

КРИТИЧНІ ТЕЧІЇ В ДРЕНАЖНІЙ СИСТЕМІ СКЛАДНОЇ КОНФІГУРАЦІЇ

У статті представлено експериментальний стенд для дослідження пропускної спроможності дренажної системи складної конфігурації, в якій реалізуються потоки води, недогрітої до температури насичення, за умов наявності теплообміну з навколишнім середовищем. Проведено співставлення експериментальних даних із розрахунками за відомими залежностями.

Вступ. Постановка задачі

Ефективність роботи теплотехнологічного та теплоенергетичного обладнання в значній мірі залежить від роботи дренажних систем, тому правильне їх проектування є важливою задачею. Під час розрахунку характеристик двофазних потоків у таких системах ключовим питанням є розрахунок критичних витрат, оскільки критичні течії легко досягаються навіть при відносно малій різниці тисків на місцевому опорі (наприклад, вентилі або діафрагмі) в зв'язку з досягненням тут швидкості звуку [1].

Не дивлячись на багаточисленні дослідження гідродинаміки критичних двофазних потоків, більшою частиною вони стосуються коротких каналів, насадків та діафрагм [1-3], в той час як для довгих трубопроводів вони поодинокі [4], а для складних систем нам взагалі не відомі. Тому **мета роботи** – експериментальне дослідження теплогідродинамічних процесів в дренажній системі складної конфігурації .

Експериментальна установка

Для дослідження теплогідродинамічних процесів у дренажній системі складної конфігурації створена експериментальна установка, яка приєднана до діючого котлоагрегату СП 30 – 25 – 395 (рис. 1).

Потік самозакипаючої води із колектора через систему трубопроводів із місцевими опорами (табл. 1) надходить у ємність 7 через отвори у вигляді паралелограмів загальною площею $0,00075 \text{ м}^2$ по кінцевій ділянці діаметром $d_3=20\text{мм}$. Система трубопроводів виконана із нових безшовних труб з прийнятною еквівалентною шорсткуватістю $k_e = 0,03 \text{ мм}$.

Витрата суміші регулюється вентилем 5. Тиск суміші перед входом у збірник вимірювався зразковим манометром 6, з ціною поділки 10 кПа . Для заміру температури води у мірній ємності використовувався адіабатичний вловлювач із зафіксованим термометром 9, ціна поділки якого $0,1 \text{ }^\circ\text{C}$.

Методика проведення досліджень та обробки експериментальних даних

Під час налагоджувальних та попередніх дослідів проводились перевірка манометра 6 та тарування мірної ємності 7. Експериментальні дослідження проводились наступним чином. Спочатку замірялася температура води t_1 у збірнику та її рівень H_1 , відкривався вентиль 7 та фіксувався ступінь відкриття його n , відкривався вентиль 4, фіксувався тиск в барабані котла P_6 та на манометрі 6 P_m і через час τ , що фіксувався, закривалися вентилі (7 потім 4), замірялись температура t_2 та рівень води у збірнику H_2 . Для забезпечення точності результатів, під час дослідження проводились по 5 повторних дослідів.

За результатами вимірювань розрахунком визначався такий набір параметрів :

- коефіцієнт опору системи під час руху однофазного потоку ζ_Σ (в залежності від ступеню відкриття вентилі 5) ;
- масова витрата суміші G_0 , кг/с ;
- ентальпія води на виході із колектора h_0 , Дж/кг ;
- тиск суміші на виході із колектора P_0 , Па.

