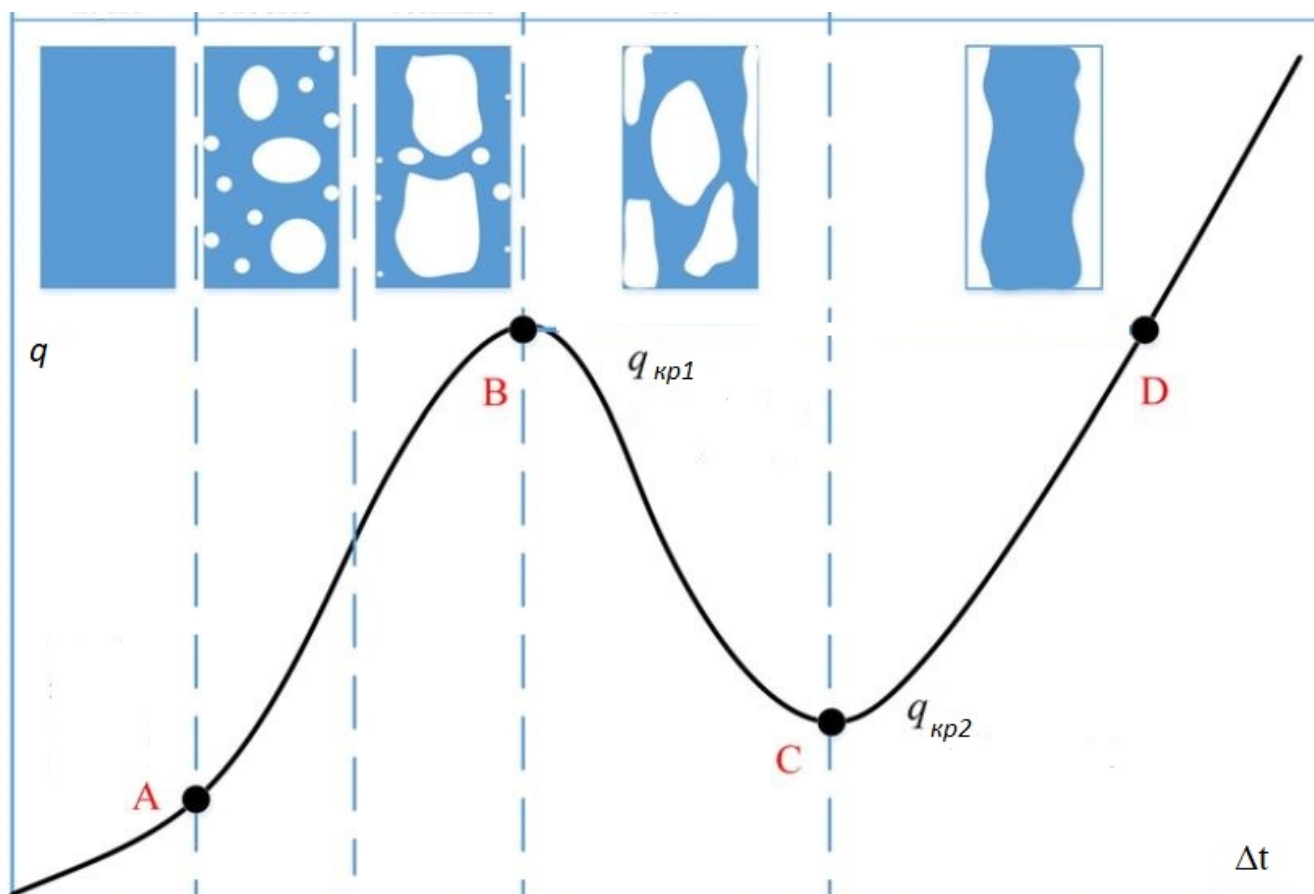


О. Ю. Співак, Н. В. Резидент

ТЕПЛОМАСООБМІН ЧАСТИНА ІІ



Міністерство освіти і науки України
Вінницький національний технічний університет

О. Ю. Співак, Н. В. Резидент

ТЕПЛОМАСООБМІН ЧАСТИНА II

**Електронний навчальний посібник
комбінованого (локального та мережного) використання**

Вінниця
ВНТУ
2022

УДК 532.2 (075)
С72

Рекомендовано до видання Вченою радою Вінницького національного технічного університету Міністерства освіти і науки України (протокол № 6 від 19.02.2022 р.)

Рецензенти:

С. Й. Ткаченко, доктор технічних наук, професор ВНТУ
О. О. Литвиненко, кандидат технічних наук, доцент НТУ «ХП»
І. В. Севостьянов, доктор технічних наук, професор ВНАУ

Співак, О. Ю.

С72 Тепломасообмін. Частина II : електронний навчальний посібник комбінованого (локального та мережного) використання [Електронний ресурс] / О. Ю. Співак., Н. В. Резидент. – Вінниця : ВНТУ, 2022. – 95 с.

Посібник призначено для виконання самостійної роботи студентів і аспірантів спеціальностей 144 – Теплоенергетика, 192 – Будівництво та цивільна інженерія денної та заочної форм навчання.

