

УДК 621.577
Б 39

ТЕРМОДИНАМІЧНА ЕФЕКТИВНІСТЬ ТЕПЛОНАСОСНОЇ КОНВЕЄРНОЇ УСТАНОВКИ СУШІННЯ ЗЕРНА З ЧАСТКОВИМ БАЙПАСУВАННЯМ ТЕПЛООВОГО НАСОСА

М. К. Безродний, д-р техн. наук, проф.;
В. В. Вовк, магістрант

Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут», м. Київ

Анотація. Наведено математичну модель та результати термодинамічного аналізу впливу байпасування теплового насоса у теплонасосній рециркуляційній конвеєрній сушильній установці. Моделювання процесів виконано для першого періоду процесу сушіння з постійною інтенсивністю видалення вологи з зерна. Результати розрахунків дозволяють оцінити вплив байпасування сушильного агента повз тепловий насос на енергетичну ефективність теплонасосної сушильної установки для різних технологічних параметрів процесу сушіння.

Ключові слова: тепловий насос, сушіння зерна, рециркуляція, байпасування теплового насоса.

Аннотация. Приведена математическая модель и результаты термодинамического анализа влияния байпасирования теплового насоса в теплонасосной рециркуляционной конвейерной сушильной установке. Моделирование процессов выполнено для первого периода процесса сушки с постоянной интенсивностью удаления влаги из зерна. Результаты расчетов позволяют оценить влияние байпасирования сушильного агента мимо теплового насоса на энергетическую эффективность теплонасосной сушильной установки для разных технологических параметров процесса сушки.

Ключевые слова: тепловой насос, сушка зерна, рециркуляция, байпасирование теплового насоса.

Abstract. The mathematical model and the results of the thermodynamic analysis of the impact of heat pump bypassing in the heat pump recirculation conveyor drying plant are presented. The processes modeling is carried out for the first period of drying at a constant intensity of moisture removal. The results of numerical calculation allow to estimate the impact of the heat pump drying agent bypassing on the energy efficiency of drying heat pump plant at the different technological parameters of drying.

Keywords: heat pump, drying grain, recirculation, bypassing of the heat pump.

ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМИ

Сушильні установки (СУ) конвективного типу набули найбільшого поширення у вигляді конвеєрних установок конвективного типу [4]. Традиційним джерелом теплоти для таких установок є палинкові пристрої. Разом з тим, в останні десятиліття у розробників енергоефективних схем сушильних установок набули популярності теплонасосні системи теплозабезпечення сушарок зерна (та інших гранульованих матеріалів) [1], де як джерело теплоти замість палинкових пристроїв застосовують теплові насоси (ТН). Одним з ефективних способів підвищення енергетичної ефективності сушильної установки є організація рециркуляції відпрацьованого сушильного агента з використанням його теплоти у випарнику теплового насоса [7]. Після осушення сушильного агента у випарнику він нагрівається у конденсаторі ТН до необхідного температурного рівня і подається на вхід сушильної камери.

АНАЛІЗ ОСТАННІХ ДОСЛІДЖЕНЬ І ПУБЛІКАЦІЙ

Доволі розвинутою схемою рециркуляційних конвеєрних теплонасосних сушильних установок

(ТНСУ) є схема установки з частковим байпасуванням теплового насоса та його направлення у камеру змішування. Організація байпасуванням джерела теплоти за попередніми даними має більш високі енергетичні показники [5]. З літературних джерел відомо, що виконання байпасування теплового насоса дозволяє зменшити кількість сушильного агента, що має проходити через випарник та конденсатор ТН. Як наслідок, відбувається зменшення розвинутої поверхні теплообміну у зв'язку з меншими габаритами теплообмінників [3].

Незважаючи на очевидну ефективність використання подібних схем теплонасосних сушарок, у доступних літературних джерелах відсутні результати системних досліджень впливу внутрішніх та зовнішніх параметрів на термодинамічну ефективність роботи теплонасосних конвеєрних сушарок зерна. У зв'язку з цим у даній роботі виконано аналіз термодинамічної ефективності рециркуляційної теплонасосної схеми сушильної установки конвеєрного типу з організацією байпасування сушильного агента повз тепловий насос. Числовий аналіз виконано для першого періоду процесу сушіння, коли інтенсивність видалення вологи з зерна є постійною.

