики теплообменников типа труба

в трубе можно пренебречь, так как данный фактор мало влияет на результат. Кроме этого, приведены амплитудно-частотные и фазо-частотные характеристики теплообменника. Установлено, что при синусоидальном возмущении расхода горячей жидкости на определённых частотах, значение которых зависит от конструкции теплообменника, возникает резонанс по температуре.

Большинство исследований переходных процессов посвящены теплообменникам типа труба в трубе, однако змеевиковым теплообменникам, достаточно эффективным и надёжным, уделено мало внимания. Для распространения принципов моделирования теплообменников типа труба в трубе на змеевиковые теплообменники достаточно определить коэффициенты теплоотдачи.

В работах [5, 6] коэффициенты теплоотдачи найдены при непосредственном измерении температуры стенок и жидкостей. Такой подход имеет существенный недостаток — термопары и их крепления вносят определённое возмущение в поток, влияющее на теплообмен.

В работе [7] показано применение метода Вильсона, основанного на косвенном определении коэффициентов теплоотдачи из среднего температурного напора и теплового потока. При этом принято допущение, что температура одной из сред изменяется в небольших пределах. Это существенно упрощает расчёт, однако к некоторым системам такие допущения неприменимы. В большинстве же случаев для определения коэффициентов теплоотдачи применяют обработку экспериментальных данных методом наименьших квадратов (МНК) [8].

Для определения коэффициентов теплоотдачи змеевикового теплообменника существует ряд эмпирических зависи-

мостей, использование которых на стадии проектирования даёт приемлемый результат. В работах [9, 10] выполнено сравнение таких конструкций змеевикового теплообменника. Из этих работ следует, что при увеличении числа Рейнольдса растёт и расхождение между результатами.

Использование рассмотренных зависимостей для описания межтрубного пространства вносит дополнительную погрешность. Это обусловлено различной геометрией межтрубного пространства, поскольку кроме змеевика в нём могут присутствовать направляющие, турбулизаторы и другие элементы.

В статье рассмотрена математическая модель статики и динамики змеевикового противоточного холодильника с применением полученных авторами полуэмпирических коэффициентов теплоотдачи.

1. Описание холодильника и экспериментального оборудования

Объект исследования — противоточный змеевиковый холодильник (рис. 1), состоящий из змеевика с $Z = 16$ витками, помещённого в кольцевую щель между корпусом и внутренней трубой.

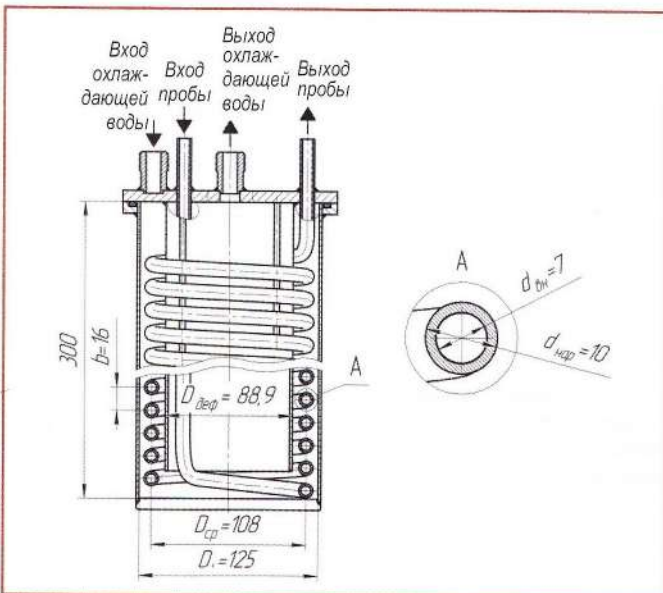


Рис. 1. Конструктивная схема змеевикового холодильника

Проба воды с температурой не более 120 °С поступает в змеевик, который охлаждается технической водой, протекающей в межтрубном пространстве.

