

СТАБІЛІЗОВАНИЙ ТЕПЛОБІМІН В СИСТЕМІ : НАГРІВАЛЬНИЙ ЕЛЕМЕНТ – ОБМЕЖЕНИЙ ОБ'ЄМ РІДИНИ – НАВКОЛИШНЄ ПОВІТРЯ

Ткаченко С.Й., Степанов Д. В., Співак О. Ю.

Вінницький державний технічний університет

На даний час потребують значної уваги питання організації теплообміну в системах чутливих до коливань температури. Це відноситься до термостатування робочих ємкостей біотехнологічних систем, хімічних, харчових та переробних виробництв з процесами, в яких накладаються обмеження на температурні напори та режими роботи обладнання при заданих теплових навантаженнях. Але в теплоенергетиці дотепер більшу увагу приділяли високоінтенсивним процесам теплообміну, що характеризуються значними рушійними силами – температурними напорами.

Приймаючи до уваги реальні системи теплообміну, прийшли до висновку, що великий практичний інтерес представляє стабілізований теплообмін в системі (рис. 1) : поверхня теплообміну нагрівального елемента (1) – обмежений об'єм рідини (2) – навколишнє повітря (3).

Можна очікувати суттєвого впливу теплообміну об'єму рідини, огороженого стінками (4), з навколишнім середовищем на інтенсивність теплообміну між нагрівальним елементом та рідиною, особливо при невеликих температурних напорах.

Мета даної роботи – встановити особливості теплообміну між нагрівальним елементом і рідиною, ускладненого теплообміном рідини через огорожувальні стінки з навколишнім середовищем.

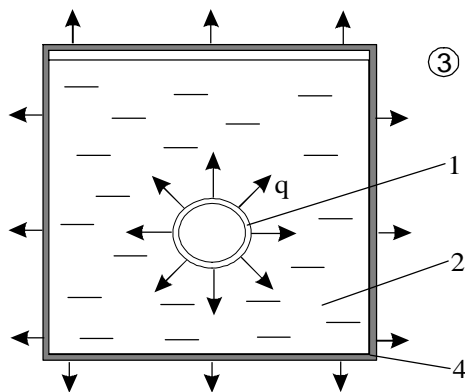


Рис. 1 Схема теплообміну в системі : поверхня теплообміну нагрівального елемента - рідина в обмеженому об'ємі - навколишнє повітря конвекції використовується термін "визначальна температура". В розрахунках за формулою авторів [3] :

$$Nu = 0.253 \cdot (Gr^* \cdot Pr)^{0.244} \quad (1)$$

в якості такої температури треба приймати середньоарифметичну величину між температурами стінки і рідини вдалині від стінки. Це зумовлює достатньо чітке визначення поняття "вдалині від стінки". При розробці процесів в обмеженому об'ємі за умов тепловтрат через огорожувальні стінки постає питання : на якій саме відстані від теплообмінної поверхні визначати "температуру вдалині від стінки".

Очевидно, що таку температуру треба приймати за межами прикордонного шару або взагалі рухомого шару рідини. Припустимо, що визначення товщини рухомого шару рідини для вертикальної пластини і горизонтального циліндра подібні. Тоді, використовуючи залежність авторів [4], при температурі рідини $t_p = 20 \dots 40^\circ\text{C}$, $q = 1 \dots 15 \text{ кВт/м}^2$ отримаємо товщину рухомого шару $1 \dots 5 \text{ мм}$.

При стабілізованому процесі теплообміну в об'ємі рідини утворюється певний розподіл температур. При великих теплових потоках ($q > 20 \dots 50 \text{ кВт/м}^2$) така нерівномірність несуттєво впливає на визначення інтенсивності тепловіддачі. Але в умовах низьких теплових потоків (до 10 кВт/м^2), при організації такого теплообміну, який має бути в реакторі біогазової установки, невірний вибір температури рідини може привести до неточності в визначенні коефіцієнту тепловіддачі, і, як наслідок, до підводу недостатньої кількості теплової енергії або перевищення заданого діапазону температури стінки. А це призведе до зниження ефективності процесу біоконверсії.

Тому дослідження нерівномірності температурного поля навколо теплообмінної поверхні є важливим елементом при визначенні особливостей теплообміну в системі, що розглядається.