Наведено теоретичний матеріал, приклади розв'язання задач, перелік контрольних запитань для самоперевірки, задачі для самостійної роботи, довідковий матеріал, перелік літератури для вивчення курсу.

УДК 532.2 (075)

© ВНТУ, 2022

ЗМІСТ

| | |
|--|----|
| ПЕРЕДМОВА | 6 |
| 1 ТЕПЛООБМІН ПІД ЧАС КИПІННЯ | 7 |
| ОДНОКОМПОНЕНТНИХ РІДИН | 7 |
| 1.1 Загальні відомості. Крива кипіння | 7 |
| 1.2 Умови утворення бульбашок. Механічна і теплова рівновага | 9 |
| 1.3 Ріст бульбашок під час кипіння | 10 |
| 1.3.1 Мінімальний радіус бульбашки | 10 |
| 1.3.2 Робота утворення бульбашок критичного розміру | 11 |
| 1.3.3 Швидкість росту бульбашок | 13 |
| 1.4 Кипіння у великому об'ємі | 14 |
| 1.4.1 Бульбашкове кипіння в необмеженому просторі | 14 |
| 1.4.2 Кипіння на горизонтальних трубних пучках | 17 |
| 1.4.3 Теплообмін за плівкового кипіння | 17 |
| 1.5 Кризи теплообміну за кипіння у великому об'ємі | 18 |
| 1.5.1 Перша криза кипіння | 18 |
| 1.5.2 Друга криза кипіння | 19 |
| 1.6 Кипіння в трубах | 19 |
| 1.6.1 Вертикальна труба | 19 |
| 1.6.2 Горизонтальна труба | 24 |
| 1.6.3 Кризи кипіння в трубах і каналах | 26 |
| 1.7 Сфероїдний стан рідини на гарячій поверхні | 29 |
| 1.7.1 Кризи кипіння на гарячій поверхні | 29 |
| 1.7.2 Киплячий граничний шар | 32 |
| 1.8 Приклади розв'язання задач | 34 |
| 1.9 Завдання для самостійної роботи | 43 |
| 2 ТЕПЛООБМІН ПІД ЧАС КОНДЕНСАЦІЇ | 45 |
| ЧИСТОЇ ПАРИ | 45 |
| 2.1 Загальні відомості | 45 |
| 2.1.1 Види конденсації | 45 |
| 2.1.2 Термічні опори передачі теплоти | 46 |
| 2.1.3 Вплив режиму течії | 46 |
| 2.1.4 Тепловий потік за конденсації чистої пари | 46 |
| 2.1.5 Конденсація рухомої і нерухомої пари | 47 |
| 2.2 Теплообмін за плівкової конденсації нерухомої пари | 48 |
| 2.2.1 Конденсація на вертикальній поверхні | 48 |
| 2.2.2 Виведення Нуссельта | 49 |
| 2.3 Турбулентна течія плівки конденсату | 55 |

| | |
|---|----|
| 2.4 Теплообмін за плівкової конденсації рухомої пари на горизонтальних одиначних трубах і пучках труб..... | 57 |
| 2.5 Теплообмін за конденсації рухомої пари в трубах | 59 |
| 2.5.1 Режими конденсації | 59 |
| 2.5.2 Ламінарна течія плівки конденсату..... | 60 |
| 2.5.3 Турбулентна течія плівки | 61 |
| 2.6 Краплинна конденсація | 62 |
| 2.7 Конденсація за прямого контакту фаз..... | 63 |
| 2.7.1 Конденсація струменю пари в недогрітій рідині | 63 |
| 2.7.2 Конденсація на суцільному струмені рідини | 65 |
| 2.8 Приклади розв’язання задач..... | 67 |
| 2.9 Завдання для самостійної роботи | 80 |
| ПЕРЕЛІК РЕКОМЕНДОВАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ | 82 |
| ДОДАТКИ..... | 83 |
| Додаток А..... | 84 |
| Додаток Б | 85 |
| Додаток В | 85 |
| Додаток Г | 89 |
| Додаток Д..... | 90 |
| Додаток Е | 91 |
| Додаток Ж | 92 |
| Додаток И..... | 94 |

ПЕРЕДМОВА

Підготовка кваліфікованих фахівців, конкурентоспроможних на ринку праці, а також здатних до компетентної, відповідальної й ефективної діяльності за своєю спеціальністю неможлива без підвищення ролі самостійної роботи студентів, яка спрямована на стимулювання їх професійного зростання та виховання творчої активності, що й зумовило актуальність цього посібника.

Посібник призначено для студентів денної та заочної форми навчання спеціальності 144 – теплоенергетика. Навчальний посібник підготовлено відповідно до навчальної програми дисципліни «Тепломасообмін», він являє собою другу її частину. Першу частину посібника авторами було видано раніше.

Розділи запропонованого посібника відповідають таким основним частинам дисципліни – «Теплообмін під час кипіння рідини», «Теплообмін в разі плівкової конденсації чистої пари». В розділах подано короткі теоретичні відомості, показано приклади розв’язання задач, задачі для самостійної роботи, довідкові дані, необхідні для розрахунків, та загальні пояснення щодо методів розрахунків вищевказаних процесів.