Для исследований характеристик холодильника создана экспериментальная установка (рис. 2), позволяющая реализовывать статический и динамический режимы испытаний. В статическом режиме определению подлежат конечные температуры пробы и охлаждающей воды. В режиме динамических испытаний на вход холодильника подают ступенчатое возмущение по температуре пробы, в течение переходного процесса измеряют температуры пробы и охлаждающей воды на входе и выходе холодильника.

Диапазоны изменения входных параметров при определении статических и динамических характеристик холодильника приведены далее.

Диапазон изменения входных параметров при определении статических характеристик холодильника

Расход пробы, л/мин	0,3 ... 1
Расход охлаждающей воды, л/мин	0,5 ... 9
Температура пробы на входе, °С	30 ... 120
Температура охлаждающей воды на входе, °С	20 ... 35

Диапазон изменения входных параметров при определении динамических характеристик холодильника

	Вариант 1	Вариант 2
Расход пробы, л/мин	0,8	0,6
Расход охлаждающей воды, л/мин	2	2,2
Скачкообразное изменение температуры пробы на входе, °С	от 35 до 67	от 80 до 45
Температура охлаждающей воды на входе, °С	23	23

Необходимую температуру пробы и охлаждающей воды на входе в холодильник обеспечивают трубчатые электронагреватели. Измерение температуры осуществляют с помощью пяти термопар, расположенных непосредственно в потоке на входе и выходе холодильника, каждые 200 мс с погрешностью не более ± 1 °С. Настройка расхода обеспечивается игольчатыми вентилями, а измерение расхода осуществляется турбинными расходомерами с погрешностью измерения менее 4 %.

2. Определение характеристик холодильника УПП на установившихся режимах

При проектировании и выборе необходимого для УПП холодильника необходимо знать, какая температура пробы будет на выходе холодильника при заданных граничных условиях. Такие характеристики представляют в виде зависимости разницы между температурой пробы на выходе и температурой охлаждающей воды на входе от расхода пробы.

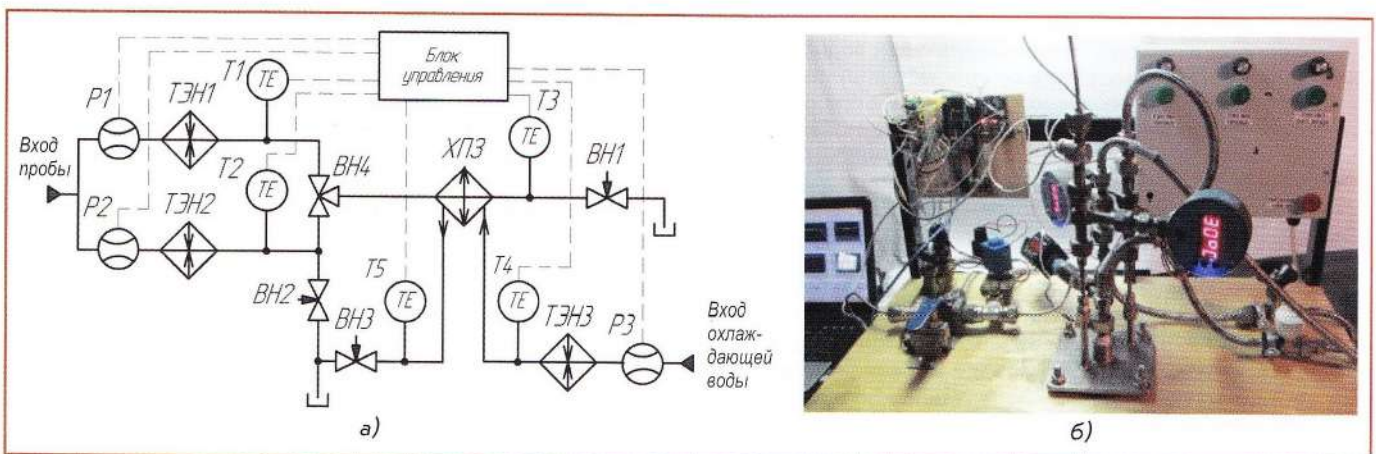


Рис. 2. Принципиальная схема (а) и внешний вид (б) экспериментальной установки:

