

# HEAT EXCHANGE ON PORISTYKH STRUCTURES

V. Kulinchenko, D. Kaptanovsky  
National University of Food Technologies

---

## Key words:

Boiling  
Heat exchange  
Steam bubble  
Porous structure  
Heater  
Mechanism of process

## ABSTRACT

For different power plants the porous system of cooling is got. The supply of liquid transmitter for cooling is examined as combination of action of capillary and gravity potential. In experiments thickness of material and sizes of heater, surplus of liquid, during research of porous structures changed. The error of experiments did not exceed  $\pm 12\%$ . Found out three areas of heat exchange and optimum for them charges of liquid. The mechanism of process of heat exchange is offered. The visual looking after the processes of vaporization was conducted with application of the holographic interferometric and speed filming. The laser setting of LG-38 and movie camera of SKS-1M was utilized. The row of the cooled constructions in heating engineering devices is disposed in the gravity field aslope. The angle of slope changed scope from 0 to to  $\pm 90^\circ$ , where sign «-» an output of pair is against direction of gravities. Most intensity is got at the angle of slope  $\beta = 0$  (vertical position).

---

## Article history:

Received 15.05.2013  
Received in revised form 3.12.2013  
Accepted 10.12.2013

---

## Corresponding author:

tmipt\_xp@ukr.net

---

# ТЕПЛООБМІН НА ПОРИСТИХ СТРУКТУРАХ

В.Р. Кулінченко

Національний університет харчових технологій

Д.В. Каптановський

Черкаський Державний технологічний університет

*Для різних енергетичних установок отримана пориста структура охолодження. Постачання рідкого носія для охолодження розглядається як комбінація дії капілярного і гравітаційного потенціалів. У роботі товщина матеріалу, розміри нагрівача та надлишок рідини під час дослідження пористих структур змінювалися. Похибка дослідів не перевищувала  $\pm 12\%$ . Виявлено три характерні області теплообміну і оптимальні для них витрати рідини. Запропоновано механізм процесу теплообміну.*

**Ключові слова:** кипіння, теплообмін, парова бульбашка, пориста структура, нагрівач, механізм процесу.

**Мета досліджень.** На основі пористих систем розроблені технічні рішення, які дозволяють ефективно охолоджувати високотемпературні поверхні, здійснювати очищення мікроскопічного пилу і газів в пінному киплячому потоці, різко скоротити витрати води на охолодження, що має економічне та екологічне значення [1–4].

При цьому для високофорсованого і економічного проведення процесів в таких пристроях розроблена пориста система охолодження, в якій процеси теплообміну реалізуються шляхом пароутворення в пористих структурах, а підведення рідини для охолодження проводиться при комбінованій дії капілярного і гравітаційного потенціалу (рис. 1). Штучно створений надлишок рідини у перерізі пористої структури дозволяє здійснювати процеси пароутворення при вимушеній течії рідини з недогріванням її до температури насичення. Дослідна установка складається з корпусу 1, кришки 2 і вставки 4, виконаних з нержавіючої сталі марки 12Х18Н9Т. Вставка 4 шириною 15–10 мм служить для утворення каналу, за яким пара прямувала до конденсатора. Вода надходить до пористої сітчастої структури 5 вздовж мідних артерій 3. Притиснення структури до охолоджуваної стінки здійснювалося за допомогою перфорованої пружної бронзової пластини 10 або структура приварювалася до стінки точковою зваркою. Стікаючий надлишок рідини уловлювався мікроартеріями 11 і знов прямував до структури 5, а уловлюючий козирок мікроартерії перешкоджав інтенсивному викиду рідини. Обігрів стінки проводився основним електронагрівачем 7.

Охоронний нагрівач 8 служив для компенсації втрат теплоти назовні і швидкого виходу установки на режим. Для зменшення теплових втрат весь тракт руху пари, що охолоджує елемент і конденсатор теплоізолювалися азбестом, завтовшки 10–15 мм. загорнутим в склотканину марки ВПР–10. Мідні електроди були оточені фарфоровими трубами, покритими азбестовою ізоляцією.

