

УДК 621.577

Безродний М.К., Кутра Д.С.

Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут»

ВПЛИВ ТЕМПЕРАТУРИ НАВКОЛИШНЬОГО ПОВІТРЯ НА ТЕРМОДИНАМІЧНУ ЕФЕКТИВНІСТЬ ТРАДИЦІЙНИХ ТА ТЕПЛОНАСОСНИХ СХЕМ УСТАНОВОК ДЛЯ СУШІННЯ ДЕРЕВИНИ

Наведено результати аналізу впливу температури свіжого повітря на термодинамічну ефективність традиційних та теплонасосних схем установок для низькотемпературного сушіння деревини. Зроблені висновки щодо особливості цього впливу на різні схеми сушильних установок.

Представлены результаты анализа влияния температуры свежего воздуха на термодинамическую эффективность традиционных и теплонасосных схем установок для низкотемпературной сушки древесины. Сделаны выводы об особенностях этого влияния на различные схемы сушильных установок.

The results of atmospheric temperature influence analyses at thermodynamic efficiency of traditional and heat pump schemes for low temperature drying woods are considered. The conclusions about feature of influence at different drying schemes are made.

a – коефіцієнт байпасування;
 c – питома теплоємність, кДж/(кг·°С);
 d – вологовміст, кг_{вл} / кг_{сп};
 K – коефіцієнт рециркуляції;
 L – потужність, Вт;
 P – тиск, Па;
 Q – тепловий потік, Вт;
 r – питома теплота випаровування, кДж/кг_{вл};
 t – температура, °С;
 V – об'ємна витрата, м³/с;
 ε – коефіцієнт трансформації;
 φ – відносна вологість;
 η – коефіцієнт використання енергії;
 ρ – густина, кг/м³;
 ОС – оточуюче середовище;
 КВЕ – коефіцієнт використання енергії;
 СУ – сушильний агент;

ТН – тепловий насос;
 ТНСУ – теплонасосна сушарка.

Індекси:

b – байпас;
 бар – барометричний;
 відп – відповідне;
 вип – випаровування;
 вл – волога;
 заг – загальний;
 к – конденсація, калорифер;
 м – мокрогетерометру;
 оп – опалення;
 рец – рециркуляція;
 ск – сушильна камера;
 см – суміш;
 сп – сухе повітря;
 тн – теплового насосу;
 0 – оточуюче середовище.

Вступ

В останні десятиріччя теплонасосні сушильні установки отримали велике розповсюдження на різного типу підприємствах, що займаються обробкою деревини та виготовленням столярних виробів. Однак оцінка ефективності їх роботи в різного роду умовах вимагає проведення детального аналізу впливу основних параметрів. Одним із параметрів, які суттєво впливають на енергоефективність роботи сушарок традиційних конструкцій є

температура оточуючого повітря. В даній статті аналізується цей вплив як для традиційних, так і для теплонасосних схем сушильних установок. Аналіз проведено для ідеального (ізоентальпійного) процесу сушіння без урахування різного роду теплових втрат та роботи теплового насосу за ідеальним циклом Карно.

Традиційна схема з одноразовим використанням сушильного агенту

Найбільш проста установка для камерно-

го сушіння деревини – з однократним використанням повітря. При цій схемі повітря з оточуючого середовища об'ємною витратою V_0 з параметрами t_0, d_0 надходить у водяний калорифер. У калорифері повітря нагрівається і надходить у сушильну камеру з параметрами t_1, d_1 . При проходженні камери сушильний агент випаровує вологу із матеріалу та, покидаючи штабель, з параметрами t_2, d_2 (у відпрацьованому стані) видаляється в атмосферу. Таким чином, різниця $d_2 - d_1 = \Delta d_{\text{СК}}$ являє собою зміну вологовмісту СА в сушильній камері, який згідно [1] визначається в залежності від відповідного перепаду температур $\Delta t_{\text{СК}}$ і початкового вологовмісту d_1 за формулою

$$\Delta d_{\text{СК}} = \Delta t_{\text{СК}} (0,4 + 0,00074 d_1). \quad (1)$$

Варто зазначити, що величина d_1 у вищевказаній формулі підставляється у $\text{г}_{\text{вл}}/\text{кг}_{\text{сп}}$. Отримане значення $\Delta d_{\text{СК}}$ також виражається у цій розмірності. У випадку сушарки з одноразовим використанням сушильного агента $d_1 = d_0$, де

$$d_0 = 0,622 \frac{\varphi_0 P_{\text{п.макс}}(t_0)}{P_{\text{бар}} - \varphi_0 P_{\text{п.макс}}(t_0)}. \quad (2)$$

Для кліматичних умов м. Києва приймемо величину відносної вологості навколишнього повітря сталою $\varphi_0 = 55\%$.