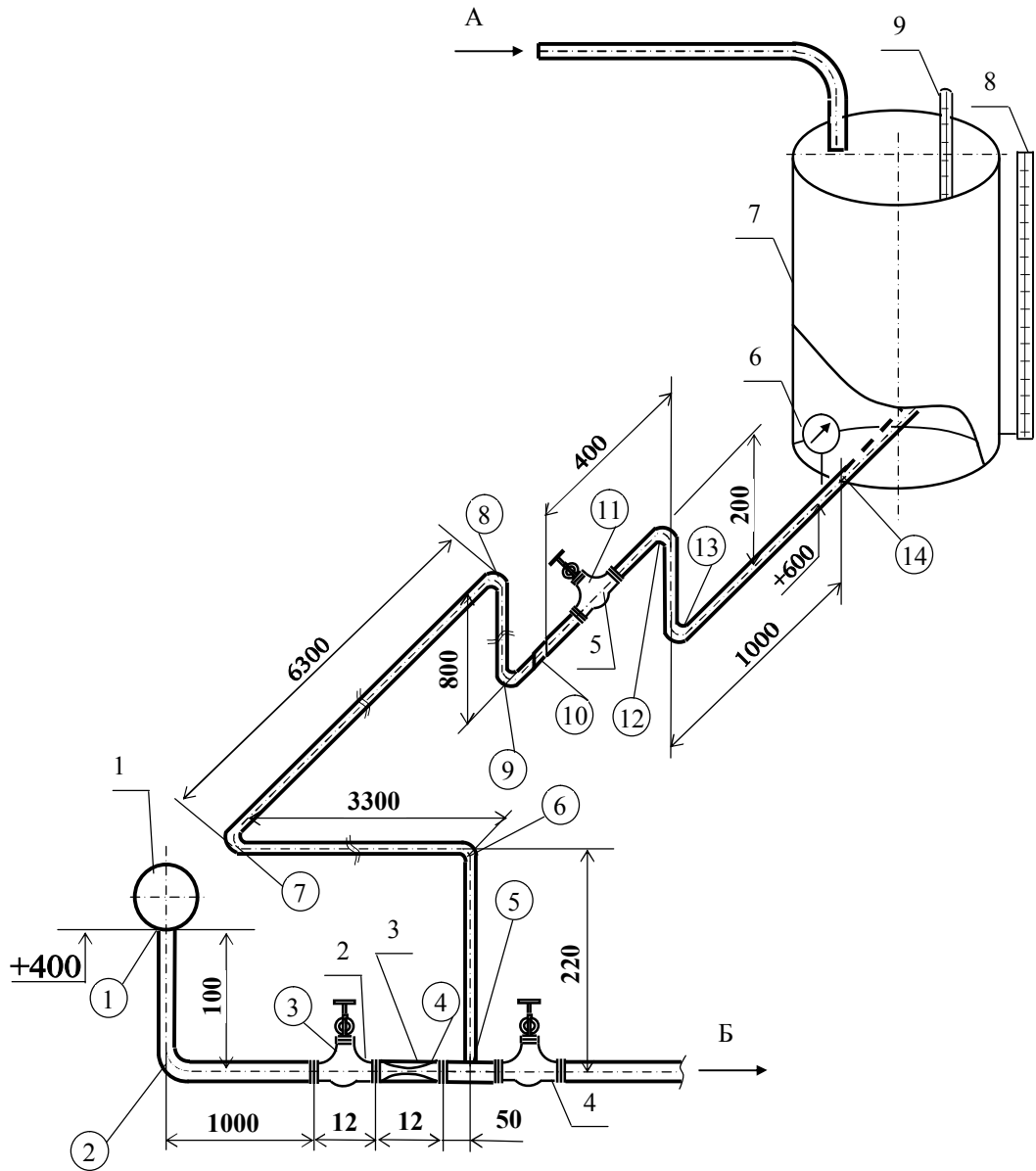


Рис. 1. Схема експериментальної установки :

1 – нижній колектор котла; 3 – обмежувач витрати, 4 – запасний продувний вентиль;

5 – вентиль; 6 – манометр; 7 – мірна сміть; 8 – рівнемір; 9 – термометр;

цифри у колах – номери місцевих опорів;

А – із мережі холодного водопостачання; В – в лінію періодичної продувки.

Під час обробки результатів експериментальних досліджень застосовувались балансові рівняння, для мірного баку :

баланс маси

$$G_0 = G_1 + \frac{(H_2 \cdot \rho'_2 - H_1 \cdot \rho'_1) \cdot F}{\tau}, \quad (1)$$

тепловий баланс

$$G_0 \cdot h_0 \cdot \tau - \Delta Q_1 \cdot \tau = (\Delta Q_2 + \Delta Q_3 + \Delta Q_4) \cdot \tau + (H_2 \cdot \rho'_2 \cdot h_2 - H_1 \cdot \rho'_1 \cdot h_1) \cdot F, \quad (2)$$

