

хранение и переработка

ЗЕРНА

научно-практический журнал

№5 (182)
май 2014

www.hipzmag.com



Зернова
Столиця

НАЦІОНАЛЬНИЙ
ВИРОБНИК -
СВІТОВА ЯКІСТЬ

www.zeo.ua

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ

Бутковский В.А. (Москва)
 Васильченко А.Н. (Киев)
 Ган Е.А. (Астана)
 Дмитрук Е.А. (Киев)
 Дробот В.И. (Киев)
 Жемела Г.П. (Полтава)
 Капрельянц Л.В. (Одесса)
 Кирпа Н.Я. (Днепропетровск)
 Ковбаса В.Н. (Киев)
 Кожарова Л.С. (Москва)
 Кругляк В.И. (Днепропетровск)
 Лебедь Е.М. (Днепропетровск)
 Просянык А.В. (Днепропетровск)
 Пухлий В.А. (Севастополь)
 Ткалич И.Д. (Днепропетровск)
 Фабрикант Б.А. (Москва)
 Цыков В.С. (Днепропетровск)
 Чурсинов Ю.А. (Днепропетровск)
 Шаповаленко О.И. (Киев)
 Шемавнев В.И. (Днепропетровск)

Главный редактор

Рыбчинский Р.С. **chief@apk-inform.com**
zerno@apk-inform.com

Подписка/реклама

Ткаченко С.В. **zerno2@apk-inform.com**

Техническая группа

Чернышева Е.В., Щенёв В.С., Гречко О.И.

Материалы печатаются на языке оригинала. Точка зрения авторов может не совпадать с мнением редакции. Редакция не несет ответственности за достоверность информации, опубликованной в рекламе (материалы, обозначенные знаком ®, печатаются на правах рекламы). Перепечатка материалов, опубликованных в журнале, допускается только по согласованию с редакцией. Научно-практические материалы печатаются по решению ученого совета Института зернового хозяйства НААН Украины № 16 от 14 сентября 2001 г. Внесен в Высшую аттестационную комиссию по техническим наукам (постановление президиума ВАК Украины от 23.02.2011 г. №1-05/2)

Адрес для переписки:

Абонентский ящик №591,
 г. Днепропетровск, 49006, Украина

Адрес редакции:

ул. Чичерина, 21, г. Днепропетровск, 49006 Украина
 тел/факс: **+380 56 370-99-14**
+380 562 32-07-95
 e-mail: **zerno@apk-inform.com**

**Основатель и издатель
 ООО ИА «АПК-Информ»**

Год основания: 31.01.2000
 Украина, г. Днепропетровск, ул. Чичерина, 21
 Свидетельство о государственной регистрации
 КВ 17842-6692ПР
 Изготовитель: ДП «АПК-Информ»,
 г. Днепропетровск, ул. Ленинградская, 56

Подписной индекс в каталоге «Укрпошты» - 22861

Подписано в печать 30.05.14
 Формат 60x84 1/8. Тираж 2 000 экз.
 Печать офсетная, отпечатано на полиграфическом комплексе ИА «АПК-Информ»

**«ХРАНЕНИЕ И ПЕРЕРАБОТКА ЗЕРНА»
 ежемесячный научно-практический журнал**

СОДЕРЖАНИЕ

ОТРАСЛЕВЫЕ НОВОСТИ

ЗЕРНОВОЙ РЫНОК

Обзор внебиржевого рынка зерновых Украины.....	6
Рынок продуктов переработки зерна Украины.....	7
Производство продукции предприятиями отрасли хлебопродуктов Украины в I квартале 2014 года.....	8
Зерновые: обзор внешней торговли в Украине за I квартал 2014 года.....	11
Обзор рынка зерновых России.....	16
Рынок продуктов переработки зерна России.....	17

ТЕМА

По старому рецепту.....	19
Стан і перспективи розвитку світового та українського ринку кормів для свійських тварин.....	22
Логистика зерновых грузов: условия для экспорта из морпортов в новых реалиях Украины.....	26
Сотрудничество с государственными элеваторами: миссия невыполнима.....	28

МНЕНИЕ

Следует повышать ответственность бизнеса за качество производимой продукции – Николай Поединок.....	29
---	----

РАСТЕНИЕВОДСТВО

Использование белого люпина в экономике России.....	31
Робочі органи для реалізації технології STRIP-TILL при вирощуванні сільськогосподарських культур.....	35
«ІнтерАГРО 2014».....	40

ТЕХНОЛОГИИ ХРАНЕНИЯ И СУШКИ

Опыт создания эффективных транспортных норийных систем.....	43
Контроль температуры зерна в напольных хранилищах.....	46
Экспериментальные исследования изменения температуры поверхности и центра зерновок при различных режимах сушки зерна.....	48
Сушка зерна.....	49
Ефективність рекуперації теплоти відпрацьованого сушильного агента конвективної сушильної установки.....	52