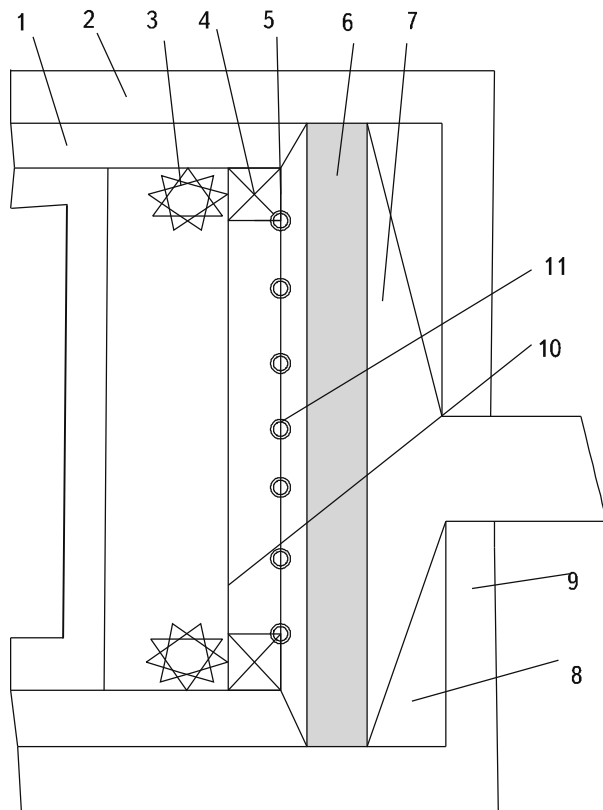


Рис 1. Елемент охолодження з пористою структурою

Основний нагрівач виконувався з ніхромової фольги, завтовшки 0,05; 0,1; 0,3; 0,5; 0,7; 1,0 мм. Довжина нагрівача складала 0,05...0,3 м висота — 0,15...0,7 м Електричний струм підводився мідними електродами. Слюда, завтовшки 0,05 мм виконувала роль електроізоляції між стінкою і ніхромом. Також застосовувався променистий нагрів і обігрів поверхні безпосереднім пропусканням змінного електричного струму через стінку і пористу структуру, що примикає до неї. Структури набиралися з гладко тканинних латунних, мідних

і нержавіючих сіток простого і саржевого переплетень, складала один, два і три шари. При вивченні початку закипання рідини число шарів сіток складало до дев'яти [4].

Поверхня охолодження виконувалася з нержавіючої сталі марки 12Х18Н9Т, латуні Л80, міді М2, бронзи, нікелю, алунду і скла. Товщина стінки приймала значення: 0,05; 0,1; 0,3; 0,5; 0,7; 1 і 2 мм.

**Методика досліджень.** Візуальні спостереження за процесами пароутворення проводилися із застосуванням голографічної інтерферометричної і швидкісної кінозйомки. Використовувалася лазерна установка ЛГ–38 і кінокамера СКС–1М. Перед проведенням дослідів охолоджувана стінка і структура піддавалися очищенню і знежиренню.

Нев'язка балансу по підведеній струмом теплоті і теплоті, відведеній циркуляційною і надлишковою водою з урахуванням втрат через ізоляцію не перевищувала  $\pm 12\%$ . Нев'язка балансу з підведеною парою теплотою в конденсаторі і теплотою, відведеною циркуляційною водою, не перевищувала  $\pm 11\%$ . Нев'язка матеріального балансу між витратою рідини, що охолоджує, витратою зливу і конденсату не перевищувала  $\pm 10\%$ . Швидкість руху рідини приймала значення 1, і 0,3...0,1 м/с, недогрів — 0...20 К, надлишок рідини складав 1...14, від витрати пари. Теплове навантаження — 1...60·10<sup>5</sup> Вт/м<sup>2</sup>, температурний напір — 1...60 К, орієнтація системи щодо вертикалі — 0...  $\pm 90$  градусів.

