

Лисюк Г.П.

Національний університет «Одеська політехніка»

СИНТЕЗ СИСТЕМИ УПРАВЛІННЯ ТЕПЛОВИМ НАВАНТАЖЕННЯМ БАРАБАННОГО КОТЛА ПРИ СПАЛЮВАННІ ТВЕРДИХ ПОБУТОВИХ ВІДХОДІВ

У статті досліджується тема термічної утилізації твердих побутових відходів у топках із киплячим шаром. Особливістю роботи таких сміттєспалювальних установок є різко змінний склад побутових відходів, що подаються на переробку. Також особливою відмінністю спалювання сміття є ризик утворення шкідливих сполук, таких як діоксиди сірки, оксиди азоту, сполуки хлору, діоксини та фурани. Для запобігання утворенню таких сполук дуже важливо підтримувати температуру киплячого шару.

Метою статті є розробка та дослідження системи автоматизованого управління тепловою потужністю спалювальної установки з компенсацією збурень навантаження та зміни складу палива на будь-якому рівні теплової потужності та збільшення ефективності процесу спалювання паливної суміші незалежно від її складу та поточного рівня потужності.

Для досягнення поставлених цілей були вдосконалені математичні моделі спалювання твердого палива змінного складу в топках з киплячим шаром, що циркулює, і урахуванням наявності в суміші спалюваних органічних сполук, в які входить сірка.

Математична модель була поділена на такі ділянки: модель процесу горіння твердого палива в псевдо-рідинному шарі; модель передачі тепла робочому тілу в радіаційних та конвективних поверхнях нагріву; модель викидів шкідливих речовин, насамперед оксидів сірки.

Синтезовано автоматизовану систему управління установкою. При цьому зазначені регульовані технологічні змінні, що керують впливом. Виділено чотири основні регулятори, а саме: потужності, температури шару, економічності та викидів шкідливих речовин.

Було ухвалено рішення відмовитися від введення в регулятор потужності сигналу про теплотворну здатність палива, оскільки різка зміна витрати паливної суміші може призвести до аварійних ситуацій. І навпаки, введення сигналу про теоретичну кількість повітря дозволяє збільшити точність підтримки такого складу димових газів, який відповідає мінімальним втратам теплоти від хімічного недопалу і газам, що відходять. А також за рахунок збільшеної кількості повітря дозволяє знизити температуру горіння палива в киплячому шарі.

Удосконалена математична модель динаміки барабанних котлів дозволить виконати математичне моделювання роботи вдосконаленої системи.

Ключові слова: термічна утилізація, спалювання, тверді побутові відходи, топка з киплячим шаром, системи автоматизованого управління, математична модель динаміки барабанних котлів.

Постановка проблеми. Проблемі оптимального спалювання органічних сполук завжди приділялася велика увага. Система контролю горіння є однією з основних систем керування пиччою або котла. Особливістю роботи сміттєспалювальних установок є різко змінний склад побутових відходів, що подаються на переробку. Стандартна схема управління котлами не компенсує коливання складу паливної суміші, які викликають зміну теплотворної здатності палива та кількості повітря, що подається на спалювання. Процес проводиться з його надлишком для запобігання утворенню шкідливих викидів. Системи управління, здатні компенсувати коливання складу паливної суміші, використовуються при спалюванні газоподібних сумішей.

Також особливою відмінністю спалювання сміття є ризик утворення шкідливих сполук, таких як діоксиди сірки, оксиди азоту, сполуки хлору, діоксини та фурани. Для запобігання утворенню таких сполук дуже важливо підтримувати температуру киплячого шару.

Тому вирішення проблеми регулювання та ефективного процесу спалювання теплогенеруючої установки на будь-якому рівні теплової потужності паливної суміші, незалежно від її складу та поточного рівня потужності, актуальне.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Класичні методи регулювання теплового навантаження розглянуто в [2, 3]. У розглянутій САК завданням управління є підтримка заданого тиску

перегрітої пари в режимі керування або заданої витрати перегрітої пари при роботі котла в базовому режимі. Такі системи автоматичного керування, як правило, реалізуються у двох модифікаціях – із сигналом витрати палива, коли до паливних пристроїв подається рідке або газоподібне паливо з постійною теплотворною здатністю, і з сигналом виділення тепла в камеру згорання, коли якісний склад рідкого або газоподібного палива непостійний. При зменшенні навантаження теплові потоки перерозподіляються в об'ємі топки і газоходів, що призводить до невизначеного зниження ККД. Тому даний спосіб регулювання теплової потужності в котлах не використовується при спалюванні вуглеводневого палива випадкового складу, який змінюється в часі [2].

В роботах [4–8] узагальнені методи розрахунку складу продуктів згорання, що дозволяє змоделювати майже всі органічні сполуки, які горять в повітряній атмосфері. Це дозволяє, незважаючи на велике розмаїття горючих речовин, описати процес утворення продуктів згорання і визначення їх температури за допомогою єдиної моделі.

Наведено САК теплового навантаження барабанного котла при спільно-роздільному спалюванні доменного, коксового та природного газів із випадковою зміною їх витрати [9, 10]. Для підвищення ефективності САК пропонується крім типової САК за допомогою «теплового» сигналу впровадити пристрої для компенсації випадкових збурень витрат цих газів. Наведено результати дослідження комбінованої системи та показано її ефективність при різних режимах роботи котла.

Постановка завдання. Метою статті є розробка та дослідження системи автоматизованого керування тепловою потужністю сміттєспалювальної установки з компенсацією збурень навантаження та зміни складу палива на будь-якому рівні теплової потужності та збільшити ефективність процесу спалення паливної суміші незалежно від її складу та поточного рівня потужності.

Для цього необхідно вирішити наступні задачі:

1. Розробити математичну модель котла, в якому теплотворна здатність паливної суміші ТПВ діє як збурювальний ефект, забезпечуючи при цьому постійність енерговиділення у топці котла.

2. Розробити спосіб та автоматизовану систему регулювання теплової потужності котла за теплотворною здатністю паливної суміші ТПВ при роботі котла на потужності, відмінній від номінальної.

3. Провести обчислювальний експеримент розробленої САК та визначити показники якості регулювання.

