

Minimizing Electricity Consumption by Electric Drives of the Outdoor Air and Water Supply Units in a Heat Pump Used for Heating Multistorey Buildings

Sit M.L., Juravliov A.A., Tirsu M.S., Lupu M.L., Daud V.S., Timchenko D.V.
 Institute of Power Engineering of Technical University of Moldova
 Kishinau, Republic of Moldova

Abstract. This paper focuses on control systems for hybrid heat pumps that utilize the heat from return heating water and outdoor air, designed to operate in district heating systems based on central heating plants. The aim of the research is to develop control systems for heat pumps that operate based on qualitative, quantitative, and quantitative-qualitative thermal regime control laws. The established objective is achieved by introducing two controlled heat exchangers: one of the "water-refrigerant" type, installed after the evaporator, and the other of the "air-refrigerant" type, installed after the gas cooler. The most important results are the hydraulic diagram of the heat pump, the control system for the gas superheater after the evaporator, and the gas superheater after the gas cooler. The significance of the results lies in the development of a technical solution that ensures the heat pump operates under various heating modes. Equations describing the heat pump system were derived, highlighting the influence of flow rate and working fluid temperature on the heat pump's operating mode. The derived thermal equilibrium equations enabled the development of control system architectures for the heat exchangers, compressors, and control valves of the hybrid heat pump. The scheme developed for the heat pump's air duct allowed for the use of a minimum amount of heat from the district heating network's return water in the heat pump.

Keywords: carbon dioxide heat pump, heating, heat pump control system, nonlinear PID controller.

DOI: <https://doi.org/10.52254/1857-0070.2026.2-70.12>

UDC: 697.34; 621.577.42

Minimizarea consumului de energie pentru acționările ventilatoarelor de alimentare cu aer exterior și acționărilor unităților de livrarea apei într-o pompă de căldură pentru încălzirea clădirilor multietajate
 Șit M.L., Juravleov A.A., Tîrșu M.S., Lupu M.L., Daud V.Ș., Timcenco D.V.

Institutul de Energetică al Universității Tehnice a Moldovei
 Chișinău, Republica Moldova

Rezumat. Lucrarea este dedicată sistemelor de comandă pentru pompele de căldură hibride care utilizează căldura apei de încălzire de retur și a aerului exterior, concepute pentru a funcționa în sistemele de încălzire urbană bazate pe CET. Scopul cercetării este de a dezvolta sisteme de comandă ale pompelor de căldură care funcționează pe baza unor legi de reglare a regimului termic calitative, cantitative și cantitative-calitative. Obiectivul stabilit este atins prin introducerea a două schimbătoare de căldură comandate: unul de tip "apă-agent frigorific", instalat după evaporator și celălalt de tip "aer-agent frigorific", instalat după răcitorul de gaz. Cele mai importante rezultate sunt schema hidraulică a pompei de căldură, sistemul de control al supraîncălzitorului de gaz după evaporator și al supraîncălzitorului de gaz după răcitorul de gaz. Semnificația rezultatelor obținute constă în obținerea unei soluții tehnice care asigură funcționarea pompei de căldură la diferite programe de încălzire. S-au obținut ecuații ale aparatelor pompei de căldură, în care se accentuează influența debitului și a temperaturii corpului de lucru asupra unui mod de funcționare a pompei de căldură. Ecuațiile de echilibru termic obținute au permis elaborarea structurilor sistemelor de reglare automată ale aparatelor de schimb de căldură, ale compresoarelor și ale supapelor de reglare a pompei de căldură hibride. Schema dezvoltată pentru conducta de aer a pompei de căldură a permis utilizarea unui minim de căldură din apa de retur a rețelei de termoficare în pompa de căldură.

Cuvinte-cheie: pompa de căldură cu dioxid de carbon, încălzire, sistem de control al pompei de căldură, regulator PID neliniar.

© Шит М.Л., Журавлев А.А., Тыршу М.С.,
 Лупу М.Л., Дауд В.С.,
 Тимченко Д.В. 2026 год

Минимизация потребления электроэнергии в электроприводах узлов подачи наружного воздуха и воды в тепловом насосе для отопления многоэтажных зданий

Шит М.Л., Журавлев А.А., Тыршу М.С., Лупу М.Л., Дауд В.С., Тимченко Д.В.

Институт энергетики технического университета Молдовы, Кишинев, Республика Молдова

Аннотация. Работа посвящена вопросу снижения расхода электроэнергии системами управления гибридными тепловыми насосами, использующими теплоту обратной сетевой воды и наружного воздуха, предназначенными для работы в системах централизованного теплоснабжения на базе ТЭЦ. Целью исследования является минимизация расхода электроэнергии у электроприводов и вентиляторов подачи наружного воздуха к элементам теплового насоса. Поставленная цель достигается за счет решения следующих задач: разработки требований к блоку подогрева наружного воздуха обратной сетевой водой, разработки систем управления контурами подачи теплоты к испарителю от обратной сетевой воды и наружного воздуха. Наиболее существенными результатами являются система управления подачей теплоты к испарителю и нелинейный ПИД-регулятор, являющийся компонентом этой системы. Значимость полученных результатов состоит в получении технического решения, которое обеспечивает работу теплового насоса при различных отопительных графиках. В процессе рассматривания кривых переходных процессов было установлено, что квадратичский критерий качества переходного процесса достигает минимального значения, если управляющее воздействие регулятора $u(\tau)$ не имеет участка с производной равной нулю. В связи с этим в систему введен нелинейный элемент типа «насыщение», значение величины ограничения сигнала которого изменяется для выполнения данного условия по сигналу от модели системы, работающей в ускоренном масштабе времени. В связи с тем, что испаритель комбинированного теплового насоса должен иметь регулируемую площадь поверхности теплообмена, коэффициенты ПИД-регулятора должны корректироваться в соответствии с изменением параметров испарителя. В регуляторе режима работы второй ступени газоохладителя, установленного после первой ступени газоохладителя, необходимо предусмотреть вычислительный блок для расчета заданной температуры хладагента, являющейся заданием для контура регулирования этой температуры в зависимости от температуры наружного воздуха.

