

УДК 664.655.041

## SOME MODELING RESULTS OF THE TUNNEL BAKING OVEN HEATING SYSTEM OPERATION

S. Dudko

National University of Food Technologies

---

**Key words:**

*Baking oven  
Fuel consumption  
Loss of heat  
Excess air ratio  
Factor of gas recycling  
Baking mode*

---

**Article history:**

Received 09.01.2017  
Received in revised form  
21.01.2017  
Accepted 05.02.2017

---

**Corresponding author:**

S. Dudko  
E-mail:  
npnuht@ukr.net

---

**ABSTRACT**

The results of mathematical simulation in the stationary mode of baking oven are presented in this paper. Baking of the first grade wheat flour hearth bread (1.0 kg) was simulated. Tunnel type oven with cyclothermic heating system has a baking area of 25 m<sup>2</sup>, three thermal zones as well as flat channels on the top and bottom of the baking chamber. The influence of excess air ratio in flue gases as a parameter characterizing the gas permeability of the heating system was studied. The subject of the research was also to study the changes of some oven functions (fuel consumption, temperature and exhaust gas volume flow, relative loss of heat with the exhaust gases) when changing the settings, which are subjected to regulation when configuring the baking mode (gases recycling factor, the temperature of gases in the mixing chamber). The numerical values giving the opportunity to evaluate the impact of baking oven operation parameters at the stage of its designing or operation were obtained.

---

## ДЕЯКІ РЕЗУЛЬТАТИ МОДЕЛЮВАННЯ РОБОТИ НАГРІВНОЇ СИСТЕМИ ТУНЕЛЬНОЇ ХЛІБОПЕКАРСЬКОЇ ПЕЧІ

С.Д. Дудко

Національний університет харчових технологій

*У статті наведено результати математичного моделювання роботи хлібопекарської печі у стаціонарному режимі при випіканні булки круглої з пшеничного борошна першого татунку (1,0 кг). Піч тунельного типу з циклотермічною нагрівною системою має площу поду 25 м<sup>2</sup>, три теплові зони, плоскі канали зверху і знизу пекарної камери. Досліджено вплив коефіцієнта надлишку повітря у викидних газах як параметра, що характеризує газопроникність нагрівної системи, зміни деяких функцій стану печі (витрата палива, температура і витрата викидів, відносна втрата теплоти з викидами) при зміні параметрів, що є предметом регулювання при налаштуванні теплового режиму випікання (коефіцієнт рециркуляції, температура газів у камері змішування топкових і рециркуляційних газів). Отримано чисельні значення величин, що дає змогу оцінити вплив згаданих параметрів на результати роботи печі на стадії її проектування чи при налагоджувальних роботах на працюючій печі.*

**Ключові слова:** *хлібопекарська піч, витрата палива, втрати теплоти, коефіцієнт надлишку повітря, коефіцієнт рециркуляції, режим випікання.*

**Постановка проблеми.** Аналіз літературних джерел свідчить про вкрай обмежену кількість досліджень впливу на показники роботи промислової хлібопекарської печі її конструктивних особливостей і деяких параметрів, що зазвичай є об'єктами регулювання при відтворенні теплового режиму випікання. Проте саме такі дані становлять найбільшу практичну цінність і відкривають шлях до створення нових зразків пічної техніки та високоефективного автоматичного керування їх роботою, що має забезпечити вагомий економічний ефект.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Випікання борошняних виробів у печах є комплексним процесом значного ступеня складності. Для його вивчення доцільно розглядати випікання виробів у печі як сукупність кількох теплових процесів. Одним із найбільш складних для вивчення серед цих процесів є, власне, випікання — перетворення тістової заготовки у готовий виріб унаслідок прогрівання. За останні 60 років, відколи розпочалося активне наукове теоретичне й експериментальне дослідження процесу випікання хлібобулочних та інших борошняних виробів, напрацьований значний обсяг даних щодо перенесення теплоти і вологи всередині виробів, що випікаються. Так, досліджені теплофізичні характеристики і властивості тіста-хліба, кінетика його прогрівання, механізм формування необхідних якісних показників, притаманних тому чи іншому асортименту виробів тощо. Отримані дані дають змогу моделювати процес випікання різного асортименту виробів. Процеси, що відбуваються в тісті-хлібі, описано у [1; 2]. Серед праць в англomовному сегменті наукової літератури варто відзначити [3; 4; 5].

