

ЕНЕРГЕТИКА ТА НОВІ ЕНЕРГОГЕНЕРУЮЧІ ТЕХНОЛОГІЇ

УДК 621.577

М.К. Безродний, В.В. Вовк

АНАЛІЗ ЕФЕКТИВНОСТІ РЕЦИРКУЛЯЦІЙНОЇ СУШАРКИ ЗЕРНА З ТЕПЛОВИМ НАСОСОМ

The results of the thermodynamic analysis of conventional and heat pump conveyer convective drying of grain are shown in this article. The purpose of this work is to analyze the impact of recirculation on the energy efficiency of traditional and heat pump grain dryers. The mathematical model should also shows energy advantage of heat pump dryers in relation to traditional. Modeling of processes is performed for the first period of drying at a constant rate of moisture removal from the grain. The calculations were made for wheat grain. The influence of recirculation on the increasing of the drying systems efficiency has been showed. The conclusions considering the effectiveness of the conveyer heat pump dryers, as well as the quantitative characteristics of utilization rates of external energy for evaporation have been made. A significant increase of energy efficiency of dryer using the heat pump as a heat source was shown. The efficiency of the heat pump increases significantly with decreasing drying process temperature.

Keywords: heat pump, drying of grain, recirculation.

Вступ

Виробництво зерна є однією з основних складових аграрного сектору економіки багатьох країн, зокрема Канади, США, Мексики, ПАР, України. Вирощування зернових культур займає до 20–60 % посівних земель. Так, найбільшими виробниками зернових на 2011 р. були США, Китай, Росія, ЄС [1]. Властивістю зернового продукту є те, що не більше 15–20 % зерна йде на експорт, головна ж частина (80–85 %) залишається у країнах-виробниках для використання і зберігання, що зумовлює стаціонарність переробки і зберігання [1].

Зерно збирають з рівнем вологості на 10–30 одиниць вище від рівноважної, що зумовлює необхідність його підсушування, яке підвищує якість та строк зберігання [2]. При цьому собівартість сільськогосподарської зернової продукції складається до 20–90 % з витрат на обробку зібраного врожаю, в якій основним, і водночас найбільш енергоємним, технологічним процесом є тепловолгісна обробка, якій підлягає до 80 % врожаю [3]. Разом із цим постійне зростання цін на традиційні енергоносії та підвищення обсягів вирощування зерна ставлять перед виробниками задачі підвищення енергетичної ефективності технологічних процесів сушіння з використанням альтернативних джерел енергії.

Вчасно та правильно проведений процес сушіння не тільки підвищує стійкість зерна при зберіганні, а й покращує його продовольчі характеристики. За умов дотримання оптимальних та технологічно правильних способів сушіння відбувається нормальне післязбиральне досягання зерна, вирівнюється ступінь зрілос-

ті, встановлюється рівномірний розподіл за вологістю, поліпшуються зовнішній вигляд та інші технологічні характеристики [3]. Також процес тепловологооброби використовується для знищення шкідників і мікроорганізмів, у деяких випадках підвищує технологічні властивості дефектного зерна.

Найбільш поширеним способом (до 90 %) видалення вологи із зернових є конвективне сушіння [2]. В існуючих традиційних схемах теплозабезпечення сушильних систем для нагрівання сушильного агента (СА) використовуються теплогенератори (котлоагрегати чи електричні конвертори). Процеси сушіння зернових у зв'язку з великою кількістю висушеного матеріалу, його сипучістю реалізуються переважно на базі конвеєрних сушарок. Конвеєрний спосіб сушіння внаслідок великих витрат висушеного матеріалу та СА є дуже енергоємним. Саме використання теплоти відпрацьованого СА дає змогу підвищити енергетичну ефективність процесу сушіння, що своєю чергою знижує собівартість зерна.