Температурний перепад сушильного агента при проходженні камер $\Delta t_{\text{СК}}$ регламентований для камер періодичної дії, залежить від роду деревини, що підлягає тепловологообробці [2], і складає:

- для хвойних порід $\Delta t_{\text{СК}} = 2...3\text{ }^\circ\text{C}$;
- для берези, бука $\Delta t_{\text{СК}} = 1,5...2,5\text{ }^\circ\text{C}$;
- для дуба, модрина $\Delta t_{\text{СК}} = 1...1,5\text{ }^\circ\text{C}$.

Отримані параметри визначають кількість теплоти на випаровування вологи

$$Q_{\text{в}} = V_0 \rho_1 \Delta d_{\text{СК}} r(t_{\text{м}}), \quad (3)$$

та на підігрів повітря в калорифері

$$Q_{\text{к}} = V_0 \rho_0 (h_1 - h_0), \quad (4)$$

де h_0 і h_1 – відповідно ентальпії повітря на вході

та виході із калорифера.

Відношення (3) і (4) дає вираз для визначення коефіцієнта використання зовнішньої енергії на випаровування вологи (КВЕ), який в даному випадку має вигляд

$$\eta_{\text{су}} = \frac{\rho_1 \Delta d_{\text{СК}} r(t_{\text{м}})}{\rho_0 (h_1 - h_0)}. \quad (5)$$

Видно, що величина $\eta_{\text{су}}$ суттєво залежить від h_0 , а отже, від температури навколишнього повітря t_0 і зменшується при підвищенні температури t_1 на вході в СК. Розрахунки показують, що при $t_1 = 50\text{ }^\circ\text{C}$ і пониженні температури t_0 від $+30\text{ }^\circ\text{C}$ до $-20\text{ }^\circ\text{C}$ величина $\eta_{\text{су}}$ зменшується приблизно в 3 рази.

Традиційні схеми з частковою рециркуляцією сушильного агента

Застосування рециркуляції дозволяє вести процес сушіння при відносно високому вологовмісті сушильного агента без витрати додаткової енергії на його зволоження. Крім цього, при рециркуляції можливе тонке регулювання вологості повітря в сушильній камері, а завдяки зменшенню різниці температур перед і за сушаркою – покращується якість сушіння матеріалу.

Традиційні сушарки з частковою рециркуляцією сушильного агента за типом схемного рішення умовно розділяють на: а) схеми з рециркуляцією СА «після калорифера»; б) схеми з рециркуляцією «до калорифера». При цьому, енергетична ефективність обох схем, при ідентичних вихідних умовах – однакова. Застосування ж того чи іншого схемного рішення обумовлюється лише конструктивними можливостями.

Рециркуляція СА дозволяє підтримувати на вході в СК величину вологовмісту $d_{\text{см}}$, що визначається технологічними параметрами сушіння $t_{\text{см}}$, $\varphi_{\text{см}}$ заданої породи деревини та може бути отримана за допомогою рівняння типу (2).

Особливості аналізу таких схем пов'язані з попереднім визначенням коефіцієнта рециркуляції сушильного агента, який представляє собою відношення витрати сушильного агента,

що повертається в камеру, до загальної витрати повітря через штабель

$$K = \frac{V_{\text{рец}} \rho_2}{V_{\text{заг}} \rho_{\text{см}}} \quad (6)$$

Відповідна величина коефіцієнта рециркуляції в залежності від величини вологовмісту повітря на вході в камеру $d_{\text{см}}$ може бути визначена з матеріального балансу камери змішування

$$K_{\text{відп}} = \frac{d_{\text{см}} - d_0}{d_2 - d_0} \quad (7)$$

При підстановці (2), записаного для параметрів $t_{\text{см}}$, $\varphi_{\text{см}}$, у (7), отримуємо вираз для визначення $K_{\text{відп}}$

$$K_{\text{відп}} = \frac{0,622 C - d_0 (P_{\text{бар}} - C)}{0,622 C + (\Delta d_{\text{ск}} - d_0) (P_{\text{бар}} - C)} \quad (8)$$

де $C = \varphi_{\text{см}} P_{\text{п.макс}}(t_{\text{см}})$ – технологічний параметр, що залежить від породи деревини.

При зміні температури СА на вході в штабель в діапазоні $t_{\text{см}} = 50 \dots 60$ °С та відносної вологості в діапазоні $\varphi_{\text{см}} = 70 \dots 80$ %, технологічний параметр C коливається в діапазоні від $0,861 \cdot 10^4$ Па до $1,59 \cdot 10^4$ Па. При цьому, при зміні температури ОС $t_0 = (-20 \dots +30)$ °С, значення $K_{\text{відп}}$ коливається в межах $K_{\text{відп}} = 0,985 \dots 0,994$.

