

УДК 532.529.5

С. Й. Ткаченко, д. т. н., проф.;

Н. Д. Степанова, асп.;

Д. В. Степанов, к. т. н., доц.

## ІДЕНТИФІКАЦІЯ СИСТЕМИ ПЕРІОДИЧНОЇ ПРОДУВКИ ПАРОГЕНЕРАТОРА В УМОВАХ НЕВИЗНАЧЕНИХ ПОЧАТКОВИХ ПАРАМЕТРІВ

*У статті запропонована математична модель для ідентифікації критичної течії самозакипаючої рідини у системі періодичної продувки за умов невизначених початкових параметрів. Проведено співставлення результатів розрахунку пропускної спроможності за наведеною моделлю, що враховує недогрів рідини, встановлення певного критичного перерізу і наявність або відсутність впливу ковзання фаз, із результатами експериментальних досліджень.*

Для видалення грубодисперсного шламу, що осідає в нижніх колекторах котлоагрегатів проводять періодичну продувку. Оскільки температура котлової води близька до температури насичення, за рахунок втрат тиску у системах періодичної продувки відбувається випаровування води і утворення двофазного потоку. Під час витікання такого потоку із системи у ємність із тиском близьким до атмосферного, як правило, можна спостерігати критичні течії, які характеризуються тим, що у певному перерізі в певний час в умовах певних значень витратних і дійсних параметрів двофазний потік досяг такого стану, коли швидкість розповсюдження інформації про зміну тиску вздовж потоку вже не може поширюватись у зворотному напрямку. Такі перерізи прийнято вважати критичним, а стан потоку – критичним, що настає за умови рівності швидкості потоку місцевій швидкості розповсюдження слабких збурень.

У літературі відсутня однозначна інформація щодо умов виникнення критичної течії. Автори [1] стверджують про наявність двох критичних перерізів, в той час як автори [2] вважають що їх три. В той же час більшість авторів, в тому числі і автори [1, 2] досліджували критичні потоки у коротких трубах, насадках і діафрагмах. Так як системи періодичних продувок, як правило, являють собою довгі труби, немає впевненості щодо можливості розповсюдження на них таких тверджень про закономірності руху самозакипаючого потоку.

Для підтримання сталого рівня води в барабані в процесі продувки необхідно збільшувати подачу води із економайзера з температурою значно нижчою за температуру води у барабані. Це може призводити до порушення макротеплогідродинамічної обстановки в парогенераторі, наприклад, до зниження температури води в опускному контурі, а отже і у нижньому колекторі.

Ідентифікація системи періодичної продувки парогенератора зводиться до визначення її пропускної спроможності. Методи визначення критичної витрати (пропускної спроможності) самозакипаючої рідини передбачають окрім геометричних характеристик системи відомими ще й вхідні сталі параметри потоку – температуру та тиск води на вході у систему [3]. До уваги приймається, що будь-який процес такої течії нестационарний із значною кінематичною і температурною нерівноважністю [5].

Невизначеність течії рідини в системі періодичної продувки парогенератора проявляється в такому: під час продувки температура води у колекторі, з якого здійснюється продувка, може змінюватись; не існує чіткої методики визначення перерізу з критичними параметрами потоку; у системі складної конфігурації рух двофазного потоку на окремих ділянках може супроводжуватись як гомогенізацією, так і утворенням структур з ковзанням фаз.

Відповідно до наведеного вище викреслюється **мета даної роботи**: на основі результатів експериментальних досліджень і чисельного експерименту встановити ступінь впливу невизначеностей та нерівноважності процесу течії самозакипаючої рідини на розбіжність між експериментальними і розрахунковими результатами.

Математична модель системи із критичним двофазним потоком необхідно побудувати на основі рівнянь збереження [6], закономірностей для визначення критичних параметрів потоку, фізич-

них моделей руху двофазного потоку і залежностей, які враховують несталість макротеплогідро-динамічної ситуації в котлі.

Основна задача ідентифікації системи періодичної продувки: обґрунтовано для умов роботи системи прийняти форму представлення рівнянь збереження, правильно визначити замикаючі співвідношення і таким чином отримати математичну модель системи, яка б адекватно описувала процеси течії самозакипаючої рідини.