Починаючи з 50-х років провідні світові фірми-виробники сушарок розгорнули масштабні дослідницькі кампанії на предмет можливості раціонального впровадження теплонасосних агрегатів у технологічні процеси конвеєрного сушіння. В 1984 р. були отримані перші патенти на технологічні схеми конвеєрних сушарок з використанням теплових насосів (ТН) конденсаційного типу з рециркуляцією СА. Починаючи з 90-х років розповсюдження теплонасосної техніки в промисловості, велика кількість наукових праць з дослідження підняття енергетичної ефективності ТН зумовили можливість економічно виправданого використан-

ня цієї технології в процесах сушіння зернових культур.

Отримані результати тестового обладнання показали високий рівень енергоефективності теплонасосних схем, що значно перевищує рекуперацію теплоти нагрітого повітря. Використання теплоти конденсації вологи, що видаляється із зернової маси, приводить до зростання енергетичної ефективності. Разом із тим у доступних літературних джерелах відсутні аналітичні залежності, які давали б можливість визначити параметри енергетичної ефективності роботи теплонасосних сушильних установок у різних умовах їх практичного застосування.

Нижче наведено порівняльний термодинамічний аналіз традиційних і теплонасосних конвеєрних рециркуляційних схем установок для сушіння зерна.

Постановка задачі

Мета дослідження – зробити порівняльний термодинамічний аналіз найпростіших традиційних і теплонасосних конвеєрних рециркуляційних схем установок для сушіння зерна; виконати математичне моделювання, провести розрахунки на його базі та подати результати в графічному вигляді.

Аналіз енергетичної ефективності традиційної конвеєрної сушарки

Зниження технологічних параметрів СА в сушильній камері (СК) регламентується технологією сушіння. Для конвеєрного типу сушарок зерна регламентуються два основні параметри: вологість СА і температура.

Приріст відносної вологості СА в СК регламентується в діапазоні 15–35 %, і на виході

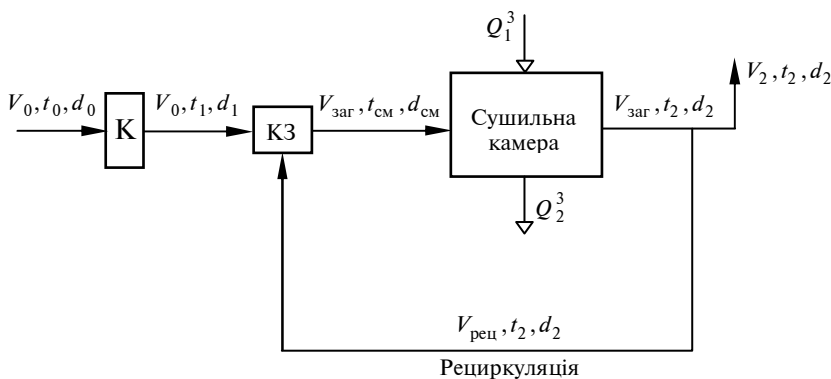


Рис. 1. Конвеєрна сушарка з частковою рециркуляцією СА: К – калорифер; КЗ – камера змішування

із СК вона перебуває на рівні 55–75 % [3]. Але найбільш точним для порівняльного енергетичного розрахунку є регламентування саме спаду температури СА. Так, рівень вологості СА на виході з СК для пшениці регламентується 55–70 %, зниження ж температури визначається інтенсивністю процесу сушіння, тобто швидкістю.

На рис. 1 наведено схему традиційної конвеєрної сушарки, що працює з частковою рециркуляцією СА.

У першому наближенні, для спрощення аналітичних співвідношень і числових розрахунків, зміною величини теплоємності СА та свіжого повітря в характерних точках системи будемо нехтувати, оскільки їх значення близькі до одиниці.