Із рівняння матеріального балансу для камери змішування можна виразити кількість свіжого повітря, в залежності від коефіцієнта рециркуляції

$$V_0 \rho_0 = (1 - K) V_{\text{заг}} \rho_{\text{см}} \quad (9)$$

Із теплового балансу вузла змішування можемо визначити температуру повітря за калорифером в залежності від коефіцієнта рециркуляції сушильного агента

– схема з рециркуляцією «після калорифера»:

$$t_1 = \frac{t_{\text{см}} - K t_2}{1 - K} \quad (10)$$

– схема з рециркуляцією «до калорифера»:

$$t_1 = (1 - K) t_0 + K t_2 \quad (11)$$

Кількість теплоти, що необхідно витратити

на нагрівання свіжого повітря у калорифері – схема з рециркуляцією «після калорифера»:

$$Q_k = V_0 \rho_0 c_{\text{сп}} (t_1 - t_0); \quad (12)$$

– схема з рециркуляцією «до калорифера»:

$$Q_k = V_{\text{заг}} \rho_{\text{см}} c_{\text{сп}} (t_{\text{см}} - t_1) \quad (13)$$

Після підстановки (9), (10) у (12) та (11) у (13) отримуємо вираз для визначення теплового навантаження калорифера, який для обох схем має однаковий аналітичний вигляд

$$Q_k = V_{\text{заг}} \rho_{\text{см}} c_{\text{сп}} [t_{\text{см}} - K t_2 - (1 - K) t_0] \quad (14)$$

З урахуванням (14), вираз для визначення КВЕ сушарок з частковою рециркуляцією сушильного агента буде мати наступний вигляд

$$\eta_{\text{су}} = \frac{r(t_{\text{м}}) \Delta d_{\text{ск}}}{c_{\text{сп}} [(t_{\text{см}} - K t_2) - (1 - K) t_0]} \eta_{\text{оп}}, \quad (15)$$

де $\eta_{\text{оп}}$ – коефіцієнт корисної дії опалювального приладу. Із літературних джерел відомо, що дана величина коливається в межах від 85 до 95 % [3].

Результати розрахунку величини $\eta_{\text{су}}$ для різних технологічних параметрів сушіння показують, що величина $\eta_{\text{су}}$ слабо залежить від температури t_0 . Це можна пояснити незначними притоками в сушильний цикл навколишнього повітря та, відповідно, незначними затратами енергії на його підігрів до технологічної температури сушіння.

Теплонасосна сушарка з одноразовим використанням сушильного агента

Один із варіантів включення теплового насосу в схему сушильної установки представлений на рис. 1.

Особливістю даної схеми є те, що наявність лінії дренажу не є обов'язковою, оскільки у випаровувачі сушильний агент може охолоджуватись як з конденсацією вологи, так і без неї, що залежить від конкретних умов сушіння.

В даному випадку, ефективність роботи сушильної установки можна охарактеризувати коефіцієнтом використання зовнішньої енергії на випаровування вологи, який має вигляд

$$\eta_{\text{су}} = Q_{\text{в}} / L_{\text{тн}}, \quad (16)$$

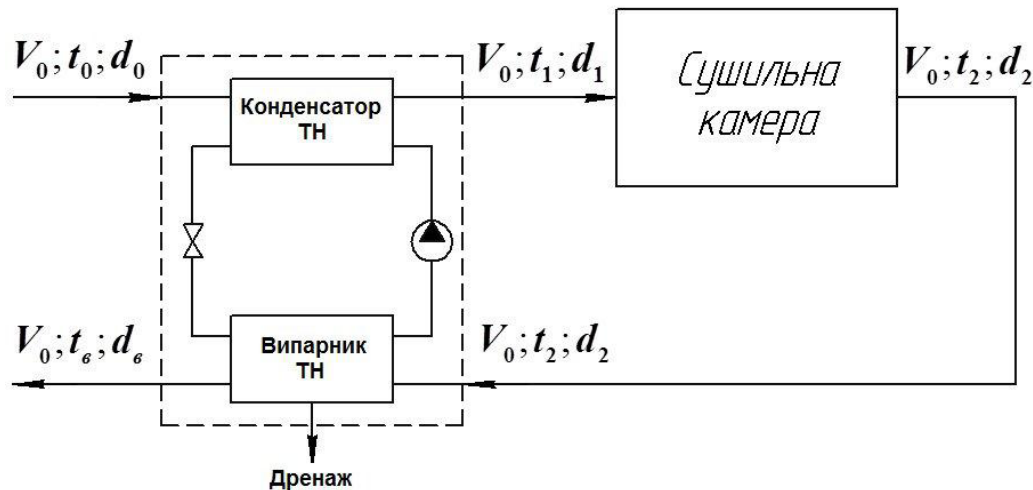


Рис. 1. Принципова схема ТНСУ з одноразовим використанням сушильного агенту.