Для досягнення поставленої мети необхідно вдосконалити математичні моделі спалювання твердого палива змінного складу в топках з циркулюючим киплячим шаром, та врахування наявності у суміші, яка спалюється органічних сполук до яких входить сірка та хлор.

Виклад основного матеріалу. Математичну модель було розділено на наступні ділянки: модель процесу горіння твердого палива в псевдо-рідинному шарі; модель передачі тепла робочому тілу в радіаційних та конвективних поверхнях нагріву; модель викидів шкідливих речовин, насамперед оксидів сірки.

Математична модель процесу горіння твердого палива в псевдо-рідинному шарі.

У разі розгляду топки як об'єкта автоматизації насамперед викликають інтерес динамічні властивості системи, які далі використовуються для управління.

В [12] розроблено структуру математичної моделі топкового простору на основі методу декомпозиції (рис. 1).

Об'ємна витрата твердої паливної суміші V_{smo} з урахуванням поточних значень зольності A , вологості W і частки горючих органічних сполук різних паливних сумішей d_1 і d_2 приводиться до масових значень витрати горючої складової палива G_p вологи G_{H_2O} та інерту G_{in} , що надходять у киплячий шар.

Вихідними характеристиками в моделі є поточна температура киплячого шару T_{fb} і об'єм газоповітряної суміші на виході з шару V_{fb} .

Під час моделювання топкових процесів приймають такі допущення: маса інертного матеріалу m_{fb} , що знаходиться в шарі, є постійною величиною, з урахуванням безперервно працюючої системи золовидалення; суміш газів, що виходить із шару, має температуру, що дорівнює T_{fb} ; коефіцієнт надлишку повітря підтримується системою автоматичного управління в межах, достатніх для повного вигорання летючих і залишку від згорання відходів; усі зміни параметрів частинок відбуваються дуже різко при переходах між комірками; вигорання залишку від згорання відходів відбувається у внутрішньодифузійній області [13]; під час роботи котлоагрегату НТКС можливий перехід з одного складу паливної суміші на іншу зі зміною основних параметрів (зольності, вологості тощо).

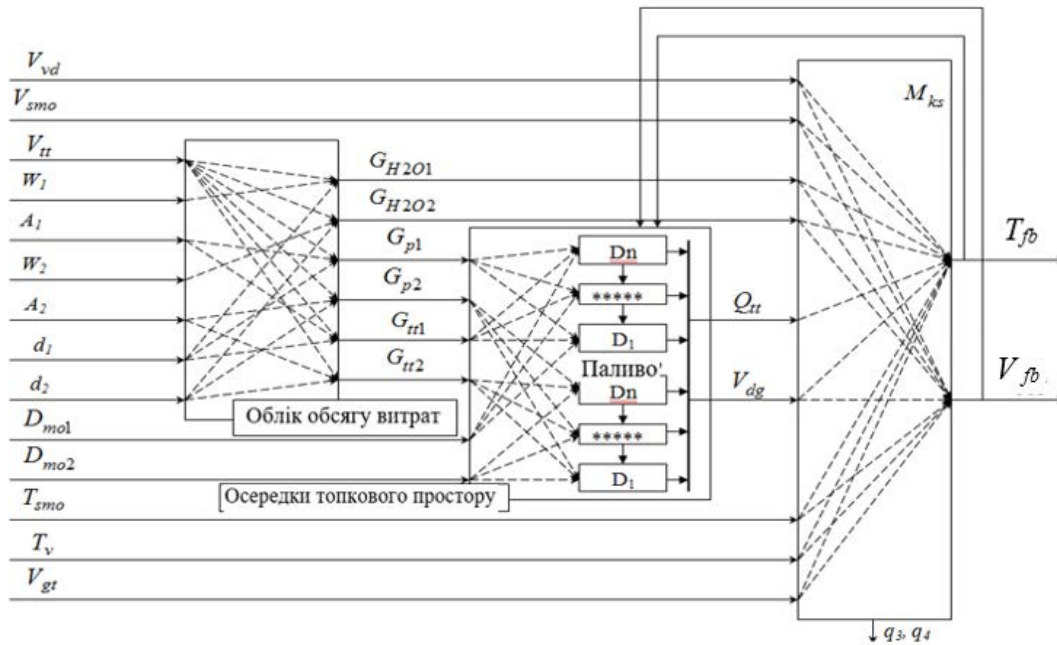


Рис. 1. Структура моделі топкового простору [20]

Виходячи з викладеного, рівняння теплового балансу має вигляд:

$$m_{fb} \frac{dI_{fb}}{dt} = Q_{fl} + Q_{air} + (Q_{F1} + Q_{F2})(1 - q_3 - q_4) - Q_{T1} - Q_{T2} - Q_{lime} - Q_{H2O} - Q_{SG}$$

де I_{fb} – питома ентальпія інертного матеріалу шару. Своєю чергою, залежність $T_{fb} = f(I_{fb})$ обчислюється як таблична величина за методикою [14]; Q_{fl} – кількість теплоти, яка одержана від згоряння рідкого палива під час розпалювання; Q_{air} – кількість теплоти, що вноситься за одиницю часу в топку дуттьовим повітрям; Q_{F1}, Q_{F2} – кількість теплоти, що вноситься в топку під час згоряння сухої горючої маси паливних сумішей 1 і 2, відповідно; Q_{T1}, Q_{T2} – кількість теплоти, що забирається під час нагрівання паливних сумішей 1 і 2 до температури шару; Q_{lime} – кількість тепла, що відбирається на прогрівання інерту, визначаються аналогічно; Q_{H2O} – кількість тепла, що відбирається з топки на випаровування і прогрівання до температури шару вологи, яка міститься в паливній суміші. При цьому передбачається, що цей процес відбувається миттєво після потрапляння палива в шар; Q_{SG} – кількість тепла, що відбирається з топки продуктами горіння твердих і рідких складових паливних сумішей, а також залишком дуттьового повітря, що не прореагував; q_3, q_4 – частка хімічного та механічного недопалу.

Докладне виведення залежностей наведено в роботі [12]. Далі обчислюється поточна ентальпія киплячого шару, а отже, і його температура, тобто основний технологічний параметр.