Дана модель має враховувати геометричні особливості системи, початкові параметри потоку, нерівноважність процесу течії, наявність теплообміну із навколишнім середовищем та особливості розрахунку втрат тиску у системах. За допомогою дослідної установки, описаної у [7], були отримані замикаючі співвідношення для визначення втрат тиску на тертя та у місцевих опорах у широкому діапазоні витратного об'ємного газозмісту.

В [4] наведені залежності для визначення недогріву води у опускних трубах в котлах з барабанами різного конструктивного оформлення.

Враховуючи результати моделювання довгої системи (довжина до 24 метрів і діаметр 8 мм) без місцевих опорів із реалізованим потоком самозакипаючої рідини [3], можна прийти до висновку, що врахування впливу ковзання фаз в таких системах, а також прийняття критичного перерізу в кінці системи призвело до адекватного опису математичною моделлю експериментальних даних (розбіжність до 10 %).

Математична модель течії самозакипаючої рідини у системі періодичної продувки за умов невизначених початкових параметрів побудована з врахуванням усіх вищенаведених вимог, основні її рівняння мають такий вигляд [3, 4, 6]:

$$G_0 = G_{sm}; G_{sm} = \rho'' w'' \phi F + \rho' w' (1 - \phi) F; \quad (1)$$

$$-\frac{dP}{dz} = \rho_H \frac{dF}{dz} + \frac{1}{2} \rho_H G^2 \frac{d}{dz} \left[ \frac{x^3}{\phi^2 (\rho'')^2} + \frac{(1-x)^3}{(1-\phi)^2 (\rho')^2} \right] + \rho_H g \sin \theta; \quad (2)$$

$$\rho_H \frac{dF}{dz} = \psi \lambda_{of} \frac{L \rho' w_0^2}{d} \left[ 1 + x \left( \frac{\rho'}{\rho''} - 1 \right) \right] + \psi' \zeta_{of} \frac{\rho' w_0^2}{2} \left[ 1 + x \left( \frac{\rho'}{\rho''} - 1 \right) \right]; \quad (3)$$

$$\psi' = \zeta_{df} / \zeta_{of} = 0,716786 \left( \frac{Re}{Re_a} \right)^{0,592} \left( \frac{Fr}{Fr_a} \right)^{-0,277} \left( \frac{We}{We^*} \right)^{-0,268} (\bar{\beta})^{-0,00153} \left( \frac{We^*}{We^{**}} \right)^{-0,268}; \quad (4)$$

$$\psi = 0,003278 (\bar{\beta})^{-3,99} \left( \frac{\Delta P}{\rho'' ((w_0)_n - (w_0)_{n-1})^2} \right)^{-0,1263}; \quad (5)$$

$$\rho_H = \left( \frac{x}{\rho''} + \frac{1-x}{\rho'} \right)^{-1}; \quad (6)$$

$$w_0 = \frac{G}{\rho' F}; w'_0 = \frac{G(1-x)}{\rho' F}; w''_0 = \frac{Gx}{\rho'' F}; \quad (7)$$

$$\beta = \frac{w''_0}{w''_0 + w'_0}; x = \frac{G''}{G + G''} = \frac{h'_{n-1} - h'_n}{r_n} + x_{n-1}; \quad (8)$$

$$Re = w_0 / \nu; Fr = w_{sm}^2 / gd; We = \sigma / (g(\rho' - \rho'') d_0^2); \quad (9)$$

$$\phi = 0,5 \left( \frac{w_{sm}}{0,35 S_{r0} \sqrt{gd} + S_r w''_0} + 1 \right) - \left[ 0,25 \left( \frac{w_{sm}}{0,35 S_{r0} \sqrt{gd} + S_r w''_0} + 1 \right)^2 - \frac{w''_0}{0,35 S_{r0} \sqrt{gd} + S_r w''_0} \right]^{1/2}; \quad (10)$$

$$S_{r0} = 0,65 \left( \frac{\rho'}{\rho''} \right)^{0,05} \left( \frac{1}{d} \right)^{0,25}; \quad S_r = 0,8 \left( \frac{\rho'}{\rho''} \right)^{0,05} \left( \frac{1}{d} \right)^{-0,04}; \quad (11)$$

$$w_{sm} = w'_0 + w''_0; \quad (12)$$

$$a_{df} = v_{sm} \sqrt{\left( -\frac{\partial P}{\partial V} \right)_s} \approx v_{sm} \sqrt{\left( \frac{\Delta P_k}{\Delta V} \right)_s}; \quad (13)$$

$$\Delta h_b = \frac{h' - h_{ek}}{k} \frac{G_{pr} - G_{prom}}{G_{pr}}, \quad (14)$$