Ключевые слова: тепловой насос на диоксиде углерода, отопление, система управления тепловым насосом, нелинейный ПИД-регулятор.

ВВЕДЕНИЕ

Проблема, поставленная в статье многоуровневая.

1) первый уровень - выбор вентилятора и его привода с максимальным КПД - т.е., собственно, экономия электроэнергии на привод вентиляторов;

2) второй уровень – проектирование нагрузки вентилятора, таким образом, чтобы она потребляла минимум энергии;

3) третий уровень - разработка алгоритмов управления приводом вентилятора, обеспечивающих минимум потребления энергии в переходных процессах.

Первый уровень экономии достигается также за счет применения приводов с регулируемым электроприводом. (<https://tsdservice.com.ua/energoberejenie-v-sistemah-ventilyacii.html>), (https://senspa.ru/about/press_center/news/blcdmotor/)

Так, вентиляторы, потребляющие минимум энергии на собственные нужды – это, вентиляторы с приводом BLDC (с бесщеточным двигателем постоянного тока).

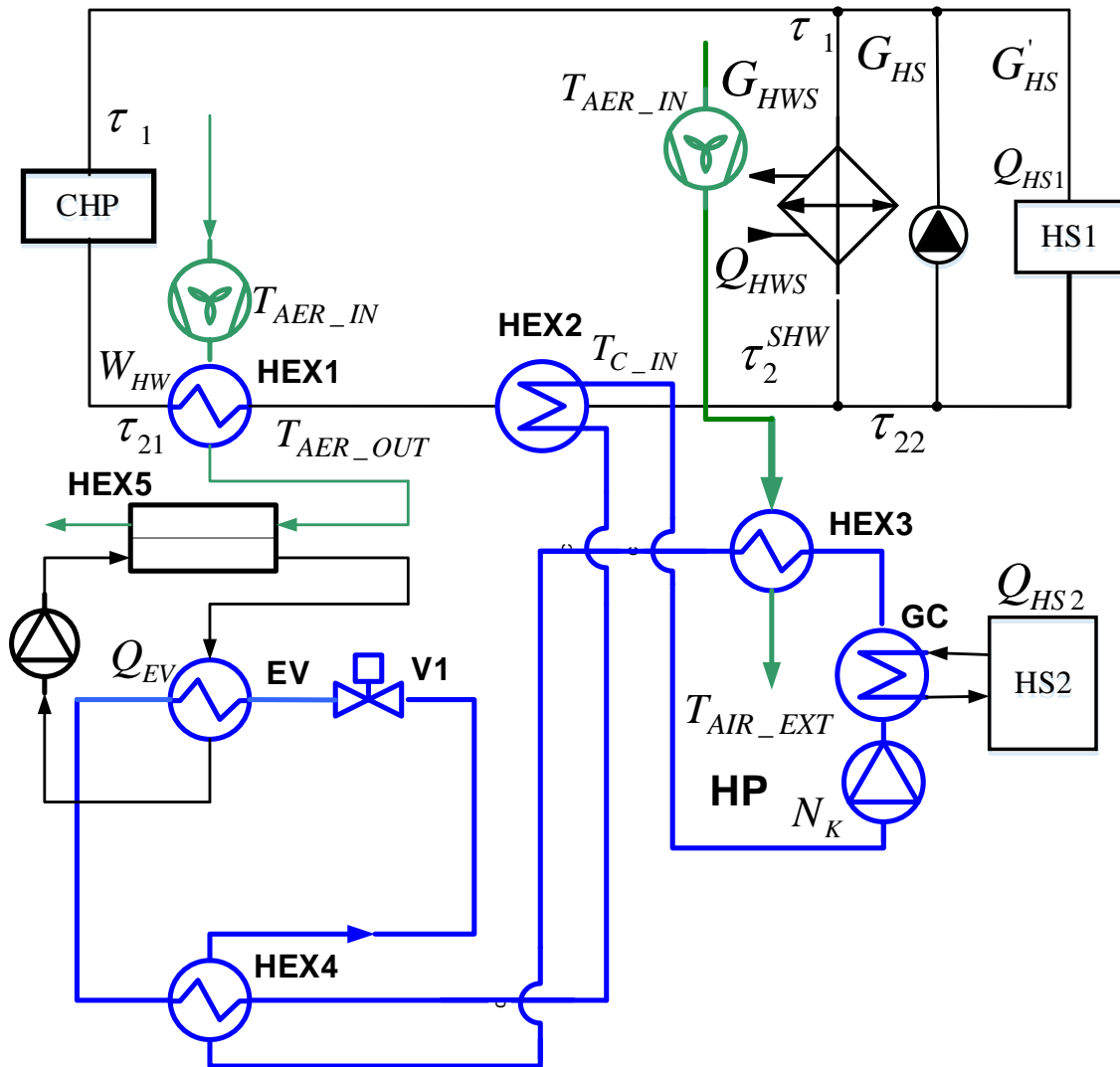
Проблемы управления тепловыми насосами для отопления зданий, использующих воздух в качестве источника низкопотенциальной теплоты (НПТ), проблемы управления комбинированными тепловыми насосами, использующими теплоту воздуха, теплоту солнечных коллекторов исследовались в [1-4]. В данной статье рассматриваются гибридные тепловые насосы, использующие НПТ обратной сетевой воды системы теплоснабжения и окружающего воздуха (публикации авторов в данном журнале за 2020-2022 годы).