Ефективність роботи сушарки такого типу можна оцінити значенням коефіцієнта використання зовнішньої енергії (КВЕ) на випаровування вологи, який можна подати у вигляді

$$\eta_{cy} = \frac{Q_{\text{вип}}}{Q_k}, \quad (1)$$

де Q_k – теплове навантаження калорифера, кВт; $Q_{\text{вип}}$ – тепловий потік, який витрачається безпосередньо на випаровування вологи, кВт.

Тепловий потік, що витрачається на випаровування вологи, може бути визначений за таким співвідношенням:

$$Q_{\text{вип}} = m_{\text{вол}} r(t_m), \quad (2)$$

де $m_{\text{вол}}$ – інтенсивність випаровування вологи з матеріалу, $\text{кг}_{\text{вол}}/\text{с}$; $r(t_m)$ – питома теплота випаровування вологи за температури мокрого термометра, $\text{кДж}/\text{кг}_{\text{вол}}$.

У теорії сушіння всі параметри СА розраховуються на масову витрату сухої частки СА, оскільки вона не змінюється в стаціонарному процесі. Але в практиці сушіння для спрощення розрахунків з достатньою точністю дозволяється розраховувати параметри на масову витрату вологого СА [1]. Таким чином, з рівняння матеріального балансу СК інтенсивність видалення вологи визначається таким чином:

$$m_{\text{вол}} = V_{\text{заг}} \rho_1 \Delta d_{\text{СК}}, \quad (3)$$

де $V_{\text{заг}}$ – загальна об'ємна витрата СА через СК із зер-

ном, м³/с; ρ_1 – густина СА на вході в СК, кг/м³; $\Delta d_{\text{СК}}$ – приріст вологовмісту СА при проходженні через СК, кг_{вл}/кг_{са}.

Таким чином, з урахуванням (3) рівняння (2) для визначення теплового потоку, що витрачається на видалення вологи із зерна, набуває вигляду

$$Q_{\text{вип}} = V_{\text{заг}} \rho_1 \Delta d_{\text{СК}} r(t_M). \quad (4)$$

Кількість теплоти, яку необхідно підвести до повітря в калорифері для його нагріву, може бути розрахована як

$$Q_K = V_0 \rho_0 (h_1 - h_0), \quad (5)$$

де ρ_0 – густина СА на вході в калорифер, кг/м³ (для числового аналізу це значення прийнято за температури $t_0 = 10^\circ\text{C}$); h_1 – ентальпія повітря на виході з калорифера, кДж/кг_{са}; h_0 – ентальпія повітря на вході калорифера, кДж/кг_{са}.

Для визначення рівня нагріву повітря в калорифері, що визначає своєю чергою його ентальпію h_1 на вході в камеру змішування, розглянемо тепловий баланс схеми, що окреслена пунктирною лінією на рис. 1. Цей баланс має вигляд

$$G_0 h_1 + Q'_3 = G_2 h_2 + Q''_3$$

або

$$G_0 h_1 - G_2 h_2 = Q_3. \quad (6)$$

Кількість теплоти для підігріву зерна можна визначити за формулою

$$Q_3 = Q''_3 - Q'_3 = G_3 c_3 (\theta_2 - \theta_1), \quad (7)$$

де G_3 – середня масова витрата зерна через бункер, c_3 – теплоємність зернової маси, θ_1 і θ_2 – температура зерна на вході та виході з СК відповідно.

Значення температури зерна на вході в СК відповідає температурі зовнішнього середовища $\theta_1 = t_{\text{oc}}$. Зерно нагрівається в СК, і його температура на виході визначається з виразу

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

де $\Delta t = 5\text{--}15^\circ\text{C}$ – температурний напір між потоком СА і зерна на виході із СК [1].

Значення теплоємності зернової маси для розрахунку теплоти, яка йде на нагрів зерна, розраховується за формулою

$$c_3 = 0,01 \cdot (c_0(100 - \omega) + c_B \cdot \omega),$$

де c_0 – теплоємність сухої частки зерна, $c_0 = 1,46 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot ^\circ\text{C}}$; c_B – теплоємність води, $c_B = 4,19 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot ^\circ\text{C}}$; ω_1 – середня вологість зерна, %.