де $L_{\text{ТН}}$ – потужність компресора

$$L_{\text{ТН}} = \frac{Q_{\text{ТН}}^{\text{вип}}}{\varepsilon_{\text{ТН}} - 1} \quad (17)$$

Коефіцієнт трансформації теплоти ідеального циклу Карно з урахуванням необоротних втрат у конденсаторі та випаровувачі

$$\varepsilon_{\text{ТН}} = \frac{273 + t_{\text{ТН}} + \Delta t_{\text{к}}}{(273 + t_{\text{ТН}} + \Delta t_{\text{к}}) - (273 + t_{\text{в}} - \Delta t_{\text{в}})}, \quad (18)$$

$$Q_{\text{ТН}}^{\text{вип}} = V_2 \rho_2 [c_{\text{сп}} (t_2 - t_{\text{в}}) + r(d_2 - d_{\text{в}}) + c_{\text{п}} (d_2 t_2 - d_{\text{в}} t_{\text{в}})]. \quad (19)$$

Величина $d_{\text{в}}$ є функцією температури $t_{\text{в}}$ та може бути визначена з $h-d$ – діаграми вологого повітря за формулою апроксимації

$$d_{\text{в}} = 1,78 \cdot 10^{-5} t_{\text{в}}^{2,15}. \quad (20)$$

Теплове навантаження конденсатора ТН

$$Q_{\text{ТН}}^{\text{конд}} = V_0 \rho_0 c_{\text{сп}} (t_1 - t_0). \quad (21)$$

Особливість даної схеми ТНСУ полягає в тому, що її робота можлива тільки при одному значенні температури $t_{\text{в}}$ при заданих параметрах сушильного агента. Аналітичний вираз для визначення $t_{\text{в}}$ можна отримати з енергетичного балансу теплового насоса

$$Q_{\text{ТН}}^{\text{вип}} = Q_{\text{ТН}}^{\text{конд}} \frac{\varepsilon_{\text{ТН}} - 1}{\varepsilon_{\text{ТН}}}. \quad (22)$$

де $\Delta t_{\text{к}}$ – температурний перепад між потоками на виході з конденсатора теплового насоса, °С; $\Delta t_{\text{в}}$ – температурний перепад між потоками на виході з випаровувача теплового насоса, °С.

Згідно [4], величину температурного перепаду між потоками в конденсаторі можна прийняти $\Delta t_{\text{к}} = 5$ °С, у випаровувачі – $\Delta t_{\text{в}} = 15$ °С.

Теплове навантаження випаровувача можна записати наступним чином

Після підстановки (19), (21) у (22) та ряду математичних перетворень, отримуємо вираз для визначення $t_{\text{в}}$

$$t_{\text{в}} = \frac{(1 + \Delta d_{\text{ск}})[c_{\text{сп}} + r(d_2 - d_{\text{в}})] - c_{\text{сп}} (t_1 - t_0) \frac{\varepsilon_{\text{ТН}} - 1}{\varepsilon_{\text{ТН}}}}{c_{\text{сп}} (1 + \Delta d_{\text{ск}})}. \quad (23)$$

Як бачимо із (23) значення температури СА за випаровувачем $t_{\text{в}}$, °С залежить не тільки від технологічних параметрів сушіння деревини, а й від температури свіжого повітря, що надходить у систему t_0 .

Враховуючи (3), (17) та (19), кінцевий вираз для визначення КВЕ теплонасосної сушарки з однократним використанням сушильного агента має вигляд

$$\eta_{\text{су}} = \frac{\rho_1 \Delta d_{\text{ск}} r(t_{\text{м}})}{\rho_2 [c_{\text{сп}} (t_2 - t_{\text{в}}) + r(d_2 - d_{\text{в}})]} (\varepsilon_{\text{ТН}} - 1). \quad (24)$$

Як бачимо із (24), $\eta_{cy} = f(t_B)$, а оскільки $t_B = f(t_0)$, то коефіцієнт використання енергії наведеної схеми теплонасосної сушарки буде залежати від параметрів свіжого повітря. Розрахунки показують (рис. 2), що характер

залежності $\eta_{cy} = f(t_0)$ такий же, як і для традиційної схеми з одноразовим використанням СА, а величина η_{cy} в діапазоні зміни t_0 від $+30\text{ }^\circ\text{C}$ до $-20\text{ }^\circ\text{C}$ зменшується в 6...9 разів (при t_1 відповідно $60\text{ }^\circ\text{C}$ та $50\text{ }^\circ\text{C}$).