МЕТА СТАТТІ – виконати аналіз термодинамічної ефективності конвеєрної теплонасосної установки для сушіння зерна з байпасуванням теплового насоса і визначити оптимальні умови байпасування, що забезпечують максимальний ефект від використання зовнішньої енергії на випаровування вологи з зерна в сушильному бункері.

ВИКЛАД ОСНОВНОГО МАТЕРІАЛУ

Опис теплонасосної сушильної установки з байпасуванням теплового насоса. Принципова схема теплонасосної сушильної установки (ТНСУ) з байпасуванням теплового насоса зображена на рис. 1. У стаціонарному режимі роботи установки потік сушильного агента (СА) витратою $G_{зар}$ та параметрами t_1, d_1 після проходження сушильного бункера частково видаляється в атмосферу ($G_2 < G_{зар}$) з параметрами t_2, d_2 . Частина потоку рециркуляції ($G_{рец}$)

байпасує тепловий насос (G_6), тобто проходить повз нього. Інша частина потоку рециркуляції надходить у випарник теплового насоса ($G_{ТН}$), де завдяки теплообміну між сушильним і холодильним агентами відбувається видалення частини сприйнятої в сушильній камері вологи. Осушений і охолоджений сушильний агент після випарника ТН ($t_{ТН}, d_{ТН}$) надходить у конденсатор, на виході з якого, з параметрами $t_{ТН}, d_{ТН}$, змішується в камері змішування з потоком навколишнього повітря (G_0) з параметрами t_0, d_0 і потоком байпасу (G_6) з параметрами t_2, d_2 . Отримана суміш (t_1, d_1) надходить у сушильний бункер. Потік зернової маси G'_3 , що надходить на сушіння з параметрами ω_1, θ_1 поступає у сушильний бункер, де відбувається видалення вологи. В результаті тепловологообробки зерно видаляється з сушильної камери витратою G''_3 з параметрами ω_2, θ_2 .

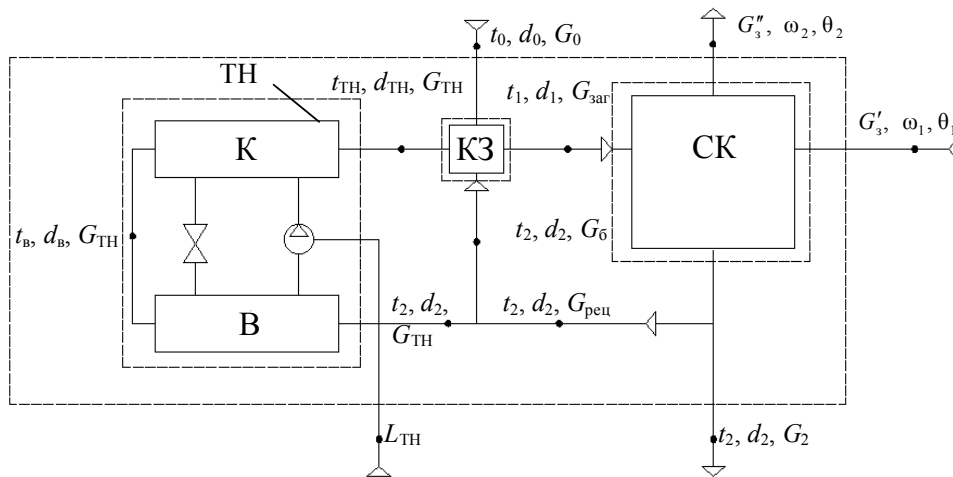


Рис. 1. Конвеєрна ТНСУ з рециркуляцією сушильного агента та частковим байпасуванням ТН: К – конденсатор ТН; В – випарник ТН; КЗ – камера змішування; СК – сушильна камера

Аналіз ефективності теплонасосної конвеєрної сушарки з частковим байпасуванням теплового насоса. Термодинамічну ефективність роботи сушарки можна оцінити значенням коефіцієнта використання зовнішньої енергії на випаровування вологи:

$$\eta_{cy} = \frac{Q_{вип}}{L_{ТН}}, \tag{1}$$

де $L_{ТН}$ – потужність привода компресора теплового насоса, кВт; $Q_{вип}$ – тепловий потік, який необхідно підвести до зерна безпосередньо для випаровування вологи, кВт.