де  $G_0, G_{sm}$  — витрата води на початку системи та суміші у будь-якому перерізі системи із сталим поперечним перерізом, кг/с;  $\rho', \rho''$  — густина води та пари, кг/с;  $w', w''$  — дійсна швидкість води і пари, м/с;  $\varphi$  — дійсний об'ємний газовміст;  $F$  — площа поперечного перерізу трубопроводу системи, м<sup>2</sup>;  $P$  — тиск у певному перерізі системи, Па;  $\rho_H$  — гомогенна густина суміші, кг/м<sup>3</sup>;  $x$  — масовий паровміст;  $\psi, \psi'$  — поправочні коефіцієнти, що визначають співвідношення коефіцієнтів опору тертя та місцевих опорів під час руху одно- та двофазних потоків;  $(w_0'')_n, (w_0')_n, (w_0'')_{n-1}, (w_0')_{n-1}$  — приведена швидкість парової та рідкої фази на початку  $n$ -ї та  $(n-1)$ -ї ділянки, м/с;  $\lambda_{of}, \lambda_{df}$  — коефіцієнти гідравлічного тертя під час руху одно- та двофазного потоку;  $L, d$  — довжина та діаметр системи, м;  $w_0$  — витратна швидкість потоку, м/с;  $\zeta_{of}, \zeta_{df}$  — коефіцієнт опору системи (ділянки) за умов протікання у ній одно- та двофазного потоку;  $Re$  — критерій Рейнольдса;  $Fr$  — критерій Фруда;  $Re_a, Fr_a$  — автомодельні критерії Рейнольдса ( $Re_a = 25000$ ), Фруда ( $Fr_a = 310$ );  $We$  — критерій Вебера;  $We^*, We^{**}$  — критерії Вебера для даних умов (пароводяний потік) та умов руху водоповітряного потоку ( $We^{**} = 0,117$  для  $P_{cp} = (1 \dots 1,52) \cdot 10^5$ ) при  $d_0 = 0,008$  м;  $\bar{\beta}$  — середній витратний об'ємний газовміст;  $\Delta P$  — втрати тиску у системі, Па;  $w'_0, w''_0, w_{sm}$  — приведені швидкості води, пари та швидкість суміші, м/с;  $h'_{n-1}, h'_n$  — ентальпія води у стані насичення, що відповідає тискові на кінці  $n-1$  та  $n$ -ї ділянки (або на початку та на кінці системи), кДж/кг;  $r_n$  — теплота пароутворення, що відповідає тискові на кінці  $n$ -ї ділянки, кДж/кг;  $\nu$  — кінематична в'язкість води, м<sup>2</sup>/с;  $\sigma = f(0,5 \cdot (P_1 + P_2))$  — коефіцієнт поверневого натягу, Па/м;  $d_0$  — еквівалентний діаметр найвужчого перерізу у системі, м;  $a_{df}$  — швидкість розповсюдження слабких збурень у двофазному потоці, м/с;  $v_{sm}, v', v''$  — питомий об'єм суміші, води та пари у визначеному перерізі, м<sup>3</sup>/кг;  $\Delta P_k$  — щабель у таблицях теплофізичних властивостей,  $\Delta P_k = 0,05 \cdot P_k$ ;  $\Delta v = f(\Delta P_k)$  — приріст питомого об'єму м<sup>3</sup>/кг;  $P_k$  — тиск у критичному перерізі (де швидкість потоку дорівнює місцевій швидкості розповсюдження слабких збурень);  $\Delta h_b$  — недогрів води на вході у опускні труби, кДж/кг;  $h'$  — ентальпія води, що відповідає стану насичення при тискові у барабані, кДж/кг;  $h_{ek}$  — ентальпія води на виході із економайзера, кДж/кг;  $k$  — кратність циркуляції, що звичайно приймається в котлах середнього тиску рівною 20...30, високого — 6...14 і надвисокого — 5...8;  $G_{pr}$  — паровидатність котла, кг/с;  $G_{prom}$  — кількість води, що йде на промивку сепаратора, кг/с.