ТЕХНОЛОГИИ ЗЕРНОПЕРЕРАБОТКИ

Сертификация предприятий, занимающихся хранением и переработкой зерна по международным стандартам: реальность и перспективы.....	56
Удосконалення сортів помелів пшениці.....	57
Вихід зародку при подрібненні кукурудзи різної вологості.....	60
Разработка технологических решений «сухого» способа концентрации белковых и углеводных фракций из тритикалевой муки с сохранением их нативных свойств.....	61
Формування споживних властивостей харчових продуктів нового покоління шляхом екструзії.....	64

ПРОИЗВОДСТВО БИОТОПЛИВА

Новые технологии получения твердого биотоплива путем твердофазной полимеризации биомассы.....	69
---	----

ТЕХНОЛОГИИ ХЛЕБОПЕЧЕНИЯ

Обґрунтування застосування вівсяних та гречаних пластівців у хлібопеченні.....	75
--	----

НАУЧНЫЙ СОВЕТ

Выявление зависимости массы ковшовых элеваторов от скоростного режима их работы.....	79
--	----

■ Ефективність рекуперації теплоти відпрацьованого сушильного агента конвективної сушильної установки

Шутюк В.В., кандидат технічних наук, доцент, **Бессараб О.С.**, кандидат технічних наук, професор, **Василенко Т.П.**, аспірант
Національний університет харчових технологій

Підвищення інтенсивності досліджень із заощадження енергії в сушильних технологіях викликане світовою економічною кризою та постійним зростанням вартості енергоресурсів. Більшість застосовуваних у конвективному сушінні енергоощадних методів базуються на рекуперації теплоти потоку відпрацьованого повітря.

У статті наведено математичну модель розрахунку ефективності утилізації теплоти відпрацьованого сушильного агента з використанням теплообмінних апаратів і теплового насосу, яка легко реалізується в програмі електронних таблиць Microsoft Office Excel. Показано, як характеристики роботи конкретної сушильної установки впливають на рентабельність інвестицій від впровадження систем рекуперації теплоти відпрацьованого сушильного агента. Аналіз результатів розрахунків свідчить, що найзначнішим теплотехнічним заходом впливу на економічні показники впровадження заходів з рекуперації теплоти в сушильній установці є витрати теплоти на випарювання води.

Ключові слова: сушарка, конвекція, рекуперація тепла, теплообмінник, тепловий насос.

Вступ

Промислове енергоспоживання під час сушіння сировини іноді сягає понад 12% загальної його величини [3]. Значне споживання енергії в процесі зневоднення харчових продуктів робить проблему впровадження енергоощадних сушильних першочерговою.

До інтенсивніших досліджень заощадження енергії в сушильних технологіях спонукають світова економічна криза та постійне зростання вартості енергоресурсів [1]. Увагу до проблеми також стимулюють зростаючі вимоги законодавства щодо забруднення навколишнього середовища, умов та якості праці, а також глобальна загроза негативного впливу парникових газів та інших викидів на фоні зростання світового енергоспоживання та прогнозів виробництва енергоресурсів.

Більшість застосованих у конвективному сушінні енергоощадних методів ґрунтуються на рекуперації теплоти потоку відпрацьованого повітря [2]. Традиційно для рекуперації теплоти

сушильного агента застосовують спосіб, коли в теплообмінному апараті свіже повітря на вході підігрівається відпрацьованим повітрям. При цьому зазвичай використовують теплообмінні апарати, теплові насоси та їхнє поєднання.

Застосування теплообмінних апаратів технічно й економічно ефективніше порівняно з тепловими насосами. Саме тому в промисловості застосовують в основному теплообмінники з додаванням теплового насосу.

Ефективність використання рекуперативних теплообмінників переважно залежить від характеристик конкретної сушарки [4-8].

Мета та завдання

Метою проведеної роботи було формування системного підходу до утилізації теплоти відпрацьованого сушильного агента з використанням теплообмінних апаратів і теплового насосу. Результати базуються на розв'язанні відповідної математичної

моделі. Основні переваги запропонованого підходу – простота застосування математичної моделі для прийняття ефективних рішень щодо використання додаткового теплового обладнання.

