

УДК 621.313.12.001.57

**Вовк І.В.**

Одеський національний політехнічний університет

**Дуба І.Е.**

Одеський національний політехнічний університет

**Конущбаєва Т.В.**

Одеський національний політехнічний університет

**Беглов К.В.**

Одеський національний політехнічний університет

## ВОДОГРІЙНА КОТЕЛЬНЯ ЯК ОБ'ЄКТ КЕРУВАННЯ ПОТУЖНОСТІ

*Використання біогазу є одним із перспективних напрямків розвитку енергетики України, але заміна природного газу на біогаз викликає ряд проблем в експлуатації теплогенеруючого обладнання. Основною проблемою є коливання складу газу, що йде на горіння. Через різний склад газу відбуваються значні коливання витрат повітря. Як наслідок, змінюються властивості газоповітряного тракту і теплообмінних процесів. Розглянуто вплив зміни складу палива, що подається до топкового пристрою, на потужність водогрійної котельні. Для досягнення поставленої мети вдосконалено математичну модель спалювання газоподібного палива шляхом врахування нелінійної залежності кількості тепла, що подається до топкового пристрою, та врахування зміни умов теплопередачі за значних коливань витрати димових газів. На базі розробленої імітаційної моделі 3 котлів КВГМ-50 проаналізовані динамічні характеристики у вигляді кривих розгону, отриманих шляхом збурення теплотворною здатністю палива.*

**Ключові слова:** біогаз, котельня установка, математична модель, перехідний процес.

**Постановка проблеми.** Нині активно ведуться дослідження з використання поновлюваних джерел енергії. Зокрема, розглядаються питання використання в якості палива біогазу, отриманого шляхом переробки органічних відходів сільськогосподарської діяльності. Заміна природного газу на біогаз викликає ряд проблем в експлуатації теплогенеруючого обладнання.

Основною такою проблемою можна вважати значні коливання складу газу, що йде на горіння. Це викликає значні коливання витрати повітря і, як наслідок, зміну аеродинамічних властивостей газоповітряного тракту і теплообмінних процесів у ньому.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Дослідження зі спалювання біопалива в котельних установках проводяться досить давно. Вже створено й експлуатується багато котельних установок, які використовують у якості основного палива біогаз чи рідке біопаливо. Проте ті котли, що експлуатуються, вже розраховані на спалювання біогазу, причому вважається, що склад палива не змінюється.

Дослідження спалювання несертифікованого палива, до якого й належить біогаз, проводилися в обмеженій кількості робіт.

Так, математична модель спалювання несертифікованого палива розглянута у роботі [1, с. 44–52]. Проте в якості палива розглянуто попутний нафтовий газ, який спалюється в паровому котлі.

У роботах [2, с. 32–36] та [3, с. 79–84] показаний вплив складу палива на умови тепловіддачі у хвостових поверхнях нагріву котлів. Також, як і в попередній роботі, приклад був наведений для газу, теплотворна спроможність якого більша, ніж у природного газу.

Якщо ж спалювати газ із теплотворною спроможністю меншою, ніж у природного газу, то, як це показано в роботах [4] та [5], необхідно збільшувати площу теплообмінної поверхні для забезпечення постійної потужності котла. Цього можна досягнути, використовуючи наявне теплогенеруюче обладнання, якщо вмикати або вимикати його за необхідності.

**Постановка завдання.** Дослідити вплив зміни складу палива, що подається до топкового пристрою, на потужність водогрійної котельні.

**Виклад основного матеріалу дослідження.** Для досягнення поставленої мети необхідно вдосконалити математичну модель спалювання несертифікованого газоподібного палива шляхом врахування нелінійної зміни кількості тепла, що подається до топкового пристрою, та врахування зміни умов теплопередачі за значних коливань витрати димових газів.

Для дослідження статичних і динамічних властивостей було обрано водогрійний котел КВГМ-50, як найпоширеніший у комунальному господарстві районних котельень.

У першу чергу, уточнимо модель виділення тепла у процесі горіння.

Відомо, що тепло, яке виділяється у процесі спалювання, може бути розраховане за формулою:

$$Q_G = M_{bb} Q_p^n \quad (1)$$

$Q_F$  – кількість тепла, що відводиться димовими газами;

$Q_{pn}$  – нижча теплота згоряння робочої маси палива;

$M_{bb}$  – витрата палива.