Представлені вище рівняння (1—14), доповнені залежностями для визначення теплофізичних властивостей води і пари являють собою математичну модель течії самозакипаючої рідини у системі періодичної продувки. Як видно рівняння (1) являють собою рівняння суцільності, рівняння (2) — рівняння збереження енергії, рівняння (13) — визначає критичні параметри потоку, рівняння (14) враховують невизначеність системи, рівняння (8, 10, 11) визначають фазові переходи, а також вплив ковзання фаз, інші співвідношення є замикаючими.

У рівнянні (4): якщо  $d_0 > 0,008$  м критерій Вебера втрачає свій вплив, оскільки вважаємо, що капілярні ефекти суттєво не проявляються, тоді  $We = We^*$ ; для умов, коли розрахункове значення будь-якого із критеріїв  $Re$  або  $Fr$  більше за величину відповідного автомодельного критерію їх складові  $(Re/Re_a)^{0,592}$  або  $(Fr/Fr_a)^{-0,277}$  приймаються рівними одиниці.

Залежність (14) проста на вигляд, але тягне за собою розрахунок циркуляції в паровому котлі у неусталеному режимі. Цей факт ускладнює математичну модель системи продувки необхідністю доповнювати її моделлю розрахунку циркуляції.

За допомогою експериментальної установки (рис. 1) [8] проведено дослідження роботи системи періодичної продувки, де фіксувались нестабільні вхідні параметри.

Система продувки має такі місцеві опори: 1 — вхід у трубу, 2 — коліно на трубі, 3 — продувний вентиль, 4 — обмежувач витрати, 5 — трійник, 6, 7, 8, 9 — коліно на трубі, 10 — розширення труби, 11 — вентиль, 12, 13 — коліно на трубі, 14 — вихід із труби у мірну ємність. Крім того система містить горизонтальні ділянки між опорами 1 та 2 довжиною  $L_{1-2} = 1$  м, 2 та 3 —  $L_{2-3} = 1$  м, 5 та 6 —  $L_{5-6} = 2,2$  м, 6 та 7 —  $L_{6-7} = 3,3$  м, 7 та 8 —  $L_{7-8} = 1$  м, 8 та 9 —  $L_{8-9} = 0,8$  м, 13 та 14 —  $L_{13-14} = 1$  м. Загальна довжина системи прийнята 16,3 м.

Під час проведення досліджень в умовах роботи котлоагрегату за умов початкового тиску входу у систему періодичної продувки  $P_0 = (23,25 \dots 23,85) \cdot 10^5$  Па, якому відповідає температура насичення  $220,11 \dots 221,44$  °С, із матеріального і теплового балансу мірної ємності визначені величини температур (ентальпій) потоку на вході у систему, що склали  $t_0 = 210,26 \dots 218,26$  °С ( $h_0 = 898,91 \dots 935,71$  кДж/кг). Як видно замість потоку із стабільною температурою, недогрів якого до температури насичення (при  $P_0$ ) з врахуванням охолодження котлової води у опускних трубах мав би скласти близько  $1,53$  °С, під час дослідження спостерігався рух потоку із початковим недогрівом  $\Delta t_0 = 2,5 \dots 10,5$  °С. Таку неоднозначність у початкових даних можна пояснити тим, що дослідження системи проводились за умов зміни витрати потоку. Зміна витрати потоку при сталому початковому тиску досягалась за допомогою зміни її загального опору шляхом зменшення прохідного перерізу регулюючого вентиля.

Тобто у експерименті відмічено зниження температури води на виході із колектора із збільшенням її витрати. Дана тенденція підтверджується залежністю (14), що наведена у [4].

Ідентифікація даної системи була проведена за наступною спрощеною моделлю: потік у системі вважався гомогенним, система була розбита на 10 рівнів за втратами тиску ділянки, враховано зниження втрат тиску на тертя за рахунок збільшення вмісту парової фази (рівняння (3, 4)).

