

УДК 622.48

КРИТЕРІЇ КЕРУВАННЯ ШАХТНОЮ СИСТЕМОЮ ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ З ТОПКАМИ НТКШ

Гавріленко Б.В. канд. тех. наук., доц., Ткаченко Г.Є. магістрант,
Донецький національний технічний університет

Досліджені критерії керування шахтною системою теплопостачання та на їх основі розроблені засоби керування роботою тепловиробників – топок низькотемпературного киплячого шару.

It is researched the mining heat supply system control criterions and on its base it is created the control means of working of the heat-producers – the low-temperature fluidized bed furnaces.

Проблема та її зв'язок з науковими та практичними задачами. Останнім часом у якості альтернативного джерела теплової енергії застосовуються топки низькотемпературного киплячого шару (НТКШ). Розглянемо шахтну систему теплопостачання з n споживачами теплової енергії та m постачальниками – котлоагрегатами топок НТКШ, розташованими в котельній, і працюючими на один колектор радіальної схеми теплопостачання в умовах змінної витрати теплоносія через змінення кількості теплоспоживачів n чи змінення споживаного ними тепла. Для рівноважного стану тепла у системі у ній має бути наступний баланс:

$$\sum_{i=1}^{i=n} Q_{C_i} + \sum_{i=1}^{i=n} Q_{\text{вт.с.}i} = \sum_{i=1}^{i=m} Q_{\text{к.о}i} - \sum_{i=1}^{i=m} Q_{\text{вт.м.}i}, \quad (1)$$

де перший складовий – сума споживаної теплоти теплоспоживачами; другий – сума втрат теплоти у споживачах, третій – сума теплоти виробленої котлами; четвертий – сума втрат теплоти у топках НТКШ

Враховуючи, що споживане тепло змінюється з часом, отримуємо кінцеву залежність, що описує теплову рівновагу системи:

$$\begin{cases} \sum_{i=1}^{i=n} Q_{C_i} + \sum_{i=1}^{i=n} Q_{\text{вт.с.}i} = \sum_{i=1}^{i=m} Q_{\text{к.о}i} - \sum_{i=1}^{i=m} Q_{\text{вт.м.}i}, \\ \sum_{i=1}^{i=n} Q_{C_i} = f(t). \end{cases} \quad (2)$$

Змінювати сумарну кількість виробляемого тепла можна як шляхом змінення кількості працюючих котлоагрегатів так і шляхом

змінення їх потужності. При розподілі теплової енергії, яку має виробити кожний котлоагрегат необхідно враховувати, що котельна може бути обладнана котлами з різними параметрами, у наслідок чого у них різні теплові характеристики, і вони можуть віддавати різну теплову потужність та працюють з різними ККД.

Аналіз досліджень та публікацій з цієї проблеми показує, що на даний момент досить широко вживаються системи теплопостачання з топками НТКШ. Досвід їх використання свідчить про їх високу економічність [1], [2]. Проте рівень автоматизації даних об'єктів ще й досі низький. Не розроблена необхідна теоретична база для проведення подальших досліджень даних систем та впровадження ефективних систем керування. Саме тому необхідно надати повне обґрунтування подальшим розробкам автоматизованої системи управління даним технологічним об'єктом для забезпечення найбільш раціональної його роботи.

Головною задачею при визначенні теплової потужності, яку має віддавати кожний котел є отримання максимального загального ККД котлоагрегатів. Цільовою функцією у такому разі є:

$$\eta_{\text{общ}} = \frac{\eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \dots \cdot \eta_m}{\eta_1 + \eta_2 + \dots + \eta_m} \rightarrow \text{Max} \quad (3)$$

Особливість роботи котлів міститься у тому, що ККД котла нелінійно залежить від його продуктивності [1].

Отже, спроектована система автоматизованого керування системою теплопостачання має задовольняти умовам (2) та (3), і забезпечувати вимогу безаварійного протікання процесу горіння твердого палива, що досягаємо підтриманням значень температури НТКШ $T_{\text{ш}}$ и скорости дуттевого воздуха V_n у певних границях [2].