ВН1 — ВН3 — игольчатые вентили; ВН4 — трёхходовой кран; Т1 — Т5 — термопары; P1 — P3 — расходомеры; ТЭН1 — ТЭН3 — трубчатые электронагреватели; ХПЗ — холодильник пробы змеевиковый

Построить соответствующие графики при известных коэффициентах теплоотдачи пробы и охлаждающей воды можно достаточно точно.

Для определения коэффициентов теплоотдачи необходимо знать температуры пробы, охлаждающей воды и стенки трубки змеевика. Установка термомпар непосредственно на змеевике влечёт за собой усложнение конструкции экспериментальной установки и вносит дополнительную погрешность из-за возмущений в потоке. Поэтому предпочтительно использовать косвенный метод, основанный на приближённом вычислении коэффициентов теплоотдачи с помощью начальных и конечных температур пробы и охлаждающей воды, а также их расходов.

Количество теплоты $Q_{пр}^t$ и $Q_{охл}^t$, отданное пробой и принятое охлаждающей водой, определяется уравнениями:

$$Q_{пр}^t = Q_{пр} \rho_{пр} C_{пр} (T_{пр.вх} - T_{пр.вых});$$

$$Q_{охл}^t = Q_{охл} \rho_{охл} C_{охл} (T_{охл.вых} - T_{охл.вх}),$$

где Q , ρ , C — объёмный расход, плотность и удельная теплоёмкость; $T_{вх}$, $T_{вых}$ — температура на входе и выходе холодильника, индекс «пр» относится к пробе, «охл» — к охлаждающей воде.

При этом среднее количество теплоты рассчитывается по выражению:

$$Q_{ср}^t = \frac{Q_{пр}^t + Q_{охл}^t}{2}.$$

Экспериментальный коэффициент теплопередачи вычисляется по формуле:

$$K_{эксп} = \frac{Q_{ср}^t}{\pi l \Delta t} \quad (1)$$

где l — длина трубки змеевика; $\Delta \bar{t} = (\Delta t_6 - \Delta t_m) / \ln(\Delta t_6 / \Delta t_m)$ — среднелогарифмический температурный напор [11]; $\Delta t_6 = T_{пр.вх} - T_{охл.вых}$; $\Delta t_m = T_{пр.вых} - T_{охл.вх}$.

Теоретический коэффициент теплопередачи K определяется тремя составляющими:

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{\alpha_{пр} d} + \frac{1}{2\lambda_{ст}} \ln \frac{d_{нар}}{d_{вн}} + \frac{1}{\alpha_{охл} D} \quad (2)$$

где $\alpha_{пр}$, $\alpha_{охл}$ — соответственно коэффициенты теплоотдачи пробы и охлаждающей воды; $d = d_{вн}$ — гидравлический диаметр трубки змеевика; $\lambda_{ст}$ — коэффициент теплопроводности трубки змеевика; D — гидравлический диаметр межтрубного пространства.

Значение D рассчитывается по формуле $D = 4A_t H / A_p$, где A_t — минимальная площадь проходного сечения межтрубного пространства; A_p — смоченная площадь межтрубного пространства; H — длина холодильника.

При расчёте теоретического коэффициента теплопередачи по формуле (2) неизвестными считаются $\alpha_{пр}$ и $\alpha_{охл}$, которые определяют из уравнений:

$$\alpha_{пр} = \frac{Nu_{пр} \lambda_{пр}}{d}; \quad \alpha_{охл} = \frac{Nu_{охл} \lambda_{охл}}{D} \quad (3)$$

где $Nu_{пр}$, $\lambda_{пр}$ — соответственно число Нуссельта и теплопроводность пробы, $Nu_{охл}$, $\lambda_{охл}$ — соответственно число Нуссельта и теплопроводность охлаждающей воды.