де G_1 – маса пари, що випарувалась із вільної поверхні рідини за одиницю часу, кг/с;

ρ'_2, ρ'_1 – густина води, що відповідає температурі t_2 та t_1 , кг/м³;

F – площа вільної поверхні води у баці, м²;

ΔQ_1 – втрати теплоти в навколишнє середовище вздовж трубопроводу, Вт;

$\Delta Q_2, \Delta Q_4$ – втрати теплоти в навколишнє середовище через стінки баку та на нагрівання баку відповідно, Вт;

ΔQ_3 – втрати теплоти із випареною вологою, Вт;

h_2, h_1 – ентальпія води, що відповідає температурі t_2 та t_1 , Дж/кг.

Таблиця 1

Характеристика місцевих опорів системи

Номер опору	1	2	3	4	5	6	7	
Вид опору	Вихід із колектора	Коліно	Вентиль	Обмежувач витрат (труба Вентурі) [10]	Трійник на відгалуження	Коліно	Коліно	
Величина	0,5	0,42	4,5	107,74	0,55	0,42	0,42	
d, мм	32	32	32	32 (d ₀ =8,5)	15	15	15	
L/d^*	0	31,33	31,33	0	0	146,67	220	
Номер опору	8	9	10	11	12	13	14	
Вид опору	Коліно	Коліно	Різке розширення	Вентиль		Коліно	Коліно	Вихід із труби
				Ступінь відкриття, п	Значення			
Величина	0,84	0,42	0,21	1 0,5 0,3 0,25 0,125	4,5 4,73 244,62 273,6 1650,6	0,84	0,42	1,2
d, мм	15	15	20	20		20	20	20
L/d^*	420	13,33	13,3	10		10	10	45

Позначення до табл.1: L/d^* – відносна відстань від попереднього опору до даного; d* – діаметр труби перед черговим місцевим опором, м.

Розрахунки втрат теплоти у навколишнє середовище, з випареною вологою та на нагрів металу баку, а також кількості випареної води проводились за відомими залежностями тепломасообміну.

Коефіцієнт опору системи ζ_{Σ} – це сума місцевих опорів усієї системи ζ_{MO} та сума опорів тертю ζ_L приведена до швидкості w_3 у вихідному перерізі (d₃ = 20 мм), що розраховується для умов руху однофазного потоку

$$\zeta_{\Sigma} = \zeta_{MO} + \zeta_L, \quad (3)$$

$$\zeta_L = \left(\frac{\lambda_1 \cdot L_1}{d_1} \right) \cdot \left(\frac{d_3}{d_1} \right)^4 + \left(\frac{\lambda_2 \cdot L_2}{d_2} \right) \cdot \left(\frac{d_3}{d_2} \right)^4 + \left(\frac{\lambda_3 \cdot L_3}{d_3} \right), \quad (4)$$

$$\zeta_{ii} = (\zeta_1 + \zeta_2 + \zeta_3 + \zeta_4) \cdot \left(\frac{d_3}{d_1} \right)^4 + (\zeta_5 + \zeta_6 + \zeta_7 + \zeta_8 + \zeta_9) \cdot \left(\frac{d_3}{d_2} \right)^4 + (\zeta_{10} + \zeta_{11} + \zeta_{12} + \zeta_{13} + \zeta_{14}) \quad (5)$$

Аналіз результатів експериментальних досліджень

Експериментальні дослідження були проведені за наступних умов: температура навколишнього повітря $t_{01} = 17...23$ °С; тиск води на вході у систему (з урахуванням тиску в барабані котла $P_6 = (22,5...23,1) \cdot 10^5$ Па та гідростатичного тиску) $P_0 = (23,25...23,85) \cdot 10^5$ Па. Під час проведення дослідів у системі реалізувались критичні течії недогрітої рідини.