При визначенні кількості тепла, яку необхідно виробляти котлоагрегатами для виконання умови (1), маємо враховувати найбільш вагомi втрати тепла у системі. Отже, кількість тепла, яку мають виробити усі котлоагрегати, що на даний момент знаходяться у робочому стані дорівнює:

$$\sum_{i=1}^{i=m} Q_{\text{к.о}_i} = \sum_{i=1}^{i=n} Q_{\text{с}_i} + \sum_{i=1}^{i=n} Q_{\text{вм.с.і}} + \sum_{i=1}^{i=m} Q_{\text{вм.м.і}} \quad (4)$$

Як бачимо, вироблене тепло витрачається на три основні мети: задовольняння потреб споживачів, перекриття втрат тепла у споживачах та перекриття втрат тепла у котлоагрегатів топок НТКШ. Розглянемо характер втрат тепла у споживацькій та виробни-

цькій частинах системи теплопостачання окремо. Втрати тепла у споживачах обумовлені в першу чергу витокami теплоносія у живлющих трубопроводах, кожен з яких має свою довжину l , а також втратами при теплообміні з навколишнім середовищем. При цьому чим більша ця довжина, та чим гірший стан трубопроводу, тим більші втрати теплоносія. Отже, втрати теплоносія в одному трубопроводі по всі довжині в залежності від витоків:

$$Q_{\text{вт.с.}} = \int_0^l K dQ_{\text{вт.с.}}, \quad (5)$$

де K – кореляційний коефіцієнт, отримуваний шляхом аналізу стану живлющого трубопроводу.

Таким чином загальні втрати теплоносія з витокami у всій системі:

$$\sum_{i=1}^{i=n} Q_{\text{вт.с.}i}^{\text{с}} = \sum_{i=1}^{i=n} \int_0^{l_i} K_i Q_{\text{вт.с.}i}^{\text{с}} dl_i, \quad (6)$$

Аналогічно втрати теплоносія в трубопроводах від зовнішнього охолодження приймуть вигляд:

$$\sum_{i=1}^{i=n} Q_{\text{вт.с.}}^{\text{с.о}} = \sum_{i=1}^{i=n} \int_0^{l_i} K_i \cdot P_i \cdot \Delta T_i \cdot \alpha_{\kappa} dl_i, \quad (7)$$

де P – периметр трубопроводу; α_{κ} – коефіцієнт тепловіддачі конвекцією; $\Delta T = T_{\text{вх}} - T_{\text{н.с.}}$ – різниця між температурами у трубопроводі та навколишнім середовищем.

Втрати тепла у котлоагрегатах мають більш складний характер. Для повноти їх визначення розглянемо тепловий баланс котла.

При сталому стані баланс потоків робочої речовини та енергії котельної установки можна записати так [1]:

$$\text{- рівняння збереження речовини:} \quad D_{\text{прих}} - D - D_{\text{вт}} = 0; \quad (8)$$

$$\text{- рівняння збереження енергії:} \quad Q_{\text{прих}} - Q - Q_{\text{вт}} = 0; \quad (9)$$

де $D_{\text{прих}}$, $Q_{\text{прих}}$ – кількість речовини (наприклад води) та енергії (теплоти), що поступили; D , Q – кількість корисно перетвореної речовини (отриманої нагрітої води) та енергії (теплоти води); $D_{\text{вт}}$, $Q_{\text{вт}}$ – втрати речовини та енергії.