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

$$\bar{Q}_G + {}''Q_G = (\Delta Q_p^n + \bar{Q}_p^n) \cdot (\bar{M}_B + {}''M_B) \quad (2)$$

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

$${}''Q_G = \bar{M}_B {}''Q_p^n + {}''M_B \bar{Q}_p^n + {}''M_B \bar{Q}_p^n \quad (3)$$

Зазвичай другий доданок відкидається як такий, що має другий порядок малості. Однак, оскільки відхилення теплотворної здатності біогазу настільки велике, розрахунок у моделі проводиться за виразом (3).

Схема моделювання виразу (3) наведена на рис. 1.

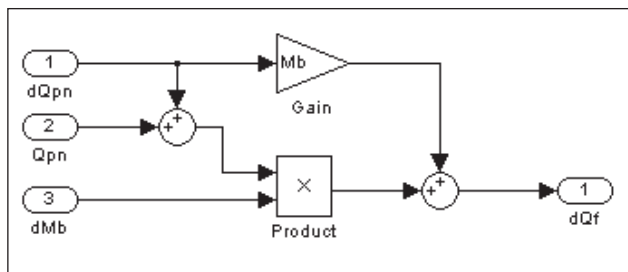


Рис. 1. Схема моделювання виділення тепла в топці

Далі розглянемо й уточнимо модель передачі тепла конвекцією.

Зміна коефіцієнту надлишку повітря в області достатньо великих надлишків незначно впливає на  $Q_G$ , але може сильно відбитися на розподілі теплосприяння між окремими поверхнями нагріву. Зі зміною  $\alpha$  зв'язана зміна питомої кількості димових газів  $i$ , як наслідок, температури газів  $\theta_G$  у топці, що, як відомо, впливає на передачу тепла радіацією. Відповідні зміни теплопередачі, але протилежного знаку, виникають у конвективних поверхнях нагріву.

Тепло, що виділяється в топці, сприймається частково шляхом радіації поверхнями нагріву, розташованими в топці, а частково – димовими газами, які після цього, переважно за допомогою конвекції, передають його конвективним поверхням нагріву. Процеси, що відбуваються, є наслідком термодинамічних і гідродинамічних явищ.

Передача тепла відбувається спочатку до стінок труб, через які тепловий потік теплопровідністю передається робочому тілу. У цих процесах у разі зміни режиму бере участь досить значна ємність, що акумулює маси металу поверхонь нагріву. Внаслідок того, що димові гази прилягають до великих мас, які не належать безпосередньо до поверхонь нагріву (обмурівка, ізоляція), останні також беруть участь у процесах, пов'язаних зі зміною режиму.

Котельний агрегат може бути представлений у вигляді теплообмінника. Введемо допущення, що в теплообміннику має місце повне перемішування як на стороні робочого тіла, так і на стороні газів, що гріють.

Розрахунки виходять із розгляду елемента котельної поверхні, зображеного на рис. 2.1. Явища в такому елементі за прийнятих допущень описуються виразами:

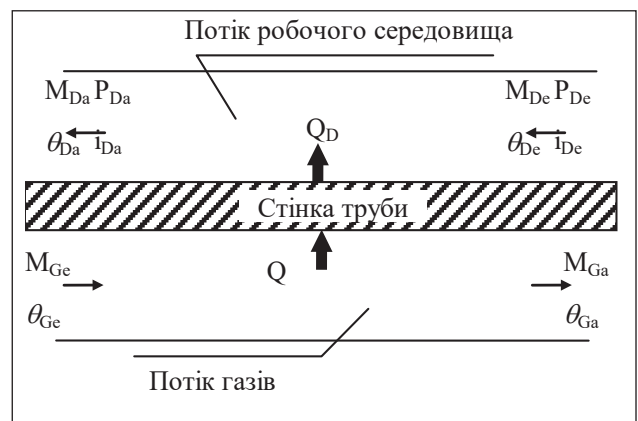


Рис. 2. Елемент теплообмінної поверхні  
Тепловий баланс на боці газу, що гріє:

$$M_{Ge} c_G \vartheta_{Ge} - M_{Ga} c_G \vartheta_{Ga} = Q + m_G c_G \frac{d\vartheta_{Gm}}{dt} \quad (9)$$

