

HEAT PUMP GAS COOLER CONTROL USING CRITERION OF MINIMUM OF EXERGY LOSSES

Sit M.L., Sit B.M., Burciu V.I., Ioşer A.M.

Institute of Power Engineering of the Academy of Sciences of Moldova

Abstract. This paper focuses on the development of the criterion of optimality of transients of the control system, based on the minimum of exergy losses in the gas cooler of carbon dioxide heat pump. It is noted that the exergy quality criterion has a clear physical meaning, as compared with the integral quadratic criterion in which the choice of the coefficients in the integrand is not justified. Mathematic model of heat exchanger is obtained using the method of solving differential equations, without going to the irrational transfer functions. The model is reduced to transfer functions of the first and second order with the delay. The continuous temperature control system of heat pump gas cooler is considered. It is shown, that one of the versions of the control system for the minimization of the proposed criterion can be a combined control system using both the principle of the negative feedback and the principle of the invariance related to a number of disturbances affecting the processes of heat transfer in the heat exchanger.

Keywords: heat pump, carbon dioxide, control system, gas cooler, exergy, heat exchanger.

DIRIJAREA RĂCITORULUI DE GAZE AL POMPEI DE CĂLDURĂ DUPĂ CRITERIUL DE MINIMUM AL PIERDERILOR DE EXERGIE

Şit M.L., Şit B.M., Burciu V.I., Ioşer A.M.

Institutul de Energetică al Academiei de Ştiinţe a Moldovei

Rezumat. Se propune de a utiliza ca criteriu de optimizare a proceselor tranzitorii în sistemul de dirijare valoarea minimală a pierderilor exergiei în procesul tranzitoriu. Aceasta se prezintă de către funcţia de sub integrală a relaţiei integrale pătrate a criteriului de calitate a procesului tranzitoriu din sistemul de răcire cu gaze a pompei de căldură cu dioxid de carbon. S-a demonstrat, că pentru minimizarea în baza criteriului propus, ca variantă de realizare a sistemului de dirijare poate servi sistemul combinat de dirijare, care include concomitent principiul reacţiei inverse negative şi principiul de invarianţă a reacţiei pentru unele perturbaţii, care au un impact asupra proceselor de schimb de căldură în schimbătorul de căldură. Se menţionează, că criteriul exergic al calităţii posedă un sens evident fizic în comparaţie cu criteriul integral pătratic, deoarece în ultimul criteriu selectarea valorilor coeficienţilor din expresia de sub semnul integralei nu este argumentată. Prin utilizarea metodei de obţinere a soluţiilor sistemului de ecuaţii cu derivate parţiale şi fără a utiliza procedura de trecere la funcţii de transfer iraţionale, s-a obţinut modelul matematic al sistemului de răcire cu gaze a pompei termice cu dioxid de carbon pentru ciclul supercritic de funcţionare. Modelul este prezentat de funcţii de transfer de primul şi al doilea ordin cu întârziere.

Cuvinte-cheie: pompa de căldură, dioxid de carbon, sistemul de dirijare, exergia, schimbător de căldură.

УПРАВЛЕНИЕ ГАЗООХЛАДИТЕЛЕМ ТЕПЛООВОГО НАСОСА ПО КРИТЕРИЮ МИНИМУМА ПОТЕРЬ ЭКСЕРГИИ

Шит М.Л., Шит Б.М., Бурчиу В.И., Иойшер А.М.

Институт Энергетики АН Молдовы

Аннотация. Предложено использовать минимум потерь эксергии в качестве подынтегрального выражения интегрального квадратического критерия качества переходного процесса системы управления газоохладителем теплового насоса на диоксиде углерода. Показано, что для минимизации предложенного критерия одним из вариантов системы управления может быть комбинированная система управления, использующая как принцип отрицательной обратной связи, так и принцип инвариантности по отношению к некоторым возмущениям, действующим на процессы теплопередачи в теплообменнике. Отмечено, что эксергетический критерий качества имеет ясный физический смысл, по сравнению с интегральным квадратическим критерием, где часто выбор коэффициентов в подынтегральном выражении не обоснован. С использованием метода решения системы дифференциальных уравнений в частных производных, без перехода к иррациональным передаточным функциям, получена модель газоохладителя теплового

насоса на диоксиде углерода, работающего в сверхкритическом цикле. Модель приведена к передаточным функциям первого и второго порядка с запаздыванием.