Матеріали та методи досліджень

Типову технологічну схему сушильної установки з рекуперацією теплоти відпрацьованого сушильного агента наведено на рис. 1. Вихідний потік сушильного агента із сушарки з масовою швидкістю v (кг/с), температурою t_4 (°C) і вологістю x (кг/кг) охолоджується: спочатку в живильному теплообміннику сушарки до температури t_5 (°C) з тепловим навантаженням Q_T (кВт), після чого у випарнику теплового насоса до температури t_6 (°C) з тепловим навантаженням теплового насоса Q_B (кВт). Свіже повітря з питомими витратами m (кг/с), температурою t_0 (°C) і вологістю x_0 (кг/кг) нагрівають спочатку до температури t_1 (°C) в живильному теплообміннику з тепловим навантаженням Q_T (кВт), після чого до температури t_2 (°C) в конденсаторі теплового насоса з тепловим навантаженням Q_K (кВт). Робочу температуру сушильного агента t_3 (°C) отримують у паровому нагрівнику з температурою пари t_n (°C). Холодоагент теплового насоса випарюється за температури $t_{хкп}$ (°C) у випарнику з тепловим навантаженням Q_B (кВт), після чого стискається в компресорі потужністю N (кВт) і конденсується за температури $t_{хкн}$ (°C) в конденсаторі потужністю Q_K (кВт), а в кінці циклу він розширюється через клапан у випарнику.

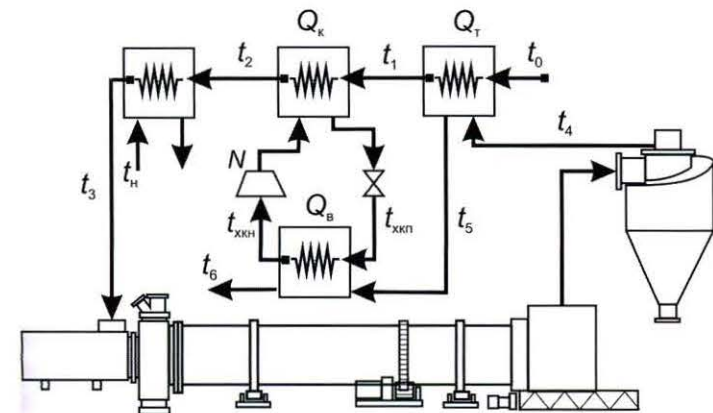


Рис. 1. Схематичне зображення сушарки з рекуперацією тепла

Математична модель

Розробка математичної моделі базується на припущенні, що продуктивність будь-якого конвективного сушіння залежно від типу сушарки та сушіння матеріалу можна ефективно описати такими величинами:

- кількість випареної вологи, W , кг/с;
- співвідношення кількості сушильного агента та випареної вологи, a ;
- теплові енергетичні потреби на випарювання води, Δh , кДж/кг.

Технічні характеристики сушарок

У першій частині моделі було визначено основні параметри сушильного агента, енергетичний і теплові баланси для загальної оцінки роботи сушарки без рекуперації теплоти. Так, масова швидкість потоку свіжого повітря визначається за формулою:

$$v = a W, \text{ кг/с.} \quad (1)$$

Кількість випареної вологи в процесі сушіння, кг/с, можна визначити з рівняння:

$$W = v (x - x_0). \quad (2)$$

Потрібна кількість теплоти на випаровування вологи без рекуперації, кВт, визначається із залежності:

$$Q_{\text{врт}} = W \Delta h, \quad (3)$$

або

$$Q_{\text{врт}} = v [h(x_0, t_3) - h(x_0, t_0)], \quad (4)$$

де $h(x, t)$ – ентальпія повітря за відповідної температури та вологовмісту, кДж/кг.

Ентальпія сушильного агента, кВт, у процесі сушіння не змінюється:

$$h(x_0, t_3) = h(x, t_4). \quad (5)$$

Рекуперативний теплообмінник

У другій частині розрахунку описано енергетичні баланси свіжого та відпрацьованого сушильного агента в теплообміннику-рекуператорі, а також відповідний тепловий потік між ними.

Кількість теплоти, що рекуперується в теплообміннику, кВт, визначається з таких залежностей:

$$Q_T = v [h(x_0, t_1) - h(x_0, t_0)]; \quad (6)$$

$$Q_T = v [h(x, t_4) - h(x, t_5)]; \quad (7)$$

$$Q_T = F_T K_T \Delta t_T, \quad (8)$$

де F_T – площа поверхні теплообміну, m^2 ;

K_T – коефіцієнт теплопередачі, $kW/(m^2 K)$;

Δt_T – температурний напір у теплообміннику, $^{\circ}C$.

Тепловий насос

У третій частині визначаються енергетичні баланси свіжого повітря й холодоагента в конденсаторі та відпрацьованого повітря й холодильного агента у випарнику теплового насоса. Також розраховуються теплові потоки між теплоносіями конденсатора й випарника та визначаються потужності компресора теплового насоса.