Тепловий потік, що витрачається на випаровування вологи, визначається як

$$Q_{вип} = m_{вол} r(t_M), \tag{2}$$

де $m_{вол}$ – інтенсивність випаровування вологи з матеріалу, кг_{вол}/с; $r(t_M)$ – питома теплота випаровування вологи при температурі мокрого термометра, кДж/кг_{вол}.

У теорії сушіння всі параметри сушильного агента розраховуються на масову витрату сухої частки СА, оскільки її об'єм не змінюється в стаціонарному процесі [6], але в практиці сушіння для спрощення розрахунків з достатньою точністю дозволяється розраховувати параметри на масову витрату вологого сушильного агента. Таким чином, з рівняння матеріального балансу сушильної камери (СК) інтенсивність видалення вологи

$$m_{вол} = G_{зар} \Delta d_{СК}, \tag{3}$$

де $G_{зар}$ – загальна витрата сушильного агента через сушильну камеру з зерном, кг_{СА}/с; $\Delta d_{СК}$ – приріст вологовмісту сушильного агента при проходженні через сушильну камеру, кг_{вол}/кг_{СА}. Величина $\Delta d_{СК}$ визначається технологічними умовами сушіння і згідно з [5] для конвеєрної сушильної установки коливається в діапазоні 0,0025...0,0045 кг_{вол}/кг_{СА}.

Таким чином, з урахуванням виразу (3) рівняння (2) для визначення теплового потоку, що витрачається

на видалення вологи з зерна, приймає вигляд

$$Q_{\text{вип}} = G_{\text{зар}} \Delta d_{\text{СК}} r(t_{\text{м}}). \quad (4)$$

Потужність привода компресора теплового насоса

$$L_{\text{ТН}} = \frac{Q_{\text{ТН}}^{\text{вип}}}{\varepsilon_{\text{ТН}} - 1}, \quad (5)$$

де $Q_{\text{ТН}}^{\text{вип}}$ – теплове навантаження випарника теплового насоса, кВт; $\varepsilon_{\text{ТН}}$ – коефіцієнт трансформації теплоти теплового насоса.

Теплове навантаження випарника теплового насоса може бути визначене як

$$Q_{\text{ТН}}^{\text{вип}} = G_{\text{ТН}}(h_2 - h_{\text{в}}), \quad (6)$$

де h_2 – ентальпія відпрацьованого СА на вході у випарник теплового насоса, кДж/кг_{СА}; $h_{\text{в}}$ – ентальпія СА на виході з випарника.

Ентальпія h_2 , яка дорівнює ентальпії сушильного агента після сушильної камери, може бути визначена з теплового балансу сушильної камери:

$$G_{\text{зар}} h_1 + Q_3' = G_{\text{зар}} h_2 + Q_3'', \quad (7)$$

на основі якого в роботі [1] отримано відповідне рівняння:

$$h_2 = h_1 - \frac{\Delta d_{\text{СК}}}{\Delta \omega} c_3 (\theta_2 - \theta_1). \quad (8)$$

Теплоємність зерна можна описати за допомогою емпіричної залежності, що представлена в роботі [2]. Значення ентальпії h_1 сушильного агента на вході в сушильну камеру визначається технологічними умовами сушіння для певного сорту зерна. Значення температури зерна θ_1 на вході в СК відповідає температурі зовнішнього середовища $\theta_1 = t_{\text{зс}}$. Зерно нагрівається в сушильній камері і його температура на виході визначається з виразу

$$\theta_2 = (t_2 - \Delta t), \quad (9)$$

де $\Delta t = 5 \dots 15$ °С – температурний напір між потоком СА і зерна на виході з сушильної камери [8], для числового розрахунку використано значення даного перепаду на рівні 10 °С.

Числове значення реального коефіцієнта трансформації теплового насоса, що входить у вираз (5), визначається як

$$\varepsilon_{\text{ТН}} = \frac{1}{1 - \frac{273 + (t_{\text{в}} - \Delta t_{\text{в}})}{273 + (t_{\text{к}} + \Delta t_{\text{к}})}} \eta_{\text{ТН}}, \quad (10)$$

де $t_{\text{в}}$ і $t_{\text{к}}$ – температури сушильного агента на виході з випарника та конденсатора ТН відповідно.