Тепловий баланс котла характеризує рівність між добутком та витратами теплоти:

$$Q_{\text{прих}} = Q_{\text{расх}} \quad (10)$$

Добувна частина теплового балансу (теплота, що маємо $Q_{\text{прих}}$) в загальному випадку записується у вигляді:

$$Q_{прих} = Q_p^P = \Sigma Q_{хим} + \Sigma Q_{физ}, \quad (11)$$

де внесена хімічна теплота:

$$\Sigma Q_{хим} = Q_n + (Q_{екз} - Q_{енд}); \quad (12)$$

де внесена фізична теплота:

$$\Sigma Q_{физ} = Q_{ф.т.} + Q_{ф.в.}; \quad (13)$$

Розглянемо складові добувної частини теплового балансу:

$Q_{екз}$ – враховує використання теплоти екзотермічних реакцій горіння твердого палива; $Q_{енд}$ – враховує затрати теплоти на можливі ендотермічні реакції; Q_n – тепло, що виділяється при згоранні палива:

$$Q_n = B \cdot Q_n^P, \quad (14)$$

де Q_n^P – нижча теплотворна здібність палива;

Складовий $Q_{ф.т.}$ враховує фізичну теплоту палива. Оскільки приймаємо процес подачі палива без попереднього підігріву, то $Q_{ф.т.}$ нехтуємо. $Q_{ф.в.}$ враховує ентальпію повітря, як дуттєвого, так і підсопаного через газоходи котла. А оскільки дане повітря не нагрівається перед надходженням до топки, то його ентальпію не враховуємо. Розхідна частина балансу містить теплоту, що витрачаємо на випрацювання гарячої води та різні втрати:

$$Q_{расх} = Q_{пол} + H_{у.г.} + Q_{х.н.} + Q_{м.н.} + Q_{з.о.} + Q_{ф.ш.} + Q_{охл.} \pm Q_{акк} \quad (15)$$

У найпростішому випадку теплота, корисно витрачена на випрацювання нагрітої води складає:

$$Q_{кор} = D(h_{н.н.} - h'_{н.в.}), \quad (16)$$

де D – вихід нагрітої води; $h_{н.н.}$ и $h'_{н.в.}$ – ентальпії нагрітої води та живлющої води.

Інші складові являють з себе теплові втрати: $H_{у.г.}$ – ентальпія газів, що уходить з котла, але завдяки діючій системі повернення виносу, дана величина дорівнює нулю; $Q_{х.н.}$ та $Q_{м.н.}$ – втрати теплоти від хімічної та механічної неповноти згорання палива, а оскільки вживається система повернення винесення, то приймаємо $Q_{м.н.} = 0$. З результатів дослідів хімічний недопал палива при його попередній підготовці складає десь 6 %. $Q_{з.о.}$ – втрати теплоти від наружного охолодження зовнішніх огорожень котла; $Q_{ф.ш.}$ – втрати з фізичною теплотою шлаків; $Q_{охл.}$ – втрати з охолоджуваними балками, панелями топки, що включені до циркуляційної системи агрегату; $\pm Q_{акк}$ – витрата («+») або надходження теплоти («-»), пов'язані з неусталеним тепловим режимом роботи котла.

З урахуванням вищевикладеного для встановленого теплового стану котла можна записати наступне балансове рівняння:

$$Q_n = D(h_{n.n.} - h'_{n.в.}) + Q_{x.n.} + Q_{з.о.} + Q_{ф.ш.} + Q_{охл.} \quad (17)$$

Відношення кількості тепла, що корисно використовується на виробництво гарячої води до кількості усього випрацьованого тепла, є коефіцієнтом корисної дії (ККД) котла:

$$\varepsilon = \frac{D(h_{n.n.} - h'_{n.в.})}{Q_n} 100 \quad (18)$$

По суті вираз (18) є коефіцієнтом корисного використання теплоти палива. З урахуванням виразу (14) знайдемо витрати палива, необхідні для забезпечення необхідної теплової потужності котлоагрегату:

$$B = \frac{D(h_{n.n.} - h'_{n.в.})}{Q_n^p \varepsilon} 100\% \quad (19)$$

Знаючи, з яким ККД працює топка можна визначити її теплову потужність, що забезпечує потребувану кількість теплоносія:

$$Q_k = \frac{D(h_{n.n.} - h'_{n.в.})}{\varepsilon} 100\% \quad (20)$$

Якщо прийняти Q_n за 100%, то з (17) маємо:

$$100 = q_{кор} + q_{x.n.} + q_{з.о.} + q_{ф.ш.} + q_{охл.} = q_{кор} + \Sigma q_{втрат} \quad (21)$$