Навчальний посібник стане в нагоді студентам під час самостійної роботи та практичних занять і допоможе оволодіти методикою розрахунків інтенсивності теплообміну під час процесів кипіння та конденсації.

Для успішної підготовки за самостійної роботи студентам необхідно розв’язати декілька задач із кожного розділу. Для цього потрібно вивчити або повторити теоретичний матеріал, який наведено в посібнику та в рекомендованій літературі. Після цього ознайомитись з прикладами розв’язання задач, а тоді розпочинати розв’язувати задачі. Необхідну допомогу і роз’яснення студент отримує від викладача на консультаціях, а в призначений термін звітує про виконання самостійної роботи.

Автори щиро вдячні рецензентам за зауваження і недоліки, виявлені під час рецензування.

1 ТЕПЛОБМІН ПІД ЧАС КИПІННЯ ОДНОКОМПОНЕНТНИХ РІДИН

1.1 Загальні відомості. Крива кипіння

Кипінням називається процес пароутворення в товщі рідини, яка знаходиться за температури насичення або дещо перегріта відносно температури насичення. В процесі фазового перетворення рідиною поглинається теплота пароутворення. Кипіння можна створити нагріванням поверхні або тепловідділенням в об'ємі рідини.

За об'ємного кипіння парова фаза виникає самовільно (спонтанно) безпосередньо в об'ємі рідини у вигляді бульбашок пари. Для виникнення парової бульбашки необхідним є деякий перегрів рідини, до температури, вищої за температуру насичення. Величина перегріву залежить від чистоти рідини і наявності центрів пароутворення. Під час кипіння на поверхні, від якої відводиться теплота (фазового переходу) в результаті кипіння, перегрів максимальний на нерівностях самої поверхні.

Розрізняють бульбашкове і плівкове кипіння. Кипіння, під час якого пара утворюється у вигляді окремих бульбашок називають бульбашковим. Із збільшенням теплового потоку до деякої величини окремі парові бульбашки зливаються, утворюючи біля поверхні теплообміну суцільний паровий шар, що періодично проривається в об'ємі рідини. Режим кипіння, що характеризується наявністю на поверхні плівки пари, яка обволікає цю поверхню і відділяє її від рідини, називається плівковим кипінням. Інтенсивність тепловіддачі для плівкового кипіння значно менша, ніж для бульбашкового. Розглянемо характер зміни питомого теплового потоку від перегріву рідини на кривій кипіння (рис. 1.1).

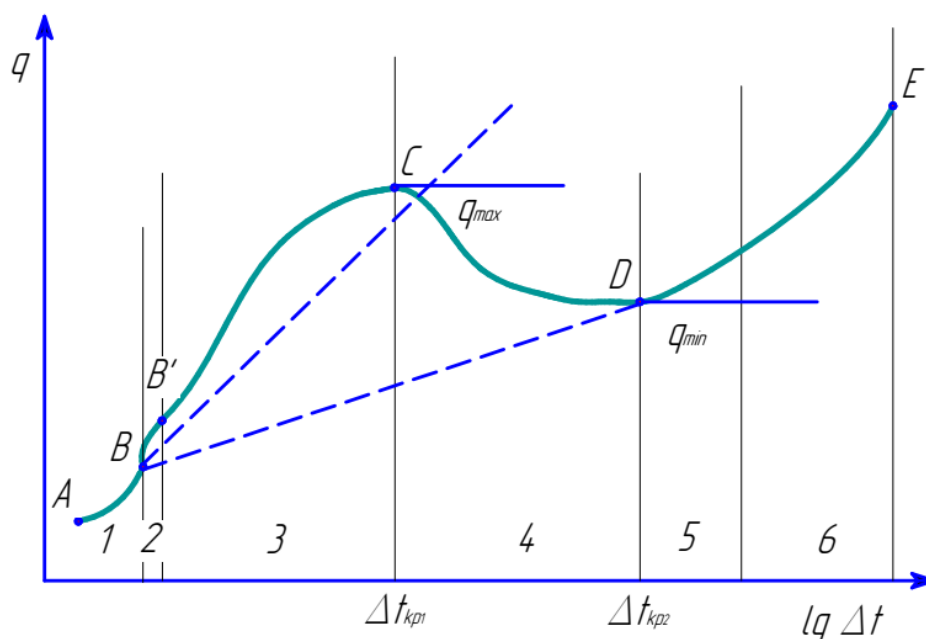


Рисунок 1.1 – Крива кипіння

Крива кипіння будується в напівлогарифмічних координатах і показує характер зміни питомого теплового потоку від перегріву рідини.

Із збільшенням температурного напору тепловий потік проходить через максимум. Максимуму теплообміну передують конвективна область 1, яка відповідає малим перегрівам рідини, і область розвиненого кипіння 3. Між ними знаходиться область нестійкого кипіння 2. Вона характеризується малою кількістю центрів пароутворення.

Пройшовши максимум, у міру витіснення бульбашкового кипіння плівковим питомий тепловий потік q поступово знижується. Після перехідної області 4 настає режим стійкого плівкового кипіння. У цьому режимі на ділянці 5 частка променистого перенесення теплоти відносно невелика, а на ділянці 6 вона набуває істотного значення.