Ще одним процесом, який наразі також достатньо вивчений, є тепломасообмін між тістом-хлібом і середовищем пекарної камери печі. У ході численних досліджень отриманий масив даних щодо впливу та оптимальних значень температури, вологості, відносної швидкості середовища пекарної камери й теплового потоку, що сприймається відкритою та контактною поверхнями виробів упродовж процесу випікання [1; 6; 7] при різних режимах теплообміну (радіаційний, конвективний, мікрохвильовий та їх комбінації).

Ще одним елементарним процесом є передача теплоти від нагрівної системи печі до пекарної камери згідно з бажаними значеннями теплового потоку у відповідні моменти процесу випікання. Тобто йдеться про обігрів пекарної камери з відтворенням теплового режиму випікання заданого асортименту виробів відповідно до оптимальних значень параметрів, про які йшлося вище. Ступінь відтворення визначається конструкцією нагрівної системи печі та її налаштуванням.

Залежно від способу обігріву пекарної камери хлібопекарські печі поділяють на електричні, термооливні та каналні на рідкому, твердому паливі, газові (з прямим і непрямим спалюванням). Серед парку промислових печей в економічно розвинених країнах найбільш поширеними є газові тунельні печі з циклотермічною нагрівною системою, що складається з кількох зон обігріву, в яких теплота димових газів передається через стінки каналів до

пекарної камери. Спроби дослідити закономірності роботи та розробити методики інженерного розрахунку нагрівної системи такого типу здійснювалися переважно українськими і російськими вченими [2; 8; 9; 10], в англomовному сегменті аналогічні публікації практично відсутні.

**Метою статті** є дослідження впливу особливостей конструкції нагрівної системи та її налаштування на технічні й економічні показники роботи циклотермічної тунельної печі з трьома тепловими зонами.

**Матеріали і методи дослідження.** Об'єктом дослідження є канална хлібопекарська піч марки ПХК-25, що опалюється природним газом, аналогічним газу Дашавського родовища. Асортимент — булка кругла з пшеничного борошна першого гатунку масою 1,0 кг. Такі вихідні дані вибрані для можливості порівнювання результатів моделювання з існуючим прикладом повного інженерного розрахунку печі, наведеним у [10]. Як вихідні дані щодо кількості теплоти, підведеної до пекарної камери з боку верхніх і нижніх каналів у межах кожної з трьох зон обігріву та, відповідно, температури робочих стінок каналів використані розрахунки теплообміну в пекарній камері, наведені в [10].

*Таблиця. Вихідні дані для моделювання*

Зона обігріву	Канал				
	Положення відносно пекарної камери	Площа, м <sup>2</sup>	Довжина, м	Температура робочої стінки, °С	Передана теплова потужність, кВт
Перша	верхній	6,88	3,2	330	33,5
	нижній	9,353	4,35	325	45,6
Друга	верхній	8,17	3,8	270	19,8
	нижній	8,17	3,8	260	18,6
Третя	верхній	8,17	3,8	250	15,1
	нижній	8,17	3,8	240	14,0

Дослідження впливу різних параметрів на показники роботи печі виконувалися шляхом комп'ютерного моделювання відповідно до математичної моделі та алгоритму інженерного розрахунку нагрівної системи [11]. При моделюванні дискретно змінювали вихідні дані — температуру димових газів у камері змішування печі в межах 450—650 °С з кроком 50 °С та коефіцієнт надлишку повітря у викидних газах  $\alpha_{off}$  у межах 2,1—3,3 з кроком 0,4. Коефіцієнт надлишку повітря в топці приймали незмінним  $\alpha_t = 1,2$ . Таким чином усього було змодельовано 20 різних теплових станів печі.

При одноразовому розрахунку печі значення коефіцієнта надлишку повітря у визначених точках газового тракту можуть бути прийняті сталими, наприклад, як у [10]. Однак при моделюванні множини теплових станів необхідно враховувати, що цей коефіцієнт є функцією коефіцієнта рециркуляції. Коефіцієнт надлишку повітря в камері змішування  $\alpha_{mix}$  розраховується за формулою:

$$\alpha_{mix} = \frac{\alpha_t + r\alpha_{off}}{1 + r},$$

де  $r$  — коефіцієнт рециркуляції.