Для дослідження розподілу температури в процесі теплообміну при вільній конвекції в обмеженому об'ємі рідини розроблена та випробувана дослідна установка (рис.2), використовуючи рекомендації авторів [5,6]. Ємкість з прозорими стінками, що має розміри $600 \times 320 \text{ мм}$ заповнена водою на висоту 190 мм . На відстані 110 мм нижче рівня рідини встановлений тепловиділяючий елемент (ТВЕ), в середині якого розміще-

ний прями́й електричний нагрі́вник довжиною 340 мм, електричним опором 40 Ом, зовнішнім діаметром 14 мм. Він встановлений в товстостінну трубку, виготовлену із сталі Ст3 зовнішнім діаметром 25 мм, внутрішнім діаметром 16 мм. Простір між стінками труби і нагрі́вника заповнений кварцовим піском. Торцеві стінки нагрі́вника теплоізолювані азбестовою набивкою товщиною 25 мм. На кінцях ТВЕ встановлені гумові шланги для виводу жгутів термопар та кабелів живлення нагрі́вника. Стички шлангів з трубкою затиснені хомутами для уникнення попадання води на токоведучі частини нагрі́вника.

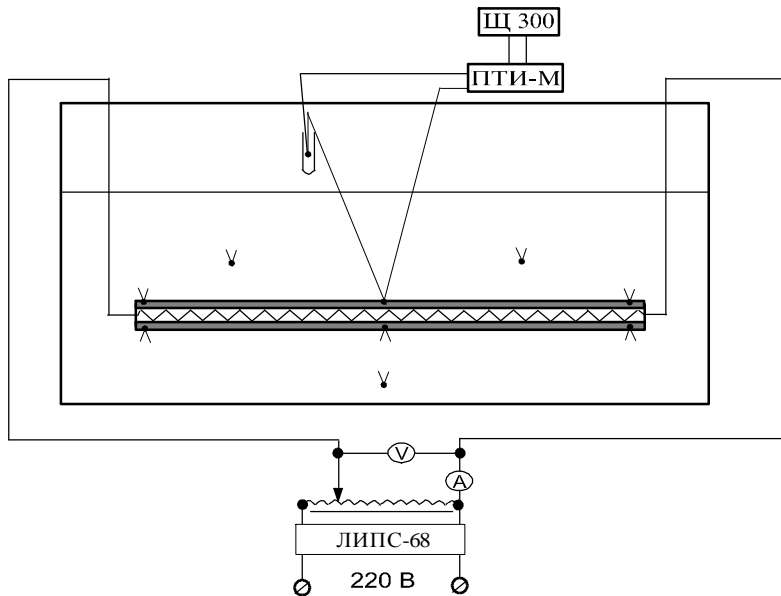


Рис. 2 Схема дослідної установки

Напряга на нагрі́вник подавалась через стабілізований блок живлення ЛІПС – 68, навантаження контролювалось лабораторним амперметром Э59 і вольтметром Щ4313. Відносна похибка вимірювання сили струму та напруги не перевищувала 2,2 % і 1,1 % відповідно. При цьому відносна

похибка визначення питомого теплового потоку – 2,1...4,3 %.

Вимірювання температур проводилось за допомогою 15 хромель-копелевих термопар (типу L), з індивідуальним градуванням, яке проводилось в термостаті ТЛ-4. Як зразковий термодатчик використовувалась термопара ПП10/0 (типу S) II розряду. Термопари зварювались під дистильованою водою. Діаметр дротів 0,2 мм.

Проградувані термопари ізолювались термостійким лаком. Для зменшення тепловідводу по дротах термопар, вони розміщувались в повздовжніх канавках, профрезерованих на трубі. Зверху канавки закривались пластинами із електродної сталі. Поверхня трубки зачищувалась. Гарячі спаї термопар прикріплювались на метал труби і місце контакту вкривалось лаком. Холодні спаї термопар на трубі і трьох термошупів для вимірювання температури води в ємкості термостатувались при температурі 0 °С. Подовжувальні дроти зводились на перемикач ПТИ-М. Вимірювання термо-ЕРС проводилось компенсаційним методом за допомогою потенціометра Р330 і цифрового вольтметра Щ300.

Термошупами вимірювалась температура в різних місцях об'єму рідини. Координата щупа визначалась за допомогою метричної лінійки. В основному досліджувалося поле температур в горизонтальній та вертикальній площинах, що проходять через вісь елемента.

Температура рідини на відстані від стінки визначалась як середньоарифметична величиною між показаннями термошупів в трьох точках по довжині елемента на цій відстані. Величина температури на стінці є середньоарифметичною між показаннями 12 термопар, розташованих на стінці. Температура повітря в приміщенні вимірювалась термометром ТЛ-4. Похибка вимірювання температур складала не більше 0,1 °С.