Тепловий баланс на боці робочого тіла:

$$M_{De}i_{De} + Q = M_{Da}i_{Da} + m_D \frac{du_{Dm}}{dt} \quad (10)$$

Тепловий баланс для метала труб:

$$Q - Q_D = M_R c_R \frac{d\theta_m}{dt} \quad (11)$$

Баланс механічної енергії для робочого тіла:

$$P_{De} - P_{Da} = k_1 M_D^2 + k_2 \frac{dM_D}{dt} \quad (12)$$

Баланс речовини на стороні газів:

$$M_{Ge} = M_{Ga} \quad (13)$$

Баланс речовини на стороні робочого тіла:

$$M_{De} = M_{Da} \quad (14)$$

Теплопередача в системі «газ, що гріє – труба» опроміненням:

$$Q = k_3 (\varepsilon_g T_{Gm}^4 - A_g T_{Rm}^4) \quad (15),$$

конвекцією:

$$Q = k_4 M_G^{0.33} (\vartheta_m - \theta_m) \quad (16)$$

Передача тепла від стінки труби робочому тілу:

$$Q_D = A_H \alpha_D (\theta_m - \vartheta_{Dm}) = k_5 M_D^{0.8} (\theta_m - \vartheta_{Dm}) \quad (17),$$

де  $A_H$  – площа поверхні нагріву;

$M_G$  – витрата газів;

$m_G$  – маса газу в елементі;

$M_D$  – витрата робочого тіла;

$m_D$  – маса робочого тіла в елементі;

$m_R$  – маса метала труб;

$c_G$  – питома теплоємність газів;

$c_D$  – питома теплоємність робочого тіла;

$c_R$  – питома теплоємність метала труб;

$i_D$  – ентальпія робочого тіла;

$u_D$  – внутрішня енергія робочого тіла;

$\theta_m$  – температура метала труб;

$\vartheta_{Gm}$  – температура газів;

$\vartheta_D$  – температура робочого тіла;

$P_D$  – тиск робочого тіла;

$Q$  – тепловий потік від газу до стінки;

$Q_D$  – тепловий потік від стінки до робочого тіла;

$\alpha_D$  – коефіцієнт теплопередачі від стінки до робочого тіла;

$k_1, k_2, k_3, k_4, k_5$  – коефіцієнти.

Параметри з індексом  $m$  є середніми значеннями, що підраховані для елемента.

Щоб встановити залежність між підведенням тепла і рівняннями (9), (13), (15), (16), необхідно визначити зв'язок між витратою димових газів, надлишком повітря і тепловиділенням в топці.

Для витрати газу маємо:

$$M_G = M_{Bb} + \alpha k_L M_{Bb} = M_{Bb} (1 + \alpha k_L) \quad (18)$$

Підставляючи з (1)  $M_{Bb}$ , одержимо:

$$M_G = \frac{1 + \alpha k_L}{Q_p^n} Q_F \quad (19)$$

Для малих відхилень маємо:

$$\bar{M}_G + \Delta M_G = \frac{1 + \bar{\alpha} k_L + \Delta \bar{\alpha} k_L}{Q_p^n} (\bar{Q}_F + \Delta Q_F) \quad (20)$$

Звідки, нехтуючи доданками  $\Delta \alpha \Delta Q_F$  та  $\Delta k_L \Delta Q_F$  через їхню малість і враховуючи рівняння (19), одержуємо:

$$\Delta M_G = \frac{k_L \bar{Q}_F}{Q_p^n} \Delta \alpha + \frac{1 + \bar{\alpha} k_L}{Q_p^n} \Delta Q_F = k_a \Delta \alpha + k_Q \Delta Q_F \quad (21)$$

Використовуючи ці залежності для різних елементів котла і, в першу чергу, топку (індекс 1) з урахуванням (9) і (13), знаходимо (підведене тепло дорівнює тепловиділенню в топці  $Q_p \vartheta m_i \vartheta a_i, M_i = M$ ):

$$Q_F - M c \vartheta_{a1} = Q_1 + m_1 c \frac{d\vartheta_{a1}}{dt} \quad (22)$$

Це рівняння для малих відхилень набуває вигляду:

$$\bar{Q}_F + \Delta Q_F - (\bar{M} + \Delta M) c (\bar{\vartheta}_{a1} + \Delta \vartheta_{a1}) = \bar{Q}_1 + \Delta Q_1 + m_1 c \frac{d\vartheta_{a1}}{dt} \quad (23)$$