За відсутності об'єктивних даних щодо закономірностей зміни коефіцієнта надлишку повітря на вході  $\alpha_{in}$  і на виході з каналів  $\alpha_{out}$  розрахунок його значень виконували, виходячи з припущення, що  $\alpha_{in} = \alpha_{mix} + \Delta\alpha$ ,  $\alpha_{out} = \alpha_{off} - \Delta\alpha$ , де  $\Delta\alpha = (\alpha_{off} - \alpha_{mix}) / 7$ . При підстановці вихідних даних, наведених у [10] ( $\alpha_{mix} = 2,15$ ;  $\alpha_{mix} = 2,5$ ), застосування такого припущення дає змогу отримати в підсумку ті самі значення коефіцієнта надлишку повітря на вході і виході каналів ( $\alpha_{in} = 2,2$ ;  $\alpha_{out} = 2,45$ ), що фігурують у згаданому прикладі розрахунку.

В усіх випадках при моделюванні алгоритм обчислень залишався незмінним, а саме: первинний розрахунок, при якому значення коефіцієнта рециркуляції поки що невідоме, виконували, керуючись припущенням, що середня витрата газів у каналі визначається за умови, що зовнішня інфільтрація повітря в каналі відсутня. Наступні обчислення виконували вже з урахуванням отриманого проміжного значення коефіцієнта рециркуляції та відповідно розрахованої інфільтрації повітря шляхом підстановки значень параметрів, обчислених на попередній ( $n-1$ ) ітерації, як вихідні дані для поточної ( $n$ ) ітерації. Ітераційний процес припиняли при досягненні точності обчислень значень коефіцієнта рециркуляції у двох послідовних ітераціях  $|r_n - r_{n-1}| < 0,005$ .

У всіх представлених нижче залежностях, у яких фігурує витрата димових газів, об'єм газів приведений до нормальних умов.

**Результати обговорення.** Одним із головних економічних показників роботи печі є питома витрата палива на виробництво одиниці продукції, м<sup>3</sup>/кг, або за одиницю часу, м<sup>3</sup>/год. Витрата палива залежить від багатьох чинників, зокрема від вмісту повітря в димових газах та їх температури перед входом у нагрівну систему (у камері змішування топкового пристрою). Той факт, що збільшення коефіцієнта надлишку повітря у викидних газах призводить до збільшення витрати палива, є загальновідомим. Однак вплив температури газів перед теплообмінними пристроями досліджений недостатньо, дані щодо цього чинника для печей з кількома тепловими зонами наразі відсутні. На рис. 1 наведена залежність витрати палива від температури газів у камері змішування при різних значеннях коефіцієнта надлишку повітря у викидних газах.

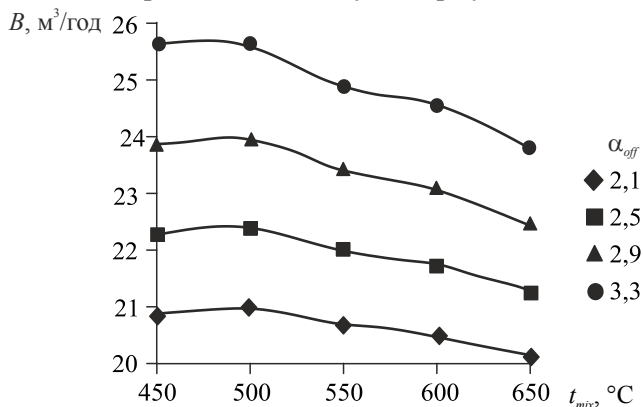
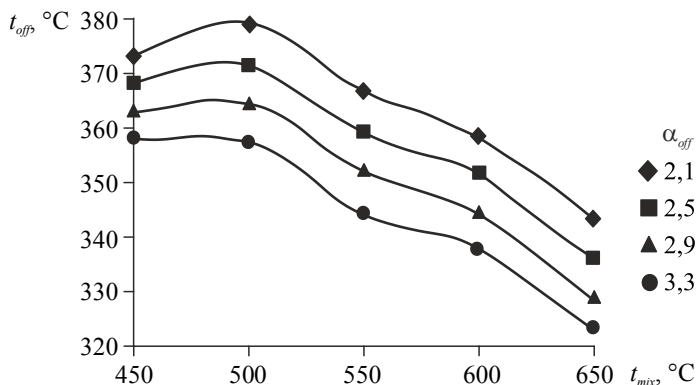


