

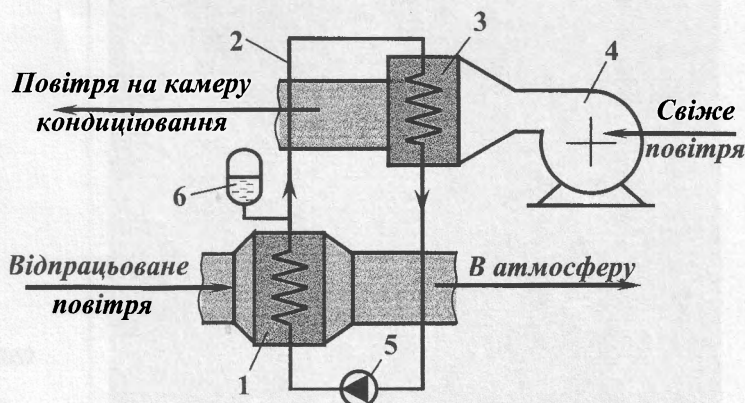
Рециркуляційні режими в підготовці повітря в солодощенні

Соколенко А.І., доктор технічних наук, Максименко І.Ф., Леус Р.М., Білик О.А., кандидат технічних наук

Солод та його екстракти мають поширене використання в хлібопекарській, кондитерській, м'ясній, молочній промисловості, у виробництві сухих сніданків, засобів профілактичної і лікувальної дії, носіїв біологічно активних речовин. Тому технологія виробництва солоду потребує детального вивчення та удосконалення, особливо кондиціювання аераційного повітря. Нами була проведена робота з оцінки можливого максимального рівня рециркуляції повітря, яка пов'язана, як мінімум, з двома вимогами. Перша і головна з них – це відповідність кондиційованого повітря технологічним запитам. Другою за вимогою є мінімізація енергетичних витрат.

У визначенні останніх і спробах мінімізувати енергетичні витрати у більшості випадків вибирається орієнтир на рециркуляцію повітря [1]. Такий принциповий вибір має під собою термодинамічне підґрунтя, а також ту обставину, що він може бути задіяним практично на існуючій матеріальній базі. Відносно невелике ускладнення має місце у випадках використання ящиків солодовень та солодовень «пересувна грядка», оскільки в приміщеннях вихідні потоки повітря у цих випадках мають повне перемішування, хоча в подальшому такий недолік нівелюється за рахунок індивідуальної обробки повітря по кожному з ящиків.

Незважаючи на можливість вилучення CO_2 на рівнях, що не заважають солодощенню, тим не менш рециркуляція не може складати 100%, оскільки концентрація кисню весь час має тенденцію до зменшення. Тому підмішуванням свіжого повітря необхідно компенсувати ту частину O_2 , яка поглинається у процесі аерації. При цьому слід враховувати, що кисень є малорозчинним газом стосовно води і основна його частина потрапляє до зернівки через рідинну плівку на них.