Оскільки двофазний потік може досягти критичних умов у будь-якій точці двофазної ділянки системи, а особливо у зоні великого скупчення місцевих опорів (опори 8—14). Тому під час розрахунку системи було прийнято три умовно критичних перерізи: перший — перед опором 8; другий — після опору 11; третій — в кінці системи, перед опором 14. Вибравши вказані перерізи у якості критичних, вважаємо, що лише частина системи, що розташована до критичного перерізу впливає на пропускну спроможність.

Найменша розбіжність (не перевищує 14 %) між експериментальними ( $G^e$ ) і розрахованими за прийнятою моделлю значень пропускну спроможності системи ( $G^p$ ) отримана за умови прийняття за критичний переріз — переріз перед 14-м місцевим опором (рис. 2а). Відхилення величини  $G^e$  від  $G^p$  в результаті прийняття за критичний переріз — переріз перед 8-м опором склало до 70 %, а перед 12-м — до 15 %.

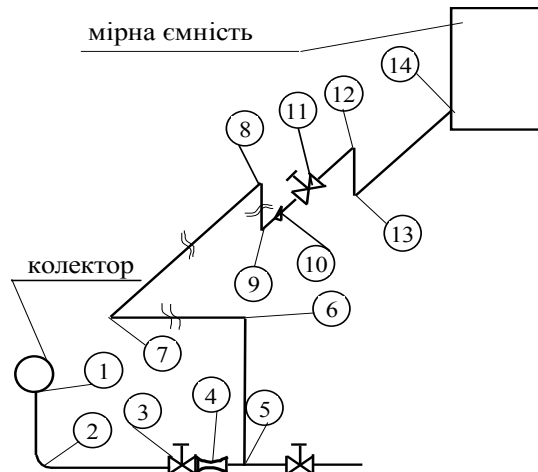


Рис. 1. Принципова схема експериментальної установки

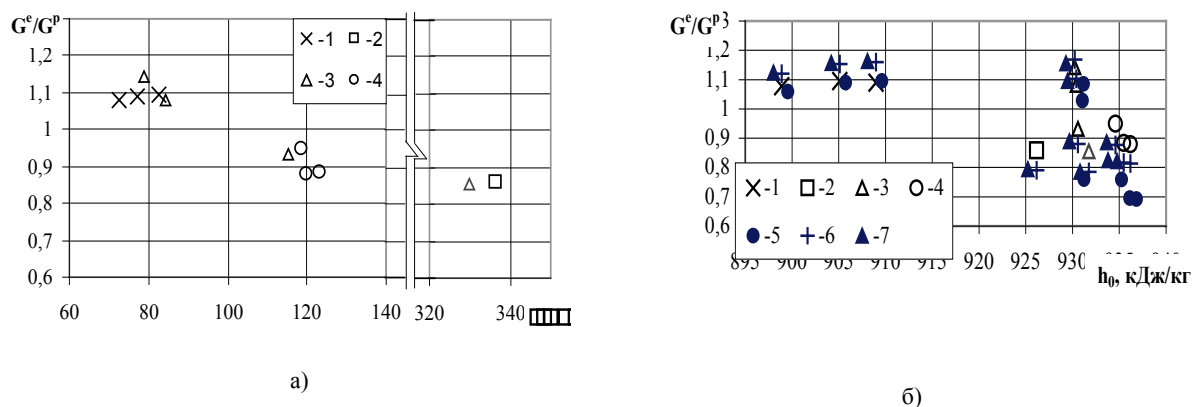


Рис. 2. Співставлення експериментальних результатів: а) із розрахунковими за спрощеною методикою; б) за методикою, що враховує ковзання фаз; 1 —  $\Delta t_0 = 2,4 \dots 2,8$  °C; 2 —  $3,4 \dots 3,7$ ; 3 —  $4,6$ ; 4 —  $8,3 \dots 10,5$ . 5 — розрахунок за першим критичним перерізом; 6 — за другим критичним перерізом

Для більш точної оцінки та врахування геометричних особливостей було проведено ідентифікацію системи наступним чином: система розбита на 17 ділянок, що відрізнялись геометричними особливостями (прямолінійні ділянки та ділянки із місцевими опорами), за розрахункові параметри прийняті середні на ділянці; ділянки із місцевими опорами розраховувались за гомогенною моделлю, а прямолінійні ділянки — за моделлю, що враховує ковзання фаз (рис. 2б).

