Heat Pump Utilizing Heat Exchangers with Variable Heat Transfer Surface

Sit M.L.[1], Goncharov O.I.[2], Juravliov A.A. [1], Burciu V.I. [1], Timchenko D.V.[1]
[1]Institute of Power Engineering, Chisinau, Republic of Moldova,
[2]Moscow State University, Moscow, Russian Federation

Abstract. The paper deals with the heat pump designed mainly for heat supply systems using the qualitative law of regulation of the heat supply mode (constant flow rate of the heat carrier). For this purpose, an air-to-water heat pump with carbon dioxide as a refrigerant and compressor driven be gas piston unit is used. The aim of the work is to develop a scheme in which the position of the operating point of the heat pump compressor does not depend on fluctuations in the refrigerant flow rate, as well as using the heat produced by the gas engine - driven by the heat pump compressor. This goal achieves by elaboration of internal heat exchangers with an adjustable heat exchange surface area. The heat exchange surface area regulates by installing of an intermediate heat-conducting cylindrical element between the refrigerant and thermal agent circuits. The intermediate cylindrical element moved by using, for example, an electric stepper drive. The conditions, under which the sleeve can be considered as a thermally thin body. To increase the COP of the heat pump (HP), the additional heat exchanger, installed at the outlet of the ejector used in the pump has been used. It is. In the heat exchanger, the working fluid has been heated by using the waste heat of the gas piston unit (GPU. It had been shown that in the temperature control loop the PI controller may be used, and to compensate for the flow rate pulsations, it is necessary to use a combined control system.
***Keywords*:** heat exchanger, variable heat transfer surface, control system, mathematic model, heat pump.
DOI: 10.5281/zenodo.2222344

Pompa de căldură cu schimbătoarele de căldură cu suprafața variabilă de schimb de căldură

Șit M.L. [1], Gonciarov O.I.[2], Juravliov A.A. [1], Burciu V.I. . [1], Timcenko D.V.[1]
[1]Institutul de Energetică, Chișinău, Republica Moldova
[2]Universitatea de Stat din Moscova, Moscova, Federația Rusă

Rezumat. Se examinează pompă de căldură care folosește legea calitativă de reglare a regimului de alimentare (cu debit constant). Pompă de căldură aer-apă, folosește dioxidul de carbon ca agent de răcire cu acționarea compresorului prin arderea gazului. Scopul lucrării este de a dezvolta o schemă în care poziția punctului de funcționare al compresorului pompei de căldură nu depinde de fluctuațiile debitului agentului de răcire și de căldura produsă de motorul de gaze pentru acționarea compresorului. Acest obiectiv este realizat prin utilizarea schimbătoarelor de căldură cu suprafață de schimb de căldură reglabilă. Aria suprafeței este reglată urmare a utilizării unui manșon intermediar pentru de transfer de căldură între circuitele agentului frigorific și agentului termic. Manșonul este deplasat, de exemplu, prin acționare electrică pas cu pas. S-au stabilit condițiile în care manșonul poate fi considerat ca un corp termic subțire. Pentru majorarea COP-ului se utilizează schimbătorul de căldură, instalat la ieșirea ejectorului. În schimbătorul de căldură, fluidul de lucru este încăzit de căldura reziduală a unității de gaz cu piston. Majorarea puterii termice a vaporizatorului la temperatura ridicată a apei din rețeaua de retur, se face prin includerea în circuitul pompa de căldură a răcitorului agentului frigorific care utilizează aerul exterior. S-a stabilit, că curbele evoluției temperaturilor peretelui schimbătorului de căldură și agentului de răcire încălzit pot fi aproximate prin linii drepte, ceea ce simplifică sinteza sistemului de reglare. Pentru reglarea temperaturii este suficient de folosit controlerul PI, iar pentru a compensa pulsațiile debitului este necesar să se utilizeze un sistem de control combinat cu elemente de predicție.
Cuvinte-cheie: pompă de căldură, schimbător de căldură, suprafață variabilă a schimbului de căldură, sistem de control, model matematic.

Тепловой насос с теплообменными аппаратами с переменной площадью поверхности теплообмена

Шит М.Л.[1], Гончаров О.И.[2], Журавлев А.И. [1], Бурчу В.И.[1], Тимченко Д.В.[1]
[1]Институт энергетики, Республика Молдова, Кишинев
[2]Московский Государственный Университет, Москва, Российская Федерация

Аннотация. Работа посвящена разработке схемы теплового насоса предназначенного, в основном, для систем теплоснабжения с использованием качественного закона регулирования режима подачи теплоты (с постоянным расходом теплоносителя).