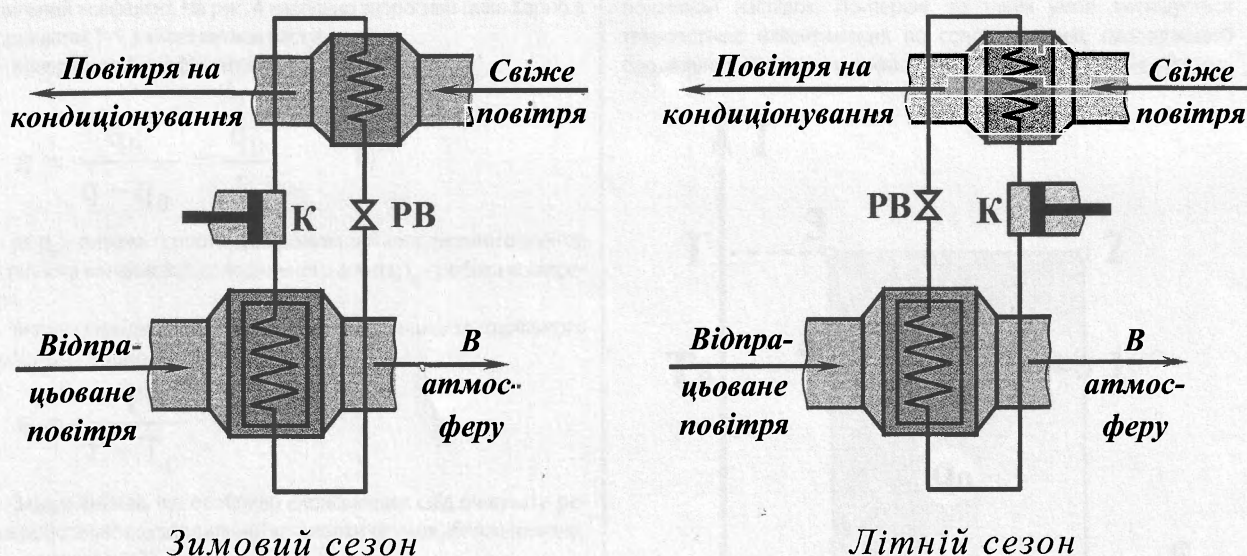


■ Рис.1. Схема до рекуперації енергетичного потенціалу відпрацьованого повітря: 1 – калорифер на тракці відведення відпрацьованого повітря; 2 – циркуляційний контур проміжного теплоносія; 3 – калорифер на тракці подавання свіжого повітря; 4 – вентилятор; 5 – насос; 6 – регулятор

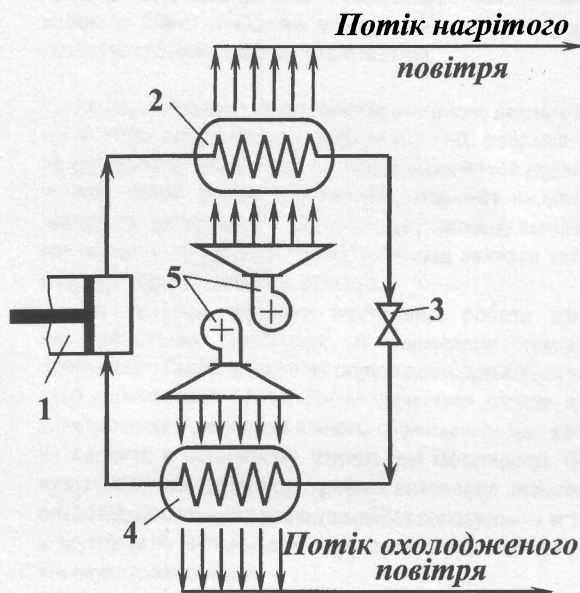
Очевидно, що у методі енергозбереження за рахунок рециркуляції повітря важливою перевагою є наближення його температури і відносної вологості до номінальних, які відповідають вимогам аерації.

Тим не менш на увагу заслуговує стабілізація вхідних параметрів повітря за рахунок теплообміну його вхідного та вихідного потоків.

Оскільки теплообмін стосується двох доволі значних потоків повітря, то його реалізація може бути здійснена за рахунок використання пристрою [2] (рис. 1). В якості проміжного теплоносія у цій схемі може використовуватися вода або навіть середовище, у якому матимуть місце фазові переходи. Проте у подібних випадках реалізувати режими фазових переходів складно через



■ Рис. 2. Схема температурної стабілізації аераційного потоку свіжого повітря: К – компресор; РВ – регулювальний вентиль



■ Рис. 3. Схема охолодження (нагрівання) повітряних потоків на основі ТХУ: 1 – компресор; 2 – конденсатор; 3 – регулювальний вентиль; 4 – випарник; 5 – вентилятори

обмежений перепад температур проміжного теплоносія стосовно калориферів. У зв'язку з цим раціональним є використання холодильного циклу (рис. 2), який додається до попередньої схеми. При цьому потік відпрацьованого повітря може розглядатися як холодне, так і як тепле джерело.