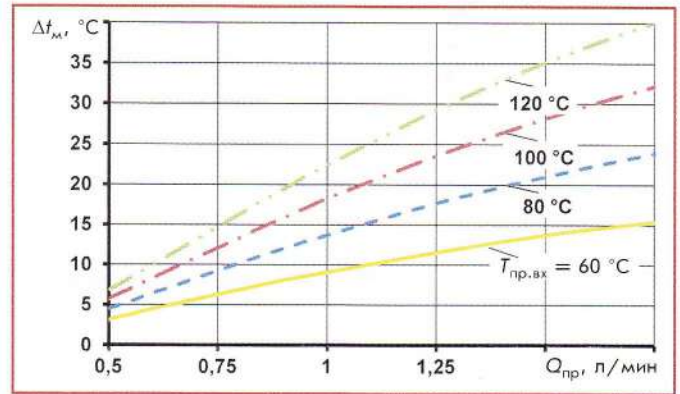


Рис. 3. Зависимость разности температур Δt_m от расхода пробы $Q_{пр}$ при различной температуре пробы на входе $T_{пр.вх}$ ($Q_{охл} = 9$ л/мин, $T_{охл.вх} = 25$ °C)

Так как течение в змеевике не подвержено влиянию турбулизаторов, то можно воспользоваться классическим выражением для определения числа Нуссельта пробы согласно [12]:

$$Nu_{пр} = 0,021 Re_{пр}^{0,8} Pr_{пр}^{0,2} \quad (4)$$

где $Re_{пр} = 4Q_{пр} / (\pi d v_{пр})$ — число Рейнольдса пробы; $v_{пр}$, $Pr_{пр}$ — кинематическая вязкость и число Прандтля пробы.

Выражение для определения числа Нуссельта охлаждающей воды имеет вид:

$$Nu_{охл} = X Re_{охл}^m Pr_{охл}^n \quad (5)$$

где $Re_{охл} = 4Q_{охл} / (\pi D v_{охл})$ — число Рейнольдса охлаждающей воды; $v_{охл}$, $Pr_{охл}$ — кинематическая вязкость и число Прандтля охлаждающей воды; X , m , n — постоянные коэффициенты.

Подставив выражение (3) в (2) и выразив в них $Nu_{пр}$ и $Nu_{охл}$ зависимостями (4) и (5), получим:

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{0,021 Re_{пр}^{0,8} Pr_{пр}^{0,2} \lambda_{пр}} + \frac{1}{2\lambda_{ст}} \ln \frac{d_{нар}}{d_{вн}} + \frac{1}{X Re_{охл}^m Pr_{охл}^n \lambda_{охл}} \quad (6)$$

На основе зависимости (6) можно получить полуэмпирический коэффициент теплопередачи $K_{пэ}$, используя который определим тепловые характеристики холодильника в широком диапазоне режимных параметров. Для этого необходимо вычислить неизвестные коэффициенты X , m и n путём обработки экспериментальных точек по МНК:

$$\sum_{j=1}^N \left[\frac{1}{K_{эксп,j}} - \frac{1}{0,021 Re_{пр,j}^{0,8} Pr_{пр,j}^{0,2} \lambda_{пр,j}} - \frac{1}{2\lambda_{ст}} \ln \frac{d_{нар}}{d_{вн}} - \frac{1}{X Re_{охл,j}^m Pr_{охл,j}^n \lambda_{охл,j}} \right]^2 \rightarrow 0,$$

где $K_{эксп,j}$ — коэффициент теплопередачи, определённый по формуле (1) для ряда экспериментов $j = 1 - N$.