Ділянка АВ – конвективна область, в якій немає кипіння, а є тільки випаровування, тут коефіцієнт тепловіддачі

$$\alpha \approx \Delta t^m, \quad (1.1)$$

де $m = 1/4$, для ламінарного режиму течії і $m = 1/3$ для турбулентного.

Чим чистіша рідина, тим більш високим має бути початковий перегрів, необхідний для виникнення кипіння. Відомі досліди, в яких ретельно очищені рідини, позбавлені розчинених газів, вдавалося перегрівати без закипання на десятки градусів за нормального тиску. Проте, врешті-решт, така перегріта рідина все-таки закипає, причому кипіння відбувається вкрай бурхливо, нагадуючи вибух. Це відбувається внаслідок відсутності зародків (центрів кипіння).

Якщо в рідині знаходяться найдрібніші частинки або розчинений газ, то кипіння починається майже зразу ж після досягнення рідиною температури насичення. У такому випадку процес кипіння має спокійний характер. Центрами пароутворення можуть бути бульбашки газу, зважені частинки, мікрошорсткості поверхні тощо.

В області ВВ', за збільшення питомого теплового потоку або температурного напору, кількість центрів пароутворення зростає і інтенсивність теплообміну підвищується, хоча ще значна кількість теплоти забирається конвекцією. У точці В' починається кипіння на поверхні. Якщо температура рідини в об'ємі менша від t_n , то бульбашки конденсуються всередині рідини. Якщо температура рідини дорівнює t_n , то бульбашки підіймаються до поверхні рідини.

За бульбашкового кипіння відбувається безладна турбулізація рідини поблизу поверхні теплообміну бульбашками пари, що ростуть і періодично відриваються, яка інтенсифікує теплообмін. Теплообмін інтенсифікується і зі збільшенням частоти відриву бульбашок пари та щільності центрів пароутворення. Істотний внесок в підвищення інтенсивності теплообміну вно-

силь частка теплоти, що використовується на випаровування мікрошару перегрітої рідини на стінці в парову бульбашку, особливо за тиску, вищого ніж атмосферний.

В області розвиненого кипіння

$$q \approx \Delta t^{3-4} . \quad (1.2)$$

Для бульбашкового кипіння рідина безпосередньо омиває поверхню між центрами пароутворення. У точці С досягається величина питомого теплового потоку, яка названа критичною, бо подальше (навіть невелике) збільшення q призводить до різкого зростання температури поверхні відповідно до лінії СЕ. Якщо температура поверхні регулюється, то її збільшення призводить до покриття поверхні паром, внаслідок чого питомий тепловий потік зменшується (СD).

В області стійкого плівкового кипіння DE теплота через парову плівку передається випаровуванням, конвекцією пари і випромінюванням, причому роль останнього процесу зростає у міру збільшення Δt . Тут

$$q \approx \Delta t^3 . \quad (1.3)$$

1.2 Умови утворення бульбашок. Механічна і теплова рівновага

На умови утворення парових бульбашок великий вплив має поверхневий натяг на межі розділу рідини і пари.

Поверхневим натягом називається сила, під дією якої вільна поверхня рідини прагне скоротитися, ця сила діє по дотичній до поверхні.

За одиницю поверхневого натягу беруть силу, що припадає на одиницю довжини довільної лінії на поверхні рідини. Ця величина позначається σ , (Н/м) і є фізичною характеристикою цієї речовини. Із збільшенням температури величина поверхневого натягу зменшується і за критичної температури дорівнює нулю.

А. І. Бачинський в 1912 році надав рівняння, яке пов'язує поверхневий натяг і густину простою залежністю

$$\sigma = C_B \cdot (\rho_p - \rho_n)^4, \quad (1.4)$$

де C_B – стала Бачинського, яка залежить від природи рідини;

ρ_p і ρ_n – відповідно густини рідкої і парової фаз.

Внаслідок поверхневого натягу, тиск пари всередині бульбашки P_n буде вищий за тиск оточуючої його рідини P_p .

Їх різниця визначається рівнянням Лапласа

$$\Delta P = P_n - P_p = \frac{2\sigma}{R}. \quad (1.5)$$

Рівняння Лапласа виражає умову механічної рівноваги. Воно показує, що поверхневий натяг, як пружна оболонка, стискає пару в бульбашці, причому тим сильніше, чим меншим буде радіус бульбашки R .

Для радіусу менше декількох десятків мікрон тиск пари всередині бульбашки вже помітно перевищує зовнішній тиск.

Розглянемо дві бульбашки у воді із атмосферним тиском, радіусами 0,01 і 0,001 мм, відповідно. Тиск пари в цих бульбашках становить відповідно 0,112 і 0,225 МПа. На лінії насичення води цьому тиску відповідають температури насичення 102,8 і 123,3 °С. Саме такі значення температури має мати вода навколо цих бульбашок для існування рівноваги. Проте ця рівновага виявляється **нестійкою**. Якщо температура рідини трохи перевищить рівноважне значення, то відбудеться випаровування частини рідини всередину бульбашки і її радіус збільшиться. Водночас, за рівнянням Лапласа, тиск пари в бульбашці знизиться. Це призведе до нового відхилення від рівноважного стану. Бульбашка почне необмежено рости. Так само, за незначного зниження температури рідини, частина пари сконденсується, розмір бульбашки зменшиться, тиск пари в ній підвищиться. Це спричинить подальше відхилення від рівноважних умов, тобто різниця температур зростає, конденсація посилюється, внаслідок чого бульбашка повністю сконденсується і зникне.