Загальну схему теплохолодильної установки, яка забезпечує температурну підготовку повітря в режимах нагрівання і охолодження, наведено на рис. 3.

У схемах (рис. 2 та 3) включення до циркуляційного контуру проміжного теплового агента приводить до штучного підвищення перепадів температур та інтенсифікації теплообміну. Ефективність використання теплохолодильних установок у подібних випадках у значній мірі залежить від різниці температур потоків. Зменшення такої різниці підвищує такий показник холодильної машини, як холодильний коефіцієнт. На рис. 4 наведено зворотний цикл Карно в координатах $T-S$, з якого витікає наступне.

Холодильний коефіцієнт циклу

$$\varepsilon = \frac{q_0}{q - q_0} = \frac{q_0}{l_0} \quad (1)$$

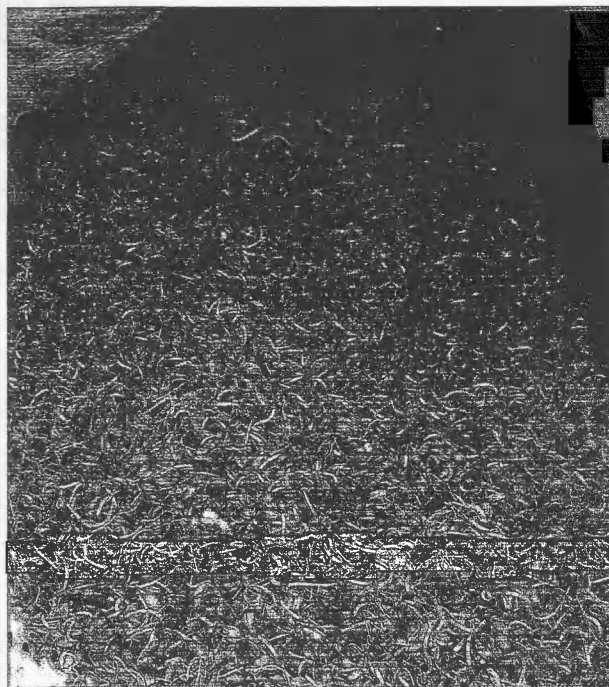
де q_0 – питома теплота випаровування холодильного агента; q – теплота конденсації холодильного агента; l_0 – робота компресора.

Вплив співвідношень температур на величину холодильного коефіцієнта видно з залежності

$$\varepsilon = \frac{T}{T - T_0} \quad (2)$$

Звідси витікає, що особливо економічним слід очікувати режим роботи теплохолодильної установки за умов зближення значень температур T і T_0 .

На діаграмі $T-S$ стисканню пари холодильного агента у компресорі відповідає інтервал 1–2, процесу його конденсації – 2–3, процесу розширення – 3–4 і процесу випаровування – 4–1.



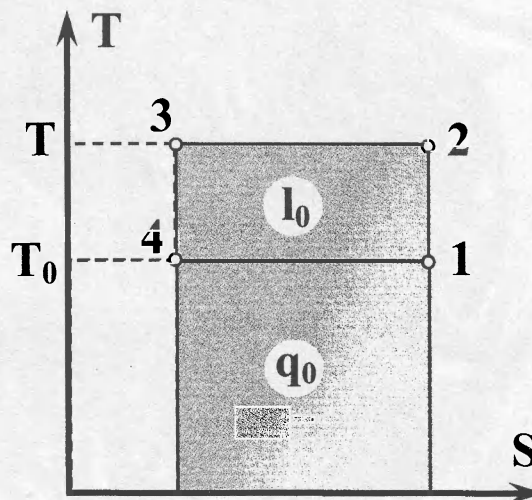
рення у випарнику – інтервал 4–1. Кількість теплоти, переданої повітряному потоку у конденсаторі

$$q = q_0 + l_0 \quad (3)$$

Для нашого випадку конденсатором є калорифер, у якому підігрівається свіже повітря.