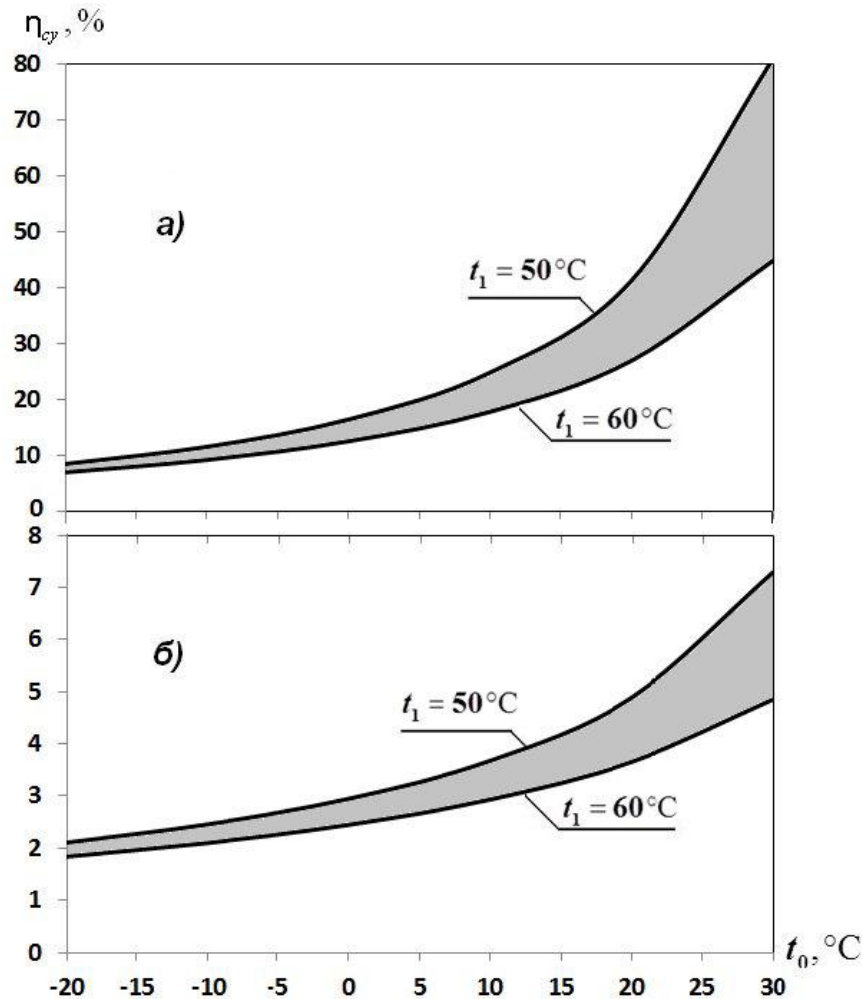


Рис. 2. Залежність коефіцієнта використання енергії від температури свіжого повітря в діапазоні зміни температури сушильного агента $t_1 = 50...60\text{ }^\circ\text{C}$:

- а) теплонасосна сушарка з одноразовим використанням СА;
б) традиційна сушарка з одноразовим використанням СА.

Теплонасосні сушарки з рециркуляцією сушильного агента

а) без байпасування теплового насосу

Принципову схему теплонасосної сушарки, що працює з рециркуляцією сушильного агента, показано на рис. 3.

При заданому температурному режимі роботи теплового насосу робота сушарки

можлива тільки при певному значенні коефіцієнта рециркуляції, що залежить від технологічних параметрів сушіння та температури СА на виході з випаровувача t_B . З іншої сторони, K визначає температуру нагріву СА у ТН t_{TH} та вологовміст сушильного агента на виході з випаровувача d_{TH} . Дані величини можуть бути визначені методом послідовних наближень.

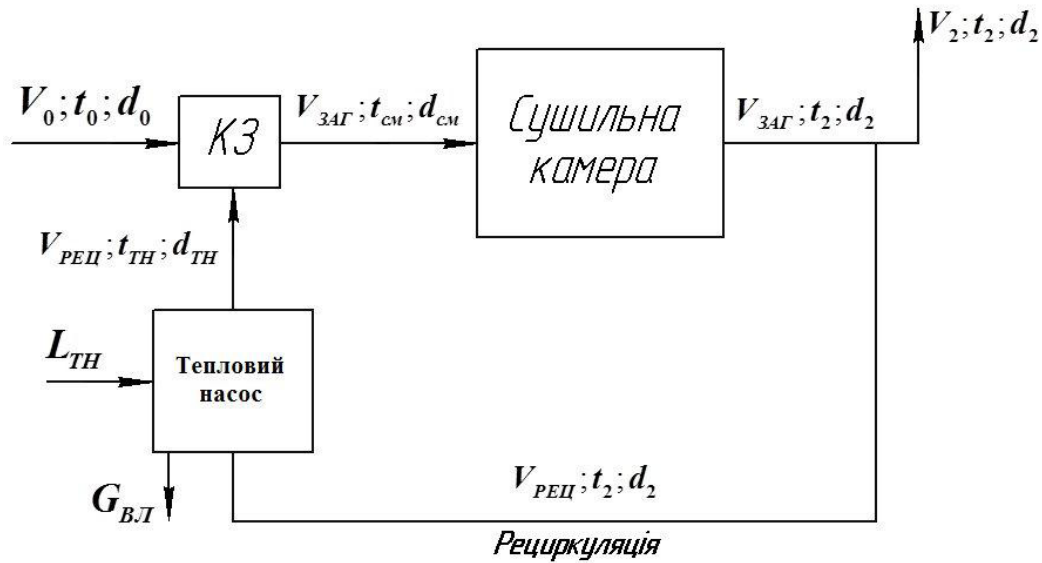


Рис. 3. Принципова схема ТНСУ з рециркуляцією сушильного агенту.