Отже, в перегрітій рідині не будь-які маленькі бульбашки, що випадково виникли, мають здатність до подальшого росту, а тільки ті, радіус яких перевищує значення, що відповідає розглянутим вище умовам нестійкої механічної і теплової рівноваги.

1.3 Ріст бульбашок під час кипіння

1.3.1 Мінімальний радіус бульбашки

Інтенсивність теплообміну для бульбашкового кипіння залежить від мікрохарактеристик кипіння і режимних параметрів процесу.

До мікрохарактеристик процесу відносять критичний радіус бульбашки, швидкість росту, відривний діаметр і частоту відриву, які характеризують окремі стадії утворення бульбашки. Мінімальний розмір парової бульбашки в момент зародження називається критичним радіусом $R_{кр}$. Він залежить від розміру нерівностей на поверхні теплообміну (центрів пароутворення). За наявності центрів парові бульбашки виникають із незначним перегрівом рідини відносно температури насичення.

З рівняння Лапласа (1.5) визначимо мінімальний радіус бульбашки. Для $\Delta P > 2\sigma / R_{кр}$ парова бульбашка може існувати і розвиватися, для

$\Delta P < 2\sigma / R_{кр}$ вона сконденсується. Утворення бульбашки з критичним радіусом $R_{кр}$ можливе лише в тому випадку, якщо оточуюча бульбашку рідина буде перегрітою, тобто якщо її температура t_p перевищуватиме температуру t_n з тиском P_n всередині бульбашки на деяку величину. Температура пари $t_{п.кр}$ в бульбашці з $R_{кр}$ має дорівнювати температурі навколишніх шарів рідини T_p .

Окрім перепаду тиску, зумовленого силами поверхневого натягу, необхідно ввести поправку Томсона

$$\Delta P = \frac{2\sigma}{R} \cdot \frac{\rho_p}{\rho_p - \rho_n}, \quad (1.6)$$

де $\frac{\rho_p}{\rho_p - \rho_n}$ враховує залежність тиску від кривизни поверхні розділу фаз.

Цьому перепаду тиску має відповідати перегрів, згідно з формулою Клапейрона – Клаузіуса

$$\frac{dp}{dT} \approx \frac{\Delta p}{\Delta T} = \frac{r}{T \cdot (v_n - v_p)}, \quad (1.7)$$

де v_n, v_p – питомі об'єми пари і рідини, відповідно.

Звідси, критичний (мінімальний) радіус парового зародка

$$R_{кр} = \frac{2\sigma \cdot T \cdot (v_n - v_p)}{r \cdot \Delta t} \cdot \frac{\rho_p}{\rho_p - \rho_n}. \quad (1.8)$$

Якщо $\rho_n \ll \rho_p$; $v_p \ll v_n$, то $R_{кр} = \frac{2\sigma \cdot T_n}{r \cdot \rho_n \cdot \Delta T} = \frac{2\sigma \cdot T_n}{r \cdot \rho_n \cdot (t_c - t_n)}$.

Зі збільшенням перегріву рідини за заданого тиску, значення $R_{кр}$ зменшується. Зі збільшенням тиску збільшується ρ_n , зменшується σ , тому зменшується мінімальний радіус бульбашки. Зі збільшенням Δt , ρ_p , зменшується $R_{кр}$, що призводить до збільшення загального числа діючих центрів пароутворення.

1.3.2 Робота утворення бульбашок критичного розміру

Найсприятливішими умовами утворення бульбашки будуть умови, за яких робота на утворення бульбашки в об'ємі рідини буде мінімальною.

Вона визначається як

$$L = - \Delta P \cdot V + \sigma F, \quad (1.9)$$

де V і F – об'єм і площа поверхні бульбашки.

Величину σF називають роботою утворення міжфазної поверхні F .

Об'єм і поверхню бульбашки можна обчислити за відомими формулами для об'єму і площі поверхні сфери

$$V = \frac{4}{3} \cdot \pi \cdot R_{кр}^3, \quad (1.10)$$

$$F = 4\pi \cdot R_{кр}^2. \quad (1.11)$$

Тому вираз для роботи можна записати так

$$L = \frac{4}{3} \pi \cdot \sigma \cdot R_{кр}^2 = \frac{16\pi \cdot \sigma^3}{3 \cdot (\Delta P)^2} = \frac{16}{3} \cdot \frac{\pi \cdot \sigma^3}{(r \cdot \rho_{п})^2} \cdot \left(\frac{t_{н}}{\Delta t} \right)^2. \quad (1.12)$$

Звідси видно, що чим більшим є перегрів рідини $\Delta t = T_{nc} - T_{н}$ (і більша величина ΔP або менший $R_{к}$), тим менша робота L . Отже, ймовірність початку закипання перегрітої рідини в об'ємі збільшується зі збільшенням міри перегріву.

