УДК 664: 51 (075.8)

В.А. Піддубний

А.І. Українець, д-р техн. наук

А.І. Соколенко, д-р техн. наук

ОЦІНКА ЕФЕКТИВНОСТІ УТИЛІЗАЦІЇ ТЕПЛОТИ ПОВІТРЯ В СУШАРКАХ СОЛОДУ

Аналіз технологічних процесів сушіння показує перспективи збільшення теплових втрат зі зменшенням кількості ярусів сушарок солоду. Оцінюються теплові й економічні втрати, пропонуються напрями їх зменшення.

Технологічні режими сушіння багатьох продуктів і напівфабрикатів допускають використання повітря як сушильного агента. До параметрів, що визначають його сушильні властивості, належать температура t і відносна вологість φ. Розрахунки для оцінювання ефективності утилізації теплоти повітря виконаємо на прикладі сушіння солоду з використанням діаграми I-d (ентальпія – вологовміст). На рис. 1 зображено процеси, що відбуваються із сушильним агентом.

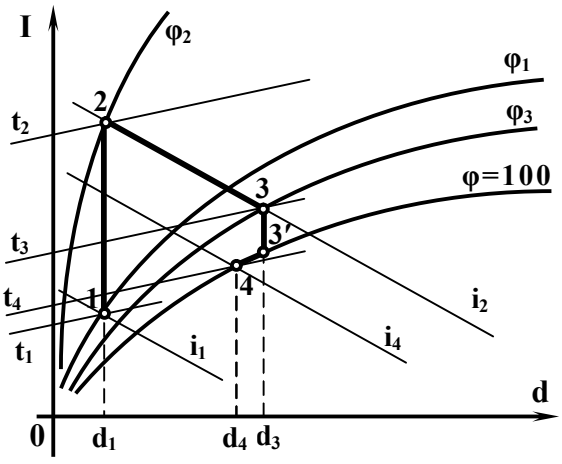

Рис. 1. Зміна параметрів повітря в процесі сушіння в I–d-діаграмі

Параметрам повітря t_1 і φ_1, з якими воно надходить на нагрівання, відповідає на діаграмі I-d точка 1. Нагріванню повітря в калорифері до температури t_2 при постійному абсолютному вологовмісті відповідає відрізок

© В.А. Піддубний, А.І. Українець, А.І. Соколенко, 2001

1–2, при цьому відносна вологість зменшується до φ_2. Відбір вологи від осушуваного матеріалу є ізоентальпійним процесом, що зображено відрізком 2–3.

Якщо в сушарці не передбачено рекуперації теплоти у відпрацьованого повітря, то він із параметрами t_3 і φ_3 викидається в атмосферу з певними втратами теплоти. Температура t_3 змінюється протягом усього процесу сушіння солоду. Наприклад, для двоярусної сушарки цей температурний діапазон коливається від 20 до 55 ^oC, а для одноярусної – від 20 до 85 ^oC. Така істотна різниця пояснюється тим, що у двоярусної сушарки на верхній решітці вологовміст W знижується від 43 до 12 % з максимальною температурою солоду близько 55 ^oC [1]. В одноярусній сушарці вологовміст солоду змінюється від 43 до 4 % з максимальною температурою наприкінці процесу t=85 ^oC. Для зимового періоду в цьому прикладі будемо вважати, що температура $t_1 = 0$ ^oC, тоді перепад температур для двоярусної сушарки

$$\Delta t_{min} = t_{3min} - t_1 = 20 - 0 = 20\ ^oC;$$

$$\Delta t_{max} = t_{3max} - t_1 = 55 - 0 = 55\ ^oC,$$

а для одноярусної сушарки

$$\Delta t_{min} = t_{3min} - t_1 = 20 - 0 = 20\ ^oC;$$

$$\Delta t_{max} = t_{3max} - t_1 = 85 - 0 = 85\ ^oC.$$

Отримані результати показують, що використання теплоти відпрацьованого повітря більш актуальне для одноярусних сушарок.