В першому наближенні приймаємо $K \approx 1$. З теплового балансу камери змішування визначаємо температуру СА за ТН

$$t_{\text{ТН}} = \frac{t_{\text{см}} - (1 - K)t_0}{K} \quad (25)$$

Матеріальний баланс камери змішування

дозволяє визначити $d_{\text{ТН}} = f(K)$

$$d_{\text{ТН}} = \frac{d_{\text{см}} - (1 - K)d_0}{K} \quad (26)$$

З теплового балансу ТН (22), з урахуванням записаних для даних умов (21) та (19) отримуємо вираз для визначення $t_{\text{Б}}$

$$t_{\text{Б}} = \frac{[(c_{\text{сп}} + c_{\text{п}}d_2)t_2 + (d_2 - d_{\text{ТН}})r] \frac{\varepsilon_{\text{ТН}}}{\varepsilon_{\text{ТН}} - 1} - (c_{\text{сп}} + c_{\text{п}}d_{\text{ТН}})t_{\text{ТН}}}{(c_{\text{сп}} + c_{\text{п}}d_{\text{ТН}}) \frac{1}{\varepsilon_{\text{ТН}} - 1}}, \quad (27)$$

де у (17) для $\varepsilon_{\text{ТН}}$ в першому наближенні приймаємо $t_{\text{Б}} \approx t_2$.

Енергетичний баланс системи в цілому дозволяє отримати вираз для визначення коефіцієнта рециркуляції [5]

$$K = \frac{(\varepsilon_{\text{ТН}} - 1)(h_2 - h_{\text{Б}})}{(h_2 - h_{\text{Б}}) + (\varepsilon_{\text{ТН}} - 1)(h_2 - h_0)} \quad (28)$$

Отримане значення K порівнюється з початковим і при необхідності цикл повторюється.

Графік залежності $K = f(t_0)$ для вищеприятних технологічних умов проілюстровано на рис. 4.

Згідно [5], вираз для визначення КВЕ такої схеми сушарки має наступний вигляд

$$\eta_{\text{су}} = \frac{r(t_{\text{М}})\Delta d_{\text{СК}}}{K [c_{\text{сп}}(t_2 - t_{\text{Б}}) + r\Delta d_{\text{СК}} + c_{\text{п}}(d_2 t_2 - d_{\text{ТН}} t_{\text{Б}})]} (\varepsilon_{\text{ТН}} - 1) \quad (29)$$

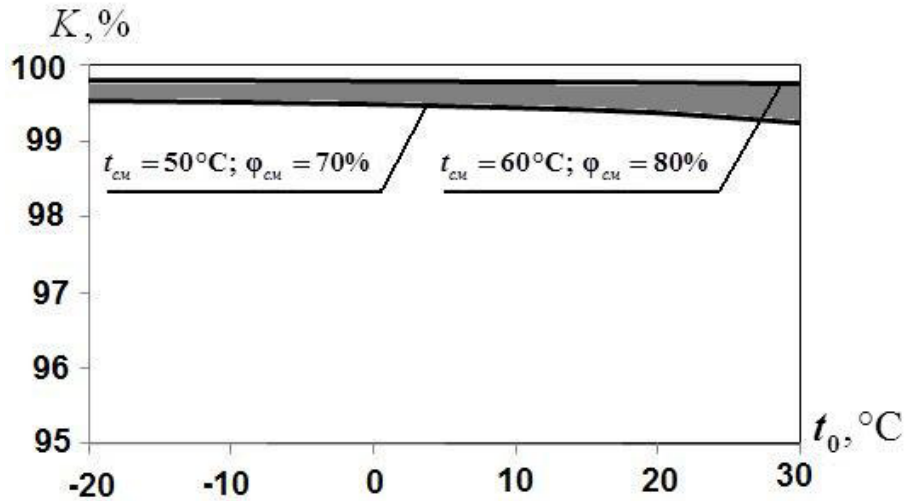


Рис. 4. Графік залежності коефіцієнта рециркуляції сушильного агенту від температури свіжого повітря в прийнятному діапазоні зміни технологічних параметрів.

Враховуючи, що коефіцієнт рециркуляції дуже слабо залежить від температури навколишнього середовища, яка визначає температуру свіжого повітря, термодинамічна ефективність роботи установки практично не залежить від t_0 .

б) з байпасуванням теплового насосу

Принципова схема теплонасосної сушарки з байпасуванням сушильного агенту повз тепловий насос показана на рис. 5.

Ступінь байпасування теплового насосу

$$a = \frac{V_6 \rho_2}{V_{\text{рец}} \rho_2} \tag{30}$$

В роботах [5, 6] показано, що коефіцієнт байпасування має граничне значення, яке визначається з теплового балансу камери змішування при $t_{\text{тн}} = t_{\text{тн}}^{\text{max}}$ (де $t_{\text{тн}}^{\text{max}}$ – паспортна величина для конкретного теплового насосу).