Кількість теплоти, що рекуперується у конденсаторі теплового насоса, кВт, визначається з таких залежностей:

$$Q_K = v [h(x_0, t_2) - h(x_0, t_1)]; \quad (9)$$

$$Q_K = [\Delta h_{ха} (t_{хкн}/t_{хкп}) - C_{ха} (t_{хкн} - t_{хкп})] m_{ха}; \quad (10)$$

$$Q_K = F_K K_K \Delta t_K, \quad (11)$$

де $\Delta h_{ха}$ – теплота конденсації холодильного агента, кДж/кг;

$C_{ха}$ – теплоємність холодильного агента, кДж/(кг K);

$t_{хкп}$, $t_{хкн}$ – температура (відповідно) кипіння і конденсації холодильного агента, $^{\circ}C$;

F_K – площа поверхні теплообміну, m^2 ;

K_K – коефіцієнт теплопередачі, $kW/(m^2 K)$;

Δt_K – температурний напір у конденсаторі теплового насоса, $^{\circ}C$.

Кількість теплоти, що рекуперується у випарнику теплового насоса, кВт, визначається з таких залежностей:

$$Q_B = v [h(x, t_6) - h(x, t_5)]; \quad (12)$$

$$Q_B = [\Delta h_{ха} - C_{ха} (t_{хкн} - t_{хкп})] m_{ха}; \quad (13)$$

$$Q_B = F_B K_B \Delta t_B, \quad (14)$$

де F_B – площа теплообміну, m^2 ;

K_B – коефіцієнт теплопередачі, $kW/(m^2 K)$;

Δt_B – температурний напір у випарнику теплового насоса, $^{\circ}C$.

Витрати електроенергії на роботу компресора теплового насоса визначається з виразу:

$$N = \Delta h_{ха} [(t_{хкн} - t_{хкп})/t_{хкп}] m_{ха}, \text{ кВт.} \quad (15)$$

Характеристики сушильных установок з рекуперацією теплоти

У завершальній частині моделі розраховано витрати енергії сушильної установки з урахуванням різних варіантів рекуперації теплоти, мінімально допустимі температури в теплообмінному обладнанні й відповідні коефіцієнти рекуперації теплоти.

Необхідна кількість теплоти на випаровування вологи з рекуперацією теплоти сушильного агента:

$$Q_{зрт} = Q_{брт} - Q_t - Q_v \quad (16)$$

Мінімальна різниця температур у теплообмінному обладнанні визначається з рівнянь:

• у теплообміннику:
$$\Delta t_{min} = t_4 - t_{1max'} \quad (17)$$

де t_{1max} – максимально допустима температура зовнішнього повітря після теплообмінника, °С;

• у конденсаторі:
$$\Delta t_{min} = t_{хкн} - t_2' \quad (18)$$

• у випарнику:
$$\Delta t_{min} = t_6 - t_{хкп} \quad (19)$$

Ступінь рекуперації теплової енергії теплообмінником:
$$\eta_{та} = (t_{1max} - t_0) / (t_1 - t_0) \quad (20)$$

Ступінь рекуперації теплової енергії тепловим насосом:
$$\eta_{тн} = (t_2 - t_1) / (t_3 - t_1) \quad (21)$$

Індекс рекуперації теплової енергії:
$$\eta_{рт} = (Q_{брт} - Q_{зрт}) / Q_{брт} \quad (22)$$

Результати й обговорення

Пропонована математична модель може бути легко реалізована і проаналізована в найпопулярнішій програмі електронних таблиць – Microsoft Office Excel (табл.).

■ Реалізація математичної моделі рекуперації теплоти відпрацьованого сушильного агента у програмі Microsoft Office Excel

№ пор.	Визначувана величина	№ формули	№ пор.	Визначувана величина	№ формули
1	v	1	12	t5	7
2	x	2	13	Fт	8
3	Qбрт	3	14	Qк	9
4	t3	4	15	mxa	10
5	t4	5	16	Fк	11
6	t1max	17	17	Qв	13
7	t1	20	18	t6	12
8	t2	21	19	Fв	14
9	tхкн	18	20	N	15
10	tхкп	19	21	Qзрт	16
11	Qt	6	22	hрт	22

Для наочного вирішення типової проблеми припустимо, що сушильна установка має такі характеристики:

- кількість випареної вологи $W = 1$ кг/с;
- співвідношення кількості сушильного агента та випареної вологи $a = 40$;
- теплові енергетичні потреби на випарювання води $\Delta h = 5$ МДж/кг;
- мінімальна допустима різниця температур у теплообміннику $\Delta t_{min} = 2^\circ\text{C}$;
- вологість навколишнього повітря $x_0 = 0,01$ кг/кг;
- температура навколишнього повітря $t_0 = 20^\circ\text{C}$.

Для порівняльного аналізу використання додаткового обладнання з метою рекуперації теплоти відпрацьованого сушильного агента розраховуємо основні економічні показники.

Орієнтовну вартість додаткового обладнання, ум. од.:

$$V_{обл} = V_{та} F_{т} + V_{та} F_{к} + V_{та} F_{в} + V_{тн} N, \quad (23)$$

де $V_{та}$ – орієнтовна вартість 1 м² площі теплообміну теплообмінних апаратів, ум. од.;

$V_{тн}$ – орієнтовна вартість 1 кВт встановленої потужності теплового насоса, ум. од.