© Шит М.Л., Гончаров О.Ю.,
Журавлев А.А., Бурчу В.И, Тимченко Д.В., 2018

С этой целью рассматривается тепловой насос типа «воздух-вода», использующий диоксид углерода в качестве хладагента и имеющий газовый привод компрессора (газопоршневую установку). Целью работы является разработка схемы, в которой положение рабочей точки компрессора теплового насоса не зависит от колебаний расхода хладагента, а также использующей теплоту, вырабатываемую газовым двигателем – приводом компрессора теплового насоса. Поставленная цель достигается за счет выполнения теплообменников теплового насоса с регулируемой площадью поверхности теплообмена. При этом площадь поверхности теплообмена регулируется за счет установки промежуточной теплопроводящей гильзы между контурами хладагента и теплового агента. Промежуточная гильза перемещается за счет использования, например, электрического шагового привода. Установлены условия, при которых гильзу можно рассматривать в качестве термически тонкого тела. Для повышения СОР теплового насоса (ТН) применен теплообменник, установленный на выходе эжектора, используемого в ТН. В теплообменнике рабочее тело подогревается за счет использования сбросной теплоты газопоршневой установки (ГПУ). Для повышения тепловой мощности испарителя при тепловых графиках с повышенной температурой обратной сетевой воды, в схему ТН включен охладитель хладагента, использующий наружный воздух. Проведенный анализ уравнений статики и динамики теплообменного аппарата с переменной поверхностью теплообмена показал, что в ряде случаев кривые зависимостей температуры стенки теплообменника и температуры нагреваемого теплоносителя можно (для целей управления) аппроксимировать прямыми линиями, что позволило упростить синтез системы регулирования. Показано, что в контуре регулирования температуры достаточно использование ПИ-регулятора, а для компенсации пульсаций расхода необходимо использовать комбинированную систему управления.
Ключевые слова: теплообменник, переменная площадь поверхности теплообмена, система управления, математическая модель, тепловой насос.

Условные обозначения.

Обозначение	Наименование	Обозначение	Наименование
S_w	Площадь поперечного сечения стенки для теплопередающей стенки, м^2.	L	Длина теплообменника
u	Величина смещения теплопроводящего узла.		ИНДЕКСЫ
T	Температура,	in	Вход потока
$G1$	Расход греющего теплового агента, кг/с.	out	Выход потока
$G2$	Расход нагреваемой среды, кг/с.	λ	Теплопроводность материала трубы, Вт.(м*К)
$H1$	Удельная энтальпия греющей среды, кДж/кг.	wh	Стенка трубопровода горячего теплоносителя
$H2$	Удельная энтальпия нагреваемой среды, кДж/кг.	wl	Стенка трубопровода холодного теплоносителя
K	Линейный коэффициент теплопередачи, Вт/м К	wst	Стенка вставки
F	Площадь поверхности теплообмена, м^2	h	Горячий поток
Δt_m	Среднелогарифмическая разность температур, ^oC	l	Холодный поток
V	Объем 1 м стенки, м^3	w	Стенка
d_l	Внутренний диаметр канала нагреваемой среды, м.	wst	Перемещающаяся стенка
d_h	Внутренний диаметр канала греющей среды, м.		

ВВЕДЕНИЕ

Тепловые насосы (воздушные, грунтовые, использующие тепловые сбросы промышленных предприятий) нашли широкое применение для отопления отдельных зданий, а также для квартальных систем теплоснабжения (district heating) широко применяются во всем мире [1-7]. Перспективными направления применения тепловых насосов в теплоснабжении зданий являются, в соответствии со стратегией Европейского Союза (ЕС) [8], следующие:

- реализация текущей политики: полная и своевременная реализация всего

законодательства, относящегося к энергоэффективности зданий (и, особенно, использования тепловых насосов) государствами-членами ЕС;

- амбициозный сценарий использования тепловых насосов с их долей в 50% в новом строительстве и 30% реновации до 2030 г.;
- очень амбициозный сценарий использования тепловых насосов в новых зданиях и при их реновации (100% в новых зданиях в 2030 г., и 50% при ремонте в 2030 г.).

Тепловые насосы, применяемые в системах теплоснабжения зданий используют в качестве источника низкопотенциальной теплоты: наружный воздух, теплоту грунта, тепловые сбросы промышленных предприятий, теплоту подпочвенных и шахтных вод, теплоту рек, озер, морей. Приводом компрессоров парокомпрессионных тепловых насосов являются как газовые, так и электрические двигатели. Использование газовых двигателей позволяет создавать когенерационные теплонасосные системы энергоснабжения, которые можно использовать в минитепловых и миниэлектрических сетях.

При использовании тепловых насосов (ТН) в системах теплоснабжения с качественной системой отопления (расход теплоносителя в тепловой сети постоянный, а температура прямой и обратной сетевой воды зависит от метеоусловий) необходимо обеспечить стабилизацию температуры хладагента на входе в газоохладитель теплового насоса (мы рассматриваем тепловые насосы на диоксиде углерода). Для этого можно использовать следующие схемы теплового насоса: с впрыском хладагента в компрессор [9], с эжектором [10]; с эжектором и дополнительным теплообменником, включенным после эжектора [11]; с подогревом воздуха на входе в испаритель ТН; двухступенчатую схему теплового насоса [12].