Рідина може не змочувати або змочувати поверхню (рис.1.2, а, б)

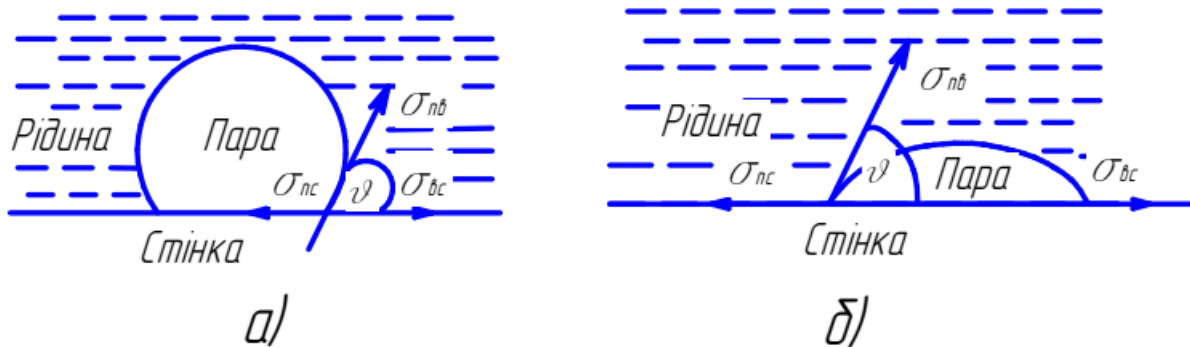


Рисунок 1.2 – Утворення бульбашки на незмочуваній (а), і змочуваній поверхні (б)

Повна поверхня бульбашки $F = F_p + F_c$.

До появи бульбашки ділянка F_c омивається рідиною. Поверхнева енергія $F_c \cdot \sigma_{пв}$. Після виникнення бульбашки витрачена робота $F_p \cdot \sigma_{вс}$.

Крім того, на поверхні F_c відбулося заміщення рідини паром, на що потрібна енергія: $F_c \cdot \sigma_{пв} - F_c \cdot \sigma_{вс}$.

Робота утворення нових поверхонь за появи бульбашки на плоскій ділянці

$$L = -\Delta P \cdot V + F \cdot \sigma \cdot \left[1 - \frac{F_c}{F} \cdot (1 - \cos \vartheta) \right]. \quad (1.13)$$

Відношення $\frac{F_c}{F}$ характеризує ту частку поверхні бульбашки, на якій пара дотикається до поверхні нагріву. Робота пароутворення буде тим меншою, чим більшим є відношення $\frac{F_c}{F}$, тобто чим більше шорсткостей, западин тощо.

Зниження тиску призводить до збільшення роботи на утворення парової бульбашки.

1.3.3 Швидкість росту бульбашок

Швидкість росту бульбашок залежить від інтенсивності підведення теплоти шляхом теплопровідності з оточуючого бульбашку перегрітого шару рідини через поверхню F_p і через F_c . Теплота, підведена до бульбашки, витрачається на випаровування рідини і роботу розширення.

Як параметр, що визначає інтенсивність теплообміну за кипіння, може бути використане число Якоба. Число Якоба отримується шляхом приведення системи диференціальних рівнянь і умов однозначності, що описують теплообмін під час кипіння рідини, до безрозмірного вигляду.

$$Ja = \frac{C_p \cdot t \cdot \rho_p}{r \cdot \rho_n}. \quad (1.14)$$

Число Якоба характеризує співвідношення між тепловим потоком, що витрачений на перегрів одиниці об'єму рідини, і об'ємною теплотою пароутворення. Якщо тиск збільшується, число Якоба зменшується (тому що збільшується густина пари). Якщо збільшується температурний напір Δt , число Якоба також збільшується.

Залежно від різних умов складаються відповідні рівняння теплового балансу на границі парової бульбашки, з яких знаходяться аналітичні залежності для визначення радіуса бульбашки в період її зростання на центрі пароутворення. Для тиску $P > 100000$ Па і числа Якоба $Ja \leq 20$ зростання парової бульбашки відбувається за рахунок теплоти, що передається від поверхні нагрівання до його основи через прилеглий шар рідини. Зміна радіуса парової бульбашки в часі визначається залежністю

$$R = \sqrt{2 \cdot \beta \cdot Ja \cdot a \cdot \tau}, \quad (1.15)$$

де a – коефіцієнт температуропровідності рідини;

τ – час перебування бульбашок на поверхні теплообміну.

Отже, інтенсивність теплообміну під час кипіння підвищується зі збільшенням тиску кипіння. Це залежить від діаметра бульбашок. Зі збільшенням коефіцієнта теплопровідності інтенсивність тепловіддачі збільшується, оскільки зменшується термічний опір мікрошару рідини під паровими бульбашками і збільшується швидкість їх росту.

Зі збільшенням в'язкості рідини інтенсивність тепловіддачі, навпаки, зменшується, оскільки збільшується товщина мікрошару рідини і зменшується перемішування, зумовлене відривом бульбашок від поверхні.

Збільшення поверхневого натягу погіршує всі мікрохарактеристики кипіння і інтенсивність теплообміну відповідно знижується.