Щорічні експлуатаційні витрати на додаткове обладнання, ум. од.:

$$V_{екс} = (C_{те} Q_{зрт} + C_{е} N) T_p \quad (24)$$

де $C_{те}$, $C_{е}$ – вартість 1 кВт енергії теплової й електричної відповідно, ум.од./год;

T_p – тривалість роботи обладнання на рік, год.

Тоді загальна сума витрат становить, ум. од.:

$$V_{зар} = k V_{обл} + V_{екс} \quad (25)$$

де k – коефіцієнт відновлення капіталу

$$k = i_p (1 + i_p)^{T_p} / [(1 + i_p)^{T_p} - 1], \quad (26)$$

де i_p – відсоткова кредитна річна ставка, %;

T_p – термін кредиту, рік.

Річна економія від впровадження додаткового обладнання для рекуперації теплоти відпрацьованого сушильного агента, ум. од.:

$$E = (Q_{брт} - Q_{зрт}) C_{те} T_p - V_{зар} \quad (27)$$

Окупність інвестиції:

$$ROI = E / V_{обл} \quad (28)$$

Розраховані згідно із математичною моделлю технічні й економічні показники сушильної установки застосування теплообмінника рекуператора і теплового насоса подано на рис. 2.

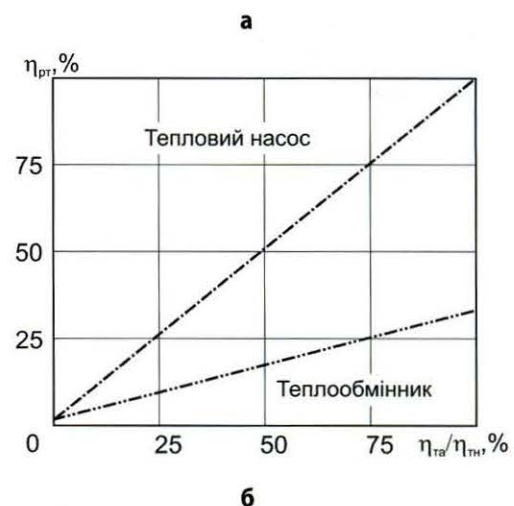
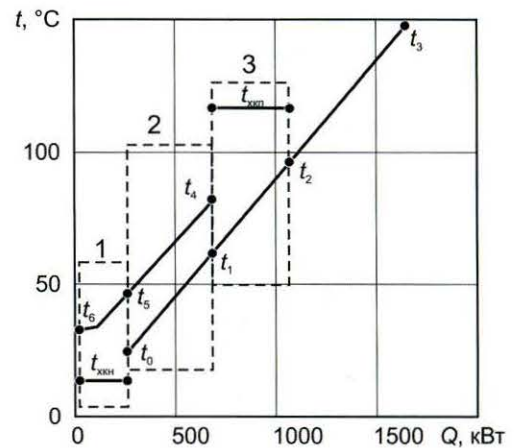
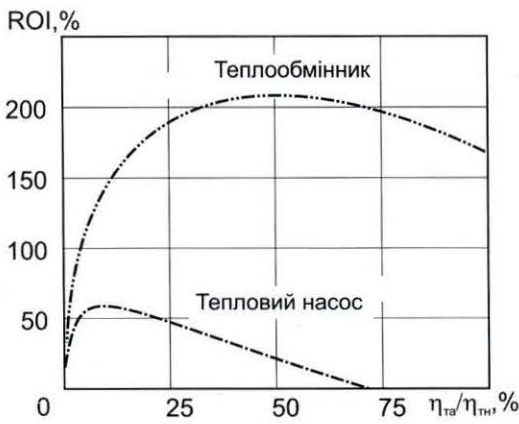
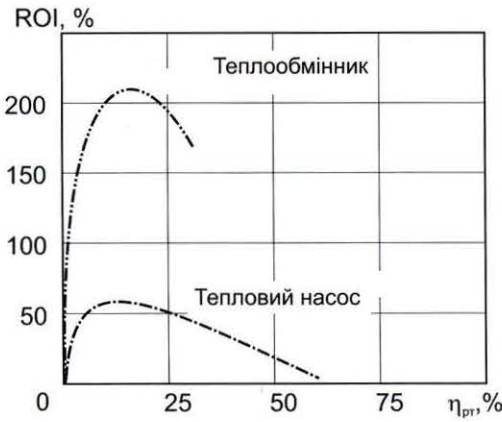


Рис. 2. Графіки техніко-економічних показників систем регенерації теплової енергії