Рис. 1. Залежність витрати палива від температури газів у камері змішування при різних значеннях  $\alpha_{off}$

Характер кривих в основному підтверджує закономірність, виявлену нами раніше при моделюванні одиничного каналу щодо наявності максимуму витрати палива при температурі близькій до 500 °С і такої, що явно простежується, тенденції до зниження витрати палива при збільшенні температури суміші. Особливо ця тенденція відчутна при збільшенні значень коефіцієнта надлишку повітря у викидних газах. При  $\alpha_{off} = 3,3$  збільшення витрати палива при зниженні температури від 650 °С до 500 °С становить 7,6 %, при  $\alpha_{off} = 2,1$  — лише 4,3%.

У першому наближенні витрату палива зазвичай пов'язують із температурою викидів (чим вища температура — тим більша витрата палива). Як видно з рис. 2, такий підхід загалом є виправданим: графіки залежності витрати палива від температури суміші й температури викидів від температури суміші зовні схожі.



**Рис. 2. Залежність температури викидних газів від температури суміші**

Однак принциповою відмінністю графіків на рис. 1 і 2 є різна залежність відповідних функцій від коефіцієнта надлишку повітря у викидних газах. За однакової температури суміші більша витрата палива відповідає більшому значенню  $\alpha_{off}$ , а більша температура викидів — меншому надлишку повітря в них. Таким чином, аналізувати економічність різних теплових режимів печей за параметром температури викидів можливо лише за умови одночасного врахування значення коефіцієнта надлишку повітря.

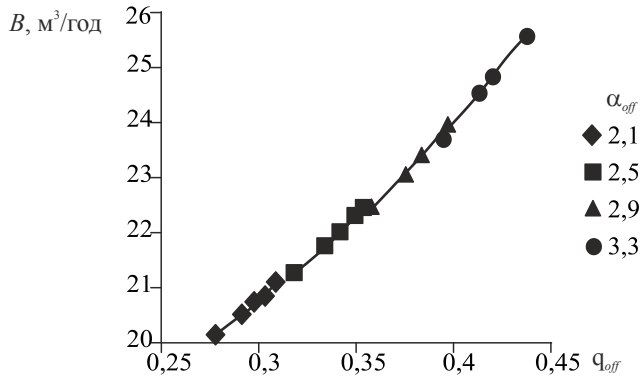
При проведенні порівняльного аналізу енергетичної ефективності печей більш зручним показником, ніж абсолютна витрата палива, є відносна втрата теплоти з викидними газами. Цей показник характеризує відношення кількості теплоти, що виноситься з печі з димовими газами, до загальної кількості теплоти підведеної до печі:

$$q_{off} = \frac{I_{off}^0}{LHV + I_{\alpha_{off}}^0}, \quad (1)$$

де  $LHV$  — нижня теплота згорання палива, кДж/м<sup>3</sup>;  $I_{off}^0$  — ентальпія викидних газів, на одиницю палива, кДж/м<sup>3</sup>;  $I_{\alpha_{off}}^0$  — ентальпія підсмоктаного повітря при коефіцієнті надлишку повітря  $\alpha_{off}$ , на одиницю палива, кДж/м<sup>3</sup>.

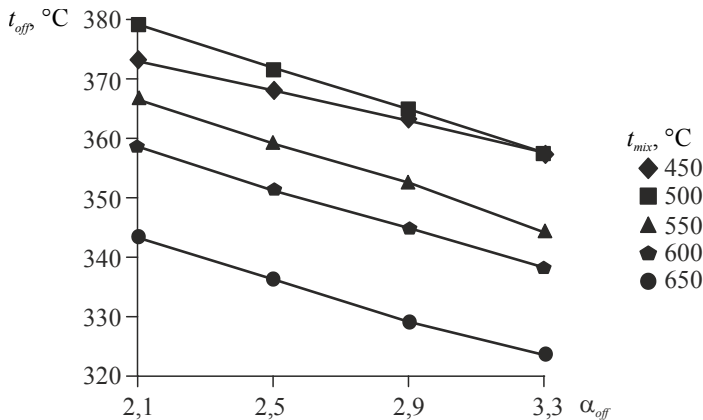
Залежність між витратою палива і відносною втратою теплоти з викидами близька до лінійної (рис. 3), тому ті чи інші параметри, які впливають на витрату палива, практично в такій же мірі впливають (з протилежним знаком) на відносні втрати теплоти з викидами. Характерно, що всі точки, належні до функції  $B = B(q_{off}, \alpha_{off})$ , витягуються в ланцюжок і апроксимуються однією лінією, що дає змогу абстрагуватися від впливу вмісту повітря в димових газах.