Виключаючи з цього виразу члени, які стосуються стану, що встановився, одержуємо:

$${}''Q_F - c \bar{\vartheta}_{a1} {}''M = {}''Q_1 + \bar{M} c {}''\vartheta_{a1} + m_1 c \frac{d\vartheta_{a1}}{dt} \quad (24)$$

Окрім цього, для малих відхилень, диференціюючи рівняння (15) за  $T_{Gm}$ , знаходимо ( $T_{Gm} = \vartheta_{a1} + 273$ ):

$$\Delta Q_1 = 4k_3 \varepsilon_a T_{Gm1}^3 \Delta \vartheta_{a1} = k_s \Delta \vartheta_{a1} \quad (25),$$

звідки

$$\Delta \vartheta_{a1} = \frac{1}{k_s} \Delta Q_1 \text{ и } \frac{d\vartheta_{a1}}{dt} = \frac{1}{k_s} \frac{dQ_1}{dt}$$

Після підстановки в (24) одержуємо:

$$\Delta Q_F - c \bar{\vartheta}_{a1} \Delta M = \left(1 + \frac{\bar{M} c}{k_s}\right) \Delta Q_1 + \frac{m_1 c}{k_s} \frac{dQ_1}{dt} \quad (26)$$

або

$$\frac{k_s}{k_s + \bar{M} c} \Delta Q_F - \frac{k_s c \bar{\vartheta}_{a1}}{k_s + \bar{M} c} \Delta M = \Delta Q_1 + \frac{m_1 c}{k_s + \bar{M} c} \frac{dQ_1}{dt} \quad (27)$$

Тут коефіцієнт  $\frac{m_1 c}{k_s + \bar{M} c} = T$  має розмірність часу.

У спрощеній формі рівняння (27) може бути записане таким чином:

$$a_1 \Delta Q_F - b_1 \Delta M = \Delta Q_1 + T_1 \frac{dQ_1}{dt} \quad (28)$$

Воно встановлює залежність теплопередачі радіаційним поверхням нагріву від тепловиділення в топці  $\Delta Q_F$  і витрати димових газів  $\Delta M_G$ . Якщо замість  $\Delta M_G$  задається відповідна зміна коефіцієнту надлишку повітря, то з урахуванням (21) одержуємо:

$$(a_1 - b_1 k_Q) \Delta Q_F - b_1 k_a \Delta \alpha = \Delta Q_1 + T_1 \frac{dQ_1}{dt} \quad (29)$$

Друга частина котла стосується конвективних поверхонь нагріву.

Для аналізу процесів, що відбуваються в конвективній частині котла, необхідно передусім визначити температуру газів на виході з першої частини. Відповідні залежності можуть бути отримані з рівняння (27), якщо в ньому відповідно до (26) виразити  $\Delta Q_1$  у вигляді функції  $\Delta \vartheta_{a1}$ . Після ділення на  $k_s$  одержуємо:

$$\frac{1}{k_s + \bar{M}c} "Q_F - \frac{c\bar{g}_{a1}}{k_s + \bar{M}c} "M = " \bar{g}_{a1} + T_1 \frac{d\vartheta_{a1}}{dt} \quad (30)$$

або після скорочення:

$$\frac{a_1}{k_s} "Q_F - \frac{b_1}{k_s} "M = " \vartheta_1 + T_1 \frac{d\vartheta_1}{dt} \quad (31)$$

Якщо замість  $\Delta M$  задана зміна коефіцієнту надлишку повітря, то за аналогією з (29) можна записати:

$$\frac{a_1 - b_1 k_Q}{k_s} "Q_F - \frac{b_1 k_{\pm}}{k_s} "M = "Q_1 + T_1 \frac{dQ_1}{dt} \quad (32)$$