При визначенні коефіцієнта трансформації теплоти у тепловому насосі, що працює за циклом Карно, необхідно врахувати внутрішній коефіцієнт корисної дії та термічні необоротності при теплообміні в конденсаторі $\Delta t_{\text{к}}$ і випарнику $\Delta t_{\text{в}}$ ТН [9]. При цьому, значення температурного напору для повітря-повітряних теплових насосів досягає $\Delta t = 15$ °С, а ККД

коливається у діапазоні $\eta_{\text{ТН}} = 0,45 \dots 0,75$. У числовому аналізі для дійсного теплового насоса прийнято $\Delta t_{\text{в}} = \Delta t_{\text{к}} = 10$ °С та $\eta_{\text{ТН}} = 0,65$ [9].

У вираз для визначення коефіцієнта трансформації теплового насоса (10) входить температура $t_{\text{в}}$, до якої охолоджується сушильний агент у випарнику ТН. Для визначення даної температури використаємо тепловий баланс теплового насоса у загальному вигляді:

$$Q_{\text{вип}}^{\text{ТН}} + L = Q_{\text{к}}^{\text{ТН}}. \quad (11)$$

З рівняння (11) випливає вираз для ентальпії $h_{\text{в}}$:

$$h_{\text{в}} = h_2 \varepsilon_{\text{ТН}} - h_{\text{ТН}} (\varepsilon_{\text{ТН}} - 1), \quad (12)$$

а відповідний вираз для температури $t_{\text{в}}$ має вигляд

$$t_{\text{в}} = \frac{h_{\text{в}} - r d_{\text{в}}}{c_{\text{в}} + c_{\text{н}} d_{\text{в}}}. \quad (13)$$

У вираз для визначення температури $t_{\text{в}}$ і коефіцієнта перетворення ТН входять температура $t_{\text{ТН}} = t_{\text{к}}$ та вологовміст $d_{\text{ТН}} = d_{\text{в}}$. Значення температури та вологовмісту СА на виході з ТН розраховуються відповідно з теплового та матеріального балансу камери змішування, що мають наступний вигляд:

$$G_{\text{зар}} c_{\text{СА}} t_{\text{ТН}} + G_0 c_{\text{СА}} t_0 + G_6 c_{\text{СА}} t_2 = G_{\text{зар}} c_{\text{СА}} t_1, \quad (14)$$

$$G_{\text{зар}} d_{\text{ТН}} + G_0 d_0 + G_6 d_2 = G_{\text{зар}} d_1. \quad (15)$$

Якщо для характеристики величин відносних потоків повітря в лініях рециркуляції та байпасування

ввести відповідні коефіцієнти рециркуляції $K = \frac{G_{\text{рец}}}{G_{\text{зар}}}$ і байпасування $\alpha = \frac{G_6}{G_{\text{рец}}}$, то з рівнянь (14) і (15) мож-

на отримати вирази для температури і вологовмісту повітря на виході з конденсатора ТН, тобто на вході в камеру змішування:

$$t_{\text{ТН}} = \frac{t_1 - (1 - K)t_0 - \alpha K t_2}{K(1 - \alpha)}, \quad (16)$$

$$d_{\text{ТН}} = \frac{d_1 - (1 - K)d_0 - \alpha K d_2}{K(1 - \alpha)}, \quad (17)$$

де t_0 – температура свіжого СА; K – коефіцієнт рециркуляції СА, який відповідає частці загальної витрати СА, що направляється на рециркуляцію; α – коефіцієнт байпасування ТН, який відповідає частці СА, що направляється повз ТН.

Коефіцієнт рециркуляції СА в схемі ТНСУ може бути визначений із рівняння теплового балансу всієї схеми:

$$Q_3' + Q_0 + L = Q_3'' + Q_2,$$

$$G_3' c_3 \theta_1 + G_0 h_0 + \frac{G_{\text{ТН}}(h_2 - h_{\text{в}})}{\varepsilon_{\text{ТН}} - 1} = G_3'' c_3 \theta_2 + G_2 h_2. \quad (18)$$

Виражаючи складові зазначеного рівняння G_0 і G_2 через коефіцієнт рециркуляції K і $G_{\text{зар}}$, а також

