

Automatic Pressure Stabilization in Front of the Evaporators in the Multifunctional Heat Pump

Sit M.L., Zhuravleov A.A.

Institute of Power Engineering of the Academy of Sciences of Moldova
Kishinau,
Republic of Moldova

Abstract. The aim of the article is to elaborate and to investigate the automatic control system of pressure in front of evaporators of the multifunctional heat pump, which has several condensers and several evaporators. The control system must reduce the value of pressure perturbations acting on evaporators and decrease the value of pressure pulsations before them. To solve this problem, a hydraulic scheme has been developed in which this parameter is stabilized by using fine and coarse adjustment valves in hydraulic circuits of condensers and compressors using a pressure control system for a static flow mixer. The system for control of the flow of the refrigerant consists of two groups of compressors with automatic control drives installed in the lines of each of the condensers. The pressure control system uses a model of control valve with proportional-integral – derivative (PID) controller in the direct line of the controller loop. This solution allowed simplifying the heat pump control system by eliminating the necessity of matching the pressure and flow control valves in each line and controlling the flow in the line over a wider range as well. A mathematical model of the static mixer of flows installed after the pressure control valves is obtained. The proposed pressure control system gives a possibility to reduce the amplitude of pulsations of pressure before the evaporators up to 14-16 times.

Keywords: heat pump, static mixer, mathematical model, control system, pressure, control valve, simulation.

Sistemul de stabilizare automată a presiunii în amonte a vaporizatoarelor ai pompei de căldură multifuncțională

Șit M.L., Juravliov A.A.

Institutul de Energetică al Academiei de Științe a Moldovei
Chișinău,
Republica Moldova

Rezumat. Scopul lucrării constă în dezvoltarea și cercetarea prin simulare matematică a sistemului de reglare a presiunii în amonte a vaporizatoarelor pompei multifuncționale de căldură cu mai multe evaporatoare și condensatoare, care trebuie să reducă numărul de perturbații asupra sistemului de dirijare cu evaporatoarele. Pentru a rezolva această problemă s-a elaborat schema în care stabilizarea acestui parametru se realizează prin utilizarea supapelor cu reglarea fină și grosieră în circuitele hidraulice ale condensatoarelor și compresoarelor prin reglarea presiunii în avalul amestecătorului static a fluxurilor. Sistemul de dirijare propus permite compensarea căderii de presiune a agentului frigorific în amonte la vaporizatoare, care se produce datorită amestecării agentului frigorific care curge din cele două canale după supapele de control corespunzătoare și condensatoare pentru a reduce pulsația presiunii în amonte la evaporatoare. Această soluție permite simplificarea sistemului de dirijare a pompei de căldură, datorită faptului, că nu este necesar să se asigure funcționarea simultană a supapelor de reglare a presiunii și a debitului în fiecare linie. A apărut posibilitatea de a regla debitul în fiecare linie de curgere într-o gamă mai largă. S-a elaborat modelul matematic al amestecătorului static a fluxurilor după supapelor de reglare a presiunii, în care se reflectă: caracterul netaționar al acestui obiect, cauzat de funcționarea compresorului în regim cu sarcina variabilă, pulsațiile presiunii compresoarelor, variația densității refrigerantului în linii de agent frigorific. Se propune metodologia pentru realizarea unei instalații cu pompă multifuncțională de căldură, care constă în faptul, că se construiește graficul zilnic al sarcinei termice (de refrigerare) pentru fiecare proces tehnologic. După această sunt selectate două procese de prelucrare termică și două procese de prelucrare cu frig, la utilizarea cărora în pompa de căldură se asigură valoarea maximală a coeficientului de performanță (COP) și perioadă maximală a utilizării pompei de căldură în timpul zilei pentru a asigura minimizarea perioadei de recuperare a investiției.

Cuvinte-cheie: pompa de căldură, amestecător static, model matematic, simulare, sistem de dirijare, presiune, supapa de reglare.

Система автоматической стабилизации давления перед испарителями в многофункциональном тепловом насосе

Шит М.Л., Журавлев А.А.

Институт энергетики АН Молдовы

Кишинев, Республика Молдова

Аннотация. Объектом исследования является многофункциональный тепловой насос с несколькими испарителями и конденсаторами для одновременного обеспечения технологических процессов теплом и холодом. Целью работы является разработка и исследование режимов работы системы автоматического управления давлением в гидравлических цепях конденсаторов и компрессоров методом математического моделирования. Разработана схема, обеспечивающая минимальные значения пульсаций давления перед испарителями. Стабилизация давления осуществляется путем использования регулирующих клапанов тонкой и грубой регулировки в гидравлических цепях конденсаторов и компрессоров с одновременным регулированием давления после статического смесителя потоков. Предложенная система управления позволяет скомпенсировать падение давления хладагента перед испарителями, возникающее из-за смещения хладагента, выходящего из двух каналов после регулирующих клапанов соответствующих газоохладителей и снизить пульсации давления перед испарителями. В системе регулирование расхода предусматривается использование компрессоров с регулируемыми приводами, установленных в линиях питания каждого из конденсаторов. Такое решение позволило упростить систему управления тепловым насосом за счет того, что отпала необходимость в согласовании регулирующих клапанов давления и расхода в каждой линии, и появилась возможность регулирования расхода в линии в более широком диапазоне. Разработана математическая модель статического смесителя потоков после регулирующих клапанов давления, в которой отражен нестационарный характер этого объекта, вызванный переменным режимом работы компрессоров, пульсациями давления после компрессоров, вариацией изменения плотности хладагента в линиях подачи хладагента от компрессоров. Предложена методология создания многофункционального теплового насоса на предприятиях, которая предполагает построение суточного графика изменения тепловой (холодильной) нагрузки каждого процесса обработки продукта теплом (холодом). Далее выбираются два процесса тепловой обработки и два процесса холодильной обработки, при тепловых режимах которых обеспечивается такое соответствие между тепловыми мощностями испарителей и конденсаторов теплового насоса, при котором может быть реализован максимальный COP теплового насоса.

Ключевые слова: тепловой насос, статический смеситель, математическая модель, моделирование, система управления, давление, регулирующий клапан.

Таблица 1. Условные обозначения.

Наименование	Описание обозначения	Наименование	Описание обозначения
v_1	Скорость потока через первый конденсатор	p_i	Статическое давление потока в i – м канале.
v_2	Скорость потока через первый конденсатор	t_i	Температура потока в i – м канале.
G_1	Массовый расход потока через первый конденсатор	ρ_1	Плотность хладагента в цепи первого конденсатора.
G_2	Массовый расход потока через второй конденсатор	ρ_2	Плотность хладагента в цепи второго конденсатора.
F_i	Площадь сечения трубопровода i – го потока перед статическим смесителем.		

Введение

Вопросам создания многоцелевых тепловых насосов, т.е. тепловых насосов, предназначенных для обработки продуктов теплом и холодом, посвящена обширная литература, для чего достаточно упомянуть обзор [1]. Вопросам создания многофункциональных тепловых насосов посвящены работы [2,3]. Все упомянутые

работы опираются на тепловые насосы со многими испарителями и одним конденсатором. Работа [4] описывает тепловой насос с несколькими конденсаторами, но работающими при одинаковом давлении [4]. В данной работе рассматривается многофункциональный тепловой насос, где используются два конденсатора, работающих при разных давлениях. В пищевой промышленности,

(например, молочной, мясоперерабатывающей, винодельческой), широко применяются процессы, где производится обработка продукции теплом и холодом на разных температурных уровнях. Для этого широко используют как котлы и холодильные установки, так и тепловые насосы [6-8].

ОБЪЕКТ ИССЛЕДОВАНИЯ

Целью настоящей работы является разработка схемы теплового насоса, предназначенного для обработки пищевых продуктов теплом и холодом на нескольких температурных уровнях с учетом требования обеспечить работу при переменной тепловой нагрузке.

В связи с поставленной целью предлагается следующий принцип создания многофункционального теплового насоса на предприятиях, который заключается в том, что строится суточный график изменения тепловой (холодильной) нагрузки по каждому процессу обработки продукта теплом (холодом). Этот график представляет собой зависимости тепловой (холодильной) нагрузки и температур тепловой (холодильной) обработки продукта от времени. Далее выбираются два процесса тепловой обработки и два процесса холодильной обработки, при тепловых режимах которых обеспечивается соответствие между тепловыми мощностями испарителей и конденсаторов теплового насоса, диктуемой конструкцией теплового насоса и рациональный COP этого теплового насоса, а также максимальное время его использования в течение суток с целью обеспечения минимизации срока окупаемости.

Для решения поставленной задачи можно использовать один блок компрессоров, работающий на два конденсатора, настроенных на разные давления, потоки через которые объединяются в один после регулирующих вентилей (рис.1).

Вторым вариантом является использование двух групп компрессоров, каждый из которых работает на свой конденсатор и регулирующий вентиль, причем, потоки хладагента объединяются после регулирующих вентилей (рис.1). В каждом из блоков компрессоров имеется один с регулируемым электроприводом.

Недостатком первого варианта является сложность одновременного регулирования давления и расхода через конденсаторы

Поэтому, в дальнейшем, рассмотрим вторую схему.

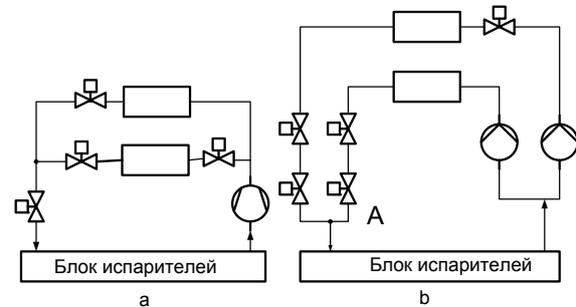


Рис.1 Схема многофункциональных тепловых насосов.

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ СМЕСИТЕЛЯ КАК ОБЪЕКТА УПРАВЛЕНИЯ ДАВЛЕНИЕМ НА ВЫХОДЕ

Пусть при объединении двух потоков будем использовать стандартный тройник. При построении математической модели этого смесителя (впрочем, как и других, подобных) пренебрегаем сжимаемостью жидкости, силами трения жидкости о стенки тройника. Математическая модель смесителя-тройника имеет вид

(http://www.simumath.net/library/book.html?code=HYSTR_library):

$$Q_i = Q_j + Q_k$$

$$Q_j = \mu_j \cdot f_j \cdot \text{sign}(p_j - p_i) \cdot \sqrt{2 \cdot (p_j - p_i) / \rho_j} \quad (1)$$

$$Q_k = \mu_k \cdot f_k \cdot \text{sign}(p_k - p_i) \cdot \sqrt{2 \cdot (p_k - p_i) / \rho_k}$$

где μ_j, μ_k – коэффициенты расхода в ветвях тройника $i-j, i-k$; $\mu_{j,k} = \zeta_{j,k}^{-0,5}$ коэффициенты гидравлических сопротивлений ветвей тройника $i-j, i-k$; $f_{j,k}$ – площади проходных сечений тройника в узлах j и k . Так как $p_i < p_j$ (p_j – меньшее из двух давлений на входах тройника) из-за падения давления потока по ходу движения хладагента из-за сил сопротивления движению, сил трения, то $\text{sign}(p_i - p_{k(j)}) = -1$. Пусть, для определенности $p_k > p_j, Q_k > Q_j$. Обозначим $\gamma = \rho_k / \rho_j$. Тогда

$$a = \frac{Q_j^2}{Q_k^2 \gamma} < 1. \quad (1)$$

$$p_i = \frac{p_1 - ap_2}{1-a} \quad \forall (p_k(t) > p_j(t)); \quad (2)$$

Принимаем $f_j = f_k = f, \mu_k = \mu_j = \mu$. Значения величин пульсаций компрессоров не превышают 2-3% [5]. Тем не менее, после регулирующих клапанов по отношению к давлениям испарителей относительное значение пульсаций возрастает до 10%. Изменение температур и давлений хладагента в трактах подачи компрессоров учитывается изменением плотностей хладагента в каналах. Разделим первое уравнение в (1) на второе и возведем результат в квадрат. Тогда, после простых преобразований зависимость давления P_i на выходе тройника от давлений и расходов потоков после компрессоров будет иметь вид:

Построим зависимость давления на выходе от соотношения давлений и расходов и плотностей в линиях подачи хладагента компрессоров, $p_j, p_k, Q_j, Q_k, \rho_j, \rho_k$.

При компьютерном моделировании принимали максимальную амплитуду пульсаций компрессора 20%.

На рис.2. приведен график зависимости давления на выходе от расходов и давлений хладагента в линиях подачи компрессоров. Сделаны допущения о постоянстве значений γ и C_p . Силами трения потоков о стенки пренебрегаем. Из изложенного выше следует, что объект управления – статический с двумя входами и одним выходом

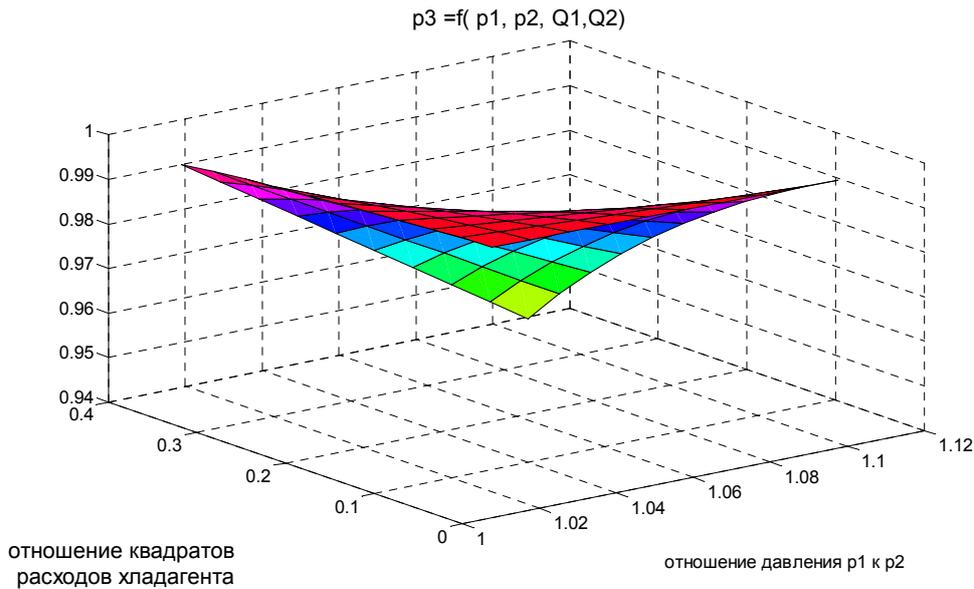
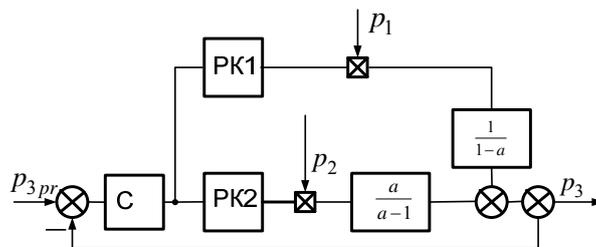


Рис.2. Зависимость давления на выходе статического смесителя от отношения давлений на входах и отношения квадратов расходов в линиях подачи компрессоров.



p_{3pr} – заданное значение давления после смесителя, PK1, PK2 – регулирующие клапаны с электроприводом, С- контроллер, ε – сигнал ошибки, u – выходной сигнал регулятора.

Рис.3. Структурная схема системы регулирования давления перед испарителями.

соединенных звена типа «люфт», звена типа «зона нечувствительности», и инерционным звена второго порядка (на рис.3 не показаны).

Уравнения звеньев тут не приводятся ввиду их простоты.

Анализ изменения значений величин коэффициентов усиления объекта по управляющим воздействиям (давления p_1 и p_2) показывает, что для удовлетворительной стабилизации выходной величины (давления p_3) достаточно использовать линейную систему с обратной связью по выходной величине.

Существует два основных принципа построения системы управления. В инвариантных системах структура и параметры управляющего устройства выбираются таким образом, чтобы обеспечить полную или частичную нечувствительность системы к нежелательным воздействиям. Другой принцип построения основан на динамической компенсации возмущений, когда с помощью соответствующим образом сформированного управляющего воздействия подавляется влияние возмущений на систему. В данной работе использован второй принцип подавления возмущений.

Рассмотрим пример. Пусть постоянные времени звена второго порядка с передаточной функцией

$$W_1(p) = \frac{1}{(T_1 p + 1)(T_2 p + 1)}$$

составляют: $T_1 = 0,05; T_2 = 0,1$. Значение модуля значения величины зоны нечувствительности a_n составляет $a_n = 0,02$. Значение величины люфта $d = 0,05$. Амплитуда пульсаций $a_p = 0,1$. $a = 0,25$.

Значение величины $p_{3pr} = 1$. На фиг.5 и 6 показаны графики изменения выходной величины для систем, схемы которых приведены на рис. 3 и рис.4.

В результате анализа процессов регулирования давления выяснилось, что в САУ с моделью РО среднеквадратическое отклонение выходного сигнала от заданного значения на 34% меньше, чем в стандартной, а время реакции на скачкообразный входной задающий сигнал на 25% больше. Максимальные амплитуды случайных процессов в установившемся режиме приблизительно одинаковы.

Как показали результаты моделирования, величина пульсаций давления в предложенных САУ снижается в 14-16 раз.

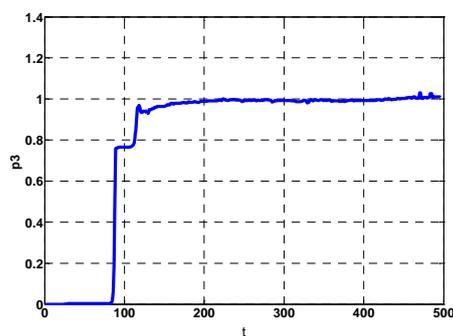


Рис.5 График процесса в САУ с ПИД-регулятором и моделью РО.

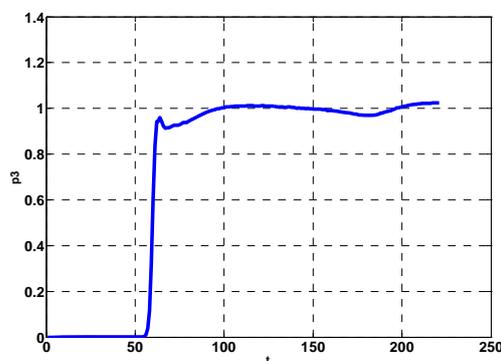


Рис.6 График процесса САУ с ПИД-регулятором.

ВЫВОДЫ

1. Предложенная система управления значением величины давления перед испарителями многофункционального теплового насоса позволяет скомпенсировать падение давления хладагента перед испарителями, возникающее из-за смешения хладагента, выходящего из двух каналов после регулирующих клапанов соответствующих газоохладителей.
2. Использование для регулирования давления двух групп компрессоров совместно с использованием клапанов грубой и тонкой регулировки позволяет упростить алгоритмы управления системой. Отпадает необходимость в согласовании регулирующих клапанов давления и расхода в каждой линии при переменных расходах в них (при переменной нагрузке), и появляется возможность регулирования расхода в линиях в широком диапазоне. Полученная

математическая модель статического смесителя потоков после регулирующих клапанов давления отражает нестационарный характер этого объекта, вызванный переменным режимом работы компрессоров, пульсациями давления после компрессоров, вариацией изменения плотности хладагента в линиях подачи хладагента от компрессоров.

3. Предложена методология создания многофункционального теплового насоса на предприятиях, которая заключается в том, что: строят суточный график изменения тепловой (холодильной) нагрузки каждого процесса обработки продукта теплом (холодом), далее выбирают два процесса тепловой обработки и два процесса холодильной обработки, при тепловых режимах которых обеспечивается такое соответствие между тепловыми мощностями испарителей и конденсаторов теплового насоса, при котором может быть реализован максимальный COP теплового насоса, а также максимальное время его использования в течение суток с целью обеспечения минимизации срока окупаемости.

ЛИТЕРАТУРА (REFERENCES)

- [1] Arpagaus C., Bless F., Schiffmann J., Bertsch S.S. Multi-temperature heat pumps. A literature review. *International Journal of Refrigeration* 69 (2016) 437–465.
- [2] Kairouani L., Elakhdar V., Nehdi E., Bouaziz N. Use of ejectors in a multi-evaporator refrigeration system for performance enhancement. *International Journal of Refrigeration* 32 (2009) 1173 – 1185.
- [3] Yan Huaxia., Chan Ming In., Deng Shiming Operating characteristics of a three-evaporator air conditioning (TEAC) system. *Applied Thermal Engineering* 103 (2016) 883–891.
- [4] Sarkar Jahar Performance analyses of novel two-phase ejector multi-evaporator refrigeration systems. *Applied Thermal Engineering* 110 (2017) 1635–1642.
- [5] Brown R.C. *Compressors*. Third Edition, 2005.
- [6] Energy use in the EU food sector: State of play and opportunities for improvement. JRC Science and Policy Report. European Commission, 2015. <http://publications.jrc.ec.europa.eu/repository/bitstream/JRC96121/Idna27247enn.pdf>. (accessed 20.04.2017).
- [7] Industrial Heat Pumps for Low-Temperature Heat Recovery. Industrial Services Factsheet, May 2009. <http://www.energy.wsu.edu/Documents/IndustServFactsheet-HeatPumps-May%2009.pdf> (accessed 20.04.2017).
- [8] Marechal F. Process integration in the Food Industry. <https://www.chalmers.se/en/areas-of-advance/energy/Documents/Process%20Integration%20Conference%202013/Abstracts/Abstract%20-%20Francois%20Marechal.pdf> (accessed 20.04.2017).
- [9] Isidori A., *Nonlinear control systems* (2nd edition), New York: Springer-Verlag, 1989.
- [10] Astrom K.J., Wittenmark B, *Adaptive control*. New York: Addison-Wesley Publishing Company, 1995.
- [11] Salazar M., Mendes F. PID control for a single-stage transcritical CO₂ refrigeration cycle. *Applied Thermal Engineering* 67 (2014) pp.429-438.
- [12] Beghi A., Cecchinato L., Rampazzo M. On-line, auto-tuning control of Electronic Expansion Valves. *International Journal of Refrigeration*, (34)2011, pp.1151-1161.
- [13] Misgeld B. J.E., Kramer M., Leonhardt S. Multivariable friction compensation control for a variable stiffness actuator. *Control Engineering Practice* 58(2017)298–306
- [14] Carra S., Karim M.N. Comprehensive methodology for detection and diagnosis of oscillatory control loops. *Control Engineering Practice* 17(2009)939–956

Сведения об авторах.



Шит Михаил Львович – к.т.н., в.н.с., доцент-исследователь лаборатории «Энергетической эффективности и возобновляемых источников энергии». Область научных интересов: тепловые насосы, автоматическое управление техно-логическими процессами в энергетике, E-mail: mihail_sit@mail.ru



Журавлев Анатолий Александрович – к.т.н., 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