

УДК 696.002.3

DOI: 10.15587/2312-8372.2019.189169

МОДЕЛЮВАННЯ ТЕПЛООБМІНУ В ЕНЕРГЕТИЧНИХ ЗОНАХ ОБЕРТОВОЇ ПЕЧІ ПРИ ЗМІНІ ТЕПЛОВОГО ОПОРУ КОРПУСУ

Щербина В. Ю., Швачко Д. Г., Борщик С. О.

МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕПЛООБМЕНА В ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ ЗОНАХ ВРАЩАЮЩЕЙСЯ ПЕЧИ ПРИ ИЗМЕНЕНИИ ТЕПЛОВОГО СОПРОТИВЛЕНИЯ КОРПУСА

Щербина В. Ю., Швачко Д. Г., Борщик С. А.

HEAT EXCHANGE SIMULATION IN ENERGY ZONES OF A ROTARY KILN WITH CHANGE OF HEAT RESISTANCE OF THE BODY

Shcherbina V., Shvachko D., Borshchik S.

Об'єктом дослідження є високотемпературні теплові агрегати – обертіві печі. Обертіві печі використовуються в різних галузях промисловості. Вказане обладнання володіє великими енерговитратами, що обумовлено умовами функціонування пічних агрегатів по дотриманню ряду технологічних вимог до теплового режиму. При цьому проблема високої енергоємності посилюється низьким рівнем корисного використання енергетичних ресурсів. Одними з найбільш проблемних місць є теплотехнічні та експлуатаційні характеристики обертівих печей, а також використання футерування зі збільшеним тепловим опором.

В ході дослідження використовувалися фізико-математичні моделі. У роботі запропоновано розраховувати обертіву піч для виробництва цементу розміром 5·185 м та продуктивністю 75 т/год. Отримано математичну модель для комп'ютерного моделювання технологічних процесів в обертівих цементних печах. Розглянуті можливості зменшення витрат палива шляхом підвищення теплового опору футерівки обертіві печі. Визначені найбільш енергоємні зони та проаналізовано вплив на теплову ефективність використання додаткової теплоізоляції в різних енергетичних зонах в обертівій печі. Наведені розрахунки та результати числового експерименту. Визначені найбільш раціональні зони для використання футерівки з додатковою теплоізоляцією. Встановлено, що при комплексному застосуванні запропонованого методу витрати палива в тепловому агрегаті можливо зменшити на 9%. А збільшення термоопору футерівки, встановленої в зонах високих температур, дозволить підвищити енергоефективність теплового агрегату. Суттєвою перевагою вказаного методу є той фактор, що збільшення продуктивності печі не вимагає додаткових витрат палива, підвищення температури або збільшення ентальпії продуктів горіння.

В подальшому планується дослідження механізму встановлення теплоізоляційного шару в вогнетриві футерівки, визначення їх оптимальної

теплової ефективності та напружено-деформованого стану для виключення можливостей руйнування. А також визначення оптимальної конструктивної форми вогнетриву та комірки з теплоізоляцією.

Ключові слова: обертова піч, тепловий опір футерівки, додаткова теплоізоляція, гази, що відходять, тепла енергія.

Объектом исследования являются высокотемпературные тепловые агрегаты – вращающиеся печи. Вращающиеся печи используются в различных отраслях промышленности. Указанное оборудование обладает большими энергозатратами, что обусловлено условиями функционирования печных агрегатов по соблюдению ряда технологических требований к тепловому режиму. При этом проблема высокой энергоемкости усиливается низким уровнем полезного использования энергетических ресурсов. Одним из самых проблемных мест являются теплотехнические и эксплуатационные характеристики вращающихся печей, а также использование футеровки с увеличенным тепловым сопротивлением.

В ходе исследования использовались физико-математические модели. В работе предложено рассчитать вращающуюся печь для производства цемента размером 5x185 м, производительность 75 т/час. Получена математическая модель для компьютерного моделирования технологических процессов во вращающихся цементных печах. Рассмотрены возможности уменьшения расхода топлива путем повышения теплового сопротивления футеровки вращающейся печи. Определены самые энергоемкие зоны и проанализировано влияние на тепловую эффективность использование дополнительной теплоизоляции в различных энергетических зонах во вращающейся печи. Приведены расчеты и результаты численного эксперимента. Определены самые рациональные зоны для использования футеровки с дополнительной теплоизоляцией. Установлено, что при комплексном применении предложенного метода расход топлива в тепловом агрегате возможно уменьшить на 9%. А увеличение термосопротивления футеровки, установленной в зонах высоких температур, позволяет повысить энергоэффективность теплового агрегата. Существенным преимуществом указанного метода является тот фактор, что увеличение производительности печи не требует дополнительных затрат топлива, повышения температуры или увеличения энтальпии продуктов горения.

В дальнейшем планируется исследование механизма установления теплоизоляционного слоя в огнеупоры футеровки, определение их оптимальной тепловой эффективности и напряженно-деформированного состояния для исключения возможностей разрушения. А также определение оптимальной конструктивной формы огнеупора и ячейки с теплоизоляцией.

Ключевые слова: вращающаяся печь, тепловое сопротивление футеровки, дополнительная теплоизоляция, отходящие газы, тепловая энергия.