з урахуванням того, що витрата СА через сушильну камеру $G_{\text{заг}}$ може бути представлена як

$$G_{\text{заг}} = IW, \quad (19)$$

де $l = 1/\Delta d_{\text{СК}}$ – питома витрата повітря, $\text{кг}_{\text{СП}}/\text{кг}_{\text{вол}}$; $W = G'_3 \cdot \Delta\omega$ – кількість вологи, що підлягає видаленню; $\Delta\omega$ – зменшення вологості зерна в СК, після ряду математичних перетворень отримаємо

$$K = \frac{(h_2 - h_0) + \frac{\Delta d_{\text{СК}}}{\Delta\omega} c_3 (\theta_2 - \theta_1)}{(h_2 - h_0) + \frac{(h_2 - h_b)}{(\epsilon_{\text{ТН}} - 1)} (1 - \alpha)}. \quad (20)$$

Ефективність роботи сушарки такого типу розраховується за загальним виразом (1), в якому затрати енергії на привод компресора ТН визначаються за допомогою рівнянь (5) і (6) і який з урахуванням співвідношень для коефіцієнтів рециркуляції і байпасування має вигляд

$$\eta_{\text{СУ}} = \frac{r(t_m) \Delta d_{\text{СК}}}{K(1 - \alpha)(h_2 - h_b)} (\epsilon_{\text{ТН}} - 1). \quad (21)$$

Аналіз результатів дослідження. Далі наведемо результати числового аналізу конвеєрної ТНСУ з частковим байпасуванням теплового насоса при технологічних параметрах, характерних для процесу сушіння зерна пшениці:

- температура сушильного агента на вході в сушильну камеру $t_1 = 45 \dots 65 \text{ } ^\circ\text{C}$;
- відносна вологість СА на вході в сушильну камеру $\phi_1 = 40 \%$;
- зміна вологовмісту сушильного агента у сушильній камері $\Delta d_{\text{СК}} = 0,0025 \dots 0,004 \text{ кг}_{\text{вол}}/\text{кг}_{\text{са}}$;
- зміна вологості зерна пшениці в СК $\Delta\omega = 7 \%$, що відповідає першому періоду сушіння зерна;
- перепад температур у сушильній камері прийнято на рівні $10 \text{ } ^\circ\text{C}$;
- параметри навколишнього середовища: $t_0 = 10 \text{ } ^\circ\text{C}$ та $\phi_0 = 70 \%$.

Підтримання заданих технологічних параметрів ТНСУ в характерних вузлових точках системи забезпечується за допомогою ТН та перерозподілом потоків СА в системі, що характеризується відповідним значенням коефіцієнтів рециркуляції та байпасування теплового насоса. Тому реалізація наведеної аналітичної моделі пов'язана, насамперед, з визначенням коефіцієнта рециркуляції K , що досягається розв'язанням системи рівнянь (10)–(20) методом ітерацій.

На рис. 2 наведена залежність коефіцієнта рециркуляції від коефіцієнта байпасування теплового насоса. Видно, що відповідний технологічний режим сушіння характеризується високими значеннями коефіцієнта рециркуляції, який слабо залежить як від коефіцієнта байпасування, так і від технологічної температури повітря на вході в камеру сушіння.

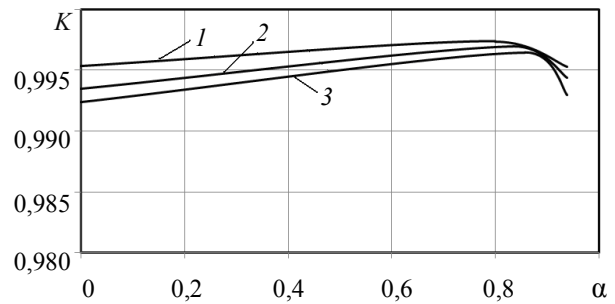


Рис. 2. Графіки залежності коефіцієнта рециркуляції K від коефіцієнта байпасування теплового насоса α : 1 – $t_1 = 45 \text{ } ^\circ\text{C}$; 2 – $55 \text{ } ^\circ\text{C}$; 3 – $65 \text{ } ^\circ\text{C}$

Отримані таким чином значення коефіцієнта рециркуляції дозволяють визначити параметри СА у вузлових точках системи. На рис. 3 наведені залежності температур СА на виході з випарника та конденсатора ТН від коефіцієнта байпасування теплового насоса.