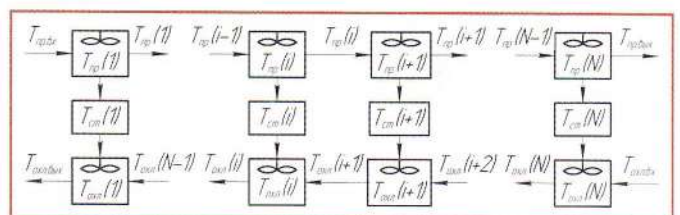


Рис. 4. Структура расчётной модели

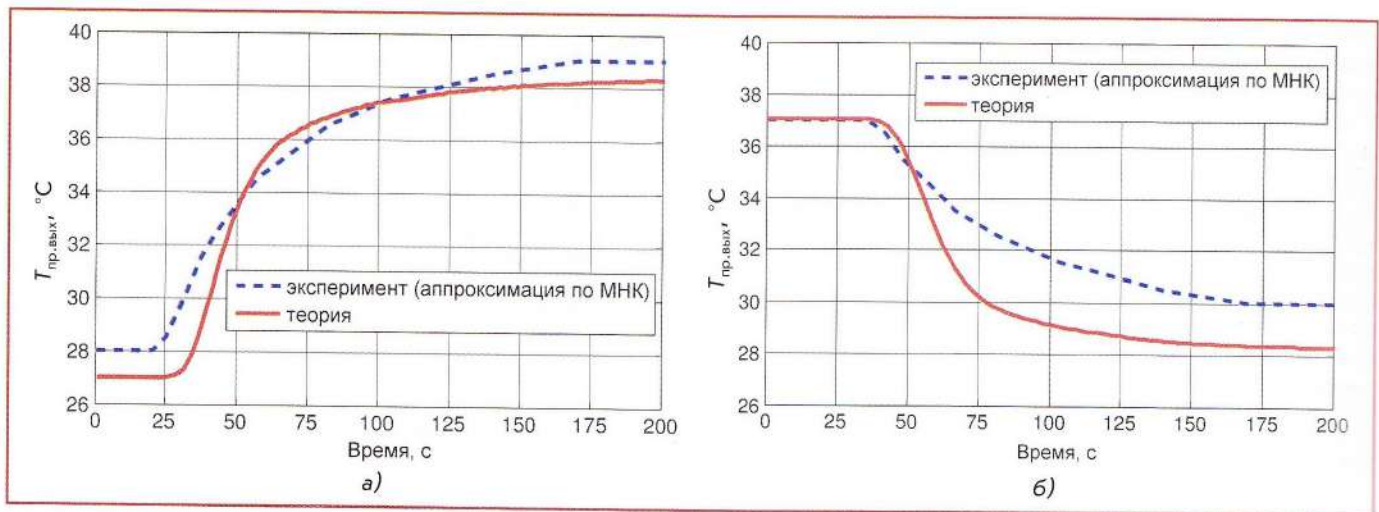


Рис. 5. Теоретический и экспериментальный переходный процесс по температуре пробы на выходе для экспериментов: а — при ступенчатом увеличении температуры пробы на входе; б — при ступенчатом уменьшении температуры пробы на входе

Следует обратить внимание на то, что в расчёте используются данные только по тем экспериментам, для которых соблюдаются условия [13]:

$$\frac{|Q_{\text{ср}}^t - |Q_{\text{пр}}^t|}{|Q_{\text{ср}}^t|} \cdot 100\% \leq 10\%; \quad \frac{|Q_{\text{ср}}^t - |Q_{\text{охл}}^t|}{|Q_{\text{ср}}^t|} \cdot 100\% \leq 10\%.$$

В результате обработки по МНК данных 30 экспериментов получено выражение для полуэмпирического коэффициента теплопередачи $K_{\text{ПЭ}}$:

$$K_{\text{ПЭ}} = \left[\frac{1}{0,021 \text{Re}_{\text{пр}}^{0,8} \text{Pr}_{\text{пр}}^{0,2} \lambda_{\text{пр}}} + \frac{1}{2\lambda_{\text{ст}}} \ln \frac{d_{\text{нар}}}{d_{\text{вн}}} + \frac{1}{0,569 \text{Re}_{\text{охл}}^{0,471} \text{Pr}_{\text{охл}}^{0,2} \lambda_{\text{охл}}} \right]^{-1}. \quad (7)$$

Коэффициент теплопередачи $K_{\text{ПЭ}}$, вычисленный по формуле (7) соответствует экспериментальным значениям в пределах отклонений 8 %.