Алгоритм розрахунку схеми з байпасуванням аналогічний вищевказаному та виконується методом послідовних наближень. В першому наближенні приймаємо $K \approx 1$. З теплового балансу камери змішування визначаємо максимальний коефіцієнт байпасування

$$a_{\text{max}} = \frac{[K t_{\text{тн}}^{\text{max}} + (1-K)t_0] - t_{\text{см}}}{K(t_{\text{тн}}^{\text{max}} - t_2)} \tag{31}$$

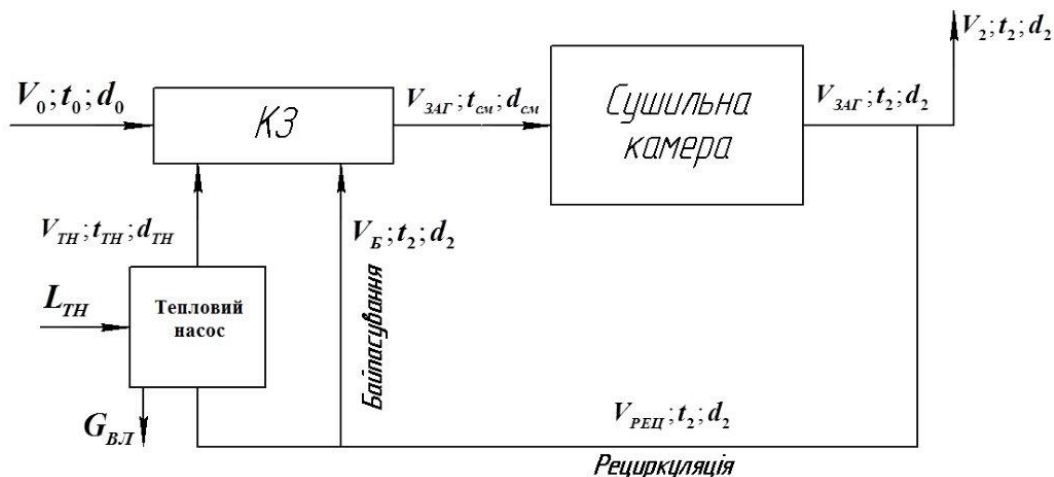


Рис. 5. Принципова схема теплонасосної сушарки з байпасуванням сушильного агенту.

Матеріальний баланс камери змішування дозволяє визначити $d_{\text{тн}} = f(K; a_{\text{max}})$

$$d_{\text{тн}} = \frac{d_{\text{см}} - (1 - K)d_0 - a_{\text{max}} K d_2}{K(1 - a_{\text{max}})} \quad (32)$$

Аналітичний вираз для $t_{\text{в}}$, що виражається з теплового балансу (22) з урахуванням записаних для даних умов (19) та (21) аналогічний виразу (27).

Енергетичний баланс системи в цілому дозволяє отримати вираз для визначення коефіцієнта рециркуляції

$$\eta_{\text{cy}} = \frac{r(t_{\text{м}}) \Delta d_{\text{ск}}}{K(1 - a_{\text{max}}) [c_{\text{сп}}(t_2 - t_{\text{в}}) + r \Delta d_{\text{ск}} + c_{\text{п}}(d_2 t_2 - d_{\text{тн}} t_{\text{в}})]} (\epsilon_{\text{тн}} - 1) \quad (34)$$

Результати розрахунків (рис. 7) показують, що (як і для попередньої схеми) величина η_{cy} практично не залежить від температури зовнішнього повітря, що пояснюється ще більш низькими затратами енергії на привід ТН (в порівнянні зі схемою без байпасування ТН) і, відповідно, викидом цієї надлишкової енергії сушильного циклу в оточуюче середовище.

Висновки

1. Як видно з наведеного аналізу, енергетична ефективність теоретичних сушильних

$$K = \frac{(\epsilon_{\text{тн}} - 1)(h_2 - h_{\text{в}})}{(1 - a_{\text{max}})(h_2 - h_{\text{в}}) + (\epsilon_{\text{тн}} - 1)(h_2 - h_0)} \quad (33)$$

Отримане значення K порівнюється з початковим і при необхідності цикл повторюється.

Графік залежності $K = f(t_0)$ для вищеприйнятих технологічних умов при застосуванні схеми з байпасуванням наведено на рис. 6. Видно, що коефіцієнт K має більш високі значення, ніж для схем без байпасування ТН і також в дуже малій мірі залежить від t_0 .

Згідно [6], вираз для визначення КВЕ такої схеми сушарки має наступний вигляд

установок з одноразовим використанням сушильного агента (як традиційних, так і теплонасосних) в значній мірі залежить від температури навколишнього повітря. При цьому, зменшення температури t_0 від 30 °С до -20 °С призводить до багаторазового зниження коефіцієнта використання зовнішньої енергії (від 3 разів для традиційних схем до 6...9 разів для теплонасосних схем з однократною циркуляцією СА).