в



г

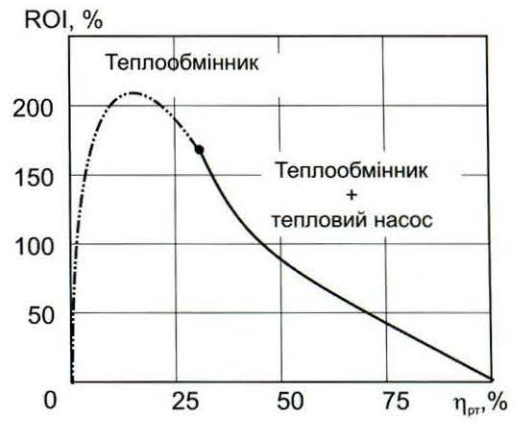
Рис. 2. Графіки техніко-економічних показників систем регенерації теплової енергії

У разі використання виключно теплообмінника ступінь рекуперації теплової енергії відпрацьованого сушильного агента не перевищує 30%, тоді як для теплового насоса цей показник сягає 100% (рис. 2 а). З огляду на економічну ефективність застосування теплообмінника-рекуператора вигідніше порівняно з використанням теплового насоса: так, окупність інвестицій (рис. 2 б, в) для теплообмінника перевищує 200%, тоді як теплового насоса – не більше 60%.

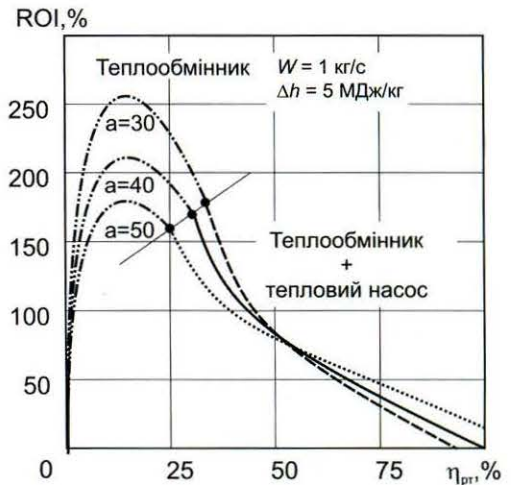
Тому основною економічною стратегією рекуперації теплоти в сушильній установці має бути встановлення спочатку теплообмінника-рекуператора, після чого приєднання теплового насоса (рис. 2 г). Але будь-яке технічне рішення має базуватися передусім на фінансових можливостях підприємства та бажаній віддачі від інвестицій від впровадження обраної системи рекуперації теплоти.

Характеристики роботи конкретної сушильної установки також значно впливають на рентабельність інвестицій від впровадження систем рекуперації теплоти відпрацьованого сушильного агента. Так, за умови різного співвідношення кількості сушильного агента та випареної вологи окупність інвестицій значно відрізняється (рис. 3 а). Економічна ефективність впровадження додаткового обладнання до 40% рекуперації теплоти має більше значення для менших значень співвідношення кількості сушильного агента та випареної вологи, а після 40% – навпаки. Водночас для всіх розрахункових значень при 1 кг/с випареної вологи та 5 МДж/кг теплових енергетичних потреб на випарювання води при 40% рекуперації теплоти відпрацьованого сушильного агента окупність інвестицій становить близько 100%.

Аналіз результатів розрахунку (рис. 3 б) свідчить, що найзначнішим теплотехнічним параметром впливу на



а



б

Рис. 3. Графіки залежності рентабельності інвестицій з утилізації теплоти для різних характеристик сушильної установки

економічні показники впровадження заходів з рекуперації теплоти в сушильній установці є початкові теплові енергетичні потреби на випарювання води. Так, у разі зменшення теплових енергетичних потреб на випарювання води з 5 до 4 МДж/кг при 40% рекуперації теплоти відпрацьованого сушильного агента окупність інвестицій становить уже близько 50%. При цьому зміна інших показників має такий самий характер.

Для отримання точніших результатів розроблену математичну модель рекуперації теплоти відпрацьованого сушильного агента слід використовувати для конкретних характеристик сушильної установки й теплових режимів роботи теплообмінного обладнання (рис. 4).