Ключевые слова: тепловой насос, диоксид углерода, система управления, эксергия, теплообменник.

Условные обозначения: T_1 – температура газа после газоохладителя, T_2 – температура воды после газоохладителя, T_c – температура стенки, dt – интервал времени дискретизации, dx – шаг дискретизации по длине газоохладителя (ГО), c_1 – теплоемкость газа, m_1 – массовый расход газа, v_1 – скорость газа, α_1 – коэффициент теплоотдачи от газа к стенке, T_{2d} – задание по температуре нагреваемого теплового агента.

1. Введение

Эксергетический метод является теоретической базой анализа тепловых процессов и установок. Применению этого метода посвящена обширная литература, например [1,2,3,4], обзор литературы [5]. В работе [4] показано, какие условия должны быть выполнены для оптимальной организации теплообмена для условий линейного закона теплопереноса. Предложена структурная схема системы автоматического управления теплообменником, при которой производство энтропии в такой системе будет минимальным. Система стабилизирует температуру горячего потока изменением температуры на входе первичного потока и поддержанием отношения водяных эквивалентов первичного и вторичного потоков [4]. Примерами работ, где исследуется деструкция эксергии в статических режимах работы теплообменников, являются работы [6-8]. В работах [9,10] рассмотрены вопросы применения эксергии в исследовании динамики систем управления дистилляционными колоннами. Вопросы, связанные с получением эксергетического критерия качества для оценки качества переходного процесса системы управления теплообменником и обоснования структуры системы управления им, в частности, газоохладителем теплового насоса, до настоящего времени не рассматривались. В работе [11], были предложены структурные схемы тепловых насосов на диоксиде углерода. Был рассчитан газоохладитель, выполненный на базе кожухотрубного теплообменника и была решена задача определения переходных характеристик газоохладителя на диоксиде углерода на основании численного решения системы уравнений динамики с переменными коэффициентами. В данной работе показана связь между моделью газоохладителя, как объекта управления в системе управления температурой нагреваемой среды и влиянием эксергетического критерия качества на структуру системы управления.

2. Математическая модель газоохладителя

Модели теплообменников «газ–жидкость», как объектов с распределенными параметрами исследовались в работах В.Н. Девятова [12], А.А.Шевякова [13], однако, в их работах рассматривались теплообменники с параметрами теплоносителя, которые практически постоянны. Нами рассматривается работа теплообменника в сверхкритическом цикле, когда его параметры изменяются в зависимости от температур, давлений и расходов теплоносителей. Для определения статического режима работы газоохладителя была использована методика, разработанная И.В. Деревичем и Е.Г. Смирновой [14].

Для определения инерционности рассматриваемого газоохладителя (противопоточного теплообменника «газ–жидкость» без учета тепловой инерционности стенки) использованы уравнения [15,16].

$$\frac{\partial T_1}{\partial t} + v_1 \frac{dT_1}{dx} = K_{12}(v_1, v_2, c_1, \rho_1, c_2, \rho_2) \cdot (T_2 - T_1) \quad (1)$$

$$\frac{\partial T_2}{\partial t} - v_2 \frac{dT_2}{dx} = K_{13}(v_1, v_2, c_1, \rho_1, c_2, \rho_2) \cdot (T_1 - T_2) \quad (2)$$

Газоохладитель ТНУ при работе в сверхкритическом цикле представляет собой динамическое звено с переменными параметрами. При необходимости учета теплоемкости стенки газоохладитель, может быть описан системой из трех дифференциальных уравнений в частных производных:

$$\begin{aligned} c_1 G_1 \frac{\partial T_1}{\partial t} + c_1 m_1 \frac{dT_1}{dx} &= \alpha_1 f_1 \cdot (T_c - T_1); \\ c_c G_c \frac{\partial T_c}{\partial t} &= \alpha_2 f_2 \cdot (T_2 - T_c) - \alpha_1 f_1 \cdot (T_c - T_1); \\ c_1 G_2 \frac{\partial T_2}{\partial t} - c_2 m_2 \frac{dT_2}{dx} &= \alpha_2 f_2 \cdot (T_2 - T_c) \end{aligned} \quad (3)$$

при граничных условиях $T_1(0, t) = T_{10}$, $T_2(L, t) = T_{20}$ и нулевых начальных условиях. Выходными величинами объекта управления являются температура воды после газоохладителя $-T_2$ и температура газа после ГО $-T_1$. Управляющими воздействиями являются температура рабочего тела $T_1(0, t)$, и скорость его движения v_1 . Зависимости коэффициента теплоотдачи от длины теплообменника приведены на рис. 1.