Мы рассматриваем схему с эжектором и дополнительным подогревателем газа, установленным после эжектора, как наиболее простую и не требующую больших капиталовложений. Известные схемы тепловых насосов применяются, в основном, в системах теплоснабжения с количественным законом управления. Применение известных схем тепловых насосов в системах теплоснабжения с качественным и комбинированным законами управления наталкивается на проблему стабилизации температуры на выходе газоохладителя при постоянном расходе хладагента (для системы теплоснабжения с количественным законом регулирования) и одновременном регулировании расхода хладагента и температуры в системе с комбинированным законом управления в связи с невозможностью поддержания режима работы промежуточного теплообменника из-за недостаточного количества управлений этим теплообменником. Применение теплообменника с регулируемой поверхностью теплообмена позволяет преодолеть имеющуюся проблему регулирования теплового режима в зданиях с комбинированным и количественным законами регулирования.

Проблеме построения динамических моделей теплообменников посвящено огромное количество работ, как в СНГ, так и в странах Запада. Мы ограничимся [13] и [14], в которых рассмотрены модели теплообменников, в которых площадь поверхности теплообмена постоянна.

В данной работе получена модель теплообменника, на примере теплообменника «труба в трубе», (или кожухозмеевикового теплообменника). В теплообменнике изменяется площадь поверхности теплообмена с целью компенсации возмущений по температуре горячего теплоносителя при постоянном расходе теплоносителей или расхода теплоносителя.

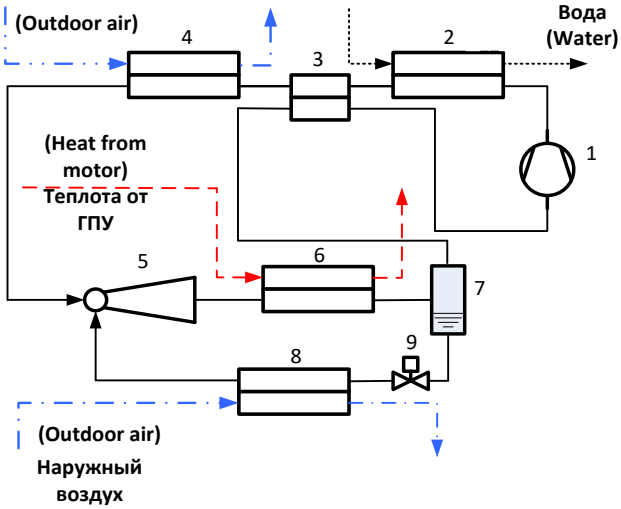
Схема теплового насоса с эжектором и дополнительным теплообменником, установленным после эжектора.

Пусть температура газа на входе в газоохладитель 75°С, а на выходе 35 °С, и температура газа после испарителя на линии насыщения составляет -15°С. Внешний охладитель газа охлаждает диоксид углерода до 20°С.

Тогда температура смеси газа на входе в эжектор составит около 12°С.

Температура после эжектора составит около 8°С. (Для температуры наружного воздуха 0°С.).

Необходимо подогреть газ до 20°С, и расход теплоты составит около 50% от среднегодовой тепловой мощности ТН. Исходя из этого условия и следует выбирать электрическую мощность газового двигателя.



1 –Компрессор (compressor), 2 – gas cooler (газоохладитель), 3 – внутренний теплообменник (internal heat exchanger), 4 – внешний охладитель газа (external heat exchanger), 5- эжектор (ejector), 6- нагреватель газа (gas heater), 7- влагоотделитель (liquid separator), 8- испаритель (evaporator), 7- регулирующий клапан (control valve).

Рис1. Схема теплового насоса (Fig.1 – heat pump scheme).

Схема теплообменника с регулируемой площадью поверхности теплообмена и принцип работы

Схема теплообменника (на примере типового теплообменника типа «труба в трубе») имеет вид (рис.1). На верхней части рисунка показан теплообменник в исходном состоянии, на нижней – со сдвинутой разделительной стенкой в сторону, противоположную, направлению движения греющего потока. При таком условии и выводится математическая модель теплообменника.

Математическая модель теплообменника

Термодинамическая модель теплообменника основана на следующих предположениях:

– пренебрегают изменениями потенциальными и кинетическими изменениями энергии двух жидкостей;

– пренебрегаем падением давления внутри трубок;

– теплообменник теплоизолирован от окружающей среды;

– жидкости не меняют своего фазового состояния;

– стенки теплообменника сделаны из одинакового материала, например, из углеродистой стали;

– температура каждой из жидкостей одинакова по сечению;

– удельная теплоемкость каждой из жидкостей постоянна при постоянном давлении;

– массовые расходы сред известны;

– температура среды внутри теплообменника равна средней температуре нагреваемой среды; теплоизоляция обладает высоким тепловым сопротивлением.