Незначне відхилення функції від лінійності проявляється в тому, що її графік із збільшенням відносних втрат теплоти відхиляється ближче до осі ординат, тобто співвідношення  $B/q_{off}$  при збільшенні  $\alpha_{off}$  також дещо збільшується.



**Рис. 3.** Залежність між витратою палива і відносними втратами теплоти з викидами

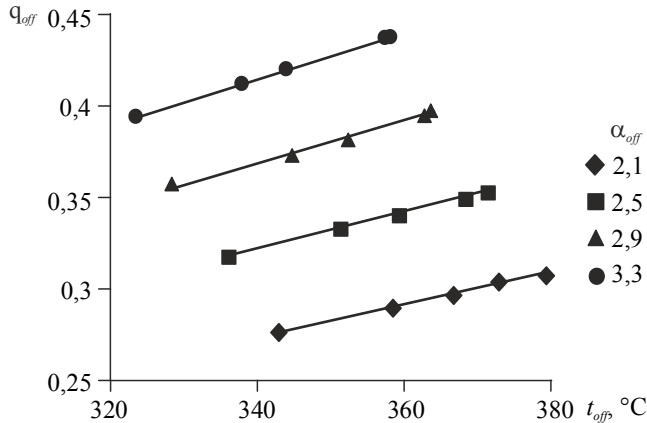
Це відбувається за рахунок зменшення величини  $q_{off}$  внаслідок того, що із зростанням  $\alpha_{off}$  за однакових інших умов зменшується температура викидних газів (рис. 4), а отже, зменшується і їх ентальпія, що стоїть у чисельнику формули (1). Про положення графіка на рис. 4, що відповідає температурі суміші 450 °С, йтиметься нижче.



**Рис. 4.** Залежність між температурою викидних газів і коефіцієнтом надлишку повітря в них

Так само, як і витрата палива, відносні втрати відчутно залежать від коефіцієнта надлишку повітря в димових газах. Відповідно до рис. 5, ці

залежності є строго лінійними і мають вигляд майже паралельних прямих. Відносні втрати зростають при збільшенні  $\alpha_{off}$  і температури викидних газів. Отримані нами лінійні залежності загалом збігаються з результатами, наведеними в [12], хоча спостерігаються деякі розбіжності в значеннях величин.

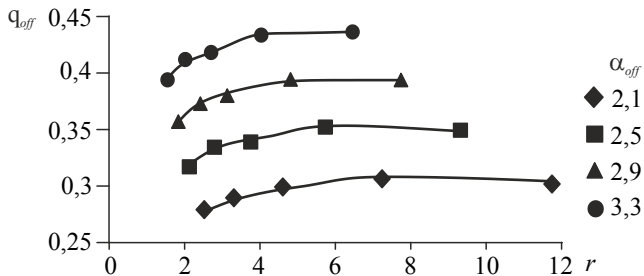


**Рис. 5.** Залежність відносних втрат теплоти з викидними газами від їх температури

Однією з важливих характеристик роботи циклотермічної нагрівної системи, яка водночас є аргументом системи рівнянь математичної моделі, є коефіцієнт рециркуляції, що входить до числа величин, які фіксуються в актах випробувань при пусконаладжувальних роботах на печах. Коефіцієнт рециркуляції визначається як співвідношення кількості викидних газів до загальної кількості димових газів у точці розділення потоків (практично — у вентиляторі рециркуляції), де відбувається їх максимальна витрата:

$$r = \frac{V_{off}}{V_{max}} \quad (2)$$

На рис. 6 наведена залежність відносних втрат теплоти від коефіцієнта рециркуляції при різних значеннях  $\alpha_{off}$ .