1.4 Кипіння у великому об'ємі

1.4.1 Бульбашкове кипіння в необмеженому просторі

Кипінням у великому об'ємі називають процес кипіння на поверхнях теплообміну, занурених у початково нерухому рідину. Утворена пара вільно відводиться із системи. Кипіння у великому об'ємі характеризується великою кількістю центрів пароутворення, утворюється багато бульбашок, які інтенсивно перемішують рідину, причому в кожен момент часу в рідині знаходиться велика кількість парових бульбашок.

Двофазна суміш (рідина–пара) ніби набухає, внаслідок чого піднімається дзеркало випаровування. Якщо позначити: M_n – маса пари, а M_p – маса рідини, тоді об'єм суміші

$$V_{cm} = \frac{M_n}{\rho_n} + \frac{M_p}{\rho_p}. \quad (1.16)$$

Відношення об'єму пари до об'єму суміші називають об'ємним паровмістом

$$\varphi = \frac{M_n / \rho_n}{V_{cm}}. \quad (1.17)$$

Теплообмін у разі розвинутого кипіння у великому об'ємі, за умови, що тиск відомий, розраховують так

$$\alpha = 4,34 \cdot q^{0,7} (P^{0,14} + 1,35 \cdot 10^{-2} \cdot P^2). \quad (1.18)$$

Формула справедлива для $P = 0,1 \div 20$ МПа; $q < 0,4$ МВт/м². За цією формулою знаходяться також коефіцієнти теплообміну під час кипіння води,

недогрітої до температури насичення. Температурний напір визначається в цьому випадку як різниця ($T_c - T_n$).

Якщо відома температура насичення, застосовують таку формулу

$$\alpha = 10,45 \cdot q^{0,7} [3,3 - 0,0113(T_n - 373)]^{-1}. \quad (1.19)$$

Межі використання формули (1.19) $P = 0,1 \div 20$ МПа; $q < 0,4$ МВт/м².

В критеріальному вигляді можна користуватися залежністю Лабунцова

$$Nu = C Re^n Pr^{1/3}, \quad (1.20)$$

де за визначальний розмір беруть мінімальний радіус бульбашки

$$l_* = \frac{C p_p \cdot \rho_p \cdot \sigma \cdot T_n}{(r \cdot \rho_n)^2}. \quad (1.21)$$

Критерій Рейнольдса для цього випадку

$$Re = \frac{w \cdot l_*}{v_p}, \quad (1.22)$$

де $w = \frac{q}{r \cdot \rho_n}$ – швидкість відведення пари від поверхні теплообміну;

r – теплота пароутворення;

v_p – кінематична в'язкість рідини.

Фізичні параметри середовища беруться за температурою насичення, а коефіцієнти з таблиці 1.1.

Таблиця 1.1 – Коефіцієнти в критеріальному рівнянні Лабунцова

| Re | C | n |
|----------------|--------|------|
| $Re \leq 0,01$ | 0,0625 | 0,5 |
| $Re > 0,01$ | 0,125 | 0,65 |

Межі використання: $Re = 10^{-5} \div 10^4$; $Pr = 0,86 \div 7,6$; $w \leq 7$ м/с.

Для води це відповідає діапазону тисків 0,45 – 17,5 МПа.

Для відомого температурного напору $\Delta t = t_{ct} - t_n$ рівняння (1.20) буде мати вигляд

$$Nu = C [\lambda \Delta t / (\rho_n r v)]^n Pr^{2/3}, \quad (1.23)$$

Таблиця 1.2 – Коефіцієнти в критеріальному рівнянні (1.23)

| $\lambda \Delta t \text{Pr}^{1/3} / (\rho_n r v)$ | C | n |
|--|----------------------|------|
| $\lambda \Delta t \text{Pr}^{1/3} / (\rho_n r v) > 1,6$ | $2,63 \cdot 10^{-3}$ | 1,86 |
| $\lambda \Delta t \text{Pr}^{1/3} / (\rho_n r v) \leq 1,6$ | $3,91 \cdot 10^{-3}$ | 1 |

Для спрощення обчислень значення комплексів l^* ; $[l^*/(\rho'' \cdot r \cdot v)]$; $[\lambda/(\rho'' \cdot r \cdot v)]$ для води показано в додатку Г.

Критеріальне рівняння може бути записане через комплекси K_t і K_σ , запропоновані Д. А. Лабунцовим

$$\text{Nu}_* = C \left(\text{Pe}_* K_t^{0,63} \cdot K_\sigma^{0,5} \right)^n \pm 20\% , \quad (1.24)$$

де $l^* = \sqrt{\frac{\sigma}{g(\rho_p - \rho_n)}}$ – визначальний розмір;

$\text{Pe}_* = \frac{q \cdot l^*}{r \cdot \rho_n \cdot a}$ – критерій Пекле;

$K_\sigma = \frac{r}{g} \sqrt{\frac{g(\rho_p - \rho_n)}{\sigma}}$ – комплекс поверхневого натягу;

$K_t = \frac{(r \cdot \rho_n)^2}{C_{p_p} T_n \rho_p \cdot \sqrt{\sigma \cdot g(\rho_p - \rho_n)}}$ – температурний комплекс.

Значення коефіцієнтів в критеріальному рівнянні (1.24) подано в таблиці 1.3.