На рис. 3. представлений розподіл температур в горизонтальній та вертикальній площинах на відстані L та h, від стінки елемента. Досліди проводилися при $q = 0,6...3 \text{ кВт/м}^2$, $t_p = 22...37 \text{ }^\circ\text{C}$.

Аналізуючи результати на рис. 3, можна прийти до висновку, що стабілізація температурного поля в горизонтальній площині відповідає відстані 1...2 діаметри ТВЕ від його вісі, а вертикальній площині (під і над ТВЕ) - 1,5...2 діаметри.

Проведено дослідження розподілу температур рідини t_p та температурних напорів Δt на відстані 2 діаметра від вісі ТВЕ в вертикальному та горизонтальному напрямках при $q = 1300...5500 \text{ Вт/м}^2$, $t_p = 24...38 \text{ }^\circ\text{C}$. Очікувана похибка визначення температурного напору складає 0,68...12 %.

Аналіз результатів дозволяє зробити висновок, що осереднені по вертикальних і горизонтальних напрямках температура рідини та температурний напір на відстані 2 діаметрів від вісі ТВЕ наближаються до відповідних показників на цій відстані в горизонтальній площині.

Для оцінки впливу теплообміну рідини з навколишнім середовищем через огорожуючі стінки на теплообмін при вільній конвекції від нагрівного елемента проведено порівняння результатів експерименту із розрахунковими залежностями [3,7]. Дослідження проводилися при $q = 0,5...17 \text{ кВт/м}^2$, $t_p = 22...35 \text{ }^\circ\text{C}$. Відносна похибка експериментально визначеного коефіцієнту тепловіддачі складала 2,78...14,5 %.

Відзначимо що в наведеному діапазоні результати розрахунків за залежностями авторів [3,7] показали розбіжність не більше 5 %. Зважаючи на те, що залежність (1) розроблена для процесу тепловіддачі при $q = \text{const}$, проведено порівняння експериментальних даних з розрахунковими за цією залежністю.

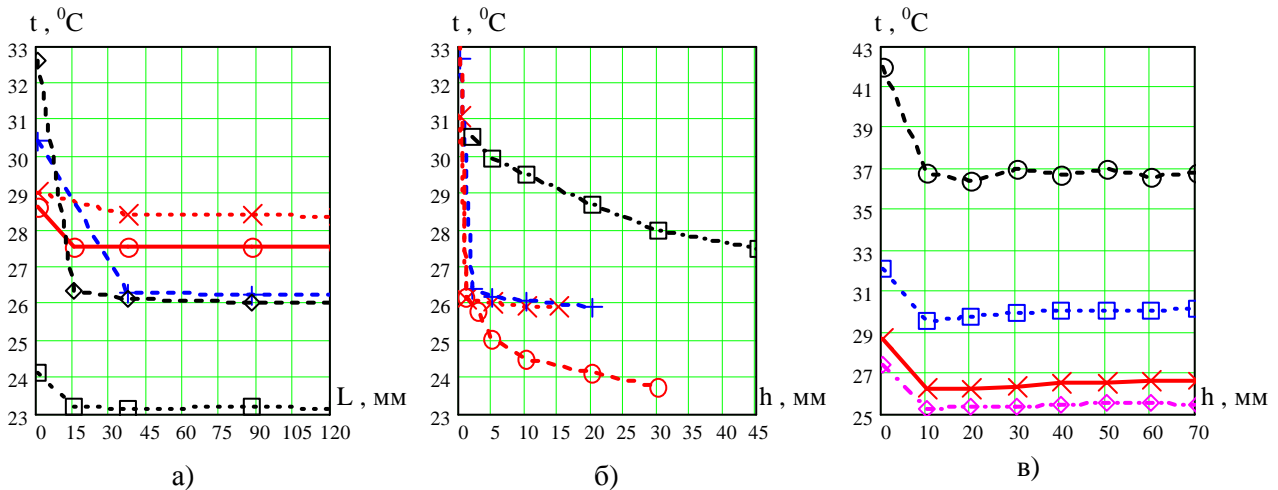


Рис.3 – Розподіл температур біля теплообмінної поверхні на відстані від стінки. а) в горизонтальній площині ; б) в вертикальній під тепловиділяючим елементом ; в) в вертикальній над тепловиділяючим елементом.