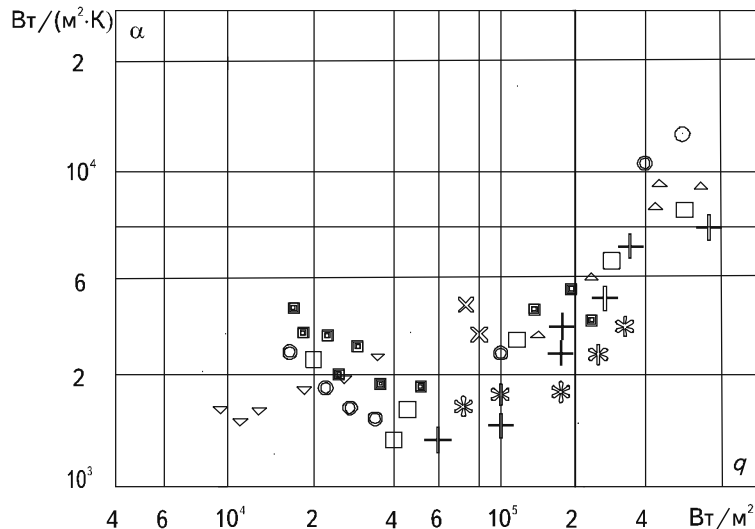


Рис. 2. Залежність коефіцієнта тепловіддачі  $\alpha$ , Вт/(м<sup>2</sup>·К) від інтенсивності теплового потоку  $q$  Вт/м<sup>2</sup> для тиску  $p=0,1$  МПа;  $m_p = (1...7,5)m_n$ ; 1 — о — сітка 0,14; 2 структура 3×0,14; 3 — \* — сітка 0,28; 4 — □ структура 3×0,28; 5 — + — структура 0,08×0,14×0,14; 6 — ■ — структура 0,08×0,28×0,28; 7 — ○ — сітка 0,4; 8 — ▽ структура 2×0,4; 9 — △ — структура 2×0,55.

Сітка і стінка виконані з нержавіючої сталі

На рис. 2 показаний вплив теплового навантаження на коефіцієнт тепловіддачі залежно від виду пористої структури і надлишку охолоджуючої рідини.

**Результати досліджень.** З аналізу експериментальних даних встановлено: для теплових потоків  $q = (1...8) \cdot 10^4$  Вт/м<sup>2</sup> режим кипіння — перехідний. Для цього режиму має місце істотний вплив витрати охолоджуючої рідини і виду структури. Особливо це виражено у сіток з крупним розміром комірок. За своїми характеристиках вони наближаються до тонкоплівкових випарників. Пізніше закипання рідини в порівнянні з тепловими трубами обумовлене перерозподілом теплових потоків зливу і кипіння. Деяке зниження коефіцієнта теплообміну із зростанням величини  $q$  пов'язане з появою парових бульбашок, що досягають певних розмірів і збільшують термічний опір пограничного шару.

Для області розвиненого бульбашкового кипіння  $q = (1...8) \cdot 10^4$  Вт/м<sup>2</sup>, аж до критичних теплових навантажень з руйнуванням стінки, помітного впливу витрати рідини в межах зміни  $m_p = (1...7,5) m_n$  не виявлено.

Обмеження в здатності передачі теплоти системі для різного розміру комірок структури (як в теплових трубах), не відмічено, оскільки не збільшується гідравлічний опір структури, не зменшується капілярна здатність, що не обмежує витрату рідини.

Прийнятним варіантом може бути одношарова структура 0,14. або двошарова — 0,4 і 0,55, але при цьому слід чекати більшого перегріву стінки. Крупні розміри комірок дозволяють зменшити вимогу до очищення рідини, зменшують гідрогазодинамічний опір. Структури, що мають незмінний вздовж нормалі розмір пор, показали високу ефективність при роботі в полі гравітаційних сил на відміну від теплових труб, коли наступав аварійний режим їх роботи. При передачі  $q_{\max}$  не відмічено переваги анізотропних сітчастих структур над ізотропними, як це має місце в теплових трубах. Це пов'язано з підвищеною циркуляцією рідини і пари в пористих структурах, викликаній надлишком рідини. Можливі і інші внески в механізм процесів: наявність інерційного ефекту і часткова конденсація парових бульбашок.

В області бульбашкового кипіння вплив витрати рідини на величину  $b$  незначний. Проте при малих витратах рідини забезпечується надійне теплове відбирання за рахунок збереження стійкості пульсуючої плівки рідини, що вигідно відрізняє систему від тонкоплівкових випарників, в яких відбувається розрив стікаючої плівки і з'являється необхідність в значному збільшенні витрати рідини (у 100...1000 разів).

Надлишок рідини дозволяє:

- встановлювати тонкі структури, що збільшує коефіцієнт тепловіддачі до 80 %;
- відводити більші величини  $q$  за рахунок інтенсивного руйнування і видалення парових утворень із зони нагріву;
- застосовувати структури з підвищеним розміром комірок з відведенням тепла в 3...4 рази більшим, ніж тепловими трубами навіть без застосування інтенсифікаторів з коефіцієнтом тепловіддачі, величина якого вища на 30–40 %.

Істотно збільшувати витрату охолоджуваної рідини, не доцільно, оскільки відбувається перерозподіл потоків зливу і кипіння, що здорожує систему. Тому доцільно ввести поняття оптимального надлишку рідини, за якого встановлюється рівномірне температурне поле вздовж висоти і довжини теплообмінної поверхні.