Таблиця 1.3 – Коефіцієнти в критеріальному рівнянні 1.24

| $\text{Pe}_* \cdot K_t^{0,63} \cdot K_\sigma^{0,5}$ | C | n |
|---|---------------------|------|
| $\text{Pe}_* \cdot K_t^{0,63} \cdot K_\sigma^{0,5} > 10^7$ | $3,2 \cdot 10^{-5}$ | 0,75 |
| $10^5 < \text{Pe}_* \cdot K_t^{0,63} \cdot K_\sigma^{0,5} < 10^7$ | 0,101 | 0,5 |

Якщо відомо тиск насичення і тепловий потік, для води можна користуватись формулою

$$\alpha = \frac{3,4 \cdot P_n^{0,18}}{1 - 0,0045 P_n} \cdot q^{2/3} , \quad (1.25)$$

або, якщо відомим є температурний напір, формулою М. М. Міхеєва

$$\alpha = 33,4\Delta t^{2,33} \cdot P_n^{0,5}, \quad (1.26)$$

тут $[P_n]$ – бар; $[q]$ – Вт/м². Формула (1.25) справедлива для тисків 1 ÷ 200 бар, формула (1.26) для тисків до 40 бар.

1.4.2 Кипіння на горизонтальних трубних пучках

Кипіння на пучку горизонтальних труб характеризується тим, що кожна труба (крім труб нижнього ряду) омивається парорідинною сумішшю, що надходить з нижчих труб. Сумарна інтенсивність тепловіддачі окремої труби (локальна) і пучка в цілому (середня) залежить від взаємодії цих двох факторів – власного пароутворення на кожній трубі і впливу на нього двофазного потоку, що піднімається вгору. Кількість парової фази в суміші, що надходить до такого ряду труб (по вертикалі), визначається інтенсивністю власного пароутворення на трубах і кількістю нижчих рядів труб. Процес власного пароутворення на кожній трубі може протікати в будь-якій із зон бульбашкового кипіння.

Вплив рядності пучка для різних зон має бути різним, як для окремих рядів, так і для пучка в цілому. Якщо розглядати деякі середні умови теплообміну у разі кипіння на пучку, то і для них можлива градація по зонах вільної конвекції, перехідної та розвинуеного кипіння.

У першій і другій зонах вплив пучка позитивний, тобто коефіцієнт тепловіддачі збільшується від ряду до ряду, водночас значення його в середньому вищі, ніж для одиночної труби. У зоні добре розвинуеного кипіння «ефект пучка» практично не позначається.

Для сталевих і мідних труб можна користуватись залежністю

$$Nu = 0,648 \cdot Pr_p^{1/3} [Re(n+1)]^{1/3} \cdot \left(\frac{s}{d}\right)^{-0,45}, \quad (1.27)$$

де n – кількість рядів труб в напрямку дії вільної конвекції;

s – відстань між трубами,

d – діаметр труб.

1.4.3 Теплообмін за плівкового кипіння

Під час плівкового режиму кипіння кипляча рідина відділена від поверхні нагрівання паровою плівкою, причому температура поверхні $t_c \gg t_n$. В теплообміні бере участь конвективна складова між поверхнею нагрівання і паровою плівкою та променистий теплообмін.

Інтенсивність конвективного теплообміну за плівкового кипіння визначається термічним опором парової плівки. Характер руху пари в плівці та її товщина залежать від розмірів і форми поверхні нагріву та її розташування в полі тяжіння.

Під час плівкового кипіння на горизонтальних трубах ($\alpha = 100 \div 300 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К})$)

$$\alpha = 0,624 \sqrt{\frac{\lambda_n^3 (\rho_p - \rho_n) \cdot g \cdot r_*}{v_n D (t_c - t_p)}}, \quad (1.28)$$

де $r_* = r + 0,5 C_{рн} (t_c - t_n)$ – ефективна теплота пароутворення, яка враховує перегрівання пари в плівці;

D – діаметр труби.

За плівкового кипіння на поверхні вертикальних труб і пластин течія пари в плівці, як правило, має турбулентний характер. На поверхню плівки впливають хвильові коливання, товщина плівки росте в напрямку руху пари

$$\alpha = 0,253 \sqrt{\frac{\lambda_n^2 (\rho_p - \rho_n) \cdot g \cdot C_{рн}}{v_n}}. \quad (1.29)$$

Фізичні властивості в формулах (1.28), (1.29), за винятком густини рідини ρ_p , відносяться до парової фази. Їх потрібно вибирати за середньої температури пари

$$t_{cp} = \frac{t_c + t_n}{2}. \quad (1.30)$$

1.5 Кризи теплообміну за кипіння у великому об'ємі

1.5.1 Перша криза кипіння

Погіршення теплообміну є наслідком переходу бульбашкового кипіння в плівкове. Максимальне теплове навантаження за бульбашкового кипіння називають першим критичним тепловим потоком і позначають $q_{кр1}$.

Температурний напір в момент досягнення першого критичного теплового потоку (тобто напір, що відповідає точці максимуму на кривій кипіння) називають першим критичним температурним напором $\Delta t_{кр1}$.

Критичне значення