1. Вступ

Велика кількість виробництв хімічної, харчової, металургійної, гірничорудної, біологічної й інших галузей промисловості пов'язані з переробкою дрібнодисперсних сипких матеріалів. Вказані матеріали мають ряд специфічних властивостей – злежуваність, низьку газопроникливість, пильність та інші, які ускладнюють протікання хімічних реакцій і процесів тепло- і масообміну. Тому при виборі обладнання для їх оброблення, після аналізу функціональних, економічних, екологічних, ергономічних та інших критеріїв, перевага найчастіше віддають машинам барабанного типу, таким як обертові печі, сушарки, гранулятори, охолоджуючі барабани, кристалізатори. Загалом, в обертових печах виробляється 32 види номенклатурних виробів. Однак найбільш широке поширення вони отримали в промисловості будівельних матеріалів, де є основними установками для виробництва клінкеру, керамзиту, вапна, перліту та інших матеріалів [1–3].

Незважаючи на широкий спектр використання обертових печей в різних галузях промисловості вказане обладнання має значні енерговитрати, що зумовлено умовами функціонування пічних агрегатів по дотриманню ряду технологічних вимог до теплового режиму. При цьому проблема високої енергоємності посилюється низьким рівнем корисного використання енергетичних ресурсів. Наприклад, тепловий ККД великого числа обертових печей для виробництва деяких будівельних матеріалів, не перевищує 55–60 % [1–3]. Велика продуктивність, потужність, розміри та високі температури ускладнюють безпосереднє дослідження процесів в теплових агрегатах та пов'язаних з ними елементах конструкцій машин на реальних установках. Тому особливу важливість набувають модельні та чисельно-експериментальні дослідження [4–6]. Дана робота присвячена вирішенню важливої проблеми, орієнтованої на розвиток методів математичного моделювання при комплексному дослідженні енергоємних високотемпературних теплових агрегатів, де особливої актуальності набувають питання, спрямовані на підвищення ефективності та зменшення енерговитрат.

Енергоефективність обертових печей в значній мірі залежить від раціонального використання палива [1, 7, 8]. Його величина визначається головним чином тепловою енергією від згорання і тією кількістю, яка не використовується в робочому просторі агрегату. Зазначені параметри характеризуються теплоємністю, температурою відхідних газів і тепловими втратами через корпус-футерівку в навколишнє середовище [9, 10].

Існує декілька способів, спрямованих на підвищення ефективності використання обертових печей:

- збільшення повноти згорання палива за рахунок більш раціональних режимів і вибір оптимального положення і напрямку пальників [1, 7];

- зменшення тепловтрат із газами, що відходять, за рахунок поліпшення теплообміну між пічними газами й оброблюваним матеріалом за допомогою встановлення різноманітних теплообмінників [11];

- зменшення витрат тепла через корпус печі за рахунок збільшення теплового опору футерівки [12–14].

Одним з перспективних напрямків на шляху до інтенсифікації роботи печі є

зменшення втрат тепла в навколишнє середовище через корпус, за рахунок встановлення додаткової теплоізоляції в футерівку і відповідно збільшення теплового опору корпусу. Так, наприклад, в цементних печах ці втрати сягають 20–35 % від загальної теплоти згоряння палива. При цьому необхідно враховувати, що зовнішня теплоізоляція корпусу не є ефективною, так як підвищення температури металевого корпусу істотно зменшує його несучу здатність.

Однак невирішеним залишається питання, наскільки ефективним буде встановлення додаткової теплоізоляції по довжині печі, тобто наскільки ефективним буде її використання в різних енергетичних зонах. Максимальні теплові втрати по корпусу знаходяться на ділянці високотемпературних зон. У цих місцях для цементних печей вони сягають 40 % від загальних витрат через корпус. При цьому температура зовнішньої поверхні печі становить 300–400 °С, а в деяких випадках досягає навіть 550 °С. Таким чином, навіть незначні теплові втрати істотно впливають на загальні витрати тепла. Разом з тим зменшення втрат тепла через корпус не є гарантією ефективного його використання для обробки матеріалу. Частка збереженого тепла потрапляє в газовий потік, підвищуючи температуру газу, що виходить з печі, збільшуючи тим самим енерговитрати. Тому *об'єктом дослідження* є високотемпературні теплові агрегати – обертові печі. Таким чином, *метою роботи* є комплексне дослідження впливу на технологічний процес додаткової теплоізоляції та визначення, в яких енергетичних зонах вона буде найбільш ефективною для поліпшення теплотехнічних і експлуатаційних характеристик обертювих печей.

2. Методика проведення дослідження

Для дослідних і проектних робіт обертювих печей широко використовується метод зонального розрахунку [1, 7]. Цей метод застосовується для визначення ряду характерних властивостей теплового агрегату: питомі витрати тепла, розміри, кількість сировинних матеріалів та інші. Піч умовно поділяється на 8 енергетичних зон, до яких належать:

- 1 – охолодження;
- 2 – спікання;
- 3 – екзотермічні реакції;
- 4 – декарбонізація;
- 5 – дегідратація;
- 6 – сушіння;
- 7 – випаровування;
- 8 – підігрів.

Однак у вказаних розрахункових моделях температура газів, що відходять, і втрати тепла через корпус печі вводиться в розрахунок як експериментально визначені незмінні параметри. Зазначене не дозволяє повною мірою визначити теплову ефективність і враховувати вплив. Такі фактори, як зменшення товщини футеровки при її зносі, що відбувається під час роботи теплового агрегату, також не дозволяє встановити вплив додаткової теплоізоляції в окремих енергетичних зонах. Таким чином, зональний метод розрахунку потребує доповнень залежностями, які враховують і визначають вказані значення.