Теплота сушильного агента, що відводиться, утилізується в спеціальних теплообмінниках, у яких через поверхню теплопередачі нагрівається повітря, що надходить у сушарку. Відпрацьоване повітря на відрізку 3–3′ діаграми охолоджується до температури "точки роси" (точка 3′), після чого починається процес конденсації вологи (відрізок 3′–4). Від отриманих перепадів Δt_{min} і Δt_{max} доцільно використовувати деяку частину (з міркувань обмежень поверхні теплопередачі і розмірів теплообмінника). Якщо припустити, що температура

повітря t_3 на виході із сушарки змінюється в часі за лінійним законом, то при розрахунках можна прийняти для двоярусної сушарки

$$t_{3ср} = \frac{20+55}{2} = 37{,}5\ ^{o}C,$$

а для одноярусної сушарки

$$t_{3ср} = \frac{20+85}{2} = 52{,}5\ ^{o}C.$$

Для умов, коли температура зовнішнього повітря $t_1 = 0\ ^{o}C$, а витрати повітря $V = 40000$ м^3/год, втрати теплоти для двоярусної сушарки

$$Q_п = Vc\ (t_{3ср} - t_1) = 40000 \cdot 1{,}3\ (37{,}5 - 0) = 1\ 950\ 000 \text{ кДж/год},$$

де c – теплоємкість повітря, $\text{кДж}/\left(\text{м}^3 \cdot \text{К}\right)$,

а для одноярусної

$$Q_п = 40000 \cdot 1{,}3\ (52{,}5 - 0) = 2730000 \text{ кДж/год}.$$

Якщо в режимі рекуперації в теплообмінному апараті одержати різницю температур потоків у 10 ^{o}C, то теплові втрати зменшаться і становитимуть:
для двоярусної сушарки

$$Q_{рек} = Vc\ (t_{3ср} - 10) = 40000 \cdot 1{,}3(37{,}5 - 10) = 1\ 430\ 000 \text{ кДж/год};$$

для одноярусної

$$Q_{рек} = 40000 \cdot 1{,}3(52{,}5 - 10) = 2\ 210\ 000 \text{ кДж/год}.$$

Зазначена кількість рекуперованої енергії еквівалентна витратам газу

$$V_г = \frac{1430000}{42000} = 34 \text{ м}^3/\text{год} \quad \text{і} \quad V_г = \frac{2210000}{42000} = 52{,}6 \text{ м}^3/\text{год},$$

де 42000 кДж/м^3 – теплота згоряння 1 м^3 газу.

За 24 год процесу сушіння економія газу становитиме:

$$V_{г\,24} = 24V_г = 24 \cdot 34 = 816 \text{ м}^3;$$

$$V_{г\,24} = 24 \cdot 52{,}6 = 1263 \text{ м}^3,$$

що в грошовому еквіваленті дорівнює відповідно:

$$E = \frac{82 \cdot 816}{1000} = 66{,}9 \text{ \$ США} \quad \text{і} \quad E = \frac{82 \cdot 1263}{1000} = 103{,}6 \text{ \$ США}.$$

Апаратурне оформлення системи рекуперації теплоти має здійснюватися на основі підігрівників повітря, що випускаються промисловістю. При цьому система має працювати з проміжним теплоносієм, а схема розміщення підігрівників повітря показа на рис. 2.

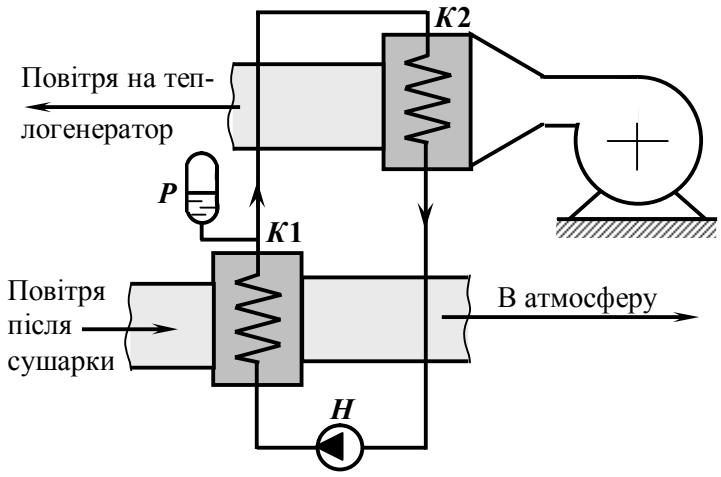

Рис. 2. Схема розміщення калориферів у системі рекуперації теплоти на сушарці

Як проміжний теплоносій може використовуватись вода, що циркулює в замкнутому контурі. Така циркуляція може бути природною за рахунок різниці температур у калорифері-нагрівнику К1 води й у калорифері-охолоднику К2 або примусовою за допомогою насоса Н. Виходячи з необхідності одержання достатньо високих коефіцієнтів теплопередачі, останній варіант виглядає доцільніше.