Цель исследований, проводимых в данной работе: разработка схемных технических решений аэродинамических схем и гидравлических схем, а также систем управления, обеспечивающих минимум потерь энергии.

Поставленная цель достигается за счет разработки математического описания теплового насоса (ТН), предназначенного для реализации поставленных решений, теоретического анализа структур САУ, моделирования этих структур, их анализа, разработки законов управления блоками с

учетом выбранного квадратичного критерия минимума квадрата ошибки и квадрата управляющего воздействия (в данном случае, минимума расхода воздуха, и воды, подаваемой на испаритель теплового насоса).

СХЕМА ВКЛЮЧЕНИЯ ТЕПЛООВОГО НАСОСА В СИСТЕМУ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ



HS1-существующая система теплоснабжения зданий, HS2- новая система теплоснабжения здания, HP- тепловой насос; HEX1 - теплообменник отбора теплоты обратной сетевой воды от обратного трубопровода системы теплоснабжения, CHP- ТЭЦ, Q_{HWS} – система ГВС здания, HEX2-теплообменник «вода-хладагент» для регулирования перегрева рабочего тела за испарителем EV, EV- испаритель, HEX3- переохладитель хладагента после газоохладителя, HEX5- теплообменник промежуточного контура, GC-газоохладитель, HEX4- внутренний теплообменник теплового насоса.

Зеленые линии – воздух, черные линии – вода, синие линии – хладагент.

Рис.1. Схема включения теплового насоса в систему теплоснабжения с ТЭЦ.

HS1- existing heating system of building, HS2- new heating system of the building, HP- heat pump; HEX1 - heat exchanger for heat extraction from the return pipe water-refrigerant» for control of the gas superheat behind the evaporator EV, Q_{HWS} – water heating system of the building. HEX2 – heat exchanger “water-heating agent” for superheat control of the working fluid after evaporator, EV- evaporator, HEX3- refrigerant’s supercooler after gas cooler, GC- gas cooler, HEX4- internal heat exchanger of the heat pump. HEX5- heat exchanger of intermediate loop. The green lines indicate air, the black lines indicate water, and the blue lines indicate refrigerant.

Fig.1. Schematic of proposed design of including of heat pump in district heating system based on CHPP.

Узлы подачи воздуха к тепловому насосу (рис.1) состоят из вентиляторов, связанных воздухопроводами с двумя теплообменниками: одним установленным на второй ступени газоохладителя и вторым, установленным на теплообменнике, установленном на трубопроводе обратной сетевой воды, причем воздух, подогретый в этом теплообменнике, поступает на теплообменник воздух-вода, включенный в промежуточный контур, нагруженный на испаритель теплового насоса. В этой схеме линии подачи воздуха к элементам теплового насоса разделены: линия подачи воздуха ко второй ступени газоохладителя идет отдельно, что позволяет упростить схему и снизить аэродинамическое сопротивление трактов подачи воздуха, и требуемую мощность вентиляторов.

СИСТЕМА УПРАВЛЕНИЯ УЗЛОМ ПОДАЧИ ТЕПЛОНОСИТЕЛЯ К ИСПАРИТЕЛЮ

На схеме рис.1 этот узел представлен контуром, составленным из вентилятора, подающего воздух на теплообменники HEX1 и HEX5 и промежуточного контура, образованного испарителем EV, теплообменником HEX5 и насосом.

Узел подачи теплоносителя к первичной цепи испарителя определяется типом теплового насоса (воздух-вода, воздух-воздух, грунт-воздух, вода-вода). В системе теплоснабжения многоэтажным, многоквартирным домом, когда применяется гибридный тепловой насос, использующий теплоту обратной сетевой воды и теплоту наружного воздуха возникает проблема получения воздуха с повышенной температурой по сравнению с температурой наружного воздуха и подачи к испарителю этого воздуха при низком перепаде температур на испарителе ($5-7^{\circ}\text{C}$), в то время как разница между температурой воды и температурой кипения хладагента может достигать $10-15^{\circ}\text{C}$.

Основное требование к системе управления: алгоритмы управления, положенные в основу системы должны способствовать росту COP теплового насоса.

Падение давления воздуха в узле должно быть минимальным.

Выбор оптимальной, с точки зрения достижения максимального COP теплового насоса, температуры воздуха, подогретого в теплообменнике обратной сетевой воды, является задачей управления подачей ОСВ и заданием

для скорости циркуляции теплоносителя в промежуточном контуре.

Для теплового насоса, предназначенного для отопления зданий, его характерным свойством является его переменная мощность, зависящая от теплотехнических свойств здания и метеоусловий. Для испарителя ТН переменная мощность реализуется благодаря применению переменной площади поверхности теплообмена теплообменных аппаратов, участвующих в передаче теплоты от воды к хладагенту в испарителе и переменной скорости хладагента и теплоносителя в первичной и вторичной цепях испарителя. Как было показано авторами в их предыдущих работах, давление испарителя при этом изменяется в весьма малых пределах.

Типовая схема подачи воды на испаритель часто реализуется в виде САР, где заданием регулятора является перепад температур на испарителе, а выходом регулятора является расход воздуха через испаритель. Выходной величиной объекта управления является температура перегрева испарителя теплового насоса. Регулирование ведется по разности температуры перегрева и температуры на входе в испаритель теплового насоса (ТН) dt_{EV} . В системах управления технологическими процессами распространенной проблемой энергосбережения является регулирование температуры. В этом контексте, особенно для теплообменников, применяют различные стратегии управления, такие как обратные искусственные нейронные сети [8], H_{∞} -управление [9] и робастное модельное прогнозирующее управление [10]. Аналогичные проблемы регулирования температуры встречаются и в других тепловых установках, например, в системах регулирования температуры воздуха [11]. Известны два способа проектирования регуляторов теплообменников – энтропийный и классический. [7]. В частности, контроллер, основанный на использовании уравнений термодинамики [7], стабильно превосходит ПИД-контроллер в сценариях, где точность отслеживания имеет решающее значение. Он достигает более низких показателей ошибок, таких как IAE и ITAE, без проблем, подобных перерегулированию или колебаниям, обычно наблюдаемым в ПИД-регулировании. Этот контроллер также демонстрирует превосходные возможности в подавлении возмущений, минимизации накопления ошибок и поддержании более жесткого

контроля над отклонениями от заданной точки. Эти характеристики делают его особенно подходящим для приложений, в которых приоритет отдается точности и устойчивости. В отличие от него, ПИД-контроллер превосходит по энергоэффективности, требуя меньше общей энергии как для отслеживания заданного значения, так и для подавления возмущений.

Кроме того, он генерирует немного меньше общей энтропии в этих ситуациях, что указывает на лучшее общее управление энергией.

Однако, если рассматривать относительное производство энтропии, оба контроллера демонстрируют почти одинаковую термодинамическую эффективность. Примечательно, что контроллер, основанный на термодинамике, показывает небольшое преимущество в управлении энтропией во время подавления возмущений [7].

В узле подачи теплоты к испарителю работают два контура регулирования: контур регулирования мощности, подаваемой испарителю при заданной температуре воздуха и контур регулирования перепада температур на испарителе при мощности, определяемой в контуре регулирования тепловой мощности, снимаемой с теплообменника, установленного на линии обратной сетевой воды при заданной температуре сетевой воды.

БЛОК ПОДОГРЕВА НАРУЖНОГО ВОЗДУХА ОБРАТНОЙ СЕТЕВОЙ ВОДОЙ (БПНВ)

Сформулируем требования к БПНВ и системе передачи теплоты от обратной сетевой воды, посредством воздуха, к испарителю теплового насоса.

1. Теплообменник должен обладать минимальным сопротивлением потоку воздуха;
2. Теплообменник должен обладать минимальными габаритами и массой (экономические показатели);
3. Температура воздуха после теплообменника должна быть в пределах $25...30^{\circ}C$, т.е., температура воздуха на выходе теплообменника должна быть такой, чтобы исключить его обмерзание в диапазоне отрицательных температур наружного воздуха и способствовать повышению величины COP теплового насоса.
4. Тепловая мощность, снимаемая с трубопровода обратной сетевой воды (ТОСВ)

(при условии, что КПД передачи теплоты составит 100%) должна быть равна или больше тепловой мощности, которая должна быть подведена к испарителю теплового насоса с учетом необходимого перегрева хладагента.

5. Тепловая мощность, подводимая со стороны трубопровода ОСВ, должна составлять 45-55% от требуемой мощности, подводимой к испарителю. Остальная тепловая мощность должна подводиться со стороны наружного воздуха.

6. В систему управления подачей воздуха на теплообменник трубопровода ОСВ должен входить узел вычисления COP теплового насоса, с целью подстройки расхода воздуха к вычислителю тепловой мощности, требуемой для работы испарителя ТН.

7. Аэродинамическое сопротивление воздухопроводов должно быть минимальным.

8. Электроприводы вентиляторов должны быть энергосберегающего типа.

Наиболее подходящими теплообменникам для решения поставленной задачи могут быть пластинчатые теплообменники, теплообменники с ребрами, (ребристо-трубчатые или оребренные теплообменники). В системах вентиляции и кондиционирования они известны как калориферы (воздухонагреватели), а в холодильной технике и промышленности — как сухие градирни, драйкулеры или воздухоохладители.

Теплота, отдаваемая ТОСВ, вычисляется из уравнения теплового баланса при условии заданной выходной температуры воздуха,

$$G_W(t_W^{in} - t_W^{out}) = G_A(t_A^{out} - t_A^{in}); \quad (1)$$

$t_A^{out} = 25^{\circ}C$ - температура воздуха, подаваемого на теплообменник промежуточного контура НEX5; G_W - расход сетевой воды через ТОСВ, G_A - расход воздуха через ТОСВ, t_W^{in} - температура обратной сетевой воды на входе в теплообменник, t_W^{out} - температура воды на выходе из ТОСВ, t_A^{in} - температура воздуха на входе в ТОСВ, t_W^{out} - температура воды на выходе из ТОСВ. Из уравнения (1) можно вычислить G_A для заданной температуры наружного воздуха при условии, соответствующего выбору температуры воды после ТОСВ и расхода воздуха через него. Все величины, входящие в (1), являются медленно изменяющимися. Поэтому, для управления ими динамический регулятор не требуется. Достаточно

только установить в цепях передачи информации от соответствующих датчиков фильтры низких частот с ограничителями (для устранения выбросов). Перепад температур воды (воздуха) на испарителе ТН равен около $7^{\circ}\text{C} \dots 10^{\circ}\text{C}$. Поэтому для его корректировки потребуются САУ, описанная в этой работе ниже. На рис.1 аэродинамика регулирования расхода воздуха через теплообменник промежуточного контура показана в виде байпаса. Мощность испарителя при расчетной температуре наружного воздуха и при заданном температурном графике здания с тепловым насосом равна:

$$Q_{EV} = Q_{Go} \frac{COP - 1}{COP}. \quad (2)$$

Отсюда следует, что

$$dT_{EV} \approx dT_{Go} \frac{COP - 1}{COP}. \quad (3)$$

Эти уравнения справедливы, если температурные графики здания до и после установки теплового насоса совпадают.

Благодаря изменению скорости циркуляции в промежуточном контуре становится возможным регулировать как температуру воды на входе в испаритель, так и ее расход.

Температуру воды в контуре регулируем изменением расхода воды

С теплообменника ОСВ, при его тепловой мощности, равной требуемой мощности испарителя ТН, снимается тот начальный расход воздуха, при котором его выходная температура составляет 25°C (т.е. в первом каскаде работает внутренний контур поддержания температуры воздуха в 25°C).

Но при этом оказывается, что разность температур теплового агента на испарителе является меньшей чем разность температур воздуха, подогреваемого в теплообменнике, установленном на линии обратной сетевой воды, и это требует повышенного расхода подогретого воздуха при той же тепловой мощности этого воздуха.

Для решения этой задачи имеется два решения: первое создание промежуточного контура между испарителем и ТОСВ с насосами и расширительным сосудом, и второе: использование повышенного количества ОСВ (например, за счет использования ОСВ от двух зданий). Отметим, что экономия энергии в

электроприводах насосов и вентиляторов достигается за счет применения регулируемых приводов.

При первом варианте перепад температур на испарителе уменьшается за счет повышения расхода насоса в промежуточном контуре,

При втором варианте снижаются возможности технологии за счет необходимости увеличения количества «ведущих» зданий для обеспечения режима ведомого здания.

Расход воды в этом контуре, на этом этапе, поддерживается таким, чтобы температура воды после него была снижена, например, на 10°C . Значение величины снижения температуры ОСВ связано с дополнительным расходом топлива на ТЭЦ и должно всегда приниматься во внимание.

Система (в этом случае) подстраивается на заданный режим так: вначале обрабатывает контур стабилизации расхода воздуха, в котором выходная температура поддерживается заданной (например, 25°C), а уже затем, посредством изменения расхода воды и следящего за расходом воды расхода воздуха, обеспечивается необходимая мощность теплового потока от воды на испарителе с учетом требуемого перепада температур на нем. Другими словами, расход ОСВ изменяется (по формуле статики) с тем, чтобы мощность воздушного потока довести до необходимой величины, определяемой значением величины тепловой мощности, которую воздух должен передать испарителю ТН.

Рассматриваем две САУ – скорости циркуляции в промежуточном контуре и температуры воздуха на входе в промежуточный контур.

Уравнения статики испарителя при переменном расходе и температуре испарения

$$G_{RG} \cdot (h_{OUT} - h_{IN}) = G_A \cdot c_A (t_{IN} - t_{OUT}) \quad (5)$$

Следующая задача – исследовать ПИД – закон управления расходом воды в промежуточном контуре испарителя:

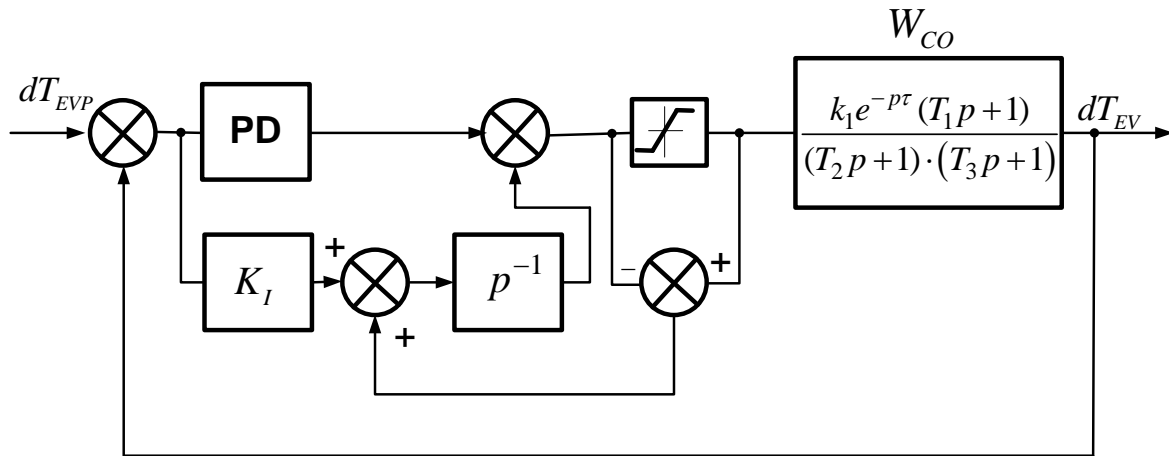
$$u(t) = k_p(t) \cdot e(t) + k_I(t) \cdot \int_0^{t_f} e(\tau) d\tau + k_D(t) \dot{e}(t), \quad (1)$$

$$e(t) = y^* - x_1(t), \quad (6)$$

и разработать метод выбора коэффициентов в (6), обеспечивающих апериодический переходный процесс при скачкообразном

возмущении dT_{EVP} - задания по перегреву рабочего тела после испарителя.

ПРИМЕР РАБОТЫ САУ ПРОМЕЖУТОЧНЫМ КОНТУРОМ



K_I – коэффициент усиления при интегральной составляющей ПИД-регулятора, W_{CO} - объект управления, dT_{EV} - температура перегрева.

Рис. 2. Структурная схема САУ температурой перегрева испарителя с модулем anti-windup.

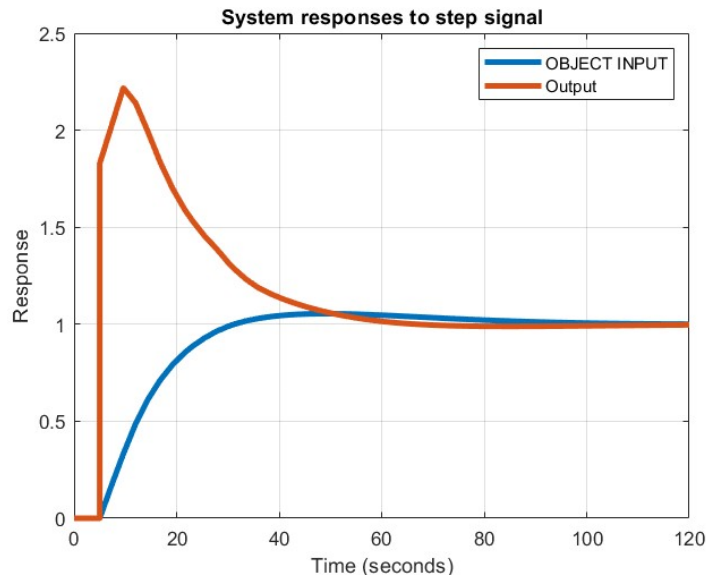
K_I – coefficient of the integral component of PID controller, W_{CO} - controlled object, dT_{EV} – superheat value

Fig. 2. Structural diagram of ACS of temperature of the evaporator superheat with anti-windup block.

Влияние насыщения интегратора на работу САУ с ПИД – регулятором.

Насыщение интегратора приводит к ограничению выходного сигнала ПИ-регулятора и

никак не влияет на критерий качества регулирования.



1. первая линия, 2- вторая линия, 3- третья линия.

Рис. 3. Пример вставки в текст рисунка на ВСЮ ширину листа. ¹

В процессе рассмотрения кривых переходных процессов было установлено, что критерий качества J вида

$$J = \int_{t_0}^{t_f} (ax(\tau)^2 + bu(\tau)^2) d\tau \quad (6)$$

достигает минимального значения, если управляющее воздействие регулятора $u(\tau)$ не имеет участка с производной равной нулю.

В связи с этим в систему введен нелинейный элемент типа «насыщение», значение величины ограничения сигнала которого изменяется таким образом, чтобы

$$u(\tau) \neq const \quad \forall \tau \in [t_0, t_f] \quad (7)$$

КОНТУР ПОДАЧИ ВОЗДУХА КО ВТОРОЙ СТУПЕНИ ГАЗООХЛАДИТЕЛЯ

Задача контура – обеспечить режим работы регулирующего клапана на однофазной среде при всем диапазоне температур наружного воздуха, а также стабилизировать начальную температуру хладагента на входе в испаритель с целью стабилизации перегрева хладагента на выходе из испарителя. Требованием к этому контуру является исключение обмерзания второй ступени газоохладителя при работе в широком диапазоне рабочих температур наружного воздуха, что достигается выбором расхода воздуха через него.

Динамика контура стабилизации температуры хладагента на выходе из второй ступени газоохладителя описывается передаточной функцией, аналогичной, той которая приведена на рис.2, и, в дальнейшем не рассматривается.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. Разработаны требования к блоку подогрева наружного воздуха обратной сетевой водой, из которых следует, что теплообменник должен обладать минимальным сопротивлением потоку воздуха; теплообменник должен обладать минимальными габаритами и массой (экономические показатели); температура воздуха после теплообменника должна быть в пределах $25...30^\circ C$; тепловая мощность, снимаемая с трубопровода обратной сетевой воды (ТОСВ) (при условии, что КПД передачи теплоты составит 100%) должна быть равна или больше тепловой мощности, которая должна быть подведена к испарителю теплового насоса с учетом необходимого перегрева хладагента; тепловая мощность, подводимая со стороны трубопровода ОСВ, должна

составлять 45-55% от требуемой мощности, подводимой к испарителю. Остальная тепловая мощность должна подводиться со стороны наружного воздуха; в систему управления подачей воздуха на теплообменник трубопровода ОСВ должен входить узел вычисления COP теплового насоса, с целью подстройки расхода воздуха к вычислителю тепловой мощности, требуемой для работы испарителя ТН.

2. В системе управления комбинированным тепловым насосом, использующим теплоту обратной сетевой воды и окружающего воздуха необходимо применять для управления режимом работы испарителя две системы управления: первую, определяющую мощность, подводимую к испарителю теплового насоса при заданной температуре воздуха, подаваемого на теплообменник промежуточного контура, и второй контур управления расходом циркуляции теплоносителя в промежуточном контуре при заданной разности температур в первичной цепи испарителя.

4. В процессе рассмотрения кривых переходных процессов было установлено, что квадратичный критерий качества переходного процесса достигает минимального значения, если управляющее воздействие регулятора $u(\tau)$ не имеет участка с производной равной нулю. В связи с этим в систему введен нелинейный элемент типа «насыщение», значение величины ограничения сигнала которого изменяется для выполнения данного условия по сигналу от модели системы, работающей в ускоренном масштабе времени.

5. В связи с тем, что испаритель комбинированного теплового насоса должен иметь регулируемую площадь поверхности теплообмена, коэффициенты ПИД-регулятора должны корректироваться в соответствии с изменением параметров испарителя.

6. В регуляторе режима работы второй ступени газоохладителя, установленного после первой ступени газоохладителя, необходимо предусмотреть вычислительный блок для расчета заданной температуры хладагента, являющейся заданием для контура регулирования этой температуры в зависимости от температуры наружного воздуха.

ЛИТЕРАТУРА (REFERENCES)

- [1] Lund H, Werner S., Wiltshire R., Svendsen S., Thorsen J.E., Hvelplund F., et al. 4th Generation

- District Heating (4GDH): integrating smart thermal grids into future sustainable energy systems. *Energy* 68(2014) 1-11. <http://dx.doi.org/10.1016/j.energy.2014.2.089>.
- [2] Rama M., Wahloors M. Introduction of new decentralised renewable heat supply in an existing district heating system. *Energy* 154 (2018) 68-79, <https://doi.org/10.1016/j.energy.2018.03.105>
- [3] Wenyi Wang, Jiatong Jiang, Bin Hu, R.Z. Wang, Mingwen Luo, Guangpeng Zhang, Bo Xiang Performance improvement of air-source heat pump heating system with variable water temperature difference. *Applied Thermal Engineering*, 210 (2022), pp.2-9, <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2022.118366>
- [5] Kutbay Sezen Influence of airflow rates on air source heat pump operating parameters. *Applied Thermal Engineering*, v.233(2023), pp.1-12, <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2023.121123>
- [6] Alimov S.V., Migacheva L.A., Titov A.R. Transfer functions of heat exchanging process in air-cooling unit of oil. [Vestnik Samarskogo Gosudarstvennogo Tehnicheskogo, seria "Universiteta] *Bulletin of Samara State Technical University. Series "Engineering Sciences"*, 2012, No. 4 (36), pp. 198-205. (in Russian).
- [7] Gómez-Gómez O.R., Zárate-Navarro M.A., García-Sandoval G.P. Heat exchanger control: Performance of thermodynamics-based geometrical vs classical PID controllers // *Case Studies in Thermal Engineering*. - 2025. - №71. - C. 1-12. <https://doi.org/10.1016/j.csite.2025.106130>
- [8] J. García-Morales, M. Cervantes-Bobadilla, J. Hernández-Pérez, Y. Saavedra-Benítez, M. Adam-Medina, G. Guerrero-Ramírez, Inverse artificial neural network control design for a double tube heat exchanger, *Case Stud. Therm. Eng.* 34 (2022) 102075, <http://dx.doi.org/10.1016/j.csite.2022.102075>
- [9] H. Kanoh, T. Itoh, N. Abe, Nonlinear ∞ control for heat exchangers controlled by the manipulation of flow rate, *Nonlinear Anal.* 30 (4) (1997) 2237-2248, [http://dx.doi.org/10.1016/s0362-546x\(97\)00135-1](http://dx.doi.org/10.1016/s0362-546x(97)00135-1).
- [10] J. Oravec, M. Bakošová, A. Mészáros, N. Míková, Experimental investigation of alternative robust model predictive control of a heat exchanger, *Appl. Therm. Eng.* 105 (2016) 774-782, <http://dx.doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2016.05.046>.
- [11] H. Dong, X. Li, X. He, Z. Zeng, G. Wen, A two-degree-of-freedom controller for a high-precision air temperature control system with multiple disturbances, *Case Stud. Therm. Eng.* 50 (2023) 103442, <http://dx.doi.org/10.1016/j.csite.2023.103442>.
- [12] R. Khan, N.S. Baker, A.P. Wardle, The dynamic characteristics of a countercurrent plate heat exchanger, *Int. J. Heat Mass Transfer* 31 (6) (1988) 1269-1278.
- [13] K.S. Das, A.K. Dwivedi, Dynamics of plate heat exchangers subject to flow variations, *Int. J. Heat Mass Transfer* 50 (2007) 2733-2743.
- [14] Cheng Zhao, Lei Guo Towards a theoretical foundation of PID control for uncertain nonlinear systems *Automatica* 142 (2022) 110360, doi: <https://doi.org/10.1016/j.automatica.2022.110360>
- [15] Salam K. Al-Dawery, Ayham M. Alrahawi, Khalid M. Al-Zobai Dynamic modeling and control of plate heat exchanger. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 55 (2012) 6873-6880 <https://instrumentationtools.com/control-valves-basic-theory/Emerson-Fisher>, 2019, (accessed 04.05.2022).
- [17] Iosifescu C., Damian V., Ciufudean C. Control system for heat exchanger fans in a refrigeration system. *Proceedings of the 12th WSEAS International Conference on Automatic control, modelling & simulation*, pp.207-2012, <https://www.wseas.us/e-library/conferences/2010/Catania/ACMOS/ACMOS-34.pdf> accessed 07.04.2026.
- [18] Chen Yu, Halm N.P., Groll E.C., Braun J.E. Mathematical modeling of scroll compressors—part I: compression process modeling. *International Journal of Refrigeration* 25 (2002) 731-750.
- [19] Salts N., Ziviani D., Groll E.C. Application of a generalized compressor modeling framework for simulating an oil-injected twin-screw compressor. *International Conference on Compressors and their Systems 2019 IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering* 604 (2019) 01. 2009, IOP Publishing doi:10.1088/1757-899X/604/1/012009 (accessed 4 mai 2022).
- [20] Dutra T., Deschamps C.J. "Development of a Lumped-Parameter Model for Hermetic Reciprocating Compressor with Thermal-Electrical Coupling" (2014). *International Compressor Engineering Conference*. Paper 2322. <http://docs.lib.purdue.edu/icec/2322> (accessed 4 mai 2022).
- [21] 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.
- [22] Dudnikov E.G. Avtomaticheskoe upravlenie v himicheskoj promishlennosti. [Automatic control in chemical industry]. *Mashinostroenie*, 1987. 368 p.
- [23] Doodman, A. R., Fesanghary, M., & Hosseini, R. (2009). *A robust stochastic approach for design optimization of air cooled heat exchangers*. *Applied Energy*, 86(7-8), 1240-1245. doi:10.1016/j.apenergy.2008.08.0

- [24] Willatzen, M., Pettit, N. B. O. L., & Ploug-Sørensen, L. (1998). A general dynamic simulation model for evaporators and condensers in refrigeration. Part I: moving-boundary formulation of two-phase flows with heat exchange. *International Journal of Refrigeration*, 21(5), 398–403.
- [25] Pettit, N. B. O. L., Willatzen, M., & Ploug-Sørensen, L. (1998). A general dynamic simulation model for evaporators and condensers in refrigeration. Part II: simulation and control of an evaporator. *International Journal of Refrigeration*, 21(5), 404–414. doi:10.1016/s0140-7007(97)00092-3
- [26] Russell, N. T., Bakker, H. H. C., & Chaplin, R. I. (2000). A Comparison of Dynamic Models for an Evaporation Process. *Chemical Engineering Research and Design*, 78(8), 1120–1128. doi:10.1205/026387600528274

Сведения об авторах.



Шит Михаил Львович – к.т.н., доцент-исследователь. Область научных интересов: тепловые насосы, автоматическое управление технологическими процессами.
E-mail: mihail.sit@gmail.com
ORCID: 0000-0003-0456-7437



Журавлев Анатолий Александрович – к. т. н. Область научных интересов: микропроцессорные системы управления, промышленная автоматика. E-mail: AZhur5249@mail.ru
ORCID: 0000-0001-9700-3926



Тыршу Михаил Степанович, Институт энергетики, к.т.н., доцент. Научные интересы связаны с диагностикой высоковольтного оборудования и силовой электроникой.
E-mail: tirsu.mihai@ie.utm.md
ORCID: 0000-0002-1193-6774



Лупу Михаил Леонидович, Институт энергетики. Научные интересы связаны с энергоэффективностью, развитием возобновляемых источников энергии, E-mail: mihu.lupu@ie.utm.md
ORCID: 0000-0002-6328-6873



Тимченко Дмитрий Викторович – ведущий инженер – программист. Область научных интересов: программирование микропроцессоров. E-mail: dimmy@bk.ru
ORCID: 0000-0002-2241-5608



Дауд Василий Петрович к.т.н., научные интересы энергоэффективность, развитием возобновляемых источников энергии, E-mail: caporalprim@yahoo.com
ORCID: 0000-0002-8614-0164