Загальна витрата СА через бункер $G_{\text{заг}}$ може бути подана як

$$G_{\text{заг}} = lW, \quad (8)$$

де $l = 1/\Delta d_{\text{СК}}$ – питома витрата повітря, кг_{сп}/кг_{вол}; $W = G_3 \Delta \omega$ – кількість вологи, що підлягає видаленню; $\Delta \omega$ – зменшення вологості зерна в СК.

Поділивши почленно рівняння (6) на $G_{\text{заг}}$, з урахуванням виразів (7) і (8) отримаємо формулу для визначення необхідної ентальпії повітря після калорифера на вході в камеру змішування:

$$h_1 = h_2 + \frac{\Delta d_{\text{СК}}}{\Delta \omega(1 - K)} c_3 (\theta_2 - \theta_1), \quad (9)$$

де $K = G_{\text{рец}}/G_{\text{заг}}$ – коефіцієнт рециркуляції СА, що визначається із матеріального балансу камери змішування:

$$K = \frac{d_{\text{см}} - d_0}{d_2 - d_0}. \quad (10)$$

Необхідність підігріву зерна перед випаруванням вологи приводить до неізоентальпійності робочого процесу в сушильному бункері, внаслідок чого ентальпія СА $h_{\text{см}}$ на вході в бункер має бути вищою за ентальпію СА на виході з бункера, а формула для визначення $h_{\text{см}}$ може бути отримана аналогічним способом із теплового балансу сушильного бункера і має вигляд

$$h_{\text{см}} = h_2 + \frac{\Delta d_{\text{СК}}}{\Delta \omega} c_3 (\theta_2 - \theta_1).$$

Таким чином, КВЕ на процес сушіння зерна в традиційній сушарці з рециркуляцією СА з урахуванням рівнянь (1), (4), (5) і (9) може бути визначений за формулою

$$\eta_{\text{cy}} = \frac{r(t_M) \Delta d_{\text{СК}}}{(h_2 - h_0) + \frac{\Delta d_{\text{СК}}}{\Delta \omega(1 - K)} c_3 (\theta_2 - \theta_1)} \cdot \frac{1}{1 - K}.$$

Аналізуючи отримане співвідношення, можна зробити висновок, що КВЕ сушарки наведеної схемної реалізації не залежить від її продуктивності, величини завантаження та витрати СА, а визначається технологічними параметрами сушіння та вихідними параметрами зовнішнього повітря і зерна.

Розрахунок ефективності теплонасосної конвеєрної сушарки

Теплонасосний агрегат, включений у схему конвеєрної сушарки, виконує дві функції:

– осушувача вологого СА за рахунок охолодження вологого повітря нижче точки роси у випарнику;

– нагрівача СА.

Як нижнє джерело теплоти виступає потік рециркуляції, що проходить через випарник ТН.

Принципову схему роботи установки зображено на рис. 2.

Особливістю цієї схеми теплонасосної сушильної установки (ТНСУ) є те, що при постійному температурному режимі роботи ТН робота сушарки можлива тільки за певного значення коефіцієнта рециркуляції, що залежить від максимальної температури повітря, яку може забезпечити ТН на виході з конденсатора $t_{\text{ТН}}$. Вихідними технологічними параметрами для сушильного процесу є температура та відносна вологість СА на вході в бункер із зерном ($t_{\text{см}}$ і $\phi_{\text{см}}$ відповідно).