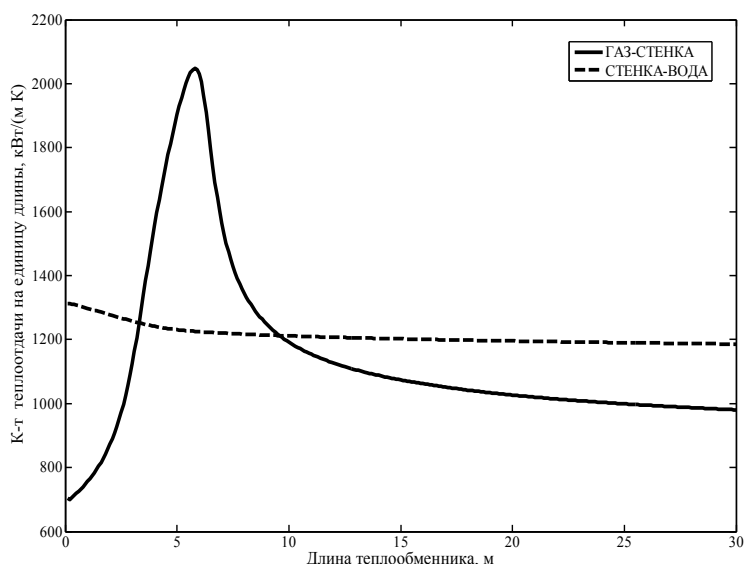


Рис. 1. Зависимость коэффициентов теплоотдачи на единицу длины трубки от длины теплообменника

Отличием от известных работ является то, что в рассматриваемом случае в уравнениях (1) и (2) коэффициент α_1 зависит от значений величин c_1, m_1, v_1 . Решение этой системы уравнений может быть найдено методами приближенного интегрирования дифференциальных уравнений в частных производных. Были сделаны следующие предпосылки при решении системы уравнений (1):

1) потерь тепла в окружающее пространство нет; 2) скорость теплопередачи по всей длине аппарата пропорциональна разности первых степеней температур сред; 3) периметр поперечного сечения поверхности раздела сред постоянен по всей длине аппарата; 4) смешение теплоносителя в направлении движения сред незначительно и не учитывается; 5) тепловая емкость стенки мала по сравнению с тепловой емкостью движущихся масс обменивающихся теплотой сред и не учитывается; 6) свойства диоксида углерода изменяются по длине аппарата в зависимости от температуры и давления газа.

Именно п.6 является «камнем преткновения» при определении динамических характеристик теплообменника. В этом случае «не работают» методы передаточных функций, которыми обычно аппроксимируют систему (1) и (2). Решение задачи осложняется также и тем, что скорость газа намного превосходит скорость жидкости, и система уравнений (1) и (2) становится «жесткой». При этом способ решения приходится искать среди множества методов решения гиперболических систем дифференциальных уравнений в частных производных. Эта система нами решалась с использованием одного из явных методов Эйлера. Здесь частная производная по пространству аппроксимирована с помощью центральной разности первого порядка, а частная производная по времени аппроксимирована разности вперед.

Эта схема устойчива и имеет погрешность аппроксимации $O(\Delta t, (\Delta x^2))$.

$$\begin{aligned} T_{1,i}^{j+1} &= T_{1,i}^j - \frac{dt}{2 \cdot dx} \cdot v_1(j-1, i) [T_{1,i+1}^j - T_{1,i-1}^j] + dt \cdot K_{12}(j-1, i) (T_{2,i}^j - T_{1,i}^j) \\ T_{2,i}^{j+1} &= T_{2,i}^j + \frac{dt}{2 \cdot dx} \cdot v_2(j-1, i) [T_{2,i+1}^j - T_{2,i-1}^j] + dt \cdot K_{13}(j-1, i) (T_{1,i}^j - T_{2,i}^j) \end{aligned} \quad (4)$$

Структурная схема газоохладителя ТНУ, как объекта управления представлена на рис.2.