Основными уравнениями, лежащими в основе проектного расчета теплообменного аппарата, являются уравнения теплового баланса [13]

$$Q = G1\cdot(H1_{in} - H1_{ex}) = G2\cdot(H2_{in} - H2_{ex}) \quad (1)$$

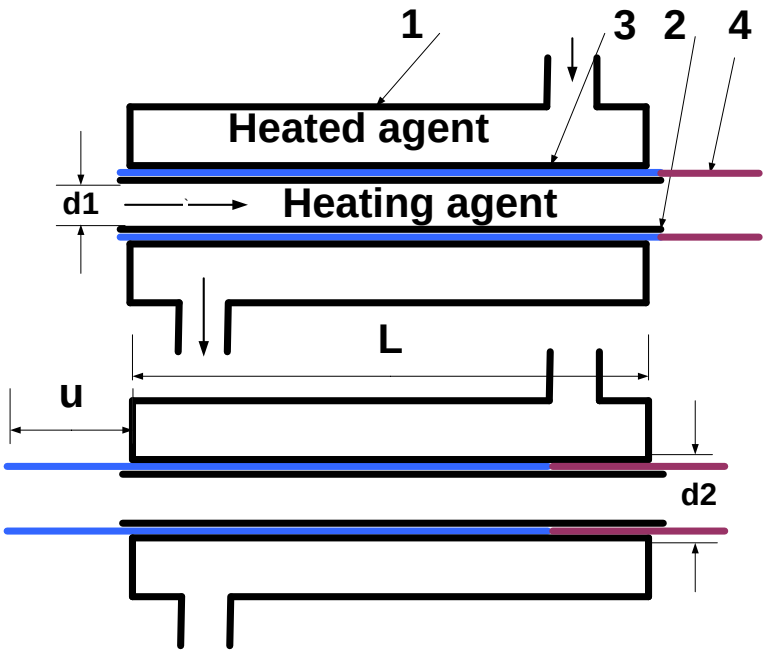
и основное уравнение теплопередачи

$$Q = K\cdot F\cdot \Delta t_{ml} \quad (2)$$

$$\Delta t_{ml} = \frac{\Delta t_b - \Delta t_m}{\ln\frac{\Delta t_b}{\Delta t_m}}, \quad (3)$$

$$\Delta t_b = t_{1out} - t_{2in};\quad \Delta t_m = t_{1in} - t_{2out}; \quad (4)$$

Когда при проектировании теплообменника ставится задача обеспечить постоянное значение величины Δt_m при постоянных температурах входных потоков t_{1in}, t_{2in}, переменной тепловой нагрузке Q и постоянном расходе, то из уравнения (2)



1 –Наружная труба (external pipe), 2 – внутренняя труба (internal pipe), 3 – теплопроводящий узел (heat conducting unit), 4 – теплоизолирующая вставка (heat insulation pipe).

Рис.2. Схема теплообменника (Fig2 – heat exchanger scheme).

следует, что цель может быть достигнута только изменением значения параметра F. При постоянной тепловой нагрузке Q, но при пульсациях расходов тепловых агентов, только площадь теплообмена F является основной управляющей величиной, которая может быть использована для стабилизации температуры нагреваемой среды.

Математическая модель

Основные уравнения

Рассмотрим вначале упрощенные уравнения статики теплообменника [17]. Предполагаем, что между движущейся вставкой и стенками существует конечное, достаточно малое, значение теплового сопротивления. В формулах (5) - (7) d_1 – внутренний диаметр трубы греющего потока, d_2 – внутренний диаметр трубы нагреваемого потока, α_1 – коэффициент теплоотдачи на внутренней стенке трубы греющего потока, α_2 – коэффициент теплоотдачи на внутренней стенке трубы греющего потока, R_k - контактное тепловое сопротивление между вставкой и стенками труб теплообменника.

$$\frac{dT_h}{dx} = \frac{K}{c_h G_h} \cdot (T_l - T_h) \qquad (5)$$

$$\frac{dT_l}{dx} = \frac{K}{c_l G_l} \cdot (T_l - T_h) \qquad (6)$$

$$\alpha_c F_l (T_w - T_2) + \alpha_h F_h (T_1 - T_w) = 0. \qquad (7)$$

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{d_1}{2\lambda} \cdot \ln\frac{d_2}{d_1} + \frac{d_1}{\alpha_2 d_2} + 2 \cdot R_k}, \qquad (8)$$

Значение линейного коэффициента теплопередачи для типового случая вычисляется по формуле (8). Принимаем модель «термически тонкое тело», у которого тепловое сопротивление теплопроводности мало.

Для этого обоснования этого допущения вычислим критерий Био, (*Bi*) [15] для наихудшего случая, когда выбирается максимальный коэффициент теплоотдачи и минимальное значение площади поверхности теплопередачи:

$$Bi = \frac{\max(\alpha_h, \alpha_l) \cdot L_c}{h}. \qquad (9)$$

$$L_c = \frac{V}{\min F(F_l, F_h)} \qquad (10)$$

Если $Bi < 0{,}1$, то рассматриваем стенку как термически тонкое тело и используем уравнения динамики (7)…(9).

Уравнения статики теплообменника с перемещающейся стенкой будут иметь тот же вид, что и (1) - (3). Градиент температуры внутри системы стенок будет близок к нулю.