Нередко в инженерной практике необходимо рассчитать конечные температуры теплоносителей для уже существующей конструкции холодильника и заданных входных параметров. Для таких расчётов удобно использовать формулу, приведённую в [14], и полуэмпирический коэффициент $K_{\text{ПЭ}}$:

$$T_{\text{пр.вых}} = T_{\text{пр.вх}} - (T_{\text{пр.вх}} - T_{\text{охл.вх}}) \times \frac{1 - \exp \left[\frac{\pi K_{\text{ПЭ}}}{Q_{\text{пр}} \rho_{\text{пр}} C_{\text{пр}}} \left(\frac{Q_{\text{пр}} \rho_{\text{пр}} C_{\text{пр}}}{Q_{\text{охл}} \rho_{\text{охл}} C_{\text{охл}}} - 1 \right) \right]}{\left(1 - \frac{Q_{\text{пр}} \rho_{\text{пр}} C_{\text{пр}}}{Q_{\text{охл}} \rho_{\text{охл}} C_{\text{охл}}} \right) \exp \left[\frac{\pi K_{\text{ПЭ}}}{Q_{\text{пр}} \rho_{\text{пр}} C_{\text{пр}}} \left(\frac{Q_{\text{пр}} \rho_{\text{пр}} C_{\text{пр}}}{Q_{\text{охл}} \rho_{\text{охл}} C_{\text{охл}}} - 1 \right) \right]}. \quad (8)$$

Используя формулу (8), можно определить характеристики холодильника на всех режимах его работы в виде зависимостей, показанных на рис. 3.

3. Определение динамических характеристик холодильника

Процесс теплопередачи в холодильнике на переходных режимах описывается системой нелинейных дифференциальных уравнений в частных производных [15]. Такой подход представляет холодильник как объект с распределёнными параметрами, однако алгоритмы решения таких систем достаточно сложны и в инженерной практике применяются редко. В связи с этим целесообразен расчёт динамики холодильника в сосредоточенных параметрах [16].

В данной работе применяется ячеичная модель [17], в которой холодильник разбивается на конечное число ячеек. В каждой из ячеек реализуется модель идеального смешения, т. е. температура пробы (охлаждающей воды) на выходе из ячейки равна средней температуре в ячейке.

При построении математической модели динамики холодильника приняты следующие допущения: отсутствие термического сопротивления трубки змеевика; отсутствие теплообмена с окружающей средой; отсутствие теплообмена в трубке змеевика, находящейся внутри дефлектора; режимы течения пробы и охлаждающей воды устанавливаются мгновенно.

Структура расчётной модели представлена на рис. 4.

Система уравнений, описывающая процесс теплообмена в каждой из ячеек с учётом принятых допущений имеет вид:

$$\begin{cases} \frac{V_{\text{пр}} \rho_{\text{пр}}(i) C_{\text{пр}}(i) dT_{\text{пр}}(i)}{N dt} = Q_{\text{пр}} \rho_{\text{пр}}(i) C_{\text{пр}}(i) \times \\ \times [T_{\text{пр}}(i-1) - T_{\text{пр}}(i)] - \frac{\alpha_{\text{пр}}(i) F_{\text{вн}}}{N} [T_{\text{пр}}(i) - T_{\text{ст}}(i)]; \\ \frac{V_{\text{охл}} \rho_{\text{охл}}(i) C_{\text{охл}}(i) dT_{\text{охл}}(i)}{N dt} = Q_{\text{охл}} \rho_{\text{охл}}(i) C_{\text{охл}}(i) \times \\ \times [T_{\text{охл}}(i+1) - T_{\text{охл}}(i)] + \frac{\alpha_{\text{охл}}(i) F_{\text{нар}}}{N} [T_{\text{ст}}(i) - T_{\text{охл}}(i)]; \\ \frac{M_{\text{ст}} C_{\text{ст}} dT_{\text{ст}}(i)}{N dt} = \frac{\alpha_{\text{пр}}(i) F_{\text{вн}}}{N} [T_{\text{пр}}(i) - T_{\text{ст}}(i)] - \\ - \frac{\alpha_{\text{охл}}(i) F_{\text{нар}}}{N} [T_{\text{ст}}(i) - T_{\text{охл}}(i)], \end{cases} \quad (9)$$

где $V_{\text{пр}}$, $V_{\text{охл}}$ — соответственно, объём пробы и охлаждающей воды в холодильнике; $C_{\text{ст}}$ — удельная теплоёмкость трубки змеевика; i — номер ячейки; N — число разбиений.

Первое и второе уравнения системы (9) представляют собой закон сохранения энергии применительно к пробе и охлаждающей воде. Третье уравнение описывает процесс аккумуляирования энергии стенкой змеевика.

С учётом того, что режим течения устанавливается мгновенно, коэффициенты $\alpha_{\text{пр}}$ и $\alpha_{\text{охл}}$ вычисляются с помощью полуэмпирических зависимостей, полученных в разделе 2. Зависимость теплофизических свойств пробы (охлаждающей воды) от температуры определяется интерполированием табличных значений. Для решения поставленной задачи в пакете MATLAB/Simulink необходимо представить последовательную цепь из N ячеек, в каждой из которой реализуется алгоритм решения системы уравнений (9). При этом температура пробы (охлаждающей воды) при переходе от одной ячейки к другой претерпевает транспортное запаздывание,

обусловленное движением пробы (охлаждающей воды) по каналу холодильника.

На точность вычислений в первую очередь влияет количество разбиений N . Предварительными расчётами определено, что при разбиении системы от $N = 12$ до $N = 16$ результаты отличаются не более чем на 2 %. Результаты расчёта переходных характеристик холодильника с приведёнными ранее параметрами на входе представлены на рис. 5.

Разница между экспериментальными и теоретическими значениями объясняется тем, что корпус холодильника имеет теплоёмкость, влияющую на температуры пробы и охлаждающей воды. Так, например, из рис. 5, б понятно, что корпус холодильника продолжает подогревать пробу при резком снижении её температуры на входе, что не учтено в расчётной модели.

Из анализа приведённых графиков следует, что холодильник как объект регулирования можно представить последовательным соединением аperiodического звена и звена транспортного запаздывания.

Заключение

На созданной экспериментальной установке, включающей в себя подогреватели пробы и охлаждающей воды, средства измерения температуры и расхода пробы и охлаждающей воды, блок управления, исследована теплопередача в змеевиковом противоточном холодильнике на установившихся и переходных режимах.

В результате обработки по МНК данных 30 экспериментов получено выражение для расчёта полуэмпирического коэффициента теплопередачи, позволяющего определять конечные температуры пробы для широкого диапазона входных параметров холодильника с погрешностью, не превышающей ± 2 °С.

Исходя из условия квазистационарности процесса теплоотдачи, составлена математическая модель динамики холодильника в ячеечной форме. Установлено, что при расчёте характеристик холодильника на переходных режимах оптимальное число разбиений должно быть равно числу витков. Результаты исследований позволяют утверждать, что холодильник как объект регулирования можно представить последовательным соединением аperiodического звена и звена транспортного запаздывания.

Полученные зависимости можно использовать при разработке УПП, функционирующего на установившихся и переходных режимах, для выбора оптимального закона регулирования температуры пробы.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. РД 153-34.1-37.532.4–2001. Общие требования к системам химико-технического мониторинга водно-химических режимов тепловых электростанций. — М.: ООО «НПЦ ЭЛЕМЕНТ», 2001.