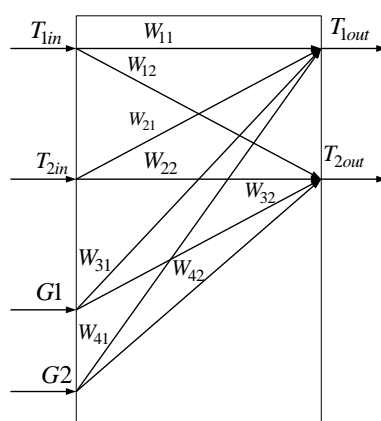


Рис. 2. Структурная схема газоохладителя теплового насоса как объекта управления

Вид передаточных функций и числовые значения коэффициентов для кожухозмеевикового газоохладителя, состоящего из семи параллельно включенных по газу и воде блоков, при общем расходе газа 5,5 м³/с и расходе воды 5,84 м³/час и давлении газа 9 МПа, температуре газа от 30 °С до 80 °С в каждом из которых длина трубки (материал – сталь) составляет 30м., внутренний диаметр трубки 0,01м., толщина стенки трубки 0,001 м, диаметр навивки трубки – 0,25м. представлены в таблице 1. Необходимо сразу оговориться, что значения коэффициентов существенно зависят от режима работы ТНУ и значительно изменяются в зависимости от параметров цикла ТНУ.

Таблица 1. Вид упрощенных передаточных функций газоохладителя

Передаточная функция	Значения коэффициентов.
$W_{11}(p) = k_1 e^{-\tau p} / T_{11} p + 1$	$T_{11} = 3,1; \tau = 0,8с; k_1 = 0,01$
$W_{12}(p) = k_1 / (T_{21} p + 1)(T_{31} p + 1)$	$T_{11} = 1,1; T_{12} = 0,22; k_1 = 0,368.$
$W_{21}(p) = k / (T_{1p} + 1)(T_{2p} + 1)$	$k = 0,95; T_1 = 3,81; T_2 = 0,79.$
$W_{22}(p) = k_1 e^{-\tau p} / (T_{11} p + 1)(T_{21} p + 1)$	$k_1 = 0,33; \tau = 6,4; T_{11} = 6,5; T_{12} = 2,3.$
$W_{31}(p) = k_1 / (T_{31} p + 1)(T_{32} p + 1)$	$k_1 = 2,5; T_{31} = 16,8; T_{32} = 0,74.$
$W_{32}(p) = k_1 / T_{32} p + 1$	$k_1 = 5,04; T_{32} = 2,2.$
$W_{41}(p) = k_{41} / (T_{41} p + 1)(T_{42} p + 1)$	$k_{41} = 0,82; T_{41} = 6,26; T_{42} = 6,4.$
$W_{42}(p) = k_{42} / (T_{43} p + 1)(T_{44} p + 1)$	$k_{42} = 11,17; T_{43} = 5,35; T_{44} = 0,76.$

3. Описание закона управления

Критерием качества работы теплонасосной установки является обеспечение максимального значения коэффициента тепловой эффективности (COP), а критерием качества контура управления температурой нагреваемого теплового агента является минимум деструкции эксергии в теплообменнике в процессе регулирования.

Для системы управления газоохладителем в динамике это означает требование апериодического переходного процесса сигнала температуры воды при минимальном времени переходного процесса. Управлениями ГО являются: следующие параметры: температура и давление газа на входе в теплообменник, расход газа через теплообменник. Возмущения – температура и расход воды на входе в теплообменник. Из-за переменности параметров передаточных функций ГО в зависимости от режима работы система выполнена комбинированной, т.е. использует принцип обратной связи и принцип инвариантности.

Результаты численного решения уравнений динамики газоохладителя, записанных в виде системы дифференциальных уравнений с распределенными параметрами, полностью учитывают динамику объекта. При этом подходе, который мы назовем агрегированным, предварительный выбор коэффициентов регулятора является более обоснованным, чем при использовании других методов, так как отсутствуют промежуточные преобразования передаточных функций, их упрощение и неизбежные при этом погрешности. В полученной данным методом передаточной функции коэффициенты

зависят от свойств газа, которые являются переменными (рассматриваемый перегреватель газа работает в широком диапазоне давлений).