Аналізуючи отримані результати можна сказати, що при температурних напорах більше $15\text{ }^{\circ}\text{C}$ експериментальні дані з достатньою точністю можуть бути описані розрахунковими формулами, похибка в більшості випадків не набагато перевищує допустиму похибку експериментів. Але при невеликих температурних напорах, які повинні витримуватись в системах термостабілізації біореакторів та іншого біотехнологічного обладнання ($\Delta t \leq 10\text{ }^{\circ}\text{C}$), відмічається суттєва розбіжність результатів.

Таке явище, на наш погляд, пояснюється впливом теплообміну поверхонь, що огорожують рідину, з навколишнім середовищем. Цей вплив призводить до нерівномірного розподілу температур в рідині, і, як наслідок, до появи конвективних токів. А це при невеликих температурних напорах може суттєво вплинути на інтенсивність теплообміну між нагрівальним елементом і рідиною.

Такий вплив зворотнопропорційний об'єму рідини V і тепловому потоку $Q = F_{\text{НАГР}} \cdot q$, що підводиться від ТВЕ, для його врахування доцільно використати поправку у вигляді :

$$\alpha_{V,Q} = \alpha_{\text{РОЗР}} \cdot \exp(C \cdot V^n \cdot Q^m) \quad (2)$$

Оскільки в даних дослідженнях $V = \text{const}$, площа поверхні нагрівника $F_{\text{НАГР}} = \text{const}$, то залежність коефіцієнта тепловіддачі для умов експерименту шукали у вигляді :

$$\alpha_{V,Q} = \alpha_{\text{РОЗР}} \cdot \exp(C \cdot q^m) \quad (3)$$

За описаних вище умов методом нелінійної оптимізації Квазі-Ньютона з коефіцієнтом детермінації 82 % отримана залежність вигляду :

$$\alpha_{V,Q} = \alpha_{\text{РОЗР}} \cdot \exp(19,5 \cdot q^{-0,5}) \quad (4)$$

На рис. 4 представлено співставлення графіків залежності розрахункових та експериментальних значень температури стінки ТВЕ $t_{\text{СТ}}$ та q для різних діапазонів t_p . Величини розрахункових температур стінки теплообмінника були визначені на основі рівняння Ньютона-Ріхмана $t_{\text{СТ РОЗР}} = t_p + q/\alpha$, де коефіцієнт тепловіддачі α був розрахований за залежностями (1) та (4). Прийняті величини t_p та Δt відповідали умовам експлуатації реакторів біогазових установок.

Аналіз результатів показує, що на всьому діапазоні t_p температура на стінці ТВЕ за умов експерименту нижча розрахункової, а питомий тепловий потік – вищий за розрахунковий.

Отже розраховуючи інтенсивність теплообміну за формулами авторів [3,7] одержуємо поверхню теплообміну з певним запасом. Особливо цей запас суттєвий при $\Delta t < 8 \dots 10\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Таким чином, в даній статті розглянуті особливості теплообміну при вільній конвекції в обмеженому об'ємі, за умови теплообміну об'єму рідини з навколишнім середовищем через огорожувальні стінки. За цих умов : досліджені нерівномірності температурного поля навколо поверхні нагрівального елемента ; уточнена методика вибору визначальної температури в обмеженому об'ємі рідини; при температурних напорах $\Delta t < 8 \dots 10\text{ }^{\circ}\text{C}$ встановлено підвищення інтенсивності теплообміну між поверхнею нагрівального елемента і рідиною, запропонована поправка, яка враховує таку інтенсифікацію за умов теплообміну з навколишнім середовищем.