де $q_{кор} = \varepsilon_k = \frac{Q_{кор}}{Q_n} 100$, $q_{x.n.} = \frac{Q_{x.n.}}{Q_n} 100$ і т. ін. Або з іншого боку:

$$q_{кор} = 100 - \Sigma q_{втрат}$$

При цьому $\Sigma q_{втрат}$ не є сталою величиною, і зростає з ростом потужності котлоагрегатів. [1].

З (19) бачимо, що роботу топок НТКШ по завданій потужності можна регулювати змінними витратами твердого палива.

Змінюючи швидкість дуттєвого повітря також можна змінювати теплову потужність топок, а також запобігати виникненню аварійних режимів – шлакуванню чи спіканню шару. Визначимо залежність теплової потужності топок від швидкості дуттєвого повітря.

В основу наступних міркувань покладемо рівняння теплової напруги повітророзподільної решітки, яка з одного боку дорівнює [3]:

$$q_F = \frac{B \cdot Q_n^p}{10^3 F} \quad (22)$$

де F – площа повітророзподільної решітки. З іншого боку :

$$q_F = 3,6 MV_n \frac{Q_n^p}{\alpha_n \vartheta_0} \quad (23)$$

де $M=2$ – число псевдооживлення; Q_0 – теоретично необхідна витрата повітря, для повного протікання реакцій горіння твердого палива. α_n – коефіцієнт надлишку повітря (для умов киплячого шару $\alpha n \geq 1,5$).

Враховуючи (22), (23) та (14) маємо:

$$Q_n(B, V_n) = \frac{\alpha_n \cdot B^2 \cdot Q_n^p \cdot Q_0}{M \cdot V_n \cdot F \cdot 3600} \quad (24)$$

Вираз (24) – це залежність між теплом, що випрацьовується топкою, та витратою твердого палива і швидкістю дуттевого повітря. Отже, змінюючи їх можна регулювати теплову потужність топки в залежності від вимагаємих показників. Технічно значно простіше реалізувати регулювання роботи топки зміненням швидкості дуттевого повітря. Цей показник змінюється в залежності від кута повороту лопаточок направляючого апарату дуттевого вентилятора, а для вимірювання фактичних значень даного показника застосовується дифтрансформаторний датчик швидкості повітря. При регулювання потужності топки по витраті твердого палива головною проблемою є вимірювання фактичних значень даного показника, що обумовлено рядом факторів. Але даний засіб дає значно більший економічний ефект, адже дозволяє економити тверде паливо.

Отже робимо висвід, що можна спроектувати многоконтурну систему регулювання роботи топки НТКШ по контурах “Паливо” та “Дуттєве повітря”, в якій в якості джерел інформаційних сигналів про стан об’єкту використовуються описані датчики швидкості дуттевого повітря та витрати твердого палива. Значення цих параметрів підтримуються на рівні, що відповідає завданій тепловіддачі, значно зменшуються втрати тепла від хімічного недопалу палива та його винесення з дуттєвим повітрям, а отже зростає економічний ефект від використання топок НТКШ.

Список джерел

1. Сидельковский Л.Н., Юренев В.Н. Котельные установки промышленных предприятий: Учебник для вузов. – 3-е изд., перераб. – М.: Энергоатомиздат, 1998. – 528 с.: ил.
2. Сжигание угля в кипящем слое и утилизация его отходов/Ж.В. Вискин, В.И. Шелудченко и др. – Донецк: Типография “Новый мир”, 1997. – 284 с.
3. Материалы международной школы-семинара «Проблемы тепло и массо-обмена в современной технологии сжигания и газификации твердого топлива», Ч. 2, Институт тепло- и массообмена имени А.В. Лыкова АН БССР, 1988 – 151 с.