Згідно з наведеною принциповою схемою сушарки на рис. 2 тепловий баланс конвеєрної теплонасосної сушарки має вигляд

$$Q_1^3 + Q_0 + L_{\text{ТН}} = Q_2 + Q_2^3 + Q_d,$$

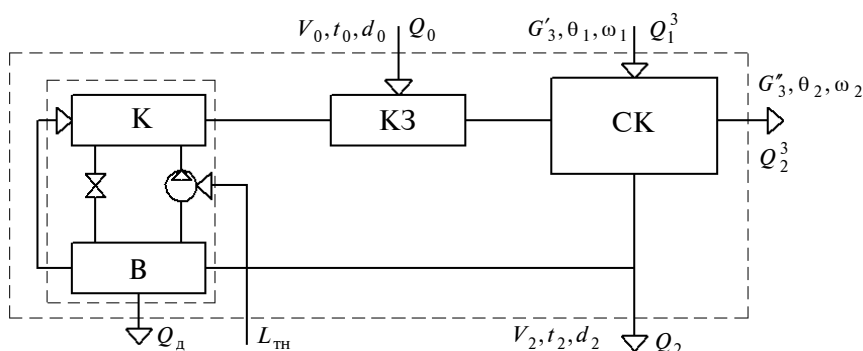


Рис. 2. Конвеєрна ТНСУ з частковою рециркуляцією СА: К – конденсатор ТН; В – випарник ТН; КЗ – камера змішування; СК – сушильна камера

де Q_1^3 – теплота, яка вноситься в камеру сушіння із зерном; Q_2^3 – теплота, яка видаляється з камери сушіння з висушеним зерном; Q_0 – теплота, що вноситься із зовнішнім повітрям; $L_{\text{ТН}}$ – електрична енергія, яка підводиться до приводу ТН; Q_d – витрата теплоти з конденсатом, що видаляється з випарника ТН; цією величиною будемо нехтувати; Q_2 – тепловий потік, що видаляється із сушарки разом із відпрацьованим СА.

Електричну енергію, яку необхідно підвести до компресора ТН, можна визначити за таким виразом:

$$L_{\text{ТН}} = \frac{Q_{\text{ТН}}^{\text{вип}}}{\epsilon_{\text{ТН}} - 1}, \quad (11)$$

де $Q_{\text{ТН}}^{\text{вип}} = G_{\text{реци}}(h_2 - h_b)$ – теплота, що підведена до випарника ТН; $\epsilon_{\text{ТН}}$ – коефіцієнт трансформації ТН, що визначається з рівняння

$$\epsilon_{\text{ТН}}^{\text{р}} = \frac{1}{1 - \frac{273 + (t_b - \Delta t_b)}{273 + (t_k + \Delta t_k)}} \eta_{\text{ТН}},$$

де t_b і t_k – температури СА на виході з випарника та конденсатора ТН відповідно.

При визначенні коефіцієнта трансформації теплоти в ТН, що працює за циклом Карно, необхідно врахувати внутрішній коефіцієнт корисної дії та термічні необоротності при теплообміні в конденсаторі Δt_k і випарнику Δt_b ТН. При цьому, згідно з [6], значення

температурного напору для повітря-повітряних ТН досягає $\Delta t = 15^\circ\text{C}$, а ККД коливається у діапазоні $\eta_{\text{ТН}} = 0,5 - 0,75$. Для числового аналізу покладемо $\Delta t_b = \Delta t_k = 10^\circ\text{C}$ і $\eta_{\text{ТН}} = 0,65$.

Рівняння для визначення температури СА на виході з випарника ТН може бути отримане з рівняння теплового балансу ТН і має вигляд

$$t_B = \frac{[(c_{сп} + c_p d_2)t_2 + (d_2 - d_{ТН})r] \frac{\epsilon_{ТН}}{\epsilon_{ТН} - 1} - (c_{сп} + c_p d_{ТН})t_{ТН}}{(c_{сп} + c_p d_{ТН}) \frac{1}{\epsilon_{ТН} - 1}} = \frac{h_2 - r d_{ТН} - (\epsilon_{ТН} - 1)(h_{ТН} - h_2)}{c_{пов} + c_p d_{ТН}}, \quad (12)$$

де $t_{ТН} = t_k$ і $d_{ТН}$ – температура і вологовміст СА на виході з ТН.