Зазначимо, що особливі перспективи має система, організована за принципом теплової труби [2], коли в калорифері К1 проміжний теплоносій кипить, а в калорифері К2 – конденсується, тоді внаслідок фазових переходів досягається найефективніше використання поверхонь теплопередачі. При цьому важливо, що температури кипіння і конденсації збігаються, а регулюються вони тиском у замкнутому контурі. Виходячи з того, що температура повітря після сушарки має найнижчі значення на початок процесу, а найвищі – на момент його завершення, то система має забезпечуватись регулятором тиску, керованим за параметром температури повітря на вході в калорифер К1. Проміжним теплоносієм тут може бути аміак, фреон або вода, якщо система буде працювати під розрідженням.

Якщо водяна система циркуляційна, то до неї треба включати розширювальну посудину Р для компенсації зміни об’єму рідини у зв’язку з коливаннями температури.

Визначимо потрібні витрати рідини в циркуляційному контурі.

На початок процесу сушіння в калорифері К1 зустрічаються потоки повітря і води з початковими температурами $t_{п\,1} = 20\ ^oC$ і $t_{в\,1} = 5\ ^oC$, а залишають калорифер вони з температурами відповідно $t_{п\,2} = 10\ ^oC$ і $t_{в\,2} = 15\ ^oC$.

Якщо витрати повітря становлять 40 000 $м^3$/год, то воді має передатися теплове навантаження

$$Q = 40000 \cdot 1{,}3 \cdot 10 = 520000 \text{ кДж/год.}$$

Тоді витрати води

$$m = \frac{Q}{c_в \Delta t} = \frac{520000}{4{,}19 \cdot 10} = 12410 \text{ кг/год},$$

де $c_в$ – теплоємкість води, $\text{кДж}/\left(\text{м}^3 \cdot \text{К}\right)$.

В останні години процесу параметри повітря і води такі: $t_{п\,1} = 80\ ^oC$; $t_{в\,1} = 5\ ^oC$; $t_{п\,2} = 10\ ^oC$; $t_{в\,2} = 75\ ^oC$. Тоді

$$Q = 40000 \cdot 1{,}3 \cdot 70 = 3\ 640\ 000 \text{ кДж/год}$$

і

$$m = \frac{3640000}{4{,}19 \cdot 70} = 12\ 410 \text{ кг/год}.$$

Отже, витрати води протягом усього процесу залишаються незмінними.

Площа перерізу трубопроводу циркуляційного контуру становитиме

$$f = \frac{m}{3600\ w} = \frac{12{,}41}{3600 \cdot 1} = 0{,}00345 \text{ м}^2,$$

де w = 1 м/с – швидкість руху води.

Тоді діаметр трубопроводу

$$d = \sqrt{\frac{4f}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0{,}00345}{3{,}14}} = 0{,}066 \text{ м.}$$

Визначимо потужність двигуна приводу насоса, прийнявши ККД приводу $\eta = 0{,}8$, а надлишковий тиск P = 0,1 МПа:

$$N = \frac{mP}{\eta} = \frac{12{,}41 \cdot 0{,}1 \cdot 10^6}{3600 \cdot 0{,}8} = 431 \text{ Вт} = 0{,}431 \text{ кВт.}$$

Висновки. Зменшення кількості ярусів сушарок солоду за інших однакових умов призводить до збільшення енергетичних втрат.

Рекуперація теплоти відпрацьованого повітря в типових сушарках пивзаводів України є перспективним напрямом енергозбереження. Її реалізація може здійснюватися з використанням серійних теплообмінних апаратів, що випускаються вітчизняними виробниками.

ЛІТЕРАТУРА

1. *Нарцис Л.* Технология солода: Пер. с нем. – М.: Пищ. пром-сть, 1980. – 503 с.

2. *Гинзбург А.С.* Расчет и проектирование сушильных установок пищевой промышленности. – М.: Агропромиздат, 1985. – 336 с.

Надійшла до редколегії 18.09.2000 р.

V.A. Poddubny, A.I. Ukrainets, A.I. Sokolenko

Estimation of salvaging efficiency of heat of air in dryers of malt.

The summary: the analysis of technological processes of drying demonstrates outlooks of recuperation of a thermal energy. The calorific and economical losses are valued, the paths of their abatement are tendered.