Уравнение динамики теплорегулирующего узла (уравнения тепловых балансов в дифференциальной форме теплообменника) имеет вид:

Вычисление производных $\frac{\partial T_l}{\partial u}$ и $\frac{\partial T_w}{\partial u}$ призводим после решения системы уравнений (5)-(8).

$$m_l \cdot c_l \cdot \frac{\partial T_l}{\partial t} - v_l \cdot m_l \cdot c_l \cdot l_{\max}^{-1} \cdot \frac{\partial T_l}{\partial u} + \alpha_l \cdot u \cdot F_{l\max} \cdot (T_l - T_{wl}) = 0; \quad (11)$$

$$m_{w1} \cdot c_{w1} \cdot \frac{\partial T_{wl}}{\partial t} = \alpha_l \cdot u \cdot F_{l\max} \left(T_l - T_{wl}\right) - k_l \cdot F_{l\max} \cdot u \cdot \left(T_l - T_{wst}\right); \quad (12)$$

$$m_h \cdot c_h \cdot \frac{\partial T_h}{\partial t} + v_h \cdot m_h \cdot c_h \cdot l_{\max}^{-1} \cdot \frac{\partial T_h}{\partial u} - \alpha_h \cdot u \cdot F_{h\max} / k_F \cdot (T_{wh} . - T_h) = 0; \quad (13)$$

$$m_{wh} \cdot c_{wh} \cdot \frac{\partial T_{wh}}{\partial t} = -\alpha_h \cdot u \cdot F_{l\max} / k_F \cdot \left(T_{wh} - T_h\right) - k_h \cdot F_{h\max} \cdot u \cdot \left(T_{wh} - T_{wst}\right); \quad (14)$$

$$m_{wst} \cdot c_{wst} \cdot \frac{\partial T_{wst}}{\partial t} = -k_h \cdot F_{h\max} / k_F \cdot (L-u) \cdot \left(T_{wh} - T_{wst}\right) + k_l \cdot F_{l\max} \cdot (L-u) \cdot \left(T_{wl} - T_{wst}\right); \quad (15)$$

$$\frac{dT_w}{du}\Big|(u=0) = T_w(0); \ \frac{dT_w}{du}\Big|(u=L) = T_w(L); \quad (16)$$

Введем обозначения:

$$k_F = F_l / F_H \ , \ u = F_l / F_{l\max} , \quad (17)$$

$$u_{\min} \le u \le 1, \quad u_{\min} > 0. \quad (18)$$

$F_{l\max}$ – максимальное значение площади теплообмена между потоками.

$$l_{\max} = F_{l\max} / (\pi d_l), \ u = l / l_{\max}. \quad (19)$$

Граничные условия для потоков (условия постоянства температуры на входе в теплообменник, они же начальные условия в нулевой момент времени):

$$\frac{dT_h}{du}\Big|(u=0) = T_h(0); \quad \frac{dT_c}{du}\Big|(u=L) = T_c(L); \quad (21)$$

Для управления теплообменником его рекомендуется разделить на части в соотношении 40%-30%-20%-10% его полной мощности. Причем, самая малая часть выполняется регулируемой. Это позволяет снизить неизбежные потери из-за введения перемещаемой стенки (рис.1).

Схемам управления теплообменными аппаратами посвящено большое количество работ [19-23].

Эти работы связанны с построением систем на нечеткой логике, нейросетей, адаптивных систем управления, нелинейных систем управления, LKG- регуляторов.

Предлагаемая система управления является достаточно простой, использует классические законы управления.

Структурная схема системы управления теплообменником представлена на рис.3. Регулятор С1 – ПИ- регулятор

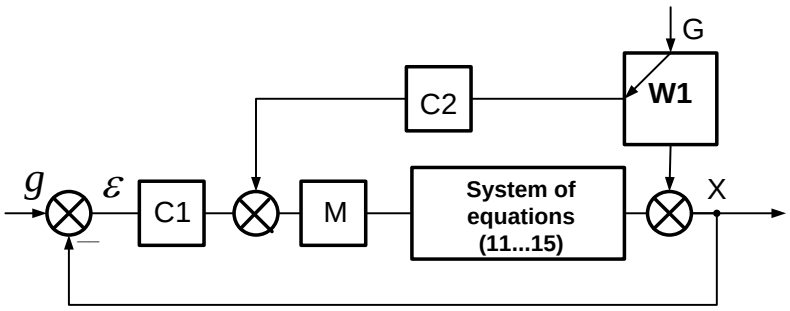
В схеме (рис.3) выполнена статическая компенсация изменений расходов хладагента по следующим правилам:

Когда $\alpha_1 \text{ var} \Rightarrow \alpha_1 \cdot F1 = const.$ (22)

Когда $\alpha_2 \Rightarrow \text{var}, \alpha_2 \cdot F1 = const.$ (23)

Когда $\alpha_1 \wedge \alpha_2 \Rightarrow \text{var}, k \cdot F1 = const.$ (24)

Из указанных выше соотношений очевидна простота выбранных законов управления.



C1, C2 – регуляторы (C1, C2 – controllers), M-регулирующий механизм перемещения стенки (M-regulating mechanism for moving the wall), G- расход хладагента (G –refrigerating agent flow rate).

Рис.3. Схема САУ. (Fig.3. Automatic control system scheme).