2. Енергетична ефективність традиційних сушарок з рециркуляцією сушильного агента

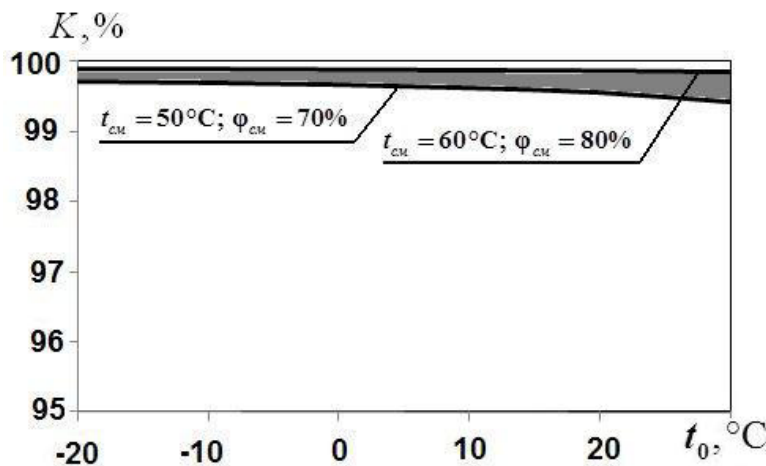


Рис. 6. Графік залежності коефіцієнту рециркуляції сушильного агента від температури свіжого повітря в прийнятому діапазоні зміни технологічних параметрів.

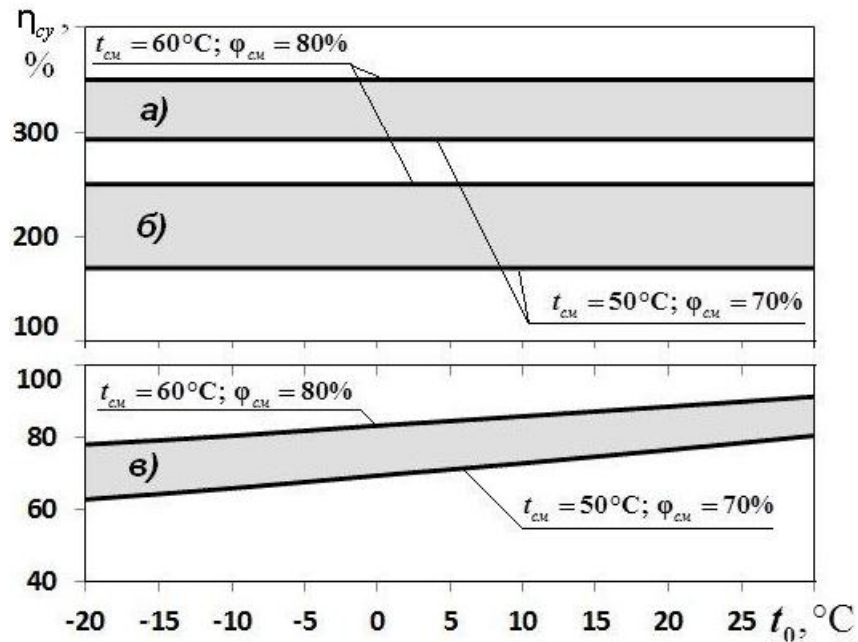


Рис. 7. Графік залежності КВЕ від температури свіжого повітря в діапазоні зміни $t_{cm} = 50...60^\circ C$ та $\varphi_{cm} = 70...80\%$: а) ТНСУ з частковою рециркуляцією СА та байпасуванням ТН; б) ТНСУ з частковою рециркуляцією СА; в) традиційні рециркуляційні схеми.

мало залежить від температури зовнішнього повітря і характеризується зниженням коефіцієнта використання енергії в зазначеному діапазоні зміни величини t_0 всього на 16...30%, що пояснюється незначними притоками навколишнього повітря та, відповідно, незначними затратами енергії на його підігрів до технологічної температури сушіння.

3. Для теплонасосних схем з рециркуляцією СА як без байпасування, так і з байпасуванням теплового насосу, коефіцієнт використання зовнішньої енергії практично не залежить від температури свіжого повітря, що пояснюється низькими затратами енергії на привід ТН (в порівнянні з затратами енергії на нагрів зовнішнього повітря в калорифері) і, відповідно, викидом цієї надлишкової енергії сушильного циклу в оточуюче середовище.

ЛІТЕРАТУРА

1. *Е.С. Богданов, В.А. Козлов, В.Б. Кунтыш, В.И. Мелехов.* Справочник по сушке древесины. – 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Лесная

промышленность, 1990. – 394 с.

2. *Кречетов И.В.* Сушка и защита древесины. Учебник для техникумов. – М.: «Лесная промышленность», 1987 – 328 с.

3. *Г.В. Русланов, М.Я. Розкин, Э.Л. Ямпольский.* Отопление и вентиляция жилых и гражданских зданий: Проектирование: Справочник. – Киев: Будівельник, 1983. – 272 с.

4. *Везиришвили О.Ш., Меладзе Н.В.* Энергосберегающие теплонасосные системы теплохладоснабжения. – М.: МЭИ, 1994. – 160 с.

5. *Безродний М.К., Куделя П.П., Кутра Д.С.* Термодинамічний аналіз теплонасосної сушильної установки для сушки деревини. – Зб. «Техническая теплофизика и промышленная теплотехника», Дніпропетровськ, 2010, вип. 2, С. 35-48.

6. *Безродний М.К., Кутра Д.С.* Енергетичний аналіз традиційних та теплонасосних схем установок для сушіння деревини // Пром. теплотехника. – 2010, № 4. – С. 43-53.

Получено 29.11.2010 р.