2. *Process Dynamics and Control*. 3rd edition / D. E. Seborg, T. F. Edgar, E. A. Mellichamp, F. J. Doyle. — New York: John Wiley & Sons, 2011.

3. Abdelghani-Idrissi M. A., Bagui F., Estel L. Analytical and experimental response time to flow rate step along a counter flow double pipe heat exchanger // *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2001. V. 44. P. 3721 – 3730.

4. Franklin J. S. The dynamic response of flow forced heat exchangers // *Retrospective Theses and Dissertations*. 1963.

5. Paisarn Naphon. Thermal performance and pressure drop of the helical-coil heat exchangers with and without helically crimped fins // *International Communications in Heat and Mass Transfer*. 2007. V. 31. P. 321 – 330.

6. Amar P., Dange H. M. Experimental studies of double pipe helical coil heat exchanger with micro fins // *International Journal for Innovative Research in Science & Technology*. 2014. V. 1(5). P. 33 – 37.

7. Rose J. W. Heat-transfer coefficients. Wilson plots and accuracy of thermal measurements // *Experimental Thermal and Fluid Science*. 2004. V. 28. P. 77 – 86.

8. Salimpour M. R. Heat transfer coefficients of shell and coiled tube heat exchangers // *Experimental Thermal and Fluid Science*. 2009. V. 33. P. 203 – 207.

9. Ковалев О. П., Ильин А. К., Ильин Р. А. Исследование теплоотдачи при ламинарном течении жидкостей в трубе // *Вестник АГТУ. Сер. Морская техника и технология*. 2011. № 3. С. 121 – 125.

10. Pramod S. P. Parametric analysis of helical coil heat exchanger // *International Journal of Engineering Research & Technology*. 2012. V. 1(8). P. 1 – 5.

11. *Experimental analysis of heat transfer enhancement in shell and helical tube heat exchangers* / N. Jamshidi, M. Farhadi, D. D. Ganji, K. Sedighi // *Applied Thermal Engineering*. 2013. V. 51. P. 644 – 652.

12. Арзуманов Ю. Л., Халатов Е. М., Чекмазов В. И. Основы проектирования систем регулирования параметров газа в комплексах газоавтоматики. — М.: Спектр, 2013.

13. Dr. Sattar Jaber Habeeb Al-Jabair, Ammar A., Hussain A. Experimental study of heat transfer coefficients of shell and helically coiled tube heat exchangers // *Eng. & Tech. Journal*. 2013. V. 31(1). P. 172 – 196.

14. Исаченко В. П., Осипова В. А. Теплопередача. — М.: Энергия, 1975.

15. Simoes P. C., Fernandes J. Dynamic model of a supercritical carbon dioxide heat exchanger // *Journal of Supercritical Fluids*. 2005. V. 35. P. 167 – 173.

16. Алимов С. В., Мигачева Л. А., Титов А. П. Передаточные функции процесса теплообмена в аппарате воздушного охлаждения масла // *Вестник СамГТУ. Сер. технические науки*. 2012. № 4(36). С. 198 – 214.

17. Торгашов А. Ю. Моделирование динамики и исследование оптимального функционирования теплообменного технологического процесса // *Информатика и системы управления*. 2011. № 2(28). С. 86 – 93.

ПОДПИСКА

Цены на подписку через редакцию на первое полугодие 2018 г.

Наименование издания	Подписной индекс	Цена одного экземпляра без почтовых расходов в рублях	
		без НДС	с НДС
Энергетик	71108	1170,00	1287,00
Библиотечка электротехника	88983	740,00	814,00
Энергетика за рубежом	87261	695,00	764,50

115280, Москва, ул. Автозаводская, 14.
Тел. +7 (495) 234-74-21.
energetick@mail.ru