Значення температури та вологовмісту СА на виході з ТН розраховуються із теплового та матеріального балансу камери змішування і мають відповідно такий вигляд [8]:

$$t_{ТН} = \frac{t_{см} - (1 - K)t_0}{K}, \quad (13)$$

$$d_{ТН} = \frac{d_{см} - (1 - K)d_0}{K},$$

де K – коефіцієнт рециркуляції СА, який відповідає частці загальної витрати СА, що направляється на ТН.

На відміну від попередньої (традиційної) схеми сушарки, матеріальний баланс камери змішування підтримується не за рахунок відповідного коефіцієнта рециркуляції СА, що визначається рівнянням (10), а за рахунок відповідного осушення СА в випарнику ТН та підтримання необхідного вологовмісту СА $d_{ТН}$ на виході з ТН. Коефіцієнт рециркуляції СА в теплонасосній схемі може бути визначений із рівняння теплового балансу всієї схеми.

Виражаючи складники цього рівняння через відповідні масові витрати СА та вираз (7) для затрати теплоти на підігрів зерна, а також поділивши всі члени рівняння на загальну витрату СА через бункер, отримаємо

$$(1 - K)h_0 + \frac{K(h_2 - h_B)}{\epsilon_{ТН} - 1} - \frac{G_3}{G_{заг}} c_3(\theta_2 - \theta_1) = (1 - K)h_2. \quad (14)$$

Із рівняння (14) слідує вираз для коефіцієнта рециркуляції

$$K = \frac{(h_2 - h_0) + \frac{\Delta d_{ск} c_m (\theta_2 - \theta_1)}{\Delta \omega}}{(h_2 - h_0) + \frac{(h_2 - h_B)}{(\epsilon_{ТН}^p - 1)}}. \quad (15)$$

Вигляд формули (15) свідчить про додаткове збільшення коефіцієнта рециркуляції для забезпечення підігріву зерна в сушильному бункері.

Значення ентальпії СА після випарника ТН h_B визначається за стандартним виразом (аналогічним (9)) за температури t_B за формулою (12) і вологовмісту СА $d_B = d_{ТН}$ за формулою (13).

Ефективність роботи сушарки такого типу розраховується за загальним виразом (1), в якому замість теплоти калорифера має бути використана затрата енергії на привід компресора ТН, що визначається рівнянням (11), і який з урахуванням співвідношення $G_{реци}/G_{заг} = K$ має вигляд

$$\eta_{су} = \frac{r(t_m) \Delta d_{ск} (\epsilon_{ТН}^p - 1)}{K(h_2 - h_B)}.$$

Порівняльний аналіз ефективності конвеєрної традиційної і теплонасосної сушарок зерна

Розглядався одноразовий прохід зерна через СК при його підсушуванні на відповідну сталу величину зміни вологості $\Delta \omega$ за змінних інших параметрів. Результати розрахунку за поданою теоретичною моделлю наведено в графічній формі, яка чітко відображає значну енергетичну перевагу теплонасосної конвеєрної сушарки зерна над традиційною.

Умови роботи ТН у схемі сушарки визначаються температурами t_B і $t_k = t_{ТН}$, залежності яких від відносної вологості СА на вході в СК наведено на рис. 3.

Із графіків на рис. 3 видно, що зі збільшенням відносної вологості СА температури t_B і t_k змінюються в напрямках, при яких звужуються рамки циклу Карно, що приводить до покращення умов роботи та збільшення коефіцієнта трансформації ТН.

На рис. 4 наведено зіставлення результатів розрахунку величини КВЕ для теплонасосної та традиційної конвеєрних сушильних установок (СУ), які відповідають низькотемпературному процесу сушіння зерна пшениці, за однакової сталої початкової вологості СА ($\varphi = 40\%$) на вході в СК.