**Рис. 6.** Залежність відносних втрат теплоти від коефіцієнта рециркуляції

Характер графіків, що відповідають різним значенням  $\alpha_{off}$ , є однаковим: зростання з поступовим уповільненням до певної межі, після досягненні якої відносні втрати теплоти з викидними газами дещо зменшуються. Зростання

коефіцієнта рециркуляції, у свою чергу, означає збільшення секундного об'єму димових газів, що рухаються через нагрівну систему, при одночасному зниженні їх температури. При зниженні температури суміші до 450 °С відбувається незначне зменшення втрат теплоти з викидними газами. Ця особливість помітна також на рис. 4, де простежується відхилення графіка, що відповідає температурі в камері змішування 450 °С, від загальної картини, накресленої іншими графіками.

До важливих показників, що характеризують роботу печі в цілому, можна віднести максимальну об'ємну витрату димових газів. Знання меж варіації цього показника дає змогу коректно розрахувати характеристики і зробити вибір вентилятора рециркуляції. Зв'язок між коефіцієнтом рециркуляції та витратою газів через вентилятор рециркуляції відображено на рис. 7.

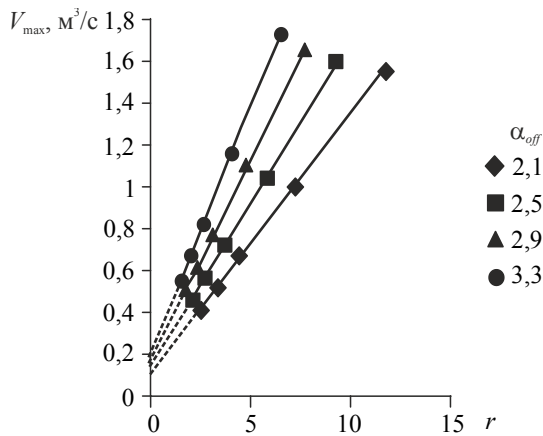


Рис. 7. Залежність максимального значення об'ємної витрати газів від коефіцієнта рециркуляції

Графіки функції  $V_{max} = V(r)$  апроксимуються прямими відрізками ліній тренду, які беруть початок на осі ординат. При  $r = 0$  максимальна витрата газів така ж, як і за відсутності рециркуляції (повне видалення димових газів) при відповідному значенні  $\alpha_{off}$ .

При експлуатації печей важливе значення має підтримання температури газів у певних межах перед надходженням їх до розподільних газоходів нагрівної системи печі. Висока температура газів (понад 540 °С для конструкційних чорних сталей) призводить до швидкого прогорання частин газорозподільної системи. Температуру робочої суміші регулюють, корегуючи співвідношення топкових і рециркуляційних газів. Існує всього два канали регулювання: зміною витрати палива або зміною коефіцієнта рециркуляції. Більш вигідним є другий шлях, оскільки витрата палива має відповідати тепловому балансу печі. Відхилення від визначеного балансом значення призведе або до погіршення якості виробів (недопечення), або до перевитрати палива. На рис. 8 представлена залежність температури газів у камері змішування від коефіцієнта рециркуляції при різних значеннях коефіцієнта надлишку повітря у викидах. Ця залежність має принципово нелінійний характер.



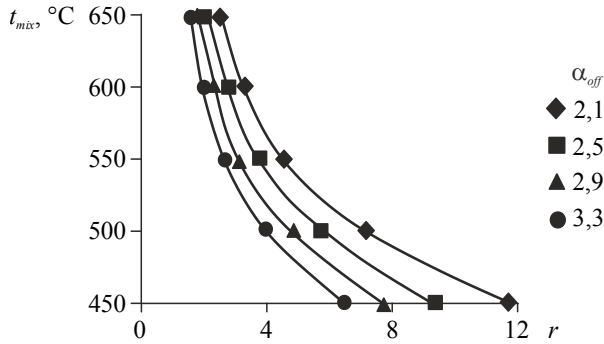


Рис. 8. Залежність температури газів у камері змішування від коефіцієнта рециркуляції

Найбільш важливими параметрами теплопередачі при радіаційно-конвективному теплообміні, що відбувається в каналах печі, є витрата газів та їх температура. У свою чергу, існує також залежність між цими параметрами на рівні системи обігріву в цілому. На рис. 9 представлена залежність витрати газів через вентилятор рециркуляції від температури в камері змішування при різних значеннях коефіцієнта надлишку повітря у викидних газах. Відносно збільшення витрати газів через вентилятор рециркуляції при зміні вмісту повітря в них більш помітне при високій температурі у камері змішування. Так, при зміні  $\alpha_{off}$  від 2,1 до 3,3 при 650 °C об'ємна витрата зростає на 32,3%, тоді як при 450 °C — лише на 11,4%. Найбільше на витрату газів через вентилятор впливає температура у камері змішування: при зниженні температури від 650 °C до 450 °C об'ємна витрата зростає у 3,2...3,8 раза за законом, близьким до ступеневого.