Рассмотрим динамику потерь эксергии в теплообменнике. Уравнение эксергетического баланса теплообменника в статике имеет вид [17]:

$$(e_{11} - e_{21}) \cdot G_1 = (e_{22} - e_{12}) \cdot G_2 + \sum D \quad (5)$$

$$\text{или } \sum D = (e_{11} - e_{21}) \cdot G_1 - (e_{22} - e_{12}) \cdot G_2 \quad (6)$$

В уравнениях (5), (6) индексы при расходах сред 1,2 относятся соответственно к хладагенту и нагреваемому теплоносителю, а цифровые индексы - к выходам и входам хладагента и теплоносителя (хладагент охлаждается от состояния e_{11} до состояния e_{21} , а тепловой агент нагревается от состояния e_{12} до состояния e_{22}). Зависимость эксергии от температуры для рассматриваемого примера имеет вид:

$$e_{1(2)i} = h_{1(2)i} - h_{ext} - T_o (S_{1(2)i} - S_{ext}), \quad (7)$$

где. h_{ext}, S_{ext} – энтальпия и энтропия окружающей среды, $i = 1, 2$. Так как, энтропия S_i и энтальпия h_i диоксида углерода на выходе из газоохладителя, при малых отклонениях от установившегося режима работы теплообменника, линейно зависят от температуры и давления хладагента, то можно написать, что потери эксергии:

$$\Delta \sum D(\tau) = k_1 \cdot G_{10} \cdot \Delta T_1(\tau) + k_2 \cdot G_{20} \cdot \Delta T_2(\tau) + (e_{110} - e_{210}) \cdot \Delta G_1(\tau) + (e_{120} - e_{220}) \cdot \Delta G_2(\tau) + k_3 \cdot G_{10} \cdot \Delta P_1(\tau), \quad (8)$$

где, приращения температур хладагента $\Delta T_1(\tau)$ и нагреваемой среды $\Delta T_2(\tau)$, давления хладагента $\Delta P_1(\tau)$ рассматривают в зависимости от времени, k_1, k_2 – коэффициенты, характеризующие линеаризованную зависимость энтропии от температуры. Индексы «0» при переменных, входящих в (8), обозначают установившийся режим работы. Эксергетическими потерями из-за потерь давления в теплообменнике пренебрегаем. Интегральный квадратический критерий качества для оптимизации САУ газоохладителем по критерию минимума деструкции эксергии после ряда упрощений (пренебрежения членами выражения $(\Delta \sum D(\tau))^2$, кроме квадратических) будет иметь вид:

$$I = \int_0^t \left[(k_1 \cdot G_{10} \cdot \Delta T_1(\tau))^2 + (k_2 \cdot G_{20} \cdot \Delta T_2(\tau))^2 + (k_3 \cdot G_{10} \cdot \Delta P_1(\tau))^2 + \dots \right. \\ \left. \dots + ((e_{110} - e_{210}) \cdot \Delta G_1(\tau))^2 + ((e_{120} - e_{220}) \cdot \Delta G_2(\tau))^2 \right] \cdot d\tau \longrightarrow \min \quad (9)$$

Из вида уравнения (8) следует, что для минимизации потерь эксергии при регулировании процесса теплообмена в теплообменнике, система управления должна минимизировать колебания температуры и давления хладагента в газоохладителе, а также и расхода нагреваемой среды (при регулировании температуры нагреваемой среды изменением расхода хладагента). Из вида уравнения (8) следует, что система управления теплообменником, например, газоохладителем теплового насоса, спроектированная по критерию минимума потерь эксергии, может включать в себя как контуры компенсации возмущений, так и главный контур управления, построенный на основании использо-