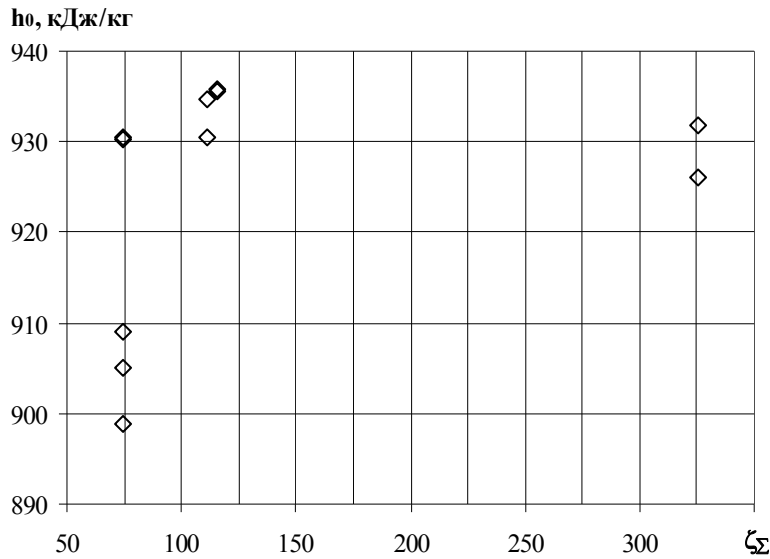


Рис. 2. Ентальпія потоку на вході у систему

$\Delta Q_4 = 2,971...3,71$ %, що в сумі складає $3,754...4,41$ %. Тобто неточність визначення втрат теплоти розрахунковим методом при 3...5 експериментах (похибка для 1 експерименту приймається 15 %) може спричинити похибку в розрахунковій температурі води на початку системи у $0,541...0,845$ °C.

Величина недогріву рідини до температури насичення на вході у систему визначалась з урахуванням втрат теплоти у навколишнє середовище.

Досліджувана система містить значну кількість місцевих опорів (рис. 1), серед яких 3, 4 і 5 розміщені впритул один до одного з утворенням гомогенного потоку, а також ділянки, на яких проявляється вплив ковзання фаз на загальні втрати в системі. Цю систему можна вважати складною. У літературних даних нами не виявлено підходів щодо розрахунку такого типу систем. Але існують методики розрахунку більш простих систем, що ґрунтуються на емпіричних залежностях [8,9] та фундаментальних рівняннях [5].

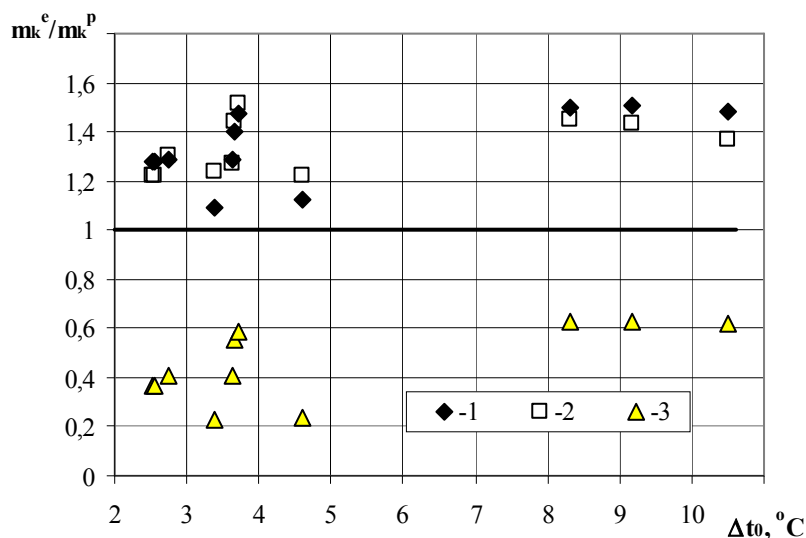


Рис. 3. Співставлення експериментальних результатів із розрахованими за: 1 – [5]; 2 – [8]; 3 – [9].

[9] методика розрахунку критичних потоків враховує перегрів води відносно тиску після входу у канал і тому не дозволяє врахувати недогрів перед входом в канал більше $1,57$ °C (за даних початкових параметрів), до того ж за рекомендаціями авторів вона застосовується лише для відносної довжини трубопроводу не більше 100. Розрахункові залежності, наведені у [8] дозволяють врахувати недогрів, але не в такій мірі і не в такому діапа-

Основні характеристики досліджуваної системи: опір, приведений до швидкості в перерізі кінцевої ділянки, $\zeta_{\Sigma} = 79...330$, $G_0 = 0,507...1,384$ кг/с. Відносні похибки визначення витрати потоку $\delta G_0 = 3,2...5,1$ %, ентальпії потоку $\delta h_0 = 8,04...13,34$ %. Параметри води на вході у систему відповідають недогріву до температури насичення (рис. 2) при $\zeta_{\Sigma} > 79 - \Delta t_0 = 2,4...4,8$ °C, а при $\zeta_{\Sigma} < 79 - \Delta t_0 = 3,8...10,5$ °C.