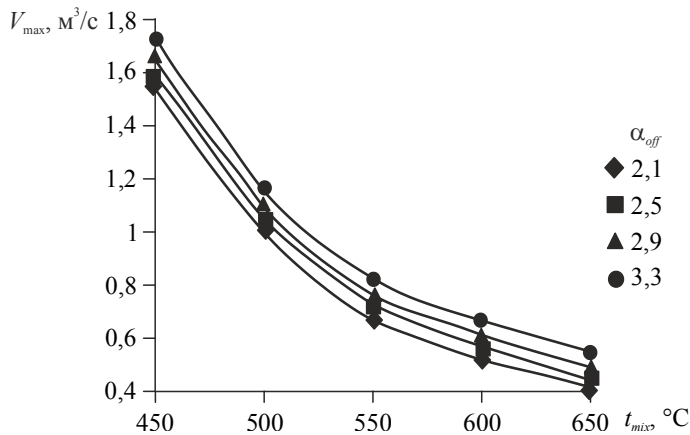


Рис. 9. Залежність витрати газів у вентиляторі рециркуляції від їх температури в камері змішування

На даний час на підприємствах значного поширення набули утилізатори скидної теплоти, застосування яких дає змогу суттєво підвищити коефіцієнт використання теплової енергії. Для розрахунку цих пристроїв необхідно

знати середні і крайні значення таких параметрів теплоносія, як його температура і об'ємна витрата. На рис. 10 представлена залежність температури викидних газів від їх витрати. Графіки свідчать, по-перше, про наявність строгої кореляції між цими параметрами, по-друге, що навіть незначне збільшення кількості викидів призводить до різкого збільшення їх температури.

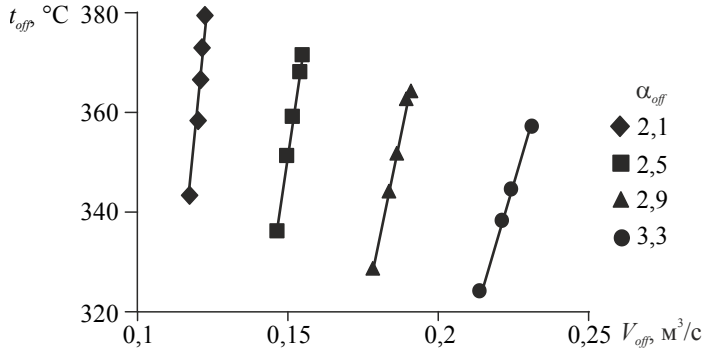


Рис. 10. Залежність між температурою викидних газів та їх витратою

Це пояснюється тим, що витрата викидних газів дорівнює сумі витрат топкових газів і підсмоктаного повітря в систему нагріву. Якщо кількість підсмоктаного повітря незмінна ( $\alpha_{off} = \text{const}$ , як на рисунку), приріст об'єму викидів забезпечується лише за рахунок збільшення витрати високотемпературних топкових газів, що за умови незмінності всіх інших витрат і втрат теплоти в печі позначається різким зростанням температури викидних газів.

### Висновки

Отримані результати моделювання теплових станів хлібопекарської печі з трьома тепловими зонами при реалізації заданого режиму випікання дають змогу оцінити показники роботи каналної нагрівної системи при варіюванні деяких параметрів, які пов'язані з її фізичним станом (зокрема, газопроникністю), та/або з налаштуванням органів керування, якими регулюються такі параметри теплового стану, як температура в камері змішування, коефіцієнт рециркуляції, витрата палива тощо. Характерно, що значна частина отриманих залежностей мають лінійний характер. Ці результати можуть бути використані при проектуванні нових та експлуатації діючих печей, зокрема, при їх автоматизації.