вания принципа обратной связи. Значение величины давления на входе в газоохладитель теплового насоса стабилизируется посредством изменения перепада давлений на регулирующих вентилях теплового насоса (так учитывается параметр $\Delta P_1(\tau)$ в формуле (6)), температура хладагента $\Delta T_1(\tau)$ регулируется изменением режима работы теплообменника, установленного перед компрессором. Изменение расхода хладагента $G_1(\tau)$ регулируется в зависимости от нагрузки теплового насоса $\Delta G_2(\tau)$. В приведенных на рис.3 структурных схемах контуров системы регулирования температуры на выходе газоохладителя управлениями являются $T_1(\tau), P_1(\tau)$ – давление и температура газа перед газоохладителем, т.е. – управления, которые обычно присутствуют в классических критериях оптимальности систем управления. Преимуществом эксергетического критерия качества перед «классическим» квадратическим критерием вида $J = \int u^2(\tau) d\tau$ является ясный смысл коэффициентов перед величинами управлений, входящих в подынтегральное выражение, что позволяет обоснованно выработать требования к качеству переходных процессов в системе управления.

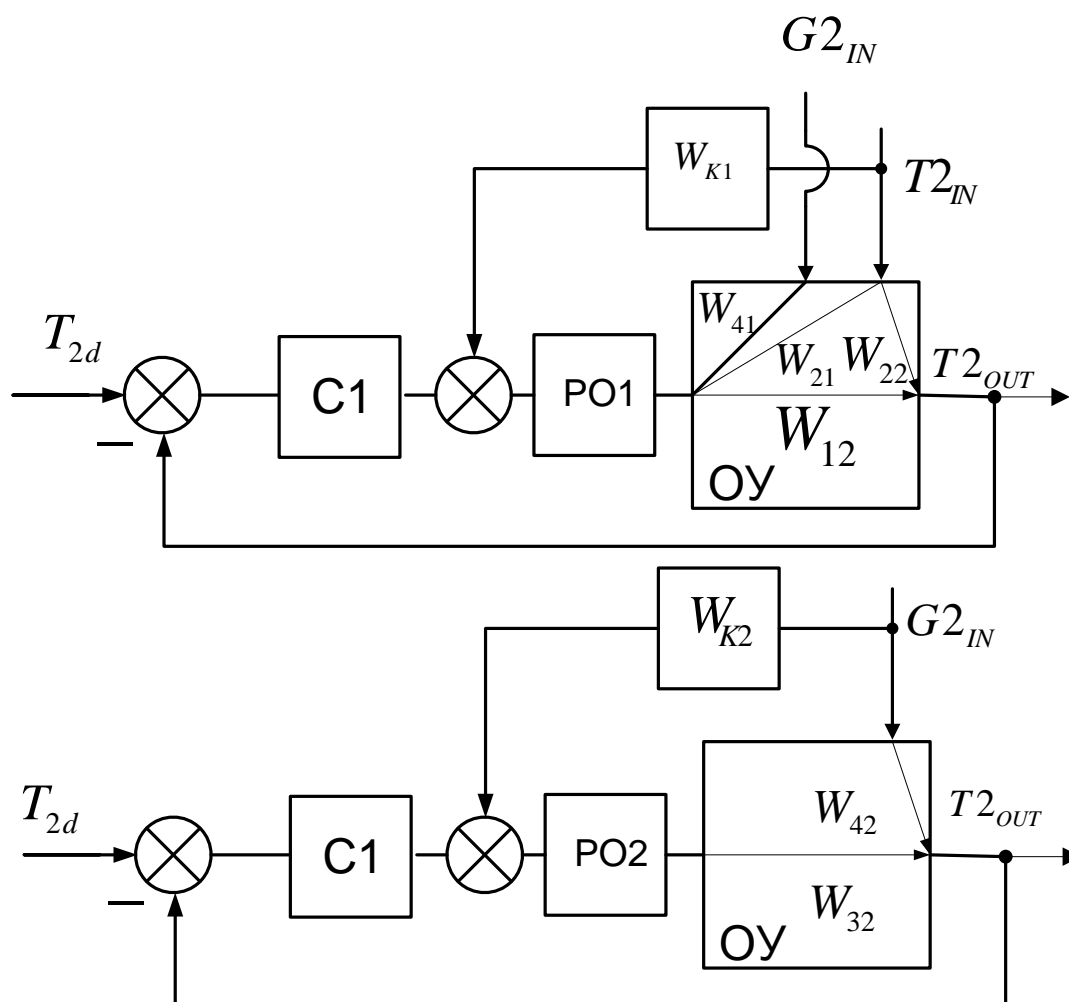


Рис. 3. Структурная схема контуров регулирования температуры теплоносителя

Для системы управления (рис.3) регулятор в контуре с обратной связью может быть выбран из класса ПИД-регуляторов с переменными коэффициентами. На рис.3 $T2_{IN}, T2_{OUT}, T2_{OUT_PR}$ – температура воды на входе в ГО, на выходе из ГО, заданная температура воды, РО1– регулирующие органы (система регулирования давления компрессора, система регулирования температуры газа перед компрессором) передаточная функция перегревателя газа, С1– контроллер, ОУ– объект управления, W_{K1} – компенсатор, РО2– регулирующий орган расхода хладагента (регулируемый привод компрессора, регулирующий вентиль). Можно показать, что, что при постоянных настройках ПИД-регулятора внутреннего контура и при переменных характеристиках объекта управления в переходном процессе появляется перерегулирование, что является нежелательным. Для устранения этого необходимо использовать ПИД-регулятор с параметрами настройки, изменяемыми в зависимости