Оптимальні витрати рідини визначаються таким чином: до величини  $q < 100$  кВт/м<sup>2</sup>, витрати підтримуються близькими до режиму роботи теплових труб при гідравлічному діаметрі  $d_f = 0,28$  мм і на 30 % більшими для величини  $d_f > 0,28$  мм; при величині  $q > 100$  кВт/м<sup>2</sup> перевищення витрати рідини в 1,3...2 рази для величини  $d_f = 0,28$  мм дозволяє розширити діапазон відведення величини  $q$  в 2...3 рази в порівнянні з тепловими трубами.

Порівняльна оцінка дослідженої системи з тепловими трубами, тонко плівковими випарниками і кипінням у великому об'ємі [1] на гладкій поверхні показала на можливість розширення межі відведення величини  $b$  наближаючись до кипіння у великому об'ємі. Для величини  $q = 5...80$  кВт/м<sup>2</sup> відчувається вплив товщини плівки. При капілярному підведенні рідини встановлюється менша товщина, що інтенсифікує теплообмін. Великі коефіцієнти теплообміну для пористої системи пояснюються інтенсивнішим процесом кипіння за рахунок швидкого перегріву тонкого шару рідини і більшою щільністю центрів пароутворення.

При величинах  $q > 8 \cdot 10^4$  Вт/м<sup>2</sup> товщина плівки в пористій системі чинить менший вплив, а погіршення теплообміну пов'язане з досягненням певної інтенсивності пароутворення в структурі, скупчення в ній парових об'ємів, що обмежують підведення свіжих порцій рідини до поверхні нагріву. Покращенні теплообмінні характеристики дослідженої системи в цьому випадку пояснюються тільки силою тяжіння. У цьому випадку відбувається посилення турбулізації пристінного пульсуючого шару за рахунок поліпшення циркуляції рідини і пари в структурі при інтенсивному відведенні парових об'ємів із збереженням високої стійкості пульсуючої плівки рідини і активному заповненні комірок структури свіжими порціями теплоносія.

Теплова і гідродинамічна стійкість пристінного шару визначається наявністю пульсуючої рідинної плівки під паровими бульбашками, через яку теплота подається шляхом теплопровідності і за рахунок пароутворення переноситься до бульбашки. Відбувається безладна турбулізація пограничного шару паровими бульбашками, що ростуть і лопаються.

Зростання турбулізації пограничного шару і підвищення стійкості пульсуючої плівки рідини приводить до збільшення коефіцієнта тепловіддачі і розширення межі теплопередачі системи.

Гідродинамічна дія потоку рідини частково чинить вплив на механізм процесу пароутворення, викликаючи відрив парових бульбашок раніше, ніж вони досягнуть величини відривного діаметру. Більш того, відносно «холодні» порції рідини з ядра потоку що стікає, спрямовуючись до стінки, витісняють двофазну суміш, знижуючи її товщину і термічний опір. При досягненні певних перегрівів рідини відбувається втрата стійкості пристінного пульсуючого шару, замикання паровими бульбашками комірок сітки і припинення доступу рідини до зони, що обігривається. Різке зростання термічного опору призводить до перегріву стінки аж до її перепалу.

Менша інтенсивність теплообміну дослідженої системи в порівнянні з кипінням у великому об'ємі [1–3] може бути пояснена теорією багат шарового випаровування, коли основна частка теплоти підводиться до основи парових бульбашок і витрачається на випаровування в бульбашки. У дослідженій системі це величина пропорційна температурному напору  $\Delta T = T_{\text{ст}} - T_{\text{н}} \sim \Delta T^2$ . Конвективна складова перенесення теплоти мала, але і вона зменшує темп наростання теплового потоку.

Ряд охолоджуваних конструкцій в теплотехнічних пристроях розташовується в гравітаційному полі похило. Тому досліджений вплив орієнтації поверхні на теплообмін. Кут нахилу змінювався в межах від 0 до  $\pm 90^\circ$ , де знак «–» вихід пари проти напрямку сил тяжіння. Вивчалися структури з максимальним 0,08-0, 14-0,4 і мінімальним (3-0,4) капілярним потенціалом.

Найбільша інтенсивність отримана за кута нахилу  $\alpha = 0$  (вертикальне положення). У той же час не виявлено помітної відмінності в інтенсифікації теплообміну при кутах нахилу до  $\pm 45^\circ$  для всіх структур. При кутах нахилу до  $\pm 75^\circ$  вплив орієнтації дуже слабкий, що пояснюється полегшенням виникненням в граничному шарі додаткових вторинних течій за рахунок масових сил тих, що руйнують парові конгломерати.