### Література

1. Лисовенко А.Т. Процесс выпечки и тепловые режимы в современных хлебопекарных печах / А.Т. Лисовенко. — Москва : Пищевая пром-сть, 1976. — 215 с.
2. Брязун В.А. Теплотехнические аспекты эффективной выпечки пшеничных хлебобулочных изделий / В.А. Брязун, В.И. Маклюков, М.Ф. Аднодворцев, А.А. Бочарников. — Москва : Пищепромиздат, 2004. — 272 с.
3. Zaroni B., Pierucci S. and Pen C. 1994. Study of the bread baking process-II. Mathematical modeling // Journal of Food Engineering. — 23. — P. 321—336.
4. Kambourova V., Zheleva I. Identification of heat and mass transfer processes in bread during baking // Thermal science. — 2005. — Vol. 9, # 2. — P. 73—86.

5. Mistry H., Ganapathi-Subbu Dey, S., Bishnoi P. & Castillo J.L. 2006. Modeling of Transient Natural Convection Heat Transfer in Electric Ovens. Applied Thermal Engineering. 26(17—18). — P. 2448—2456.
6. Altamirano-Fortoul R., Le-Bail A., Chevallier S. & Rosell C.M. 2012. Effect of the Amount of Steam During Baking on Bread Crust Features and Water Diffusion. Journal of Food Engineering. 108(1). — P. 128—134.
7. Williamson M. E. & Wilson D. I. 2009. Development of an Improved Heating System for Industrial Tunnel Baking Ovens. Journal of Food Engineering. 91(1). — P. 64—71.
8. Володарський А.В. Влияние переменных параметров работы хлебопекарных печей на их характеристики / А.В. Володарський, В.М. Хряпа, М.Н. Сигал, В.А. Жураховский // Хлебопекарная и кондитерская промышленность. — 1987. — № 7. — С. 39—43.
9. Брязун В.А. Повышение эффективности выпечки в современных хлебопекарных печах : автореф. дис. докт. техн. наук. — Москва : МГАПП, 1994. — 46 с.
10. Михелев А.А. Практикум по курсу «Промышленные печи хлебопекарного и кондитерского производства» : [учебное пособие для студентов вузов] / А.А. Михелев, А.В. Володарский. — Москва : Пищевая промышленность, 1974. — 288 с.
11. Дудко С.Д. Математична модель і алгоритм машинного розрахунку коефіцієнта рециркуляції та витрати палива в тунельній хлібопекарській печі / С. Д. Дудко // Харчова промисловість : науковий журнал. — Київ : НУХТ, 2015. — № 17. — С. 137—143.
12. Брязун В.А. Энергосберегающие тоннельные печи АЗ-ХП1 / В.А.Брязун // Хлебопечение России. — 2006. — № 4. — С. 16—17.

## **НЕКОТОРЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ МОДЕЛИРОВАНИЯ РАБОТЫ СИСТЕМЫ ОБОГРЕВА ТУННЕЛЬНОЙ ХЛЕБОПЕКАРНОЙ ПЕЧИ**

**С.Д. Дудко**

*Национальный университет пищевых технологий*

*В статье представлены результаты математического моделирования работы хлебопекарной печи в стационарном режиме при выпечке булки круглой из муки пшеничной первого сорта (1,0 кг). Печь туннельного типа с циклотермической системой обогрева имеет площадь пода 25 м<sup>2</sup>, три тепловые зоны, плоские каналы сверху и снизу пекарной камеры. Исследовано влияние коэффициента избытка воздуха в уходящих газах как параметра, характеризующего газопроницаемость системы нагрева, изменение некоторых функций состояния печи (расход топлива, температура и расход уходящих газов, относительная потеря теплоты с уходящими газами) при изменении параметров, являющихся предметом регулирования при настройке теплового режима выпечки (коэффициент рециркуляции, температура газов в камере смешения топочных и рециркуляционных газов). Получены численные значения величин, дающие возможность оценить влияние названных параметров на результаты работы печи на стадии ее проектирования либо при наладочных работах на существующих печах.*

**Ключевые слова:** *хлебопекарная печь, расход топлива, потери теплоты, коэффициент избытка воздуха, коэффициент рециркуляции, режим выпечки.*