Заключение

1. Показано, что в тепловом насосе, в котором положение рабочей точки компрессора теплового насоса не должно зависеть от колебаний расхода хладагента, возможно использование теплообменников с переменной площадью теплообмена.
2. В таких теплообменниках площадь поверхности теплообмена может регулироваться за счет установки промежуточной теплопроводящей гильзы между контурами хладагента и теплового агента. Установлены условия, при которых гильзу можно рассматривать в качестве термически тонкого тела.
3. Для повышения СОР теплового насоса (ТН) применен теплообменник, установленный на выходе эжектора, используемого в ТН. В теплообменнике рабочее тело подогревается за счет использования сбросной теплоты газопоршневой установки (ГПУ).
4. Для повышения тепловой мощности испарителя при тепловых графиках с повышенной температурой обратной сетевой воды, в схему ТН включен охладитель хладагента, использующий наружный воздух.

Приложение 1.

Расчет площади поверхности внутреннего теплообменника теплового насоса на диоксиде углерода типа «труба в трубе» и влияния длины теплообменника на его выходные параметры.

Целью расчета является расчет коэффициентов теплоотдачи при конвективном теплообмене в трубах и их зависимости от расхода хладагента, вычисление коэффициента теплопередачи теплообменника, построение зависимости длины теплообменника от коэффициента теплопередачи, зависимости температуры газа на выходе из теплообменника в зависимости от длины теплообменника,

Исходные данные: давление хладагента в первичном контуре: 8 МПа (жидкость); давление хладагента во вторичном контуре 3,5 МПа (газ); теплоемкость при постоянном давлении на входе первичного контура, 5,17 кДж/кг К; теплоемкость при постоянном давлении на входе первичного контура, 1,48 кДж/кг К; массовый расход газа через теплообменник 0,1 кг/с; плотность среды на входе в теплообменник 523,7 кг/м^3; плотность среды на выходе из теплообменника 78,3 кг/м^3; температура греющего теплоносителя на входе в первичный контур 34,2^{o}C, температура греющего теплоносителя на выходе из первичного контура 32,0^{o}C, температура нагреваемой среды на входе в теплообменника 2,0^{o}C.

Температура на выходе вторичного контура определялась из равенства разностей энтальпий между входами и выходами первичного и вторичного контуров и равна 26,2^{o}C (рекуперативный теплообменник, см. (15)); материал труб теплообменника – сталь: внутренняя труба: наружный диаметр 0,014 м, толщина стенки: 0,002 м; промежуточная труба: наружный диаметр: 0,02м; толщина стенки 0,002м; внешняя труба: наружный диаметр 0,036 м; толщина стенки: 0,003 м. Вычисления проводим, используя известные методики, например [18]. Критерий Нуссельта вычисляли по формуле:

$$Nu_{f,d} = 0,021 \cdot \mathrm{Re}_{f,d}^{0,8} \cdot \mathrm{Pr}_f^{0,43} \cdot \varepsilon_t \cdot \varepsilon_l. \qquad (П1),$$

где поправку ε_t, учитывающую изменение физических свойств среды в зависимости от температуры, рассчитывают по формуле

$$\alpha = Nu \cdot \lambda / D. \qquad (П2)$$

$$\varepsilon_t = \left(\mathrm{Pr}_t / \mathrm{Pr}_w\right)^{0,25}, \qquad (П3)$$

где критерий Прандтля Pr_f принимают по справочным данным для текучей среды при определяющей температуре флюида, а критерий Прандтля Pr_w принимают по справочным данным для текучей среды при температуре стенки. Принимаем $\varepsilon_l = 1$.

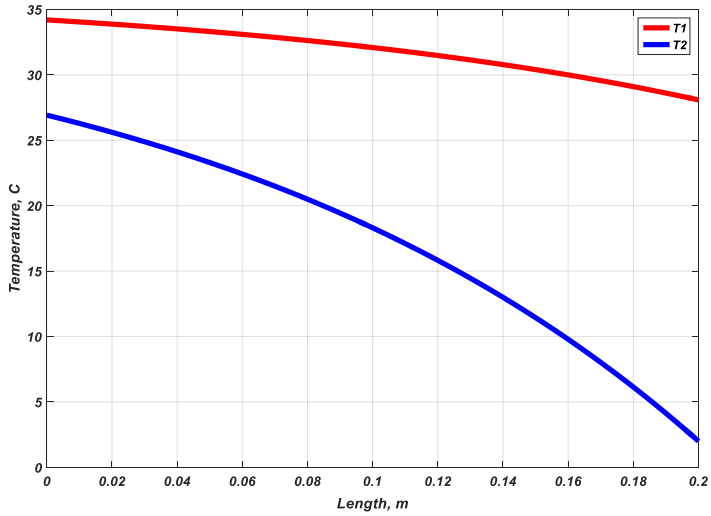


Рис.П1. Профили кривых температур вдоль теплообменника.
Fig.П1. Temperature curve profiles along heat exchanger.