Згідно експериментальних даних розрахункові втрати теплоти у відсотках від ентальпії суміші складають $\Delta Q_1 = 0,268...0,712$ %; $\Delta Q_2 = 0,007...0,057$ %; $\Delta Q_3 = 0,033...0,247$ %;

зоні відносної довжини системи, як це має місце в наших експериментах. Як видно, із збільшенням недогріву розбіжність між експериментальними даними та розрахованими за [8] та [5], збільшується і досягає 50 %, а за [9] навпаки зменшується – 80...40 %.

Як видно із рис. 3, представленими методиками розрахунку описати експериментальні дані немає можливості, особливо за великих недогрівів.

Розрахунок дренажної системи складної конфігурації повинен ґрунтуватись на рівняннях збереження із врахуванням умов протікання процесу і стисливості потоку, дисипації енергії, початкового недогріву та неадіабатності процесу течії у системі.

Висновки

Аналіз літературних джерел показав відсутність інформації щодо досліджень теплогідродинамічних процесів у дренажних системах складної конфігурації. Для дослідження даних процесів створена експериментальна установка, що приєднана до діючого парогенератора. В результаті експериментальних досліджень підтверджено суттєвий вплив величини початкового недогріву на пропускну спроможність даної системи. Проведено числові експерименти за відомими методиками, в яких враховується недогрів води перед входом в дренажну систему. Порівняльний аналіз результатів експериментальних досліджень на створеній установці із результатами розрахунків показав розбіжність між ними, що досягає 50...80 %. Це зумовлює необхідність розробки методики розрахунку на основі фундаментальних рівнянь, яка дозволить описати процеси течії недогрітої рідини у дренажній системі складної конфігурації за наявності теплообміну з навколишнім середовищем.

Література

1. Зысин В.А., Баранов Г.А., Барилевич В.А., Парфенова Т.Н. Вскипающие адиабатные потоки. – М.: Атомиздат, 1976. – 152 с.
2. Фисенко В.В., Емельяненко Е.З., Черемин В.Е., Ботук Ю.С., Гвоздиков И.Н., Мамалыгин И.Н. Определение критических параметров при истечении вскипающей жидкости через цилиндрические каналы // Теплоэнергетика. –1993. –№ 1. – С. 60-62.
3. Елфимов В.Г., Хлесткин Д.А. Экспериментальное исследование расходных характеристик истечения вскипающей воды через пакеты дроссельных шайб // Теплоэнергетика. –1991. –№ 7. –С. 63-64.
4. Фисенко В.В., Бильдер З.П., Ивахненко И.А., Мамалыгин Ю.П. Особенности двухфазного потока в длинных каналах // Изв. АН СССР. Энергетика и транспорт.– 1982.– № 3. – С. 156 – 158.
5. Рудомино Б.В., Ремжин Ю.И. Проектирование трубопроводов тепловых электростанций. –Л.: Энергия, 1970. – 208 с.
6. Гидравлический расчет котельных агрегатов: (Нормативный метод)/ Балдина О.М., Локшин В.А., Петерсен Д.Ф. и др.; Под ред. В.А. Локшина и др. – М.: Энергия, 1978. – 256 с.
7. Ткаченко С.Й., Савчук К.М., Степанова Н.Д., Степанов Д.В. Енергозберігаючий спосіб періодичних продувок парових котлів на цукрових заводах //Вісник ТУП, 2004, - № 5, - С. 107-111.
8. Тихоненко Л.К., Кеворков Л.Р., Лутовинов С.З. Критические расходы горячей воды при истечении из труб // Теплоэнергетика. – 1979. – №5. – С. 32-36.
9. Лабунцов Д.А., Авдеев А.А. Обобщение опытных данных по критическому истечению вскипающих жидкостей // Теплоэнергетика. – 1978. –№9. – С. 71-75.