Рекуперативний теплообмін між вихідним і вхідним потоками повітря ґрунтується на тепловому балансі. Це означає, що за значних перепадів температур свіжого повітря і номінальної температури повітря, яке подається на аерацію, навантаження на теплохолодильну установку зростає.

З аналізу роботи підприємств пивоварної галузі витікає, що найскладнішим ситуаціям у кондиціюванні повітря відповідають денні години літнього сезону, коли навантаження на холодильні установки стають критичними. Разом з тим у нічні години температура повітряного басейну знижується до 14–18 °С, що має подвійний наслідок. По-перше, за таких умов зменшується технологічне навантаження по солодощенню, охолодженню бродильних апаратів, форфасних відділень тощо. По-друге, по-



■ Рис. 4. Зворотний цикл Карно

кращуються умови роботи конденсаторів холодильних установок за більш глибокого охолодження води на градирнях, пов'язані з нічною температурою повітря.

Окрім названих технологічних навантажень денного періоду, що у якійсь мірі є розосередженими у часі, операція охолодження сула у відстійному чані супроводжується додатковими ускладненнями роботи холодильних установок на межі їхньої холодопродуктивності. З цієї точки зору загальну концентрацію навантажень на денний період доби слід вважати такою, яка віддалена від оптимальних режимів.

До названої переваги інтенсивної роботи холодильних установок, пов'язаної зі зниженням температури повітряного басейну у нічний період доби, додається ще один суто економічний ефект. Він визначається різною вартістю електроенергії денного і нічного споживання. Для досягнення переваг в останньому існують дві можливості. Перша з них стосується перегляду графіка виконання технологічних операцій, пов'язаних з навантаженням холодильних установок зі зсувом їх на нічні години, а друга пов'язана з використанням «акумуляторів холоду».

Створення акумуляторів холоду звичайно ґрунтується на використанні речовин, у яких в необхідних межах температур відбуваються фазові переходи. Так на підприємстві компанії Harl Ireland Limited [3] в аміачній охолоджувальній системі у якості вторинного теплоносія використовується 50% суміш метилового спирту і води. Насосами ця суміш спрямовується у дві ємкості по 1000 м³, заповнені сферичними поліетиленовими ку-

лями з гідратною сіллю, для якої фазовий перехід здійснюється при температурі близько – 10°C. Заморожування відбувається у нічний час подаванням вторинного теплоносія з температурою – 13°C і пропусканням через об'єм акумуляторів. Заморожування куль акумулює близько 10 МВт·г.

З точки зору енергетичної доцільності роботи холодильної установки температура вторинного теплоносія – 13°C означає, що температура кипіння аміаку у випарнику не перевищує – 15°C. Цьому показнику температури відповідає певний рівень холодопродуктивності установки, що відчутно зростає з його підвищенням. Тому, наприклад, використання води у якості акумулятора холоду може бути суттєво доцільнішим, оскільки для її фазового переходу необхідно мати температуру вторинного теплоносія на рівні – 2 ... – 3°C. Окрім того, з усіх відомих речовин вода має найбільшу теплоємність, завдяки чому може використовуватися як акумулятор холоду і без фазового переходу.

Сучасне аналітичне підґрунтя і наявність вихідних даних дозволяють визначити параметри акумулюючих холодильних систем [3].

Висновки

1. Коефіцієнт використання повітря, що подається на аерацію зернової маси, не перевищує 1%.

2. Енергетичну рециркуляцію доцільно здійснювати безпосереднім змішуванням повітряних потоків або з використанням теплових насосів.

ЛІТЕРАТУРА

1. Колотуша П.В. Технологія солоду. – К.: Ін-т систем. дослідж. освіти, 1993. – 136 с.
2. Соколенко А.І., Українець А.І., Піддубний В.А. Транспортно-технологічні системи пивзаводів. – К.: АртЕк, 2002. – 304 с.
3. Соколенко А.И., Украинцев А.И., Яровой В.Л. и др. Справочник специалиста пищевых производств. Книга 2. Теплофизические процессы. Энергосбережение. К.: АртЭк. – 2003. – 432 с.