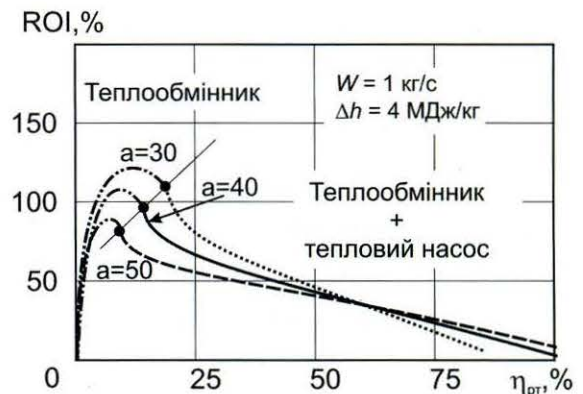
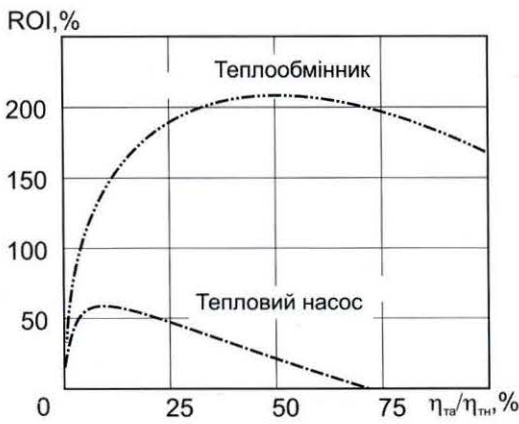
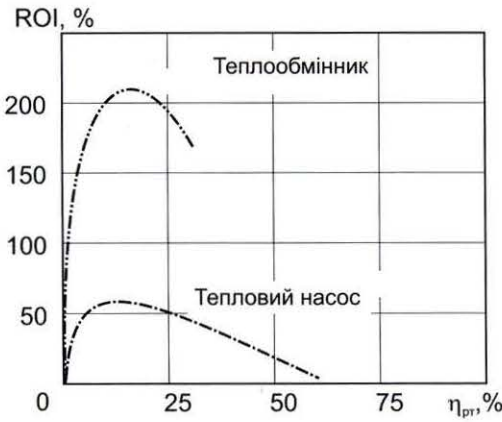


Рис. 4. Графік теплового режиму роботи системи рекуперації енергії відпрацьованого сушильного агента



в



г

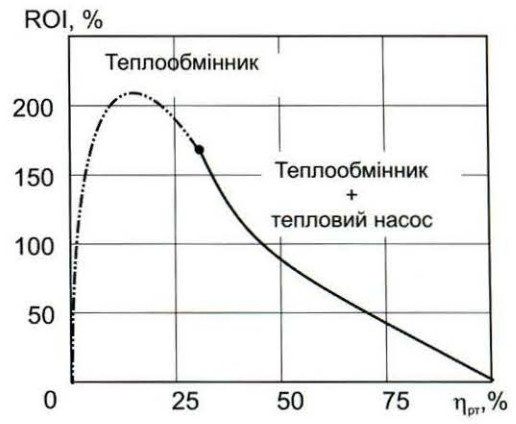
Рис. 2. Графіки техніко-економічних показників систем регенерації теплової енергії

У разі використання виключно теплообмінника ступінь рекуперації теплової енергії відпрацьованого сушильного агента не перевищує 30%, тоді як для теплового насоса цей показник сягає 100% (рис. 2 а). З огляду на економічну ефективність застосування теплообмінника-рекуператора вигідніше порівняно з використанням теплового насоса: так, окупність інвестицій (рис. 2 б, в) для теплообмінника перевищує 200%, тоді як теплового насоса – не більше 60%.

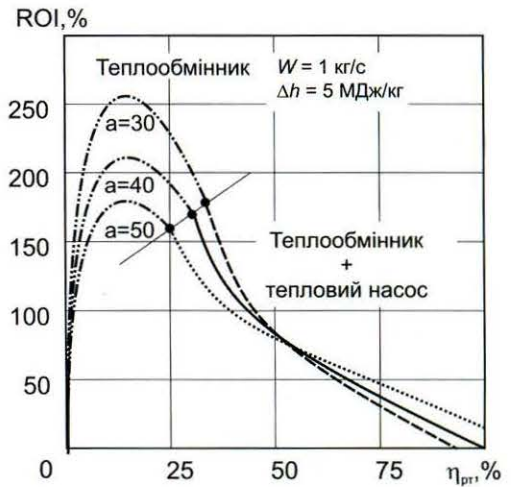
Тому основною економічною стратегією рекуперації теплоти в сушильній установці має бути встановлення спочатку теплообмінника-рекуператора, після чого приєднання теплового насоса (рис. 2 г). Але будь-яке технічне рішення має базуватися передусім на фінансових можливостях підприємства та бажаній віддачі від інвестицій від впровадження обраної системи рекуперації теплоти.

Характеристики роботи конкретної сушильної установки також значно впливають на рентабельність інвестицій від впровадження систем рекуперації теплоти відпрацьованого сушильного агента. Так, за умови різного співвідношення кількості сушильного агента та випареної вологи окупність інвестицій значно відрізняється (рис. 3 а). Економічна ефективність впровадження додаткового обладнання до 40% рекуперації теплоти має більше значення для менших значень співвідношення кількості сушильного агента та випареної вологи, а після 40% – навпаки. Водночас для всіх розрахункових значень при 1 кг/с випареної вологи та 5 МДж/кг теплових енергетичних потреб на випарювання води при 40% рекуперації теплоти відпрацьованого сушильного агента окупність інвестицій становить близько 100%.