Як видно з графіка на рис. 4, значення КВЕ конвеєрної ТНСУ в середньому в 4 рази вище від його значень для традиційної сушарки.

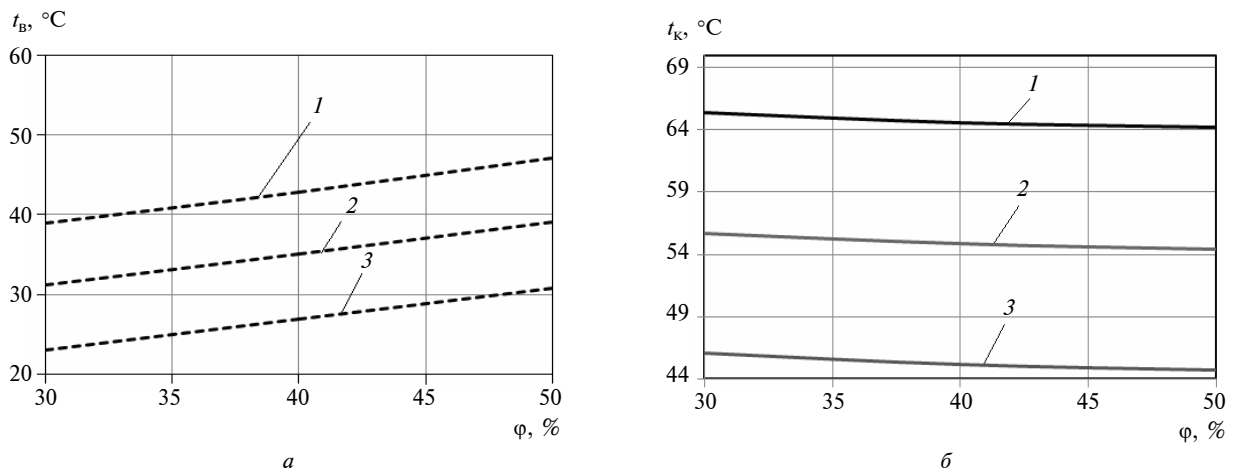


Рис. 3. Графіки залежності температур t_B і t_K від відносної вологості СА для різних температур СА: а – для t_B , б – для t_K ; 1 – $t_{cm} = 65^\circ\text{C}$; 2 – 55°C ; 3 – 45°C

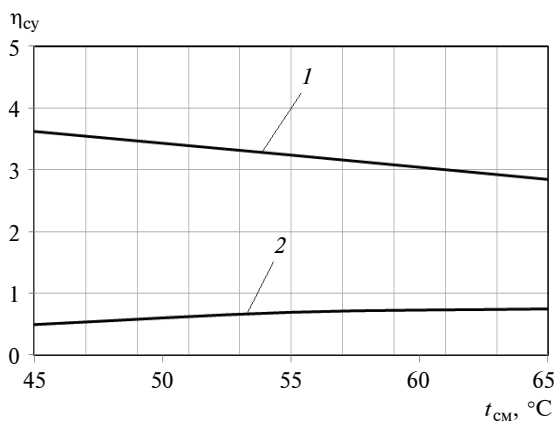


Рис. 4. Графік залежності КВЕ від температури СА на вході в СК: 1 – конвеєрна ТНСУ, 2 – традиційна конвеєрна СУ

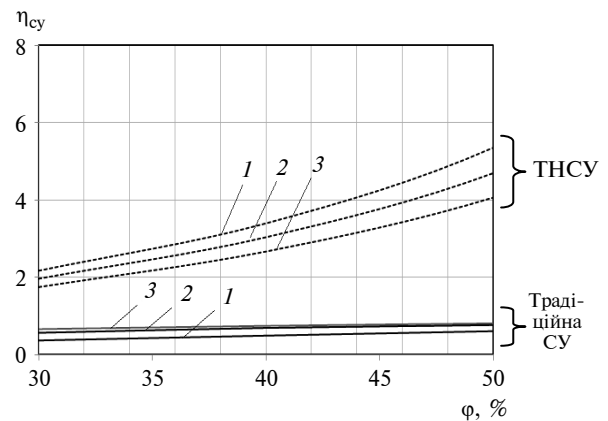


Рис. 5. Графік залежності КВЕ теплонасосної та традиційної сушарок від відносної вологості для різних температур СА: 1 – 45°C ; 2 – 55°C ; 3 – 65°C