Експериментальні характеристики [12] зміни температури НТКШ у разі ступінчастих впливів за продуктивністю закидувача і дуттьового вентилятора відповідно (рис. 2, 3).

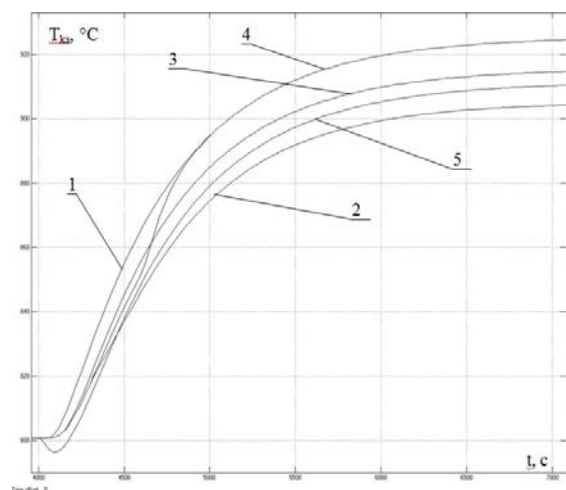


Рис. 2. Зміни температури НТКШ під час ступінчастого впливу за продуктивністю закидувача $\Delta V_F = +0,04 \text{ м}^3/\text{год}$ під час експерименту (лінії 1–4) і моделювання (лінія 5)

Зсув у часі в 4000 с обумовлений процесом розпалювання котлоагрегату.

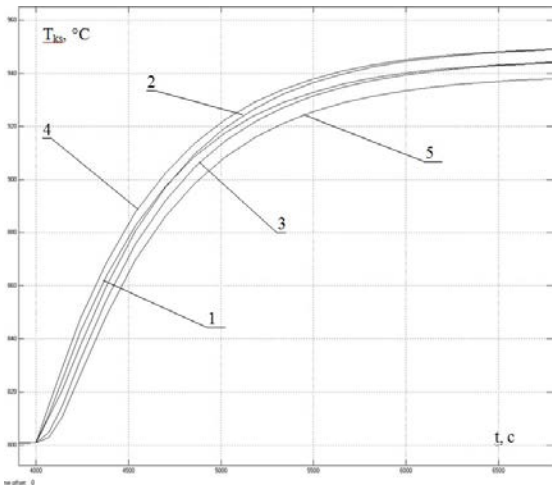


Рис. 3. Зміни температури НТКШ під час ступінчастого впливу за продуктивністю дуттьового вентилятора $\Delta V_{air} = -0,2 \text{ м}^3/\text{с}$; під час експерименту (лінії 1–4) і моделювання (лінія 5)

Після обробки кривих розгону були отримані передавальні функції за відповідними каналами:

$$W(s) = \frac{k}{Ts + 1} e^{-\tau s} = \frac{3750}{1900s + 1} e^{-120s};$$

$$W(s) = \frac{k}{Ts + 1} e^{-\tau s} = \frac{-700}{1750s + 1} e^{-80s}$$

Оскільки постійні часу і величини запізнювання визначаються геометричними розмірами апарата і повинні уточнюватися індивідуально для кожної установки, то на даному етапі дослідження прийняті відповідно до експериментальних даних [12].

Математична модель передачі тепла робочому тілу в радіаційних та конвективних поверхнях нагріву

Математична модель котла в якому спалюється ТПВ складається з 6 ділянок (рис. 4) [15, 16]. Кожна ділянка пронумерована. Вихід однієї ділянки є входом для іншої. Кожна ділянка описується диференціальним рівнянням. Як показано в [15], деякі розділи описуються двома диференціальними рівняннями. Ділянки 1 і 2 описують процеси теплообміну, пов'язані з радіаційним і конвективним нагріванням поверхонь. Ділянки 1' і 2' описують допоміжні диференціальні рівняння, що пов'язують вхідні дані з виділенням тепла випромінюванням і конвекцією. Ділянка 3 описує процеси, які відбуваються в барабані котла. Ділянка 4 описує паропровід.

На рисунку й надалі введені такі позначення:

Q_L^W – нижня теплота згоряння робочої маси палива; M_{mix} – витрата твердої паливної суміші; M_{air} – витрата повітря; Q_F – кількість тепла, що

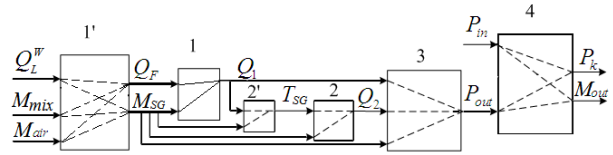


Рис. 4. Структура математичної моделі

виділяється при згорянні палива; M_{SG} – витрата димових газів; Q_1 – кількість тепла, що передається робочому тілу променистим теплообміном; Q_2 – кількість тепла, що передається робочому тілу конвективним теплообміном; T_{SG} – температура димових газів; P_{in} – тиск на вході в котел; P_{out} – тиск у барабані котла; P_k – тиск на виході з котла; M_{out} – витрата пари на виході з котла.

В першу чергу уточнимо модель виділення тепла при горінні.

Відомо, що тепло яке виділяється при спалюванні, може бути розраховане за формулою:

$$Q_F = M_{mix} Q_L^W \tag{1}$$

Так як модель спалювання розглядається у відхиленнях, проведемо лінеаризацію (1), та запишемо вираз у відхиленнях:

$$\bar{Q}_F + \Delta Q_F = (\bar{M}_{mix} + \Delta M_{mix})(\bar{Q}_L^W + \Delta Q_L^W) \tag{2}$$

Після відкриття дужок і врахування виразу (2) можна записати:

$$\Delta Q_F = \bar{M}_{mix} \Delta Q_L^W + \bar{Q}_L^W \Delta M_{mix} \tag{3}$$

Зазвичай другий доданок відкидається як такий що має другий порядок малості. Однак, так як відхилення теплотворної здатності біогазу настільки велике, то в даному випадку розрахунок в моделі проводиться за виразом (3).