При великих кутах нахилу залежності носять яскраво виражений характер, особливо для структур з малим капілярним потенціалом. Цим підтверджується те, що сили тяжіння — основні транспортні, а капілярні — служать для рівномірного розподілу рідини у порах і капілярах структури, і чим більшим капілярним потенціалом володіє структура, тим більш рівномірний розподіл температур у стінці при різних величинах  $q$ .

Порівняння з тепловими трубами для  $q > 100$  кВт/м<sup>2</sup> показує, що інтенсивність в теплових трубах нижче на 40 %, або вони не працездатні. При  $q < 20$  кВт/м<sup>2</sup> теплові труби мають велику інтенсивність. У області  $(2...10) \cdot 10^4$  Вт/м<sup>2</sup> спостерігається задовільне узгодження дослідних даних.

Для різних технічних пристроїв і систем запропонована і досліджена пориста система охолодження [5, 6], в якій підведення охолоджуючої рідини виконують при комбінованій дії капілярних і гравітаційних сил. Поверхня охолодження виконувалася з нержавіючої сталі, латуні, міді, бронзи, нікелю, алунду і скла. Товщина стінки складала 0,05...2 мм. Візуальні спостереження проводилися із застосуванням голографічної інтерферометричної і швидкісної кінозйомки з використанням лазерної установки ЛГ–38 і кінокамери СКС–1М. Досліди проводилися з водою при: тиску 0,01...10 МПа, недогріву — 0...20 К, надлишку рідини — 1...14 від витрати пари, тепловому навантаженню —  $(1...60) \cdot 10^4$  Вт/м<sup>2</sup>, температурному напору — 1...60 К і орієнтації системи —  $0... \pm 90^\circ$ .

#### **Висновки:**

1. Проведеними дослідженнями встановлено дві області процесу пароутворення і характер режимних і конструктивних характеристик на інтегральні і термогідрравлічних характеристики.

2. Встановлені оптимальні витрати охолоджуючої рідини і найбільш ефективний вид сітчастої пористої структури.

3. Візуальні спостереження дозволили описати фізичну картину процесів і узагальнити дослідні дані за внутрішніми характеристиками і тепловими потоками, що відводилися, з

точністю  $\pm 20$  % залежно від теплофізичних властивостей рідини, стінки, температурного напору, надлишку рідини, виду пористої структури і теплообмінної стінки.

### ЛІТЕРАТУРА

1. Кулинченко В.Р. Возникновение паровой фазы на теплоотдающей поверхности / В.Р. Кулинченко // УкрНДІГНТБ. — 1994. — № 1783. — С.73.
2. Кулінченко В.Р. Відривання парової бульбашки від змочуваної поверхні / В.Р. Кулінченко, О.М. Деменюк // Наукові праці НУХТ. — 2009, № 29. — С.46–48.
3. Кулинченко В.Р. Промышленная кристаллизация сахаристых веществ / В.Р. Кулинченко, В.Г. Мирончук. — К.: НУПТ, 2012. — 426 с.
4. Полее В.М. Плотность центров парообразования и выброс капель из пористой структуры / В.М. Полеев, А.А. Генбач // Известия вузов. Машиностроение.— 1990. — № 9.— С.50–55.
5. Polyayev V. Heat Transfer in a Porous System in the Presence of Both Capillary and Gravity Forces / V. Polyayev, A. Genbach // Thermal Engineering. —1993. — V. 40, No.7. — PP.551–554.
6. Polyayev V. Methods of Monitoring Energy Process Experimental thermal and fluid science. / V. Polyayev, A. Genbach, A. Genbach // International of Thermodynamics, Experimental Heat Transfer, and Fluid Mechanics, avenue of the Americas.—1995. — V.10, april. — PP.273–286.

## ТЕПЛООБМЕН НА ПОРИСТЫХ СТРУКТУРАХ

**В.Р. Кулинченко**

*Национальный университет пищевых технологий*

**Д.В. Каптановский**

*Черкасский Государственный технологический университет*

*Для разных энергетических установок получена пористая система охлаждения. Снабжение жидкого носителя для охлаждения рассматривается как комбинация действия капиллярного и гравитационного потенциала. В опытах толщина материала и размеры нагревателя, избыток жидкости, во время исследования пористых структур изменялись. Погрешность опытов не превышала  $\pm 12$  %. Обнаружены три области теплообмена и оптимальные для них расходы жидкости. Предложен механизм процесса теплообмена.*

**Ключевые слова:** кипение, теплообмен, паровой пузырек, пористая структура, нагреватель, механизм процесса.