Як видно із рис. 2б, ідентифікація даної системи за запропонованою математичною моделлю з врахуванням ковзання фаз призвело до більшої розбіжності між експериментальними та розрахунковими величинами пропускної спроможності до 21,5 % під час прийняття критичного перерізу перед опором 14, до 21,5 % — перед опором 12 та до 56,7 % — перед опором 8.

За умови прийняття критичного перерізу перед 14-м опором, співставлення розрахункових значень пропускної спроможності визначеної за спрощеною моделлю (рис. 2а) та за більш точною моделлю (рис. 2б) показало суттєву розбіжність між ними лише для систем із великим опором (до 10 %). Тобто, незважаючи на те, що дана система є довгим трубопроводом, наявність в ній значної кількості місцевих опорів, призвело до зменшення впливу ковзання фаз.

## Висновки

1. В системі періодичної продувки парогенератора невизначеність процесу течії самозакипаючої рідини полягає в:

- несталості температури води в опускних трубах і нижньому колекторі;
- відсутності чіткого уявлення про переріз (або перерізи), в яких встановлюються критичні параметри течії;
- відсутності формалізованих методів визначення прояву ковзання фаз.

2. Результати ідентифікації системи періодичної продувки складної конфігурації довжиною  $L = 16$  м з 14-тю місцевими опорами без врахування вищевказаних факторів дають розбіжність із експериментальними даними по витраті до 70 %.

3. Запропонована нами математична модель дозволила:

- з розбіжність не більше 10 % між експериментальними і розрахунковими даними витрати води описати системи довжиною  $L \leq 24$  м не насичену місцевими опорами: критичний переріз прийнятий в кінці системи, враховано ковзання фаз;

- з розбіжністю до 14 % між експериментальними і розрахунковими даними витрати води описати наведену вище систему періодичної продувки складної конфігурації; щоб отримати такий результат необхідно було: врахувати експериментально визначений недогрів води до температури насичення на вході у систему; прийняти критичний переріз в кінці системи перед 14-м місцевим опором та гомогенізацію потоку, яка призводить до виродження ковзання фаз.

## СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Зысин В. А., Баранов Г. А., Барилович В. А., Парфенова Т. Н. Вскипающие адиабатные потоки. — М.: Атомиздат, 1976. — 152 с.
2. Виноградов А. В., Хлесткин Д. А., Усанов В. В. Критические режимы истечения вскипающей жидкости // Теплоэнергетика. — 2005. — № 1. — С. 77—80.
3. Ткаченко С. Й., Степанова Н. Д. Математичне моделювання двофазних течій у дренажних системах // Вісник Вінницького політехнічного інституту. — 2005. — № 6. — С. 175—179.
4. Стрырикович М. А., Мартынова О. И., Миропольский З. Л. Процессы генерации пара на электростанциях. — М.: Энергия, 1968. — 312 с.
5. Долинский А. А., Накорчевский А. И. Вскипающие адиабатные потоки через сужающие устройства // Промышленная теплотехника. — 1988. — Т. 10. — № 6. — С. 9—14.
6. Баттерворс Д., Хьюитт Г. Теплопередача в двухфазном потоке: Пер. с англ. — М.: Энергия, 1980. — 328 с.
7. Степанова Н. Д. Втрати напору під час руху одно- та двофазних середовищ // Вісник Хмельницького національного університету. — 2006. — № 1. Технічні науки. — С. 57—61.
8. Ткаченко С. Й., Степанова Н. Д., Степанов Д. В. Критичні течії в дренажній системі складної конфігурації // Вісник Хмельницького національного університету. — 2006. — № 4. Технічні науки. — С. 40—44.

Матеріали статті рекомендовані до опублікування оргкомітетом XIII Міжнародної конференції з автоматичного управління (Автоматика-2006, 25—28.09.2006 р.)

Надійшла до редакції 23.11.06  
Рекомендована до друку 12.12.06

**Ткаченко Станіслав Йосипович** — завідувач кафедри, **Степанова Наталія Дмитрівна** — аспірантка, **Степанов Дмитро Вікторович** — доцент.

Кафедра теплоенергетики, Вінницький національний технічний університет