Математична модель конвективного газоходу

У роботах [9, 17, 18] наведено виведення диференціальних рівнянь та входять до них коефіцієнтів. Тому тут наводяться лише результуючі співвідношення. Кількість теплоти, що передається від димових газів теплоносія, може бути описана системою рівнянь:

Тепловий баланс на боці газу, що гріє:

$$m_{SG} c_{SG} \frac{d\vartheta_{SG}}{dt} + Q = M_{SGin} c_{SGin} \vartheta_{SGin} - M_{SGout} c_{SGout} \vartheta_{SGout} \tag{4}$$

Баланс речовини на стороні димових газів (накопичення маси димових газів немає):

$$M_{SGout} = M_{SGin} \tag{5}$$

Відхилення кількості теплоти в системі "газ, що гріє – труба" конвекцією

$$\Delta Q_2 = 0.33k_4 \bar{M}_{SG}^{0.33} \frac{\bar{\vartheta}_m + \bar{\vartheta}_{out} - 2\bar{\vartheta}_m}{2\bar{M}_G} \Delta M_{SG} + 0.5k_4 \bar{M}_{SG}^{0.33} (\Delta \vartheta_{Gin} + \Delta \vartheta_{Gout}) \tag{6}$$

де M_{SG} – витрата димових газів; m_{SG} – маса газу в елементі; c_{SG} – питома теплоємність газів; θ_m – температура метала труб; ϑ_{SG} – температура газів; Q – тепловий потік від газу до стінки; k_4 – коефіцієнт.

Залежність кількості теплоті від витрати димових газів та температури газів у часі описується диференціальним рівнянням:

$$T_2 \frac{dQ_2}{dt} + \Delta Q_2 = a_2 \Delta M_{SG} + b_2 \frac{dM_{SG}}{dt} + c_2 \Delta \vartheta_{SGin}, \quad (7)$$

де

$$a_2 = c_{SG} \frac{0.33(4\bar{\vartheta}_{SGin} - \bar{\vartheta}_{SGout} - 3\theta_m)}{1 + \frac{2c_{SG}}{k_4} \bar{M}_{SG}^{0.33}};$$

$$b_2 = c_{SG} \frac{0.33m_{SG}(\bar{\vartheta}_{SGin} - \bar{\vartheta}_{SGout} - 2\theta_m)}{\bar{M}_{SG} \left(1 + \frac{2c_{SG}}{k_4} \bar{M}_{SG}^{0.33}\right)}$$

$$c_2 = \frac{1}{\frac{1}{k_4 \bar{M}_{SG}^{0.33}} + \frac{1}{2c_{SG} \bar{M}_{SG}}}; T_2 = \frac{c_{SG} m_{SG}}{k_4 \bar{M}_{SG}^{0.33} + 2c_{SG} \bar{M}_{SG}}$$

Мінімізація викидів шкідливих речовин

Аналіз чинних технологій спалювання показує, що одним із перспективних напрямів у розв'язанні проблеми спалювання органічного твердого палива, включно з питаннями розв'язання екологічних проблем, є спалювання в топках із циркулюючим киплячим шаром (ЦКШ).

Однією з основних переваг спалювання палива в киплячому шарі є можливість ефективного видалення діоксиду сірки SO_2 шляхом подачі в шар вапняку. При цьому протікають такі реакції:



Аналіз наявних даних [20] показує, що процес десульфурації вапняком найповніше (спостережуваний мінімум концентрації SO_2 в димових газах) відбувається при температурі шару на рівні 840–870°C. Слід зазначити, що такі температури є робочими температурами більшості топків з ЦКШ, тому що при цьому забезпечується необхідна ефективність вигорання палива і забезпечується безшлакова робота шару.

Спосіб та автоматизована система регулювання теплової потужності котла за теплотворною здатністю паливної суміші ТПВ при роботі котла на потужності, відмінній від номінальної.

Імітаційна модель об'єкта керування

Була розроблена імітаційна математична модель, яка описує динамічні властивості апарату за такими каналами: витрата паливної суміші $G_{ТПВ}$ – навантаження N ; витрата паливної суміші

$G_{ТПВ}$ – температура шару T ; витрата паливної суміші $G_{ТПВ}$ – рівень (товщина) шару S ; витрата води на охолодження інерту $G_{охл_в}$ – температура шару T ; витрата води на охолодження інерту $G_{охл_в}$ – навантаження N ; витрата води на охолодження інерту $G_{охл_в}$ – концентрація діоксиду сірки c_S ; витрата вапняку $G_{вапн}$ – концентрація діоксиду сірки c_S ; витрата золи $G_{зол}$ – рівень (товщина) шару S ; витрата первинного повітря Q_1 – рівень (товщина) шару S ; витрата первинного повітря Q_1 – тиск повітря перед розподільчою решіткою $Pair1$; витрата вторинного повітря Q_2 – склад димових газів (економічність) c_{O_2}, c_{CO_2} ; склад паливної суміші – навантаження N ; склад паливної суміші – температура шару T ; склад паливної суміші – склад димових газів (економічність) c_{O_2}, c_{CO_2} ;

Параметрична схема регульованого апарату представлена на рисунку 5:

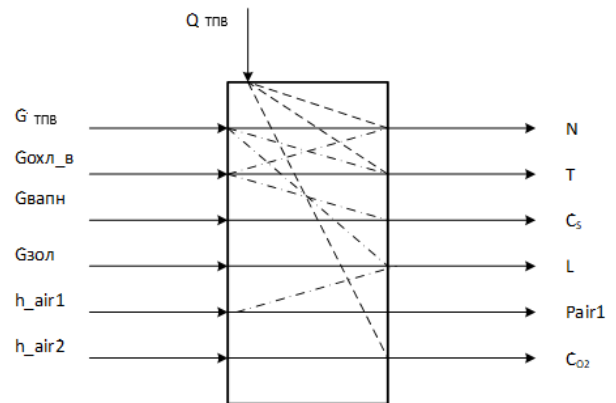


Рис. 5. Параметрична схема регульованого апарату

Методи керування топками киплячого шару

Метод регулювання навантаження, заснований на використанні взаємозв'язку між ступенем розширення киплячого шару і швидкістю охолодження для зміни висоти шару і, таким чином, зануреної величини теплосприймальної поверхні, забезпечує можливість отримання широкого діапазону регулювання навантаження з коротким перехідним процесом, тому що тепловий потік до заглиблених труб приблизно у 4 рази перевищує тепловий потік до труб, які перебувають над киплячим шаром.