Розглянемо рівняння теплового балансу для обертової печі [2, 7]:

$$Q = Q_1 + Q_2 + Q_3(t_w^G) + Q_4 + Q_5 + Q_6(t_w^G) + Q_7, \quad (1)$$

де Q – надходження теплоти;

Q_1 – тепловий ефект утворення клінкеру;

Q_2 – теплота на випаровування води;

Q_3 – втрати з газами, що відходять;

Q_4 – втрати з клінкером;

Q_5 – втрати з повітрям, яке виходить з холодильника;

Q_6 – втрати теплоти з виносом;

Q_7 – втрати в навколишнє середовище через корпус;

t_w^G – температура газів, що відходять з печі.

Надходження теплоти в (1) визначається по залежностям:

$$Q = Q_n^p \cdot \frac{R_s}{P_p} + \frac{R_s}{P_p} \cdot c_d t_d + (G_c^c c_c + G_W^M) t_M + \frac{R_s}{P_p} \cdot V_W C_W t_W, \quad (2)$$

$$\left\{ \begin{aligned} F_n &= \left(\frac{X}{0.124} \right)^3 \cdot \frac{Q_n^p \cdot R_s}{\sigma \cdot T_i^4}, \\ Q_n^p \cdot \frac{R_s}{P_p} &= \frac{\sum_{i=1}^I (G_i^M + P_i^M)}{X}, \\ X &= \left[0.43 \cdot \left(\frac{F_n}{D_n} \right)^{0.1} + \sqrt{\frac{Q_n^p \cdot R_s}{\sigma \cdot T_t^4 \cdot F_n} \cdot \sqrt{\frac{\sigma \cdot T_t^3}{\omega_G^{0.1}}}} \right], \\ \omega_G &= \frac{V_g \cdot P_p \cdot 1000}{3600 \cdot 0.785 \cdot D_d^2 \cdot (1 - F_n)} \cdot \frac{T_\Gamma}{273}, \end{aligned} \right. \quad (3)$$

де P_p – продуктивність печі;

Q_n^p – нижча теплота згоряння палива;

c_d, t_d – теплоємність та температура пилу;

G_c^c – кількість сировинного матеріалу;

c_c – теплоємність сировинного матеріалу;

t_M – температура сировинного матеріалу, що потрапляє в піч;

V_W, C_W, t_W – кількість, теплоємність та температура первинного та вторинного повітря, що потрапляє в піч;

V_q – робочий об'єм печі;

R_s – витрати палива;

D_d – діаметр печі;

T_i – температура матеріалу на виході з i -ї зони;

T_t – теоретична температура горіння палива;

T_f – температура газового потоку;

ω_Q – швидкість продуктів згорання;

F_n – поверхня загального теплообміну;

σ – коефіцієнт випромінювання абсолютно чорного тіла;

X – ступінь тепловикористання;

G_i^M – практичні витрати на нагрів та перетворення в матеріалі відносно зони;

P_i^M – втрати тепла в навколишнє середовище відносно зон та інші, що

визначаються з матеріального балансу або розрахунку горіння палива.

Затрати теплоти на утворення клінкеру Q_1 , на випаровування води Q_2 , з клінкером Q_4 , з повітрям, що виходить з холодильника Q_5 визначаються по відомим залежностям [3, 7].

Згідно з зональним методом розрахунку ентальпії газового потоку на виході з обортового теплового агрегату визначається зі співвідношення:

$$Q_3 = q_0^G + \frac{Q_u^p \cdot R_s}{P_p} - \sum_{i=1}^l (G_i^M - P_i^M), \quad (4)$$

де q_0^G – кількість тепла, що потрапляє в піч з паливом, тобто значення Q_2 залежить від витрати палива. Крім того температуру газів, що відходять з печі t_w^G , можливо визначити, використовуючи метод підбору, по наступній залежності:

$$Q_3 = \left[\left(V_{H_2O}^G \cdot \frac{R_s}{P_p} + V_{H_2O}^M \right) \cdot C_{H_2O}(t) + \left(V_{CO_2}^G \cdot \frac{R_s}{P_p} + V_{CO_2}^M \right) \times \right. \\ \left. \times C_{CO_2}(t) + V_{CO_2}^G \cdot \frac{R_s}{P_p} \cdot C_{O_2}(t) \right], \quad (5)$$

де V^G, V^M – вихід продуктів горіння та сировинних матеріалів складових H_2O, CO_2, O_2, N_2 ; C – теплоємність H_2O, CO_2, O_2, N_2 .

Втрати теплоти при виносі пилу визначаються по формулі:

$$Q_6 = G_d^b \cdot t_w^G + (G_M^C - G_d^b) \cdot C_d \cdot (t_w^G - t_d), \quad (6)$$

де G_M^C – теплоємність H_2O, CO_2, O_2, N_2 .

Втрати тепла в навколишнє середовище через корпус, виходячи з теплового балансу (1), становлять:

$$Q_7 = Q - [Q_1 + Q_2 + Q_3(t_W^G) + Q_4 + Q_5 + Q_6(t_W^G)]. \quad (7)$$

Разом з цим втрати в навколишнє середовище через корпус можливо визначити відносно втрат по енергетичним зонам:

$$Q_7 = \sum_{i=1}^L P_i = \frac{2\pi r}{P_p} \sum_{i=1}^L \frac{T_{K1i} - T_{K2i}}{R_i} \cdot L_i; \quad (8)$$

$$R_i = \frac{\delta_{1i}}{\lambda_{1i}} + \frac{\delta_{2i}}{\lambda_{2i}(T_{K2i})},$$

$$\begin{cases} T_{K1i} = T_{K2i} \cdot [1 + R_i \cdot (3.5 + 0.062 \cdot T_{K2i})], \\ T_{K2i} = \frac{K_1 \cdot (T_i^G - T_{K2i}) + C_B \cdot \left[\left(\frac{T_i^G + 273}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{K1i} + 273}{100} \right)^4 \right]}{3.5 + 0.062 \cdot T_{K2i}}, \\ C_B = \frac{5.68 \cdot K_B \cdot \varepsilon_m}{1 - (1 - \varepsilon_M) \cdot (1 - F_{II})}, K_1 = \frac{0.418 \cdot \lambda_{ji}}{D_{II}} \cdot \left(\frac{\omega_G - D_n}{\gamma_\Gamma} \right)^{0.67}, \quad i = 1 \dots 8, \end{cases} \quad (9)$$

де T_i^G – температури газу на границях зон;

T_{K1i}, T_{K2i} – температура внутрішньої та зовнішньої поверхні футерівки по зонам;

R_i – тепловий опір корпусу печі по зонам;

δ_{ji} – товщина складових по корпусу (j) відносно енергетичних зон (i);

λ_{ji} – теплопровідність складових по корпусу (j) відносно енергетичних зон (i);

α – коефіцієнт тепловіддачі від корпусу в оточуюче середовище для обертових печей визначається по залежності:

$$\alpha = A + B \cdot T_{K2i}.$$

При використанні ітераційних методів розрахунку замість вказаної системи рівнянь (9) доцільно використати аналітичний метод для визначення температури корпусу печі з врахуванням уведення в футерівку додаткової теплоізоляції [14, 15]. Ефективним рішенням проблеми є використання вогнетриву з комірками заповненими волокнистим теплоізоляційним матеріалом, наприклад мулітокремнеземною ватою або базальтовим волокном. Враховується, що теплопровідність теплоізоляційного матеріалу вкрай мала відносно вогнетриву і тепловий потік через границю комірки з теплоізоляційним матеріалом відсутній

$\partial T / \partial n = 0$. Тепловий потік через корпус печі визначається з залежності:

$$q_0 = \frac{T_{K1i} - T_{K2i}}{R_i} = \frac{T_{K1i} - T_{OC}}{R_i + 1/\alpha}, \quad (10)$$

$$R_i = \frac{H}{\lambda_i} \left[\frac{L - \Delta L}{H} - \frac{1}{\beta} \ln \left(1 - \frac{\Delta H}{H} \right) \right]; \beta = \frac{\Delta H}{\Delta L}. \quad (11)$$

де T_{OC} – температура зовнішнього середовища;

L, H – висота та довжина вогнетриву;

λ_i – теплопровідність вогнетриву у відповідній зоні;

$\Delta L, \Delta H$ – розмір комірки з теплоізоляцією;

R_i – інтегральний тепловий опір футерівки.

Температура поверхні футерівки відносно енергетичних зон:

$$T_{K2i} = \frac{\sqrt{R_i^2 (A + B \cdot T_{oc})^2 + 2 \cdot R_i (A + 2 \cdot B \cdot T_{K1i} - B \cdot T_{oc}) + 1 + B \cdot R_i \cdot T_{oc} - A \cdot R_i - 1}}{2 \cdot B \cdot R_i}, \quad (12)$$

де A, B – складові коефіцієнту тепловіддачі від корпусу в оточуюче середовище.

При визначенні температури газового потоку на границях зон використовуються відомі рівняння зональних методів відносно технологічного методу, який досліджується [3, 7].

Практично завжди, при моделюванні теплообміну в обертових печах, поле температур визначається через відомі потоки тепла. При цьому зональні рівняння теплового балансу є нелінійними відносно невідомих температур.

Таким чином в рівняннях (1)–(9) отримуємо замкнуту систему нелінійних рівнянь в якій невідомі виділені курсивом. До них відносяться: витрата робочого палива R_s , температура газів t_w^G , що виходять з печі, температури $T_1 \dots, T_j$, втрати тепла відносно зон в навколишнє середовище P_i , та інші. Отримана система нелінійних рівнянь вирішується ітераційним методом Ньютона. Температура на «гарячій» (T_{K1i}) та «холодній» (T_{K2i}) поверхнях футерівки визначається з підсистеми нелінійних рівнянь, які вирішуються методом дотичних. При цьому температура по межах зон T_i^G визначається по відомих з зонального методу розрахунку співвідношеннях. Урахування значень теплового опору (R_i) в різних зонах печі дає можливість моделювати різну величину зносу вогнетриву та можливість встановлення теплоізоляційного шару футерівки.

3. Результати дослідження та обговорення

Для тестування приведеної математичної моделі розраховувалась обертова піч для виробництва цементу розміром 5x185 м, продуктивність 75 т/год. Результати

розрахунку температури газового потоку, внутрішньої поверхні футерівки та металевого корпусу печі приведені на рис. 1.

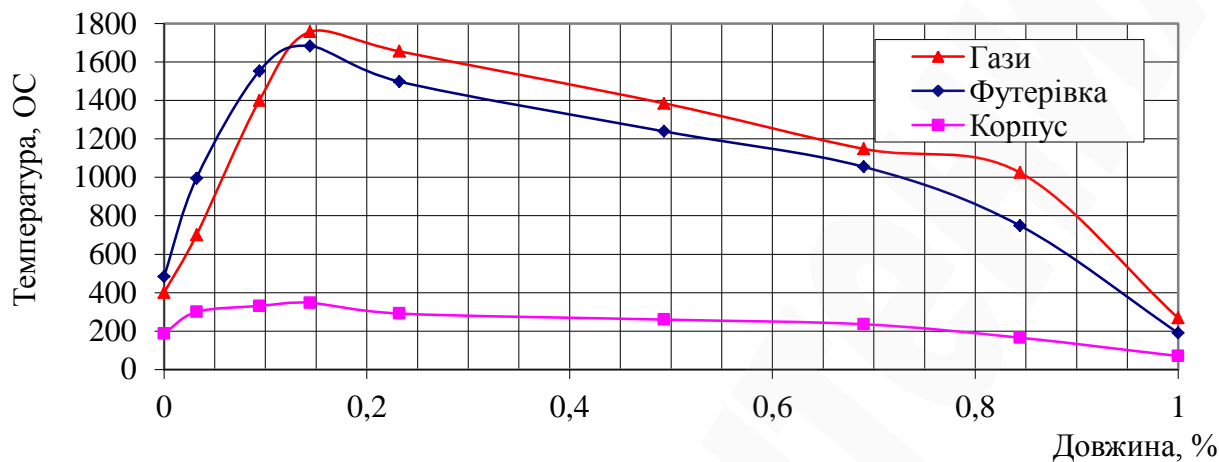


Рис. 1. Розрахунок обертової печі

Аналізуючи результати розрахунку встановлено, що максимальна розбіжність у даних, отриманих у результаті чисельного експерименту та розрахунках, приведених в [7], не перевищує 8 % по температурі газів, що відходять, і 10 % щодо витрати палива.

На рис. 2 приведені результати розрахунку температура газів, що відходять з печі та витрати палива при зміні товщини футерівки.

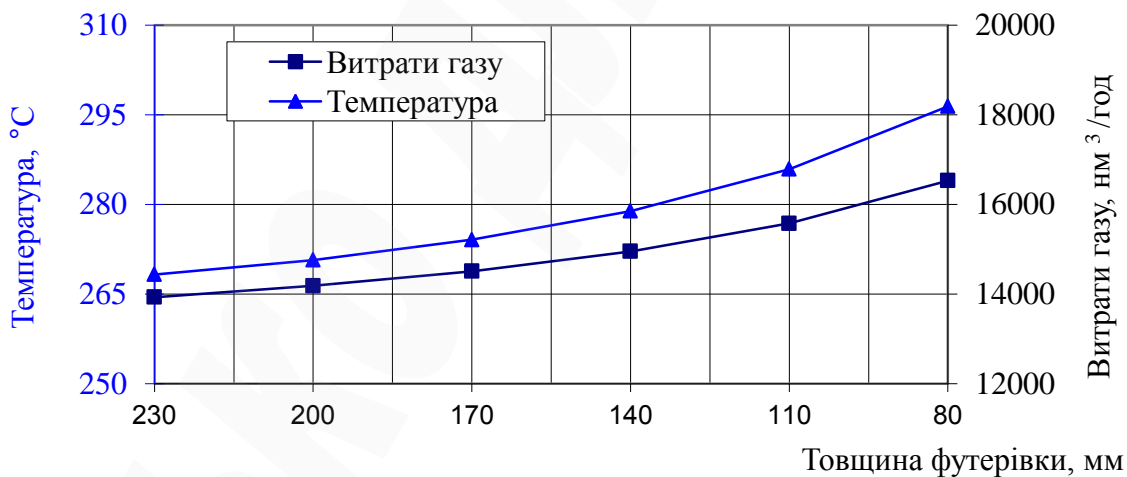


Рис. 2. Витрати газу та температура газів, що відходять при зміні товщини футерівки

На рис. 2 зображені залежності витрат газу від ступеню зношеності футерівки. Як видно з графіків на рис. 2, зменшення товщини футерівки суттєво впливає на температурний режим пічного агрегату. Так, при товщині футерівки 230 мм витрати газу становлять $13931,6 \text{ нм}^3/\text{год}$, температура газу, що відходить $268,3 \text{ }^\circ\text{C}$. При зменшенні товщини до 80 мм витрати збільшуються і становлять $16528,6 \text{ нм}^3/\text{год}$ при температурі газів $296,4 \text{ }^\circ\text{C}$. Отримані в результаті комп'ютерного моделювання дані досить добре узгоджуються між собою та

результатами практичних досліджень аналогічних теплових агрегатів. В процесі зношування футерівки витрати палива та температура газового потоку, що відходить з печі збільшуються. Дане явище пов'язано зі збільшенням теплових втрат в навколишнє середовище, що відбувається за рахунок втрат через корпус, так і з газами, які виходять з печі. При цьому втрати теплоти збільшуються пропорційно втратам через корпус.

Для визначення впливу теплоізоляції, встановленої в різних енергетичних зонах на теплову ефективність агрегату, отримані дані порівнюються з результатами для печі зі стандартною футерівкою та футерівкою з підвищеною тепловою ізоляцією. Питома ефективність використання теплоізоляційного шару відносно енергетичної зони визначається із залежності:

$$E^i = \frac{R_s^i - R_s}{L^i}, \quad (13)$$

де R_s^i – витрати газу при установці теплоізоляції в i -й зоні; R_s – витрати газу при стандартній конструкції футерівки печі; L^i – довжина ділянки з теплоізоляцією.

Додаткова теплоізоляція моделюється ділянкою, довжина якої відповідає довжині енергетичної зони. При цьому витрати палива визначаються при незмінній, базовій продуктивності печі. Зменшення витрат палива E^i , відносно погонної довжини футерівки з додатковою теплоізоляцією та врахуванням ступеня її зношення наведені на рис. 3. По осі абсцис вказана відносна довжина печі (масштабність не врахована).

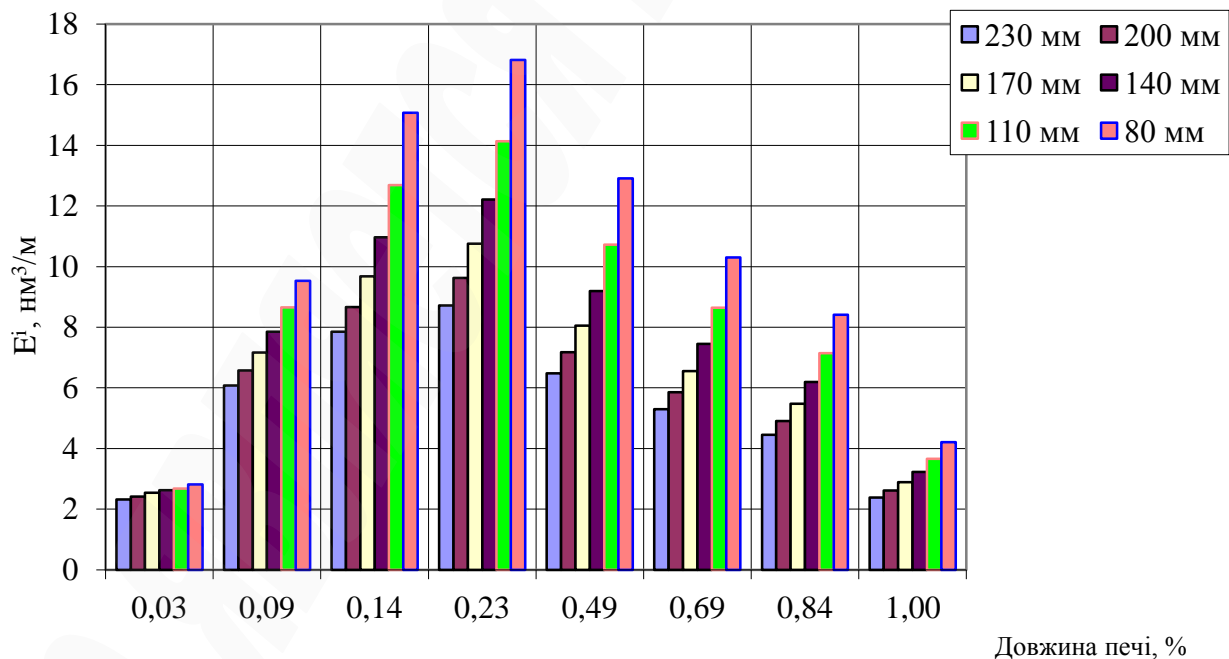


Рис. 3. Зменшення витрати палива при використанні додаткової теплоізоляції

Розрахунок виконувався для товщини футерівки 230 мм, 200 мм, 170 мм, 140 мм, 110 мм, 80 мм. Як видно з графіка на рис. 3, найбільший ефект дає

встановлення додаткової теплоізоляції у високотемпературних зонах. Максимальне зменшення витрат палива відбувається в зонах декарбонізації та екзотермічних реакцій. Так, при встановленні теплоізоляції в зоні декарбонізації економія палива становить $7.85 \text{ нм}^3/\text{м}$ на 1 погонний метр укладеної футерівки, а при 80 мм вона підвищується до $16,8 \text{ нм}^3/\text{м}$. Вказане пов'язане насамперед зі зменшенням теплових втрат в навколишнє середовище за рахунок теплоізоляції корпусу та зменшення втрат тепла з газами, що відходять. Варто зауважити, що при зменшенні теплових втрат можливе збільшення продуктивності обертового агрегату.

На рис. 4 показані зміна витрат палива при додатковій теплоізоляції в залежності від ступеню зношеності футерівки в різних енергетичних зонах.

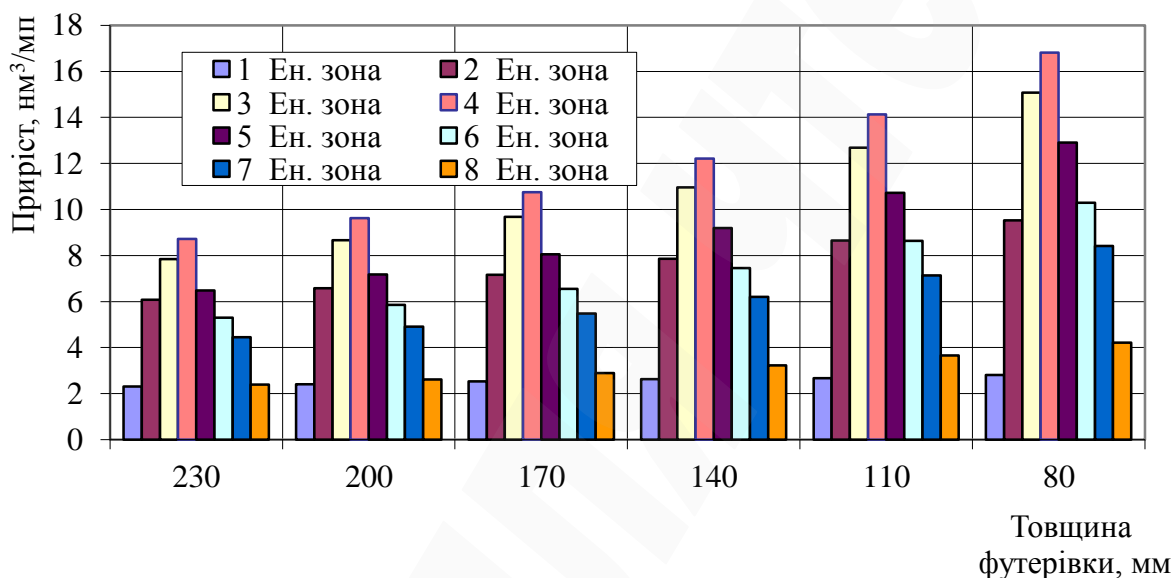


Рис. 4. Зміна витрат палива від зношення футерівки

З отриманих графіків на рис. 4 видно, що ефективність додаткової теплової ізоляції збільшується при зменшенні товщини футерівки. При встановленні в низькотемпературних зонах ефективність її використання зменшується. Наприклад, в 8-ій зоні максимальне значення економії палива складає 2.4 нм^3 при товщині 230 мм та 4.2 нм^3 при найбільшому зношенні футерівки до 80 мм. Низька енергоефективність низькотемпературних зон пояснюється низькою працездатністю, ексергією палива у вказаних зонах. Останнє пояснюється підтриманням у високотемпературній зоні нормального теплового режиму, який вимагає збільшення витрат палива при зменшенні термоопору футерівки. За рахунок цього на виході з зони ентальпія газового потоку збільшується, проте додатково отримане тепло, у підготовчих зонах використовується не досить ефективно.

Температура газового потоку при моделюванні витрат палива та сталій продуктивності не суттєво впливає на температуру газів, що відходять з печі. Порівнюючи дані тільки по газам, що відходять та отримані при розрахунку теплового балансу для 4 енергетичної зони, можливо відзначити, що при футерівці 230 мм температура газів зменшується не суттєво, і змінюється від $268.3 \text{ }^\circ\text{C}$ до $266.3 \text{ }^\circ\text{C}$. При цьому зменшення втрат теплоти складає 1503.8 МДж/год . Для футерівки товщиною 80 мм температура газів змінюється з $296,4 \text{ }^\circ\text{C}$ до $293,1 \text{ }^\circ\text{C}$,

що дає економію тепла 2941.9 МДж/год. Суттєва економія теплової енергії з газами, що відходять, пов'язана з незначним зменшенням кількості газу. Та головним чином, зі зменшенням кількості первинного та вторинного повітря, кількість якого у даному випадку становить $11.02 \text{ м}^3/\text{м}^3$ газу.

Потрібно зазначити, що для обертових печей, які працюють по «сухому» способу, тобто мають в пічному агрегаті 1–4 енергетичні зони, використання теплоізоляції буде ефективним при повній теплоізоляції всієї печі, за винятком зони охолодження.

4. Висновки

У ході роботи розроблена та реалізована більш доскональна математична модель для дослідження енергоємних високотемпературних теплових агрегатів з числовим визначенням таких факторів, як температура газів, що відходять та зміна товщини і теплового опору футерівки. Це дає змогу визначити вплив додаткової теплоізоляції на продуктивність обертової печі. Вказана модель дозволяє проводити більш повні розрахунки та визначати теплову ефективність печі в комплексній постановці.

При дослідженні ефективності використання печі з додатковою теплоізоляцією було встановлено, що її застосування у високотемпературних зонах дає можливість зменшити витрати палива на 3–4 %. Також можливе збільшення продуктивності печі. При повному використанні вказаних підходів загальну енергоефективність теплового агрегату можливо підвищити на 9 %. За рахунок зменшення витрат палива зменшуються втрати в оточуюче середовище через корпус та з газами, що виходять, тобто збільшується коефіцієнт його використання. Таким чином, проведений аналіз дає можливість визначити вплив додаткової теплоізоляції встановленої в різних енергетичних зонах, на теплову ефективність обертової печі. У результаті його можна зробити висновок, що збільшення термоопору футерівки, встановленої в зонах високих температур, дозволяє підвищити енергоефективність теплового агрегату. Суттєвою перевагою вказаного методу є той фактор, що збільшення продуктивності печі не вимагає додаткових витрат палива, підвищення температури або збільшення ентальпії продуктів горіння.

В подальшому планується дослідження механізму встановлення теплоізоляційного шару в вогнетриві футерівки, визначення їх оптимальної теплової ефективності та напружено-деформованого стану для виключення можливостей руйнування. А також визначення оптимальної конструктивної форми вогнетриву та комірки з теплоізоляцією.

Література

1. Lisienko, V. G., Schelokov, Ia. M., Ladygichev, M. G.; Lisienko, V. G. (Ed.) (2004). *Vraschaiuschiesia pechi: teplotekhnika, upravlenie i ekologiia*. Kn. 1. Moscow: Teplotekhnika, 688.
2. Taimasov, B. T. (2003). *Tekhnologiia proizvodstva portlandcementsa*. Shymkent: Izd-vo IUKGU, 297.

3. Shcherbyna, V. Yu. (2017). *Rozvytok teorii ta udoskonalennia tekhnolohichnykh protsesiv pry vyrobnytstvi budivelnykh materialiv u vysokotemperaturnykh ahrehatakh*. Kyiv: KPI im. Ihoria Sikorskoho, 398.
4. Watkinson, A. P., Brimacombe, J. K. (1978). Heat transfer in a direct-fired rotary kiln: II. Heat flow results and their interpretation. *Metallurgical Transactions B*, 9 (3), 209–219. doi: <http://doi.org/10.1007/bf02653686>
5. Hanein, T., Glasser, F. P., Bannerman, M. N. (2017). One-dimensional steady-state thermal model for rotary kilns used in the manufacture of cement. *Advances in Applied Ceramics*, 116 (4), 207–215. doi: <http://doi.org/10.1080/17436753.2017.1303261>
6. Barr, P. V., Brimacombe, J. K., Watkinson, A. P. (1989). A heat-transfer model for the rotary kiln: Part II. Development of the cross-section model. *Metallurgical and Materials Transactions B*, 20 (3), 403–419. doi: <http://doi.org/10.1007/bf02696992>
7. Khodorov, E. I. (1968). *Pechi cementnoi promyshlennosti*. Leningrad: Stroiizdat, 456.
8. Ngadi, Z., Lahlaoui, M. L. (2017). Impact of Using Alternative Fuels on Cement Rotary Kilns: Experimental Study and Modeling. *Procedia Engineering*, 181, 777–784. doi: <http://doi.org/10.1016/j.proeng.2017.02.465>
9. Tada, É. F. R., Bück, A., Casciatori, F. P., Tsotsas, E., Thoméo, J. C. (2017). Investigation of heat transfer in partially filled horizontal drums. *Chemical Engineering Journal*, 316, 988–1003. doi: <http://doi.org/10.1016/j.cej.2017.01.120>
10. Herz, F., Mitov, I., Specht, E., Stanev, R. (2012). Experimental study of the contact heat transfer coefficient between the covered wall and solid bed in rotary drums. *Chemical Engineering Science*, 82, 312–318. doi: <http://doi.org/10.1016/j.ces.2012.07.042>
11. Shcherbyna, V. Yu., Sakharov, O. S., Samylenko, Yu. V., Bobakh, V. V. (2009). Doslidzhennia termomekhanichnykh navantazhen v obertovii pechi z vykhrovym teploobminnykom. *Naukovi visti NTUU "KPI"*, 6, 26–33.
12. Sakharov, O. S., Scherbina, V. Iu., Chzhan Iulin, Bobakh, V. V. (2009). Modelirovanie vliianiia formy ogneupora na teplovuiu effektivnost futerovki vraschaischeisia pechi. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, 4 (10 (40)), 58–65. Available at: <http://journals.uran.ua/eejet/article/view/22438>
13. Sharikov, Iu. V., Markus, A. A. (2013). Matematicheskoe modelirovanie teplovykh polei vo fragmente futerovki vraschaischeisia pechi. *Metallurg*, 12, 23–26.
14. Kesselheim, B., Kassau, K., Feliciano, C., Jansen, H., Hackenberger, L., Schemmel, T. (2014). Development of a double layer lining for dri production in rotary kilns: energy savings and wear resistance. *19th IAS Steel Conference Ironmaking, Steelmaking, Rolling and Steel Products, At Rosari*. Argentina. Available at: <https://www.researchgate.net/publication/267267672>
15. Shvachko, D. G., Scherbina, V. Iu. (2019). Methods of operational calculation of thermal conditions in packaged refractories. *Proceedings of the NTUU "Igor Sikorsky KPI". Series: Chemical Engineering, Ecology and Resource Saving*, 1 (18), 102–109. doi: <http://doi.org/10.20535/2617-9741.1.2019.171193>

The object of research is high-temperature thermal units – rotary kilns. Rotary kilns

are used in various industries. The specified equipment has high energy consumption, which is due to the operating conditions of the kiln units in compliance with a number of technological requirements for thermal conditions. At the same time, the problem of high energy intensity is aggravated by the low level of useful energy resources. One of the most problematic places is the thermal and operational characteristics of rotary kilns, as well as the use of lining with increased thermal resistance.

Physical and mathematical models are used. It is proposed to calculate a rotary kiln for the production of cement with a size of 5x185 m and a capacity of 75 t/h. A mathematical model is obtained for computer simulation of technological processes in rotary cement kilns. The possibilities of reducing fuel consumption by increasing the thermal resistance of the lining of a rotary kiln are considered. The most energy-intensive zones are determined and the effect on the thermal efficiency of using additional thermal insulation in various energy zones in a rotary kiln is analyzed. Calculations and the results of a numerical experiment are presented. The most rational areas for the use of lining with additional thermal insulation are determined. It is found that with the integrated application of the proposed method, fuel consumption in a thermal unit can be reduced by 9 %. And an increase in the thermal resistance of the lining installed in high temperature zones will increase the energy efficiency of the thermal unit. A significant advantage of this method is the fact that an increase in kiln productivity does not require additional fuel consumption, an increase in temperature, or an increase in the enthalpy of combustion products.

In the future, it is planned to study the mechanism for establishing a heat-insulating layer in the refractories of the lining, determining their optimal thermal efficiency and stress-strain state to eliminate the possibility of destruction. As well as determining the optimal structural form of the refractory and the cell with thermal insulation.

Keywords: rotary kiln, thermal resistance of the lining, additional thermal insulation, exhaust gases, thermal energy.