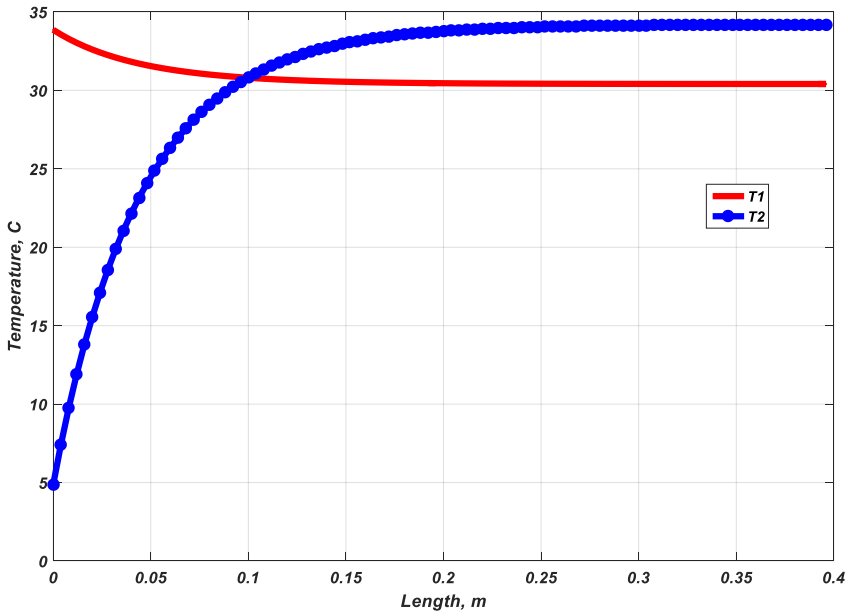
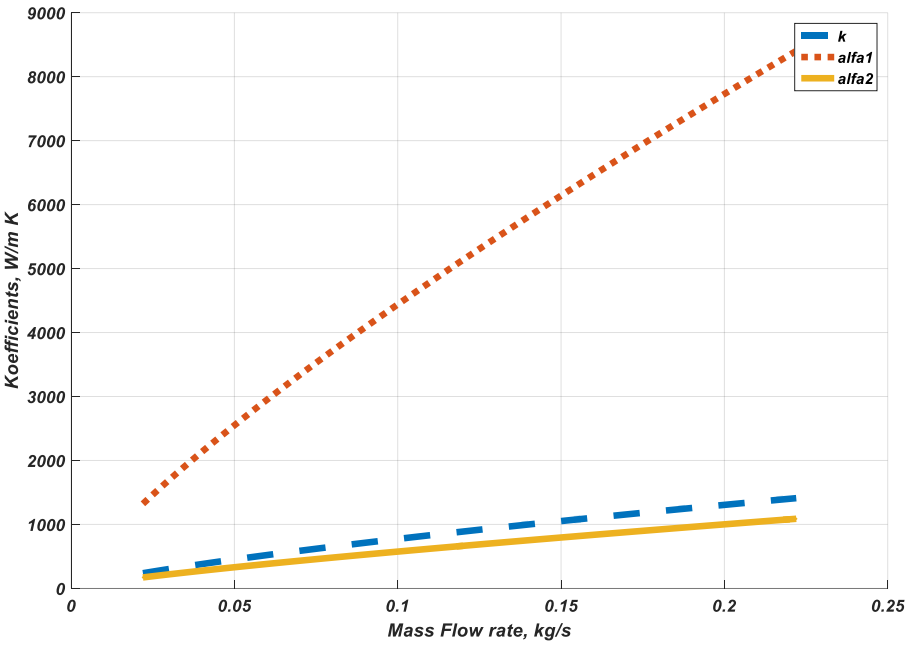


Рис.П2. Зависимости температур на выходах из теплообменника от длины теплообменника.
Fig.П2. Temperature dependencies at the exits of the heat exchanger on the length of the heat exchanger.



r

Рис.П3. Зависимости коэффициентов теплоотдачи и теплопередачи от массового расхода хладагента.

Fig.П3. Dependences of heat transmission factor and heat transfer coefficients from the mass flow rate of the refrigerant.

Литература (References)

[1] De Pasquale A.M., Giostri A., Romano M.C., Chiesa P., Demeco T., Tani S. District heating by drinking water heat pump: Modelling and energy analysis of a case study in the city of Milan. Energy 118 (2017) 246-263.

[2] Mast M., Leibundgut H. Introduction and Analysis of a concept for decentralized heat pumping in hydronic networks. Energy and Building 54 (2012) 461–469.

[3] Few P.C, Smith M.A, Twidell J.W. Modelling of a combined heat and power (CHP) plant incorporating a heat pump for domestic use. Energy 1997;22(7):651–9.

[4] Miguez JL, Murillo S, Porteiro J, Lopez LM. Feasibility of a new domestic CHP trigeneration with heat pump: I. Design and development. Appl Therm Eng. 2004;24(10):1409–19.

[5] Porteiro J, Miguez JL, Murillo S, Lopez LM. Feasibility of a new domestic CHP trigeneration with heat pump: II. Availability analysis. Applied Thermal Eng. 2004;24 (10):1421–9.

[6] Raine R.D., Sharifi V.N., Swithenbank J. Optimisation of combined heat and power production for buildings using heat storage. Energy Conversion and management. 87 (2014) 164–174.