При цьому величина КВЕ з ростом температури СА для традиційної сушарки збільшується, а для ТНСУ спадає, що пов'язано з погіршенням умов роботи ТН.

Як відомо з літературних джерел [7], ефективність використання енергії на видалення вологи з висушуваного матеріалу та інтенсивність всього процесу залежать від початкової вологості СА на вході в СК. На рис. 5 показана залежність КВЕ на видалення вологи із зерна від відносної вологості СА на вході в СК. З графіка чітко видно, що ефективність використання зовнішньої енергії на видалення вологи із зерна зі збільшенням відносної вологості СА зростає. Характер отриманих залежностей узгоджується з результатами інших досліджень (наприклад, для камерного сушіння деревини [8]), що підтверджує адекватність створеної теоретич-

ної моделі розрахунку термодинамічної ефективності конвеєрної ТНСУ для сушіння зерна.

Висновки

На основі проведеного аналізу термодинамічної ефективності конвеєрної теплонасосної установки для сушіння зерна можна зробити такі висновки.

1. Впровадження теплонасосних технологій у процеси низькотемпературного конвективного сушіння зернових культур у конвеєрному режимі дає змогу істотно підвищити ефективність процесу їх тепловологообробки, що безпосередньо пов'язано з економією первинних енергоресурсів.

2. Використання ТН у лінії рециркуляції сушильної установки приводить до багаторазо-

вого зростання коефіцієнта використання зовнішньої енергії на випаровування вологи (у діапазоні зміни $\varphi_{\text{см}} = 30\text{--}50\%$ КВЕ ТНСУ збільшується у 3–4 разів порівняно з традиційною СУ з рециркуляцією).

3. Ефективність експлуатації ТНСУ в низькотемпературних процесах сушіння зерна істотно зростає при зниженні технологічної температури сушіння та з підвищенням відносної

вологості СА на вході в СК, що відповідає експлуатаційним даним ТНСУ.

Результати розрахунків на основі математичного моделювання для простої схеми конвеєрної теплонасосної сушильної установки дають основу для вивчення ефективності впровадження теплових насосів у процеси конвеєрної сушки зерна.

Список літератури

1. *Вобликов Е.М.* Технология элеваторной промышленности: Учебник. – СПб: Лань, 2010. – 384 с.
2. *Малин Н.И.* Технология хранения зерна. – М.: КолосС, 2005. – 278 с.
3. *Малин Н.И.* Энергосберегающая сушка зерна. – К.: КолосС, 2004. – 240 с.
4. *Данилов О.Л., Леончик Б.И.* Экономия энергии при тепловой сушке. – М.: Энергоатомиздат, 1986. – 136 с.
5. *Рей Д.* Экономия энергии в промышленности: Справ. пособие для инженерно-технических работников / Пер. с англ. – М.: Энергоиздат, 1983. – 208 с.
6. *Янтовский Е.И., Левин Л.А.* Промышленные тепловые насосы. – М.: Энергоиздат, 1989. – 128 с.
7. *Лыков А.В.* Теория сушки. – М.: Энергия, 1968. – 472 с.
8. *Безродный М.К., Кутра Д.С.* Эффективность применения тепловых насосов в установках сушки древесины: Монография. – К.: НТУУ “КПИ”, 2011. – 240 с.

Рекомендована Радою
теплоенергетичного факультету
НТУУ “КПІ”

Надійшла до редакції
23 жовтня 2013 року