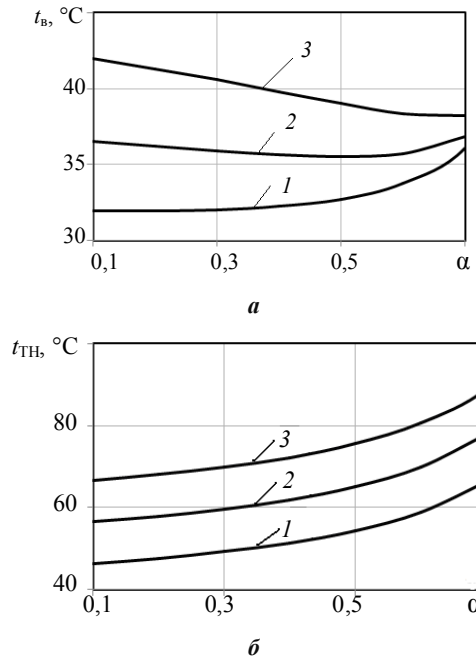


Рис. 3. Графіки залежності температур на виході з випарника t_b (а) та конденсатора $t_{\text{ТН}}$ (б) від параметра байпасування теплового насоса

Аналізуючи графіки, можна відмітити, що організація байпасування теплового насоса призводить до розширення температурних рамок циклу Карно (t_b і t_r), що погіршує умови роботи ТН. У зв'язку з цим збільшення коефіцієнта байпасування приводить до зменшення коефіцієнта трансформації ТН (рис. 4).

Разом з тим, зменшення витрати повітря через ТН приводить до зменшення затрат енергії на привод компресора ТН. Різноманітний вплив цих двох факторів на ефективність роботи схеми приводить до того, що існує оптимальне значення коефіцієнта байпасування, при якому забезпечується максимальний ефект у вигляді максимального значення величини

коефіцієнта використання зовнішньої енергії (КВЕ) на випаровування води (рис. 5).

На рис. 5 чітко видно максимуми показника ефективності КВЕ для різних технологічно визначених приростів вологості СА у сушильній камері. Оптимальне значення коефіцієнта байпасування $a_{\text{опт}}$ числово розраховане для різних технологічних температур сушильного агента і представлено на рис. 6 залежно від приросту вологовмісту у сушильній камері.

Залежність відповідних максимальних значень КВЕ від тих же параметрів наведена на рис. 7, згідно з яким максимальні значення КВЕ конвеєрної ТНСУ з частковим байпасуванням теплового насоса зростають з підвищенням визначеного технологією приросту вологовмісту СА у сушильній камері, а також з пониженням температурного рівня процесу сушіння.

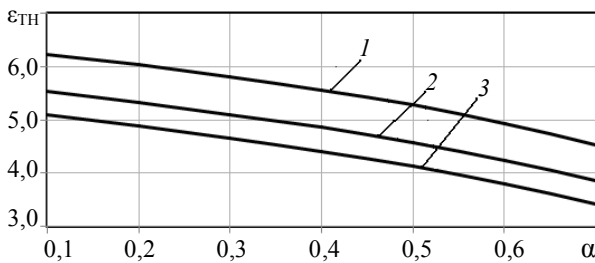


Рис. 4. Графіки залежності коефіцієнта трансформації $\epsilon_{\text{ТН}}$ від коефіцієнта байпасування α : 1 – $t_1 = 45$ °C; 2 – 55 °C; 3 – 65 °C

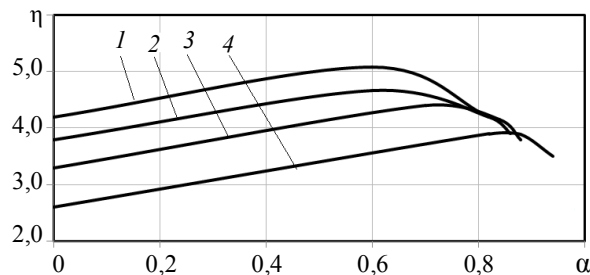


Рис. 5. Залежність КВЕ від коефіцієнта байпасування для різних значень $\Delta d_{\text{СК}}$ при технологічних параметрах СА $t_1 = 55$ °C, $\phi_1 = 40$ %: 1 – $\Delta d_{\text{СК}} = 0,004$ кг_{вол.}/кг_{СА}; 2 – 0,0035 кг_{вол.}/кг_{СА}; 3 – 0,003 кг_{вол.}/кг_{СА}; 4 – 0,0025 кг_{вол.}/кг_{СА}