[7] Schmidt D., Torio H. Development of system concepts for improving the performance of a waste heat district heating network with exergy analysis. Energy and Buildings. 42 (2010) 1601–1609.

[8] Heat Pump Implementation Scenarios until 2030 – ECOFYS. https://www.ecofys.com/en/publication/heat-pump-implementation-scenarios-until-2030/ (accessed 5.12.2018).

[9] Qi Hongjie, Liu Fuya, Yu Jianlin Performance analysis of a novel hybrid vapor injection cycle with subcooler and flash tank for air-source heat pumps. International Journal of Refrigeration, 74 (2017) 540–549.

[10] Luo Baojun Theoretical assessment of an ejector enhanced oil flooded compression cycle. International Journal of Refrigeration, 73(2017)154–162

[11] Elbel S., Lawrence L. Review of recent devel oppments in advanced ejector technology. International Journal of Refrigeration, 62(2016) 1-18.

[12] Arpagaus C., Bless F., Schiffmann J., Bertsch S.S. Multi-temperature heat pumps. A literature review. International Journal of Refrigeration 69 (2016) 437–465.

[13] Sheviakov A.A., Iakovleva R.V. Upravlenie teplovimi ob'iektami s raspredelionnimi parametrami. [Control of the heat objects with distributed parameters]. Moscow, Energoatomizdat, 1986.

[14] Lavrov N.A. Mnogourovnevaia Sistema modelirovania nestatsionarnih I meniauschihsia rejimov raboti nizkotemperaturnih ustanovok.

[Multilevel system of modeling nonstationary and variable operating modes of low-temperature installations]. Moscow, 2013. Doctor thesys.https://www.google.com/url?sa=t&rct=j&q=&esrc=s&source=web&cd=3&cad=rja&uact=8&ved=2ahUKEwjh9rD26p7fAhXH2KQKHeTPDfEQFjACegQIABAC&url=http%3A%2F%2Fwww.bmstu.ru%2Fps%2F~lavrov%2Ffileman%2Fdownload%2F%25D0%259B%25D0%25B0%25D0%25B2%25D1%2580%25D0%25BE%25D0%25B2-%25D0%25B4%25D0%25B8%25D1%2581%25D1%2581.pdf&usg=AOvVaw0RUNk_0AuFo6c2en0a7Lg0 (accessed 5.12.2018).

[15] Bejan P.I. Spravochnik po teploobmennim apparatam. [Heat Exchanger Handbook], Mashinostroienie, Moscow, 1989.

[16] Derevich E.G., Smirnova E.G. Calculating the Parameters of Heat Transfer between Countercurrent Flows with Variable Thermophysical Properties. Theoretical Foundations of Chemical Engineering, Vol. 36, No. 4, 2002, pp. 341–345.

[17] Cengel I.A. Heat transfer. A practical approach. Second Edition. New York: McGraw-Hill, 2006.

[18] Miheev M.A. Osnovi teploperadachi. [The basics of the Heat Transfer]. M., 1956.

[19] Yang Z., Pollock D.T., Wen J.T. Optimization and predictive control of a vapor compression cycle under transient pulse heat load. International Journal of Refrigeration, V75 (2017), pp.14-25.

[20] Vasickaninová A., Bakosová M., Mészáros A., Klemes J.J. Neural Nertwork Prediictive Control of a Heat Exchanger. Applied Thermal Engineering, V31(2011), pp.2094-2100.

[21] Fisher m., Nelles O., Isermann R. Adaptive predictive control of a heat exchanger based of fuzzy model. Control Engineering Practice 6 (1998) 259-269.

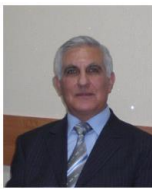
[22] Shinskey G.F. PID dead – time control of distributed processes. Control Engineering Practice 9 (2001) 1177–1183.

[23] Pangborn H.C., Alleyne A.G. Switched linear control for refrigerant superheat recovery in vapor compression systems. Control Engineering Practice 57(2016)142–156.

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. E-mail: mihail_sit@mail.ru

Гончаров Олег Юрьевич – к.ф.-м.н., доцент кафедра нелинейных динамических систем и процессов управления. Область научных интересов теория управления, новые виды обратной связи, робототехника.
E-mail: goncharovoi@yandex.ru



Бурчиу Виталий Иванович – к.т.н. заведующий лаборатории «Энергетической эффективности и возобновляемых источников энергии» института энергетики АНМ. Область научных интересов: тепловые насосы, возобновляемые источники энергии.
E-mail: vburciu@gmail.com

Тимченко Дмитрий Викторович – ведущий инженер – программист Института энергетики АН Молдовы. Область научных интересов: программирование микропроцессоров.
E-mail: dimmy@bk.ru

Журавлев Анатолий Александрович – кандидат технических наук, в.н.с. лаборатории «Энергетической эффективности и возобновляемых источников энергии» института энергетики АНМ. Область научных интересов: микропроцессорные системы управления, промышленная автоматика.
E-mail: AZhur5249@mail.ru