

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ, МОЛОДІ ТА СПОРТУ УКРАЇНИ

ДОНЕЦЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ ЕКОНОМІКИ І ТОРГІВЛІ
ІМЕНІ МИХАЙЛА ТУГАН-БАРАНОВСЬКОГО

КАФЕДРА ОБЛАДНАННЯ ХАРЧОВИХ ВИРОБНИЦТВ

**НАУКОВО-ТЕХНІЧНА ТВОРЧІСТЬ СТУДЕНТІВ
З ПРОЦЕСІВ І ОБЛАДНАННЯ ХАРЧОВИХ
ВИРОБНИЦТВ**

ЗБІРНИК ТЕЗ ДОПОВІДЕЙ

ЗА ПІДСУМКАМИ IV МІЖНАРОДНОЇ НАУКОВО-
ПРАКТИЧНОЇ КОНФЕРЕНЦІЇ

25-26 ЖОВТНЯ 2012 р.

ВИПУСК 4

ДонНУЕТ

ДОНЕЦЬК

2012

О.В. Ковальов, Ю.Ю. Доламакін, Р.В. Логвінський

Національний університет харчових технологій

В.М. Федорів

Кам'янець-Подільський коледж харчової промисловості

ДОСЛІДЖЕННЯ РЕЖИМІВ РОБОТИ ХЛІБОПЕКАРСЬКИХ ПЕЧЕЙ

Хлібопекарська піч може працювати з різною продуктивністю G , при цьому величина питомої витрати палива $b = f(G)$ буде змінюватися. Рациональна робота печі досягається тоді коли питомі витрати палива досягають мінімального значення. У промислових печах однією з основних величин, найбільш чутливою до зміни продуктивності, є температура відпрацьованих газів $t_{від}$, які ідуть із печі у навколишнє середовище. Це у свою чергу пов'язано з значною втратою теплоти з відпрацьованими газами q_z . Тому задача визначення раціональної продуктивності печі зводиться головним чином до встановлення точної або наближеної залежності величини температури відпрацьованих газів від продуктивності.

Нами проведені досліджування роботи печей з рециркуляцією продуктів згорання. У цих печах підвищення продуктивності призводить до збільшення температури відпрацьованих газів, зниження – до зменшення температури відпрацьованих газів.

Мета наших досліджень – установлення залежності температури відпрацьованих газів від продуктивності печі і визначення найбільш раціональної продуктивності для печей даного типу.

З метою визначення вхідних шуканих величин і функції відпрацьованих газів від продуктивності для хлібопекарських печей з рециркуляцією продуктів згорання проведені дослідження, при перемінних режимах, на печі К-ПХМ-25. Дослідження проводили при випічці хліба "Дарницького" подового масою 0,8 кг у всьому практично доцільному для цієї печі діапазоні змін продуктивності $G = 0,069...0,079$ кг/с, у відсотках $G = 100...115$ %, якщо за 100 % прийняте навантаження $G = 0,69$ кг/год в топці спалюватиме пічне побутове (ТП) ТУ 38.101656-67.

Основні параметри, ще характеризують роботу печі практично були постійними в дослідженому діапазоні навантажень печі.

В таблиці 1 показано отримані при експериментах зміни температури відпрацьованих газів t_{yx} у залежності від продуктивності, і відповідна зміна, втрати теплоти з відпрацьованими газами q_z .

З таблиці 1 видно, що залежності температури відпрацьованих газів і втрати теплоти з відпрацьованими газами від продуктивності виявилися лінійними та апроксимується розрахунковою залежністю: $t_{\text{від}} = 219 + 1486G$, °C

Таблиця 1

№ п/п	Продуктивність, кг/с	Температура відпрацьованих газів, °C	Втрати теплоти з відпрацьованими газами, %
1	0,069	302	7,6
2	0,072	318	7,9
3	0,076	322	8,2
4	0,079	340	8,5

Лінійну залежність температури відпрацьованих газів від продуктивності печі можна пояснити, проаналізувавши характер зміни основних експериментальних і розрахункових параметрів роботи (див. табл. 2). Параметри в таблиці приведені для наочності тільки для чотирьох характерних режимів, що лежать на границях і в середині досліджуваного діапазону продуктивності.

Таблиця 2

Параметри	Режими обігріву			
	1	2	3	4
Навантаження G , % (кг/с)	100 (0,069)	105 (0,072)	110 (0,076)	115 (0,076)
Витрата палива B , м ³ /год	40,2	44,0	47,5	48,0
Температура робочих газів t_p , °C	530	552	580	595
Об'єм рециркулюючих газів V_{pc} м ³ /м ³	94	89	81	78
Коефіцієнт витрати повітря в робочих газах α_p	2,9	2,86	2,82	2,8
Коефіцієнт рециркуляції r	2,74	2,59	2,36	2,28
Тепловіддача продуктів згорання ΔI , МДж/м ³	20,4	19,7	19,2	18,7

На підставі даних таблиці були розраховані складові теплового балансу печі. Втрати теплоти на нагрівання вентиляційного повітря розраховували при середній продуктивності 107,5 %.

Розрахунок питомої теплоти

на випікання, q_1	438
на перегрів пари, q_2	104
на нагрівання вентиляційного повітря, q_3	259
на нагрівання транспортних пристроїв, q_4	80
втрати теплоти в навколишнє середовище, q_5	42

Сумарна тепловіддача $\Sigma Q = 156,7$ кВт.

Обрахунок втрати палива на холостий хід печі, що $V_\tau = 9,13$ м³/ч.

Коефіцієнт холостого ходу печі складає 0,253 при витраті палива 44,0 м³/т.

Висновки. Як видно із таблиці 2 для даної печі, також і в інших хлібопекарських печах аналогічної конструкції, об'єм рециркулюючих газів з ростом навантаження зменшується. Це відбувається внаслідок того, що вентилятор рециркуляції не може змінювати свої характеристики при зміні продуктивності печі. При цьому зміна теплового потоку у робочу камеру визначається зміною температурного напору від гріючих газів. Це приводить до зміни температури гріючих газів разом і індуктивністю печі, що впливає, внаслідок росту температури відпрацьованих газів на економічність печі. Для зменшення цього впливу необхідно разом з зміною продуктивності (витрат теплоти) змінювати об'єм рециркулюючих газів, зберігаючи кратність рециркуляції.