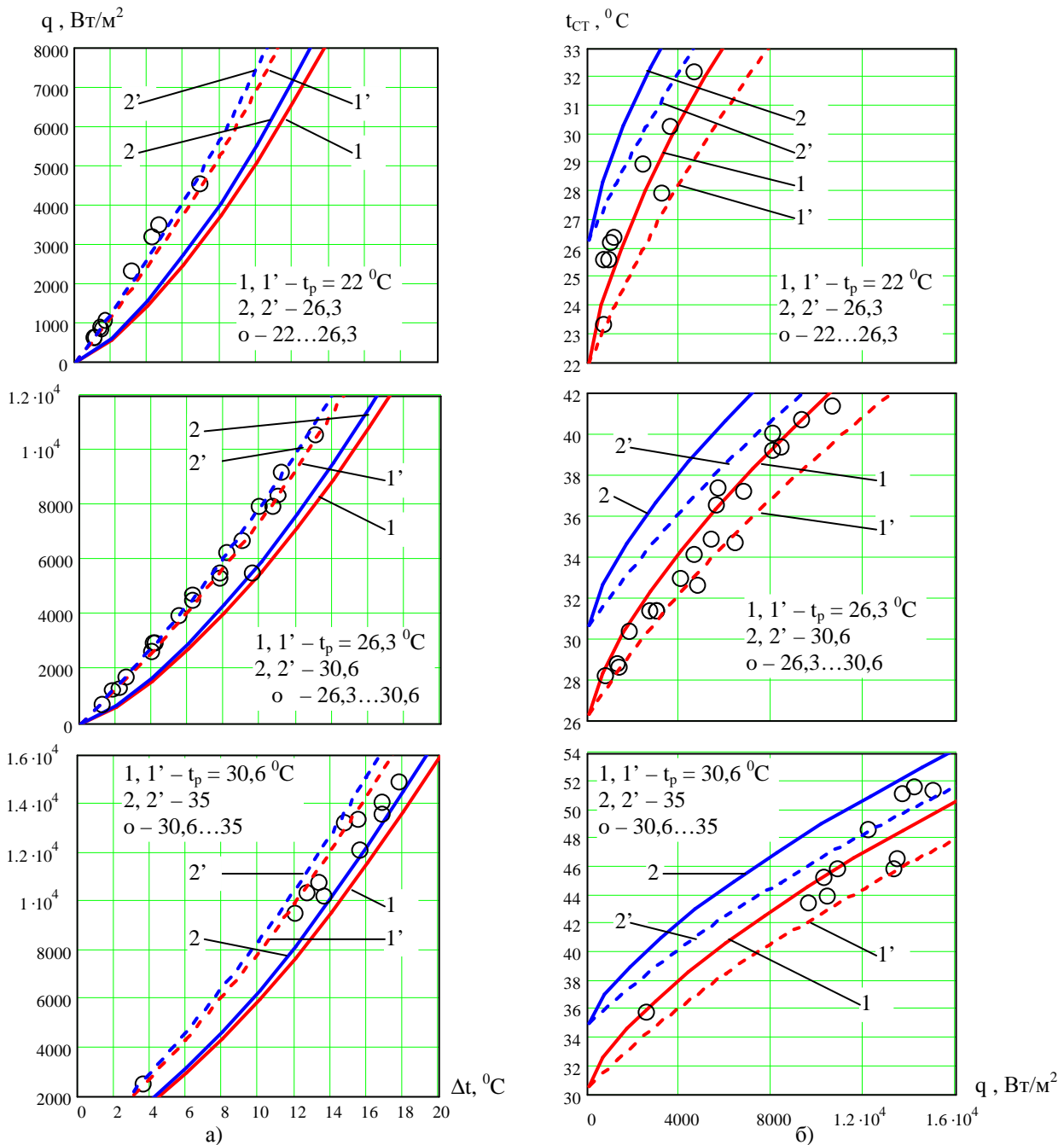


Рис. 4 – Співставлення розрахункових та експериментальних результатів в заданому діапазоні температур рідини. а) – залежність експериментального та розрахункового питомого теплового потоку q від температурного напору Δt ; б) – залежність розрахункової та експериментальної температури стінки $t_{СТ}$ елемента від питомого теплового потоку q . Позначення : 1, 2 - α розраховано за (1) ; 1', 2' - α - за (4) ; о - експериментальні дані.

ЛІТЕРАТУРА

1. Ткаченко С.Й., Степанов Д.В. Мінімізація витрат ексєргії на живлення біогазової установки енергією //Вісник ВПІ, 2000, - № 4, - С. 50 – 57.
2. Новиков И.И., Воскресенский К.Д. Прикладная термодинамика и теплопередача. Изд. 2-е. – М.: Атомиздат, 1977. – 352 с.
3. Кейхани, Кулаки, Христенсен. Свободная конвекция в вертикальном кольцевом канале с постоянной плотностью теплового потока на внутренней стенке. //Теплопередача, 1983, № 3. – С.31 – 37.
4. Теплопередача. Учебник для вузов / В.П. Исаченко, В.А. Осипов, А.С. Сукомел – 4-е изд. перераб. и доп. - М.: Энергоатомиздат, 1981. - 416 с.
5. Осипова В.А. Экспериментальное исследование процессов теплообмена.–М.: Энергия,1979.–320с.

6. Линеверг Ф. Измерение температур в технике. Справочник. Пер. с нем. 1980. – 544 с.
7. Михеев М.А., Михеева И.М. Основы теплопередачи. Изд. 2-е, стереотип. - М: «Энергия», 1977.–344 с.