от параметров объекта управления. Также можно показать, что компенсатор является реализуемым. Компенсация запаздывания обеспечивается путем установки измерителя температуры воды перед ГО на необходимом расстоянии с учетом максимального расхода воды и введении в схему регулируемого запаздывания. Структура блока компенсации возмущений по расходу воды аналогична структуре схемы, рис. 3, и отличается от нее только тем, что управлением является расход хладагента – диоксида углерода. В целом, структура системы аналогична, описанной в [4] с коррекцией на условия работы газоохладителя теплового насоса.

4. Заключение

Предложена методика проектирования системы управления газоохладителем теплового насоса, оптимальной по критерию минимума потерь эксергии. Отмечено, что одним из вариантов такой системы может быть комбинированная система с тремя управлениями, использующая как принцип обратной связи, так и принцип инвариантности по отношению к возмущениям. Отмечено, что эксергетический критерий качества имеет ясный физический смысл, по сравнению с интегральным энергетическим квадратическим критерием, где выбор коэффициентов в подынтегральном выражении часто трудно обосновать.

Литература

- [1] Rozonoer L.I., Tsirlin A.M. "Optimalnoe upravlenie termodinamicheskimi protsesami. I. Avtomatika I telemehanika, Nr.1, 1983, s. 70-79. (in Russian)
- [2] Rozonoer L.I., Tsirlin A.M. "Optimalnoe upravlenie termodinamicheskimi protsesami. II. Avtomatika I telemehanika, Nr.2, 1983, s. 88-101. (in Russian)
- [3] Rozonoer L.I., Tsirlin A.M. "Optimalnoe upravlenie termodinamicheskimi protsesami. III. Avtomatika I telemehanika, Nr.3, 1983, s. 50-64. (in Russian)
- [4] Tsirlin A.M. " Optimalnoe upravlenie protsesami neobratimogo teplo - i massopere-nosa". Tehnicescaia kibernetika, №2, 1991, s.171-179. (in Russian)
- [5] Orlov V.N., Rudenco A.V. " Optimalnoe upravlenie v zadachah o predelinyh voz-mojnosteah neobratimyh termodinamicheskikh processov". Avtomatika I telemeha-nika Nr.5, 1985, s. 7-41. (in Russian)
- [6] Kazakov V.G., Lukanin G.P., Smirnova O.S. Eksergeticheskie metody oцotsenki teplotehnologicheskikh ustanovok: Uchebnoe posobie. Sankt-Peterburg, 2013.- 62s. (in Russian)