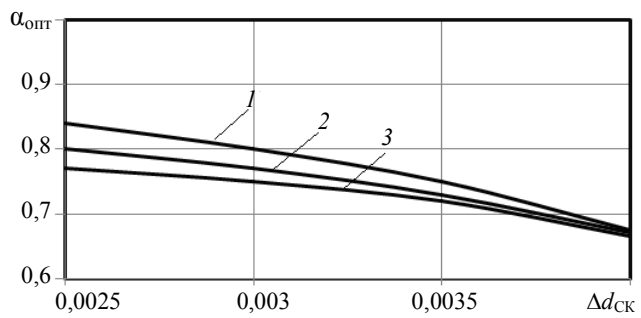


Рис. 6. Графіки залежності оптимального коефіцієнта байпасування $a_{\text{опт}}$ від приросту вологовмісту СА в СК для різних температур СА: 1 – $t_1 = 45$ °C; 2 – 55 °C; 3 – 65 °C

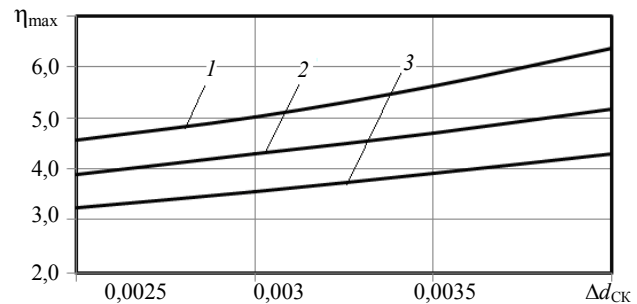


Рис. 7. Графіки залежності максимального значення КВЕ від приросту вологовмісту СА в СК для різних температур СА: 1 – $t_1 = 45$ °C; 2 – 55 °C; 3 – 65 °C

ВИСНОВКИ

1. Впровадження теплонасосних технологій у процеси низькотемпературного конвективного сушіння зернових культур з організацією байпасу СА повз тепловий насос дозволяє підвищити енергетичну ефективність сушарки.

2. Для забезпечення максимальної ефективності роботи теплонасосної схеми сушарки необхідно підтримувати оптимальне значення коефіцієнта байпасування, що залежить від технологічних параметрів сушіння зерна.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

[1] Безродний, М. К. Теплонасосні технології в процесах сушіння зерна [Текст] / М. К. Безродний, В. В. Вовк // Холод в енергетиці і на транспорті: сучасні проблеми кондиціонування та рефрижерації : матеріали міжнар. наук.-техн. конференції. – Миколаїв, 2013. – С. 14–27.

[2] Безродний, М. К. Термодинамічна ефективність теплонасосної конвеєрної установки для сушіння зерна [Текст] / М. К. Безродний, В. В. Вовк // Наукові вісті НТУУ «КПІ» : наук.-техн. журнал. – 2014. – № 2.

[3] Безродний, М. К. Эффективность применения тепловых насосов в установках сушки древесины [Текст] : монография / М. К. Безродный, Д. С. Кутра. – К. : НТУУ «КПИ», 2011. – 240 с.

[4] Вобликов, Е. М. Технология элеваторной промышленности [Текст] : учебник / Е. М. Вобликов. – СПб. : Лань, 2010. – 384 с.

[5] Данилов, О. Л. Экономия энергии при тепловой сушке [Текст] / О. Л. Данилов, Б. И. Леончик. – М. : Энергоатомиздат, 1986. – 136 с.

- [6] **Лыков, А. В.** Теория сушки [Текст] / А. В. Лыков. – М. : Энергия, 1968. – 472 с.
- [7] **Малин, Н. И.** Энергосберегающая сушка зерна [Текст] / Н. И. Малинин. – К. : КолосС, 2004. – 240 с.
- [8] **Рей, Д.** Экономия энергии в промышленности : справочное пособие для инженерно-технических работников [Текст] / Д. Рей. – М. : Энергоиздат, 1983. – 208 с.
- [9] **Янговский, Е. И.** Промышленные тепловые насосы [Текст] / Е. И. Янговский, Л. А. Левин. – М. : Энергоиздат, 1989. – 128 с.

© М. К. Безродний, В. В. Вовк

Надійшла до редколегії 26.09.13

Статтю рекомендує до друку член редколегії ЗНП НУК

д-р техн. наук, проф. М. І. Радченко