Аналіз результатів розрахунку (рис. 3 б) свідчить, що найзначнішим теплотехнічним параметром впливу на



а



б

Рис. 3. Графіки залежності рентабельності інвестицій з утилізації теплоти для різних характеристик сушильної установки

економічні показники впровадження заходів з рекуперації теплоти в сушильній установці є початкові теплові енергетичні потреби на випарювання води. Так, у разі зменшення теплових енергетичних потреб на випарювання води з 5 до 4 МДж/кг при 40% рекуперації теплоти відпрацьованого сушильного агента окупність інвестицій становить уже близько 50%. При цьому зміна інших показників має такий самий характер.

Для отримання точніших результатів розроблену математичну модель рекуперації теплоти відпрацьованого сушильного агента слід використовувати для конкретних характеристик сушильної установки й теплових режимів роботи теплообмінного обладнання (рис. 4).

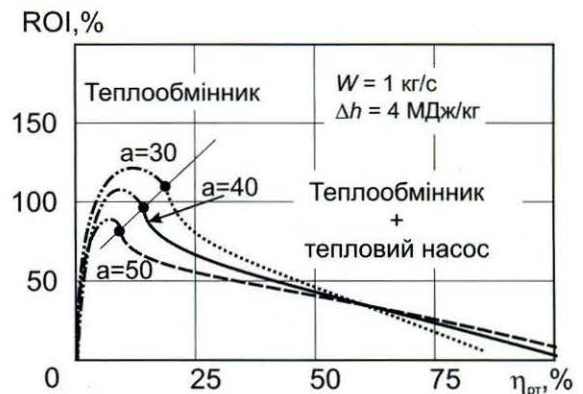


Рис. 4. Графік теплового режиму роботи системи рекуперації енергії відпрацьованого сушильного агента

Висновок

Розроблена математична модель розрахунку ефективності утилізації теплоти відпрацьованого сушильного агента з використанням теплообмінних апаратів і теплового насоса легко реалізується в програмі електронних таблиць Microsoft Office Excel.

Показано, як характеристики роботи конкретної сушильної установки впливають на рентабельність інвестицій від впровадження систем рекуперації теплоти відпрацьованого сушильного агента. З огляду на економічну ефективність застосування теплообмінника-рекуператора вигідніше порівняно з тепловим

насосом. Так, окупність інвестицій для теплообмінника перевищує 200%, тоді як для теплового насоса – не більше 60%. Тому основною економічною стратегією рекуперації теплоти в сушильній установці має бути встановлення спочатку теплообмінника-рекуператора, після чого додавання теплового насоса.

Аналіз розрахункових даних свідчить, що найзначнішим теплотехнічним параметром впливу на економічні показники впровадження заходів з рекуперації теплоти в сушильній установці є початкові теплові енергетичні потреби на випарювання води. Але будь-яке технічне рішення має базуватися передусім на фінансових можливостях підприємства та бажаній віддачі від інвестицій на впровадження обраної системи рекуперації теплоти.

ЛІТЕРАТУРА

1. Бурдо О.Г. Эволюция сушильных установок. Монография. – Одесса: «Полиграф», 2010. – 368 с.
2. Шутюк В.В. Анализ термодинамической эффективности сушильной установки / В.В. Шутюк, С.Н. Самойленко, С.М. Василенко // Scientific Works.– Plovdiv, 2013. – V. LX., Т. 60. – P. 1287-1291.
3. Шутюк В.В. Сучасні тенденції розвитку наукових досліджень в сушильних технологіях / В.В. Шутюк, С.М. Василенко, О.С. Бессараб, В.П. Василів // Науковий вісник НУБіП України. – К., 2013. – Вип. 185. – Ч. 1. – С. 278-287. (Серія: техніка та енергетика АПК).
4. Sosle V., Raghavan G.S.V., Kittler R. Low-temperature drying using a versatile heat pump dehumidifier. *Drying Technology*.– 2003, 21 (3), 539–554.
5. Saensabai P., Prasertsan S. Effect of component arrangement and ambient and drying conditions on the performance of heat pump dryers. *Drying Technology* 2003, 21 (1), 103–127.
6. Teeboonma U., Tiansuwan J., Soponronnarit S. Optimization of heat pump fruit dryers. *Journal of Food Engineering* 2003, 59 (3), 369–377.
7. Chua K.J., Chou S.K., Ho J.C., Hawlader M.N.A. Heat pump drying: Recent developments and future trends. *Drying Technology* 2002, 20 (8), 1579–1610.
8. Chua E.K.J. Dynamic modeling, experimentation, and optimization of heat pump drying for agricultural products. *Drying Technology* 2001, 19 (3-4), 717-721.