Для конвективних поверхонь нагріву справедливі рівняння (9), (13) і (16). Вихідна величина першої частини котла  $\Delta M_1 = \Delta M$  та  $\Delta \vartheta_{a1}$  є вхідною величиною для другої частини, тобто

$$\Delta M_2 = \Delta M_1 \text{ і } \Delta \vartheta_{e2} = \Delta \vartheta_{a1} \quad (33)$$

Написавши означені рівняння для малих відхилень і виключивши члени, які стосуються статичного режиму, з (9) і (13) при  $\vartheta_{m2} = 0.5(\vartheta_{e1} + \vartheta_{a2})$ , одержуємо:

$$\begin{aligned} c\vartheta_{e2}\Delta M_G + \bar{M}_G c \Delta \vartheta_{e2} - c\bar{g}_{a2}\Delta M - \bar{M}_G c \Delta \vartheta_{a2} = \\ = \Delta Q_2 + \frac{mc}{2} (\Delta \vartheta'_{e2} + \Delta \vartheta'_{a2}) \end{aligned} \quad (34)$$

та з (16):

$$\Delta Q_2 = 0.33k_4 \bar{M}_G^{0.33} \frac{\bar{g}_{e2} + \bar{g}_{a2} - 2\theta_m}{2\bar{M}_G} \Delta M + 0.5k_4 \bar{M}_G^{0.33} (\Delta \vartheta_{e2} + \Delta \vartheta_{a2})$$

Виключивши з цих рівнянь  $\Delta \vartheta_{a2}$ , одержуємо:

$$a_2 \Delta M_G + b_2 \frac{dM_G}{dt} + c_2 \Delta \vartheta_{e2} = \Delta Q_2 + T_2 \frac{dQ_2}{dt} \quad (35),$$

$$\text{де } a_2 = c \frac{0.33(4\vartheta_{e2} - \vartheta_{a2} - 3\theta_{m2})}{1 + \frac{2c}{k_4} \bar{M}_G^{0.33}}$$

$$b_2 = c \frac{0.33m_2(\vartheta_{e2} - \vartheta_{a2} - 2\theta_m)}{\bar{M}_G \left(1 + \frac{2c}{k_4} \bar{M}_G^{0.33}\right)}$$

$$c_2 = \frac{1}{\frac{1}{k_4 \bar{M}_G^{0.33}} + \frac{1}{2c\bar{M}}}$$

$$T_2 = \frac{cm_2}{k_4 \bar{M}_G^{0.33} + 2c\bar{M}}$$

$T_2$  – стала часу, яка характеризує інерцію теплосприйняття конвективною частиною щодо топкової камери.

Реалізацію розглянутої моделі з урахуванням роботи [3] зроблено за допомогою частини схеми, наведеної на рис. 2.

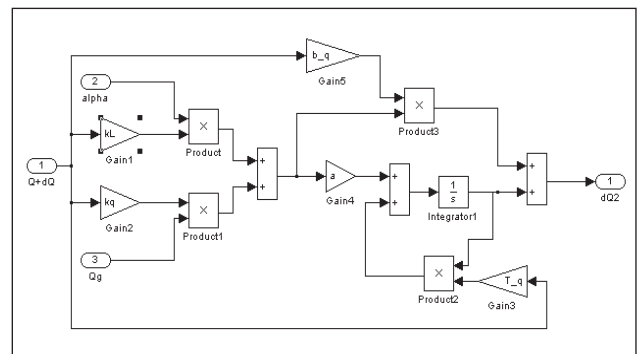


Рис. 2. Схема моделювання відведення тепла в конвективній частині

Після теплового розрахунку котла були отримані коефіцієнти диференціальних рівнянь, що наведені вище.

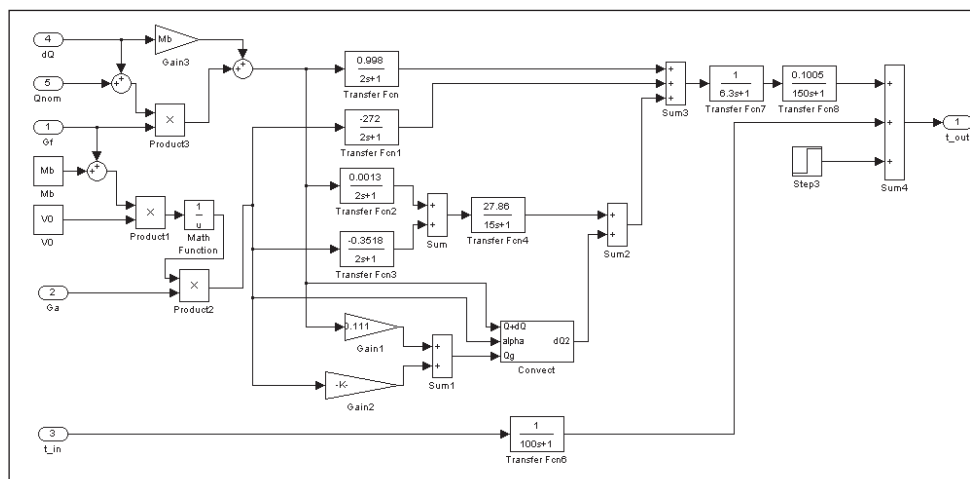


Рис. 3. Схема моделювання водогрійного котла

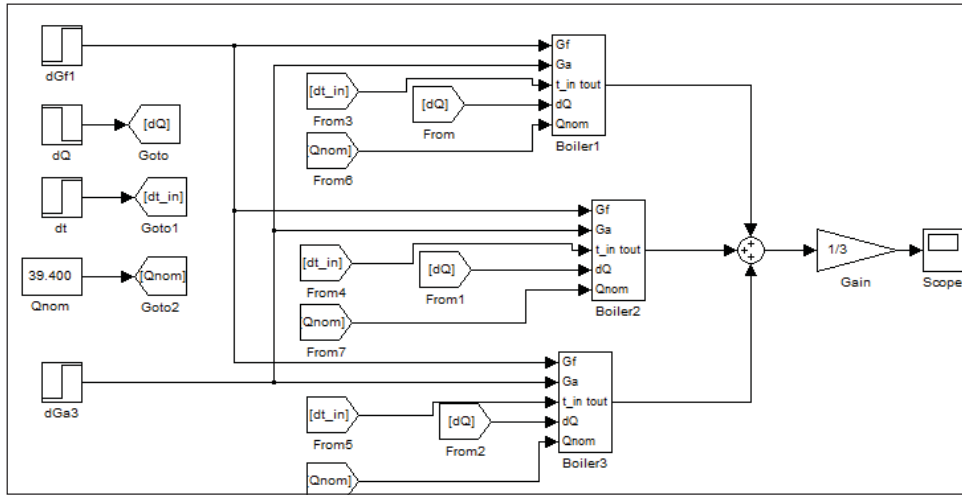


Рис. 4. Імітаційна модель котельні

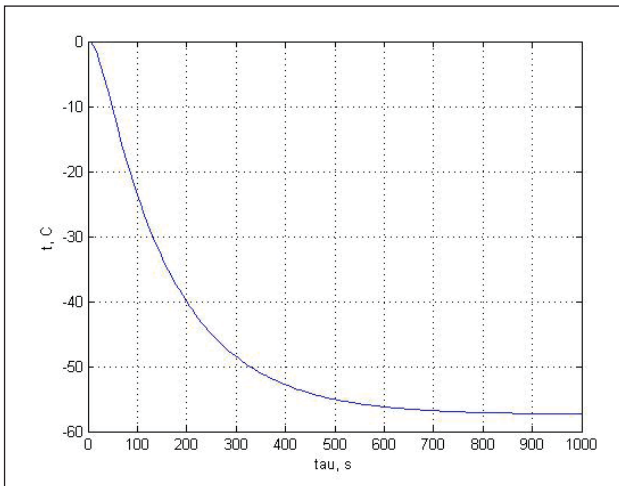


Рис. 5. Перехідний процес за каналом «Теплотворна спроможність палива  $Q_p^H$  – температура води після котлів  $t_{out}$ »

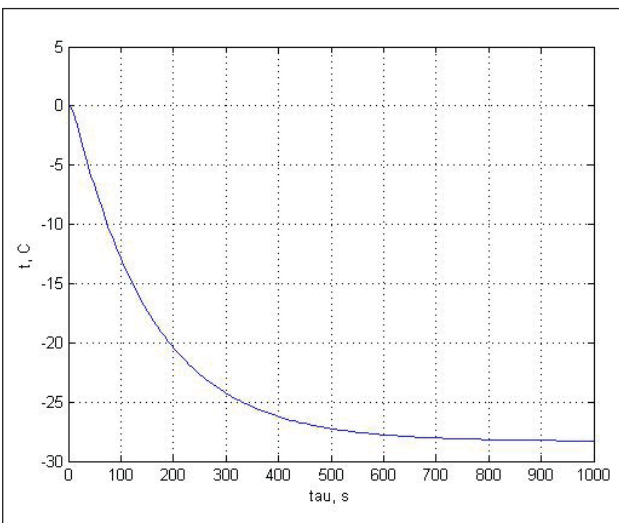


Рис. 6. Перехідний процес за каналом «Витрата повітря  $M_L$  – температура води після котлів  $t_{out}$ »

Імітаційна модель котлареалізована в пакеті Matlab/Simulink. Схема моделювання наведена на рис. 3.

Входами моделі є  $dQ$  – відхилення теплотворної спроможності палива;  $Qnom$  – номінальне значення теплотворної спроможності палива (номінальне прийняте значення для природного газу);  $Gf$  – відхилення витрати палива;  $Ga$  – відхилення витрати повітря;  $t_{in}$  – відхилення температури води на вході в котел. Крім того, на цьому етапі дослідження прийняті постійними номінальні значення витрати палива –  $M_b$  – та стехіометричної витрати повітря –  $V_0$ . Вихідним параметром моделі є температура води на виході з котла.

Поєднавши три моделі котлів, з'єднавши їх паралельно, ми отримали імітаційну модель котельні, яка наведена на рис. 4.

Використовуючи цю модель, ми отримали криві розгону за каналами «Витрата палива – температура води після котлів», «Теплотворна спроможність палива – температура води після котлів», «Витрата повітря – температура води після котлів».

Графіки кривих розгону наведені на рис. 5, 6, 7 відповідно.

Як видно з графіків, за всіма каналами кожен котел може бути описаний інерційною ланкою першого порядку. Постійна часу визначається процесом акумуляції тепла в металі труб і передачею тепла до теплоносія. Склад палива на цю характеристику не впливає.

Коефіцієнти передачі мають такі значення:

$$\text{за каналом } Q_p^H - t_{out} k = 37.5 \frac{^{\circ}\text{C}}{\text{ї } \text{А} \text{е} / \text{ї}^3} .$$

$$\text{за каналом } M_L - t_{out} k = -2.7 \frac{^{\circ}\text{C}}{\text{ї}^3 / \text{с}}$$

$$\text{за каналом } M_b - t_{out} k = 3.7 \frac{^{\circ}\text{C}}{\text{ї}^3 / \text{с}} .$$



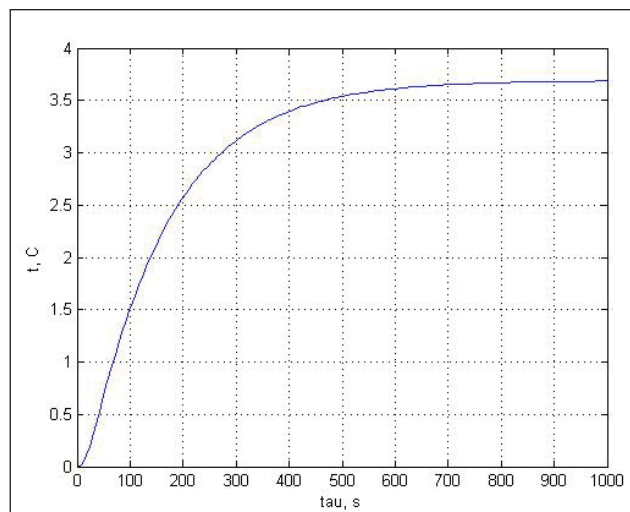


Рис. 7. Перехідний процес за каналом «Витрата палива  $M_b$  – температура води після котлів  $t_{out}$ »

Але під час подачі одночасного збурення по каналах витрати палива та теплотворної спромож-

ності палива було виявлено, що для компенсації зменшення теплотворної спроможності палива в 2 рази витрату палива потрібно збільшити в 6 разів.

**Висновки.** У роботі розглянуто вплив теплотворної спроможності палива на статичні та динамічні властивості водогрійного котла.

Отримала подальший розвиток математична модель водогрійного котла: відомі лінійні передатні функції було доповнено нелінійною залежністю їхніх коефіцієнтів від величини збурення теплотворною спроможністю палива.

Виявлено, що у разі зменшення теплотворної спроможності палива в два рази, наприклад, під час переведення котла з природного газу на спалювання біогазу, витрата палива повинна бути збільшена в 6 разів.

Цей факт можна пояснити складними теплогідравлічними процесами, які протікають у конвективних поверхнях нагріву, а саме зміною коефіцієнта теплопередачі від газів до стінок конвективної поверхні.

#### Список літератури:

1. Maksimov M.V., Lozhechnikov V.F., Dobrovolskaya T.S., Bondarenko A.V. Mathematical model of non-certified burning fuels. East European journal of advanced technologies. 2014. Vol. 2. № 8 (68). P. 44–52. URL: <http://journals.uran.ua/eejet/article/view/22420/21760>.
2. Brunetkin O.I., Gorban S.O. Heat transfer optimization of heat exchange surfaces of boiler equipment with decrease in consumption of combustion products. Proceedings of the Odessa Polytechnic University. 2017. Vol. 3 (53). P. 32–36.
3. Brunetkin O.I., Gusak A.V. Determination of the range of change of the convective heat transfer coefficient during the burning of alternative types of gaseous fuel. Proceedings of the Odessa Polytechnic University. Vol. 2 (46). P. 79–84.
4. Лысюк А.В., Усовершенствование АСУ барабанного котла для сжигания горючих искусственных газов. Автоматика-2017: XXIV Міжнародна конференція з автоматичного управління (м. Київ, Україна, 13–15 вересня 2017 р.). Київ, 2017.
5. Лысюк А.В., Беглов К.В. Оптимизация работы группы котельных агрегатов при сжигании несертифицированного топлива. Автоматика-2017: XXIV Міжнародна конференція з автоматичного управління (м. Київ, Україна, 13–15 вересня 2017 р.). Київ, 2017.

#### ВОДОГРЕЙНАЯ КОТЕЛЬНАЯ КАК ОБЪЕКТ УПРАВЛЕНИЯ МОЩНОСТИ

Использование биогаза является одним из перспективных направлений развития энергетики Украины, но замена природного газа на биогаз вызывает ряд проблем при эксплуатации теплогенерирующего оборудования. Основной проблемой является колебание состава газа, идущего на горение. Из-за разного состава газа происходят значительные колебания расхода воздуха. Как следствие, меняются свойства газоздушного тракта и теплообменных процессов. Рассмотрено влияние изменения состава топлива, подаваемого к топочному устройству, на мощность водогрейной котельной. Для достижения поставленной цели усовершенствована математическая модель сжигания газообразного топлива путем учета нелинейной зависимости количества тепла, подаваемого к топочному устройству, и учёта изменения условий теплопередачи при значительных колебаниях расхода дымовых газов. На базе разработанной имитационной модели 3 котлов КВГМ-50 проанализированы динамические характеристики в виде кривых разгона, полученных при возбуждении теплотворной способностью топлива.

**Ключевые слова:** биогаз, котельная установка, математическая модель, переходный процесс.

### WATER-HEATING BOILER-HOUSE AS AN OBJECT OF POWER CONTROL

*The use of biogas is one of the most promising directions for the development of the Ukrainian energy sector, but the replacement of natural gas with biogas causes a number of problems in the operation of heat generating equipment. The main problem is the fluctuations in the composition of the gas going to combustion. Because of the different composition of the gas, there are significant fluctuations in airflow and, as a consequence, the properties of the gas-air path and heat-exchange processes change. The influence of the change in the composition of the fuel supplied to the combustion device on the power of the boiler is considered. To achieve this goal, the mathematical model of burning gaseous fuels has been improved by taking into account the nonlinear dependence of the amount of heat supplied to the furnace and taking into account changes in heat transfer conditions with significant flue gas flow fluctuations. Based on the developed simulation model of 3 boilers KVGМ-50, dynamic characteristics in the form of acceleration curves obtained when fuel calorific value is excited are analyzed.*

**Key words:** *biogas, boiler installation, mathematical model, transitional process.*