- [7] McGovern J., Tirca-Dragomirescu G., Feidt M., Dobrovicescu A. A critical Exploration of the Usefulness of Rational Efficiency as a Performance Parameter for Heat Exchangers. Proceedings of ECOS 2012 – the 25th international conference on efficiency, cost, optimization, simulation and environmental impact of energy systems June 26-29, 2012, vol.2, pp.14-23, Perugia, Italy.
- [8] Mădărășan T., Ungureșan P. Contributions regarding the exergetic analysis of heat exchangers. Termotehnica, Nr.1-2, 2006, pp.25-27.
- [9] Munir M.T., Yu W. and Young B.R. Control loop configuration and eco-efficiency.
http://www.google.md/url?sa=t&rct=j&q=&esrc=s&source=web&cd=10&cad=rja&uact=8&ved=0CF4QFjAJ&url=http%3A%2F%2Fwww.nt.ntnu.no%2Fusers%2Fskoge%2Fprost%2Fproceedings%2Fcp8-focapo-2012%2Fdata%2Fpapers%2F025.pdf&ei=GHBcVM7VEcriaNmbgKgM&usg=AFQjCNFdBGWia0eZK1JAQ_IGEF20fQIyZQ&bvm=bv.79184187,d.d2s (дата обращения 22.10.2014)
- [10] Munir M.T., Yu W., Young B.R. Eco - efficiency of control configurations using exergy. UKACC International Conference on Control 2012 Cardiff, UK, 3-5 September 2012, pp. 160-165. DOI 10.1109/CONTROL2012.6334623.
- [11] Sit B.M., Juravliov A.A., Sit M.L., Povyshenie energeticheskoi effektivnosti teplonasosnoi ustanovki na dioxide ugleroda v sisteme kombinirovannogo teplosnabzhenia za schet optimizatsii eio sistmy upravlenia. Problemy regionalnoi energetiki, N1, 2008, http://journal.ie.asm.md/assets/files/m71_2_61.doc. (in Russian)
- [12] Deviatov B.N. «Teoria perehodnyh protsesov v tehnologhicheskikh apparatah s tochki zrenia zadach upravlenia». Novosibirsk, Nauka, 1964. (in Russian)
- [13] Sheveakov A.A., Iakovleva R.V. Upravlenie teplobymi obiectami s raspredelennymi parametrami.– M: Energoatomizdat, 1986.–208 s. (in Russian)
- [14] Derevich I.V., Smirnova E.G. Metod rascheta teploobmena pri protivotochnom dvizhenii teplonositelei s peremennymi teplofizicheskimi svoistvami. Teoreticheskie osnovy himicheskoi tehnologii, 2002, т.36, Nr.4, s.376–380. (in Russian)
- [15] Abu-Hamdeh N.H. Control of a liquid-liquid heat exchanger. Heat and Mass Transfer, 38 (2001), pp.687–693.
- [16] Malinowski L. Equations for transient behavior of parallel flow multichannel heat exchangers. Heat and Mass Transfer, 39 (2003), pp.321–325.
- [17] Eksergeticheskie raschety tehniceskikh sistem: Spravochnoe posobie. Brodeanskii V.M., Verhivker G.P., Karchev Ia.Ia. i dr. Kiev: Naukova Dumka, 1991.- 360s. (in Russian)
- [18] Moroziuc T.V. Novyi etap v razvitii eksergeticheskogo analiza. Holodilinaia tehnika I tehnologhia, Nr.1, 2014, s.13-17. (in Russian)

Сведения об авторах.



Шит Михаил Львович – к.т.н., в.н.с., лаборатории, «Энергетической эффективности и возобновляемых источников энергии» института энергетики АНМ. Область научных интересов: тепловые насосы, автоматическое управление технологическими процессами в



Иойшер Анатолий Матусович – к.ф.-м.н., зав. лабораторией микропроводов и нитевидных наноструктур Института "ELIRI" (Кишинев). Область научных интересов: нанотехнология, сенсоры, производство тепла и холода с помощью вихревых

PROBLEMELE ENERGETICII REGIONALE 2(25) 2014
TERMOENERGETICĂ

энергетике, промышленно-
сти, сельском хозяйстве.
E-mail: mihail_sit@mail.ru



Бурчу Виталий, д.т.н.,
Академик РАЕН. В настоящее
время является заведующим
лабораторией «Энергетиче-
ской эффектив-ности и
возобновляемых источников
энергии», Инс-титута
энергетики Акаде-мии Наук
Молдовы. E-mail:
vitalieburciu@gmail.com

труб и термоэлектрических
теп-ловых насосов. E-mail:
amyosher@gmail.com.



Шит Борис Михайлович – инженер-
программист Института
энергетики АНМ. Область
научных интересов:
тепловые насосы, автома-
тическое управление
технологическими процес-
сами в энергетике,
промышленности, сельс-ком
хозяйстве. E-mail:
boris@fld.rambler.ru.