Структурна схема імітаційної моделі об'єкта керування показана на рисунку 6.

Імітаційна модель, що наведена на рисунку, складається з чотирьох ділянок: моделі топки низько температурного киплячого шару «*Low Temp Fluorized Bed*»; моделі теплообмінних поверхонь «*heat transfer surface model*»; моделі

теплообміннику для охолодження шихти «*Inert Cooler*»; моделі зв'язування сполук сірки «*sulphur absorption models*».

Кожна з моделей була отримана у результаті попередніх досліджень [9, 10, 11, 12, 15, 17].

Таким чином в об'єкті регульованими параметрами є: навантаження (вимірюваним параметром може бути тиск пари після котла); температура киплячого шару; концентрація діоксиду сірки в димових газах; економічність процесу спалення (вимірюваним параметром є склад димових).

Керуючими впливами є: витрата паливної суміші (ТПВ); витрата води на охолодження шихти; витрата вапняку; витрата вторинного повітря.

Зовнішніми збуреннями на об'єкт є: задане навантаження (потужність) установки; склад паливної суміші (ТПВ).

Схему імітаційної моделі АСК установки для спалення ТПВ показано на рисунку 7.

На рисунку застосовано такі позначення:

Boiler – об'єкт управління, описаний вище і структурна схема якого наведена на рисунку 6; *PowerContr* – регулятор потужності установки; *AirContr* – регулятор економічності (витрати повітря); *FlBedTempContr* – регулятор температури киплячого шару; *LimeFlowContr* – регулятор витрати вапна; *Waste Composition Disturb* – пристрій моделювання складу паливної суміші; *Load*,

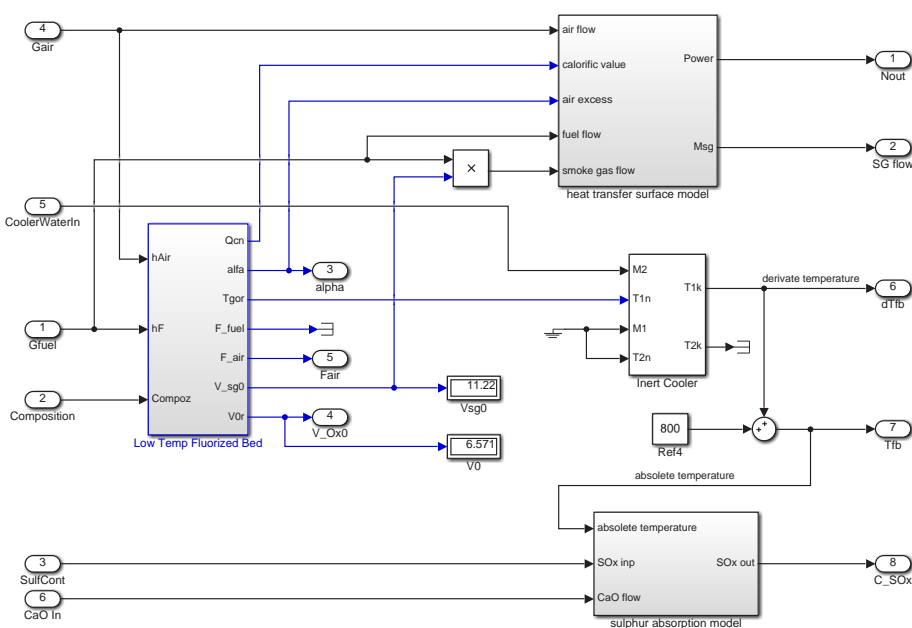


Рис. 6. Структурна схема імітаційної моделі об'єкта керування

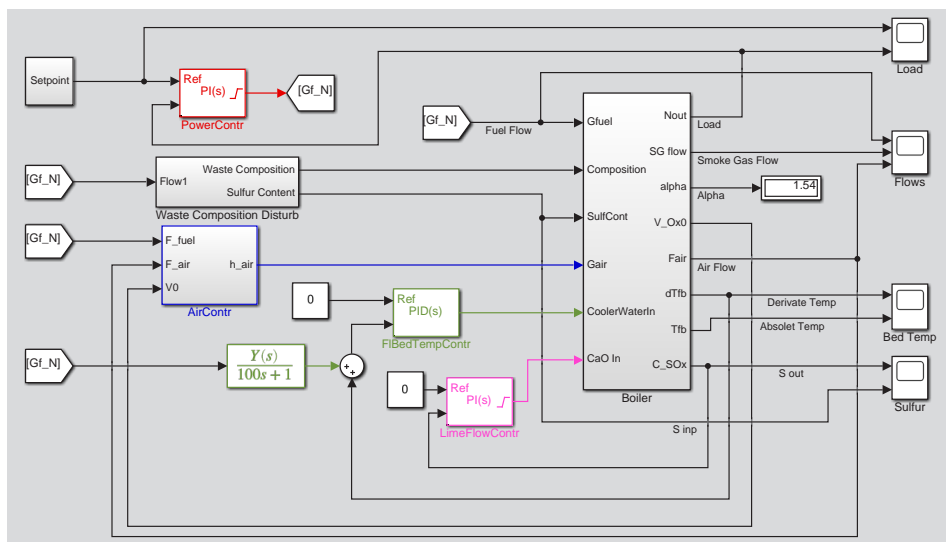


Рис. 7. Схема імітаційної моделі АСК установки спалювання ТБО

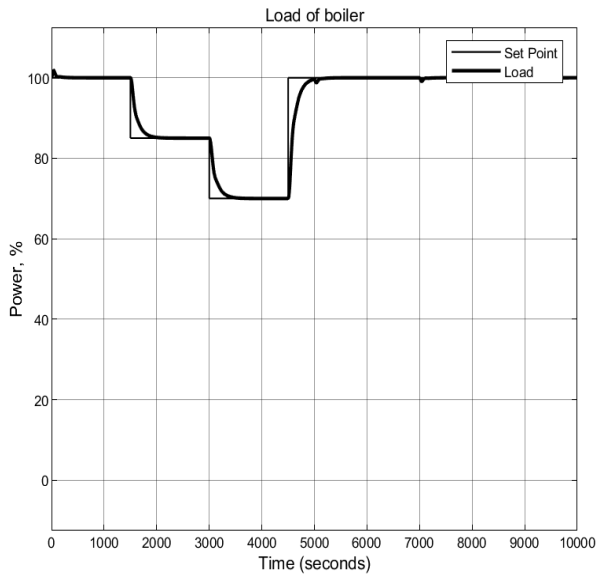


Рис. 8. Графік навантаження установки спалення ТПВ

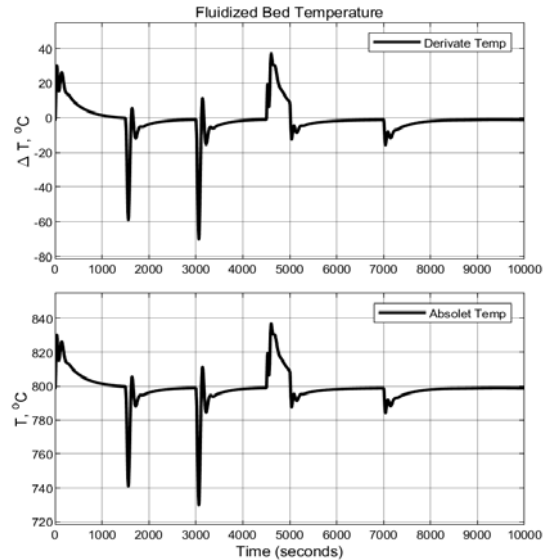


Рис. 9. Перехідний процес регулювання температури киплячого шару

Flows, Bed Temp, Sulfur – блоки виведення графіків (Score); *Setpoint* – блок сигналу завдання потужності.

Виходячи з властивостей об'єкта керування за каналами керування висоти киплячого шару, а саме підтримання витрати первинного повітря та відведення шихти (шлаку) не розглядалося. оскільки для підтримання цих параметрів достатньо штатних систем керування.

Обчислювальний експеримент розробленої САК та показники якості регулювання

Пропонована система керування має наступні особливості.

Для компенсації впливу складу паливної суміші (ТПВ) використаний засіб визначення бруто формули палива [21]. Визначення бруто формули паливної суміші дає можливість з випередженням визначити теплотворну здатність палива та визначити теоретичну кількість повітря, яке йде на спалення. Ця інформація подається на регулятор навантаження та регулятор економічності, відповідно. Однак дослідження показали, що топка з ЦКШ має доволі велику інерційність, як за витратою палива так й витратою повітря. Тому було ухвалено рішення залишити сигнал про теплотворну здатність палива тільки для контролю. Таким чином при спаленні ТПВ динамічні характеристики котла визначаються характеристиками топки.

І навпаки, введення сигналу про теоретичну кількість повітря дозволило збільшити точність

підтримання такого складу димових газів, який відповідає мінімальним втратам теплоти від хімічного недопалу та з газами, що відходять. А також за рахунок збільшеної кількості повітря дозволяє зменшити температуру горіння палива в киплячому шарі. Це можна вважати первинним регулюванням температури киплячого шару.

Вторинне регулювання температури шару відбувається за рахунок винесеного трубчастого теплообмінного апарату. Теплообмінні труби занурені у циркулюючу шихту. За рахунок зміни витрати води скрізь цей теплообмінник регулюється температура шихти, що повертається у топку. Така схема регулювання дозволяє підтримувати температуру шихти з більшою точністю у перехідних режимах роботи установки.

Процеси регулювання при нанесенні збурень значенням необхідної потужності та складом паливної суміші, показані на рисунках 8–4.18.

На рисунку 8 наведено зміни завдання навантаження та відповідну зміну значення навантаження установки. Обурення складом паливної суміші повністю компенсуються. Спостерігаються незначні менше ніж 1% відхилення потужності, які повністю компенсуються протягом 2–3 хвилин.

На рисунку 9 представлений перехідний процес регулювання температури киплячого шару. Моменти відхилення температури від номінального значення відповідають моментам зміни потужності (1500, 3000 та 4500 с) та моментам зміни складу паливної суміші (5000 та 7000 с). Система управ-

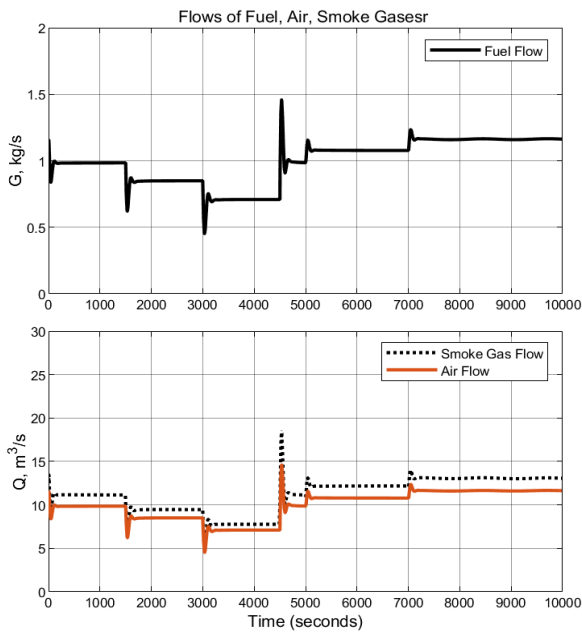


Рис. 10. Графік значень витрат паливної суміші, повітря та димових газів

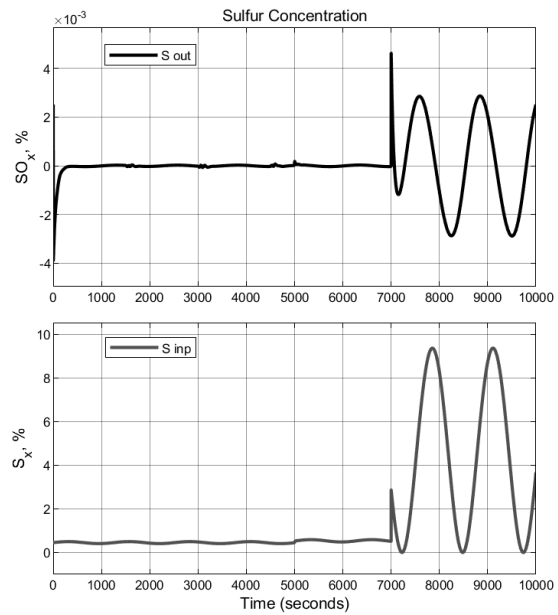


Рис. 11. Графіки перехідного процесу регулювання оксидів сірки

ління задовольняє вимогам щодо підтримки температури киплячого шару. При однаковому збуренні потужністю 15%, але при різних значеннях потужності (рис. 8), величина відхилення температури різна. Це пояснюється нелінійними характеристиками об'єкта керування. Якість управління температурою киплячого шару накладає обмеження величину обурення, яку може компенсувати система управління. З результатів імітаційного моделювання, рекомендовано не перевищувати величину обурення 15% потужності.

На рисунку 10 наведено значення витрат паливної суміші, повітря та димових газів. Відхилення технологічних параметрів перебувають у розрахункових межах. Регулюючі органи переміщуються у робочих діапазонах, без виходу на обмеження.

На рисунку 11 наведено графіки перехідного процесу регулювання оксидів сірки. На верхньому графіку наведено відхилення концентрації SO_x у димових газах. На нижньому графіку – концентрація сірки у початковій сировині, яка подається на спалювання. До моменту часу 7000 с моделювалось типове значення концентрації сірки у ТПВ, на рівні 0,5–0,8% до 5000 с та 1–1,5% від 5000 с до 7000 с. Починаючи з 7000 с було змодельоване вміст сірки у складі ТПВ до 10%. Для типового вмісту сірки концентрація оксиду сірки SO_x у димових газах знаходиться у межах допустимих середньодобових значень 0,05 мг/м³, для значно

збільшеного значення – у межах допустимого разового викиду у 0,5 мг/м³ [1].

Висновки. В якості об'єкта керування для дослідження обрано котел обладнаний топкою з циркулюючим киплячим шаром. Використання ЦКШ дозволяє вирішити задачу регулювання температури шару з метою зменшення викидів шкідливих сполук сірки.

Було проведено декомпозицію установки з виділенням характерних ділянок: топки ЦКШ; винесеного теплообміннику; теплообмінних поверхонь, що нагрівають теплоносій; процес поглинання сполук сірки вапном. Синтезовано математичну модель, яка поєднує окремі математичні ділянки.

Синтезовано автоматизовану систему керування установкою. При цьому означені регульовані технологічні змінні, керуючі впливи. Виділено чотири основних регулятора, а саме потужності, температури шару, економічності, та викидів шкідливих речовин.

Проведено імітаційне моделювання системи. Аналіз перехідних процесів регулювання показав, що система управління задовольняє вимогам щодо підтримки заданого теплового навантаження, задовольняє вимогам щодо підтримки температури киплячого шару. Концентрація оксиду сірки SO_x у димових газах знаходиться в межах допустимих середньодобових значень.

Список літератури:

1. EMEP/EEA air pollutant emission inventory guidebook 2023: Technical guidance to prepare national emission inventories (EMEP/EEA Guidebook). Luxembourg: Publications Office of the European Union, 2023. ISBN 978-92-9480-598-0 ISSN 1977-8449. doi: 10.2800/795737
2. Wang, Y. et al. Review on the catalytic pyrolysis of waste oil for the production of renewable hydrocarbon fuels. *Fuel*, Vol. 283, 2021, 119170. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2020.119170>
3. Annisa, R. et al. Environmental Impact Assessment of Steam Cycle and Combine Cycle Power Plants Using Life Cycle Assessment Methodology. 2018 Conference on Power Engineering and Renewable Energy (ICPERE), Solo, Indonesia, 2018, pp. 1-6, doi: 10.1109/ICPERE.2018.8739338.
4. Alfe, M. et al. The effect of temperature on soot properties in premixed methane flames. *Combustion and Flame*, Vol. 157, 2010, pp. 1959-1965. <https://doi.org/10.1016/j.combustflame.2010.02.007>
5. Davydov, V.O., Bondarenko, A.V. The method of calculating the combustion temperature of any mixture of hydrocarbon fuel for any excess air. *Works of Odessa polytechnic university*, Vol. 3 (42), 2013, Odessa, pp. 98-101. <http://dspace.opu.ua/jspui/handle/123456789/5332>
6. Maksimov, M. V., Brunetkin, A. I., Bondarenko, A. V. Model and method for determining conditional formula hydrocarbon fuel combustion. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, Vol. 6 No. 8(66), 2013, pp. 20-27. <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2013.18702>
7. Lysyuk, O.V. Improvement of the heat load control system of a drum boiler for burning combustible artificial gases. *Bulletin of the Kherson National Technical University*, No. 3(62), 2017, pp. 180-185. (in Russian) URL: [http://kntu.net.ua/ukr/content/download/82019/475551/file/%D0%92%D0%86%D0%A1%D0%9D%D0%98%D0%9A%20%E2%84%963\(62\)%20%D0%A2%D0%BE%D0%BC%201.pdf](http://kntu.net.ua/ukr/content/download/82019/475551/file/%D0%92%D0%86%D0%A1%D0%9D%D0%98%D0%9A%20%E2%84%963(62)%20%D0%A2%D0%BE%D0%BC%201.pdf)
8. Dobrovolska, T., Lozhechnikov, V. The automated control system of the burning fuel process with a variable calorific capacity for the refining Industry. *Journal of Automation and Information Sciences*, Vol. 48, 2016, pp. 25-30. DOI:10.1615/JAutomatInfScien.v48.i10.30
9. Dobrovolskaya, T.S., Maksimov, M.V., Lozhechnikov, V.F., Bondarenko, A.V. The mathematical model of non-certified fuel combustion. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, Vol. 2, No. 8(68), 2014, 44-51. <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2014.22420>
10. Vovk, I.V., Beglov, K.V. Modeling of water heating boilers with deep disturbances in fuel content. *Scientific notes of the Tavri National University named after V.I. Vernadsky. Series "Technical Sciences"*, Issue 29 (68), No. 6(1), 2018, pp. 116-121. (in Ukrainian) URL: http://www.tech.vernadskyjournals.in.ua/journals/2018/6_2018/part_1/22.pdf
11. Ткаченко, А.Є. Синтез динамічної моделі котельного агрегату низькотемпературного киплячого шару / О.Є. Ткаченка, Б.В. Гавриленко // Автоматизація технологічних об'єктів та процесів. Пошук молодих: Збірник наукових праць XV науково-технічної конференції аспірантів та студентів у м. Донецьку, 20–22 травня 2015. – Донецьк: ДонНТУ, 2015. – С. 195–198.
12. Гавриленко, Б.В. Синтез математичної моделі топки киплячого шару шахтного повітропідігрівача за нестационарних умов для завдань автоматичного управління / Б.В. Гавриленко, С.В. Неєжмаков // Моделювання та інформаційні технології: 36. наук. пр. – К.: ППМЕ ім. Г.Є.Пухова НАН України, 2010. – Вип. 57. – С. 164–173.
13. Рохман Б.Б., Шрайбер А.А., Чернявсьий Н.В. Інженерна методика розрахунку горіння твердих палив у реакторі з циркулюючим киплячим шаром стосовно пілотної установки за технологією фірми "Лургі" // Пром. теплотехніка. – 2004. – т. 26. – № 4. – с. 40–47.
14. Davydov, V.O., Bondarenko, A.V. The method of calculating the combustion temperature of any mixture of hydrocarbon fuel for any excess air. *Works of Odessa polytechnic university*, Vol. 3 (42), 2013, Odessa, pp. 98-101. <http://dspace.opu.ua/jspui/handle/123456789/5332>
15. Беглов, К. В., Козлов, О. В., Кондратенко, Ю. П., Марколенко, Т. Д., Кривда, В. І. «Автоматичне керування тепловою потужністю котла на основі зміни теплоти згоряння вуглеводневого палива», *International Scientific Technical Journal "Problems of Control and Informatics"*, 2023, 68(2), с. 75–92. doi: 10.34229/1028-0979-2023-2-6. (Реєстр наукових фахових видань України, категорія «А»)
16. V.Kryvda, O.Brunetkin, K.Beglov, T.Markolenko, I.Lutsenko (2024) "Method of controlling the volume of combustion products at different boiler loads", *Naukovyi Visnyk Natsionalnoho Hirnychoho Universytetu*. 2024, (1): 100–104. <https://doi.org/10.33271/nvngu/2024-1/100>
17. Вовк І.В., Беглов К.В. Моделювання водогрійних котлів при глибоких збуреннях за змістом палива. *Вчені записки Таврійського національного університету імені В.І. Вернадського. Серія «Технічні науки»*. 2018. Вип. 29 (68). № 6 (1). С. 116–121. URL: https://scholar.google.com.ua/citations?view_op=view_citation&hl=ru&user=c3oVsmkAAAAJ&citation_for_view=c3oVsmkAAAAJ:ZeXyd9-uunAC.
18. Дуба І.Е., Беглов К.В. Моделювання водогрійних котлів при глибоких збуреннях за теплотворною спроможністю палива. *Вчені записки Таврійського національного університету імені В.І. Вернадського. Серія «Технічні науки»*. 2018. Т. 29 (68). № 6 (1). С. 132–136.

19. Winter F. Formation and reduction of pollutants in CFBC: from heavy metals, particulates, alkali, NO_x, N₂O, SO_x, HCl // Proc. of the Intern. Conf. FBC-20. China, Xian, May 18–21, 2009. P. 43–48.

20. NO_x and N₂O emissions of burning coal with high alkali content in a circulating fluidized bed / Yi Cai1, L. Cheng, L. Xu, Q. Wang, M. Feng, Z. Luo, Q. Zhou, L. Nie, H. Su // Proc. of the 22nd Intern. Conf. on FBC. Finland, Turku, June 14–17, 2015. P. 496–503.

21. Патент України на винахід № 120216. Установа для визначення складу горючого газу при його спалюванні / Максимов М.В., Брунеткін О.І., Лисюк О.В., Тарахтій О.С. № а201712785; заявл. 22.12.2017; опубл. 25.10.2019, Бюл. N 20.

Lysyuk H.P. SYNTHESIS OF THE HEAT LOAD CONTROL SYSTEM OF THE DRUM BOILER IN THE COMBUSTION OF SOLID DOMESTIC WASTE

The article examines the topic of thermal disposal of solid household waste in furnaces with a fluidized bed. A feature of the operation of such incinerators is the dramatically changing composition of household waste submitted for processing. Also, a special difference of burning waste is the risk of formation of harmful compounds, such as sulfur dioxides, nitrogen oxides, chlorine compounds, dioxins and furans. To prevent the formation of such compounds, it is very important to maintain the temperature of the fluidized bed.

The purpose of the article is the development and research of a system of automated control of the thermal power of the combustion plant with compensation for load disturbances and changes in fuel composition at any level of thermal power and increasing the efficiency of the combustion process of the fuel mixture regardless of its composition and current power level.

To achieve the goals, mathematical models of burning solid fuel of variable composition in furnaces with a circulating fluidized bed were improved, taking into account the presence of organic compounds in the mixture, which include sulfur.

The mathematical model was divided into the following sections: model of the solid fuel combustion process in a pseudo-liquid layer; model of heat transfer to the working body in radiative and convective heating surfaces; emission model of harmful substances, primarily sulfur oxides.

An automated installation control system has been synthesized. At the same time, the adjustable technological variables controlling the impact are specified. Four main regulators are identified, namely: power, bed temperature, economy and emissions of harmful substances.

It was decided to abandon the introduction of a signal about the calorific value of the fuel into the power regulator, since a sudden change in the flow rate of the fuel mixture can lead to emergency situations. Conversely, entering a signal about the theoretical amount of air allows you to increase the accuracy of maintaining such a composition of flue gases that corresponds to minimal heat losses from chemical underburning and exhaust gases. And also due to the increased amount of air, it is possible to lower the fuel combustion temperature in the fluidized bed.

The improved mathematical model of the dynamics of drum boilers will allow to perform mathematical modeling of the operation of the improved system.

Key words: *thermal utilization, incineration, solid household waste, furnace with a fluidized bed, automated control systems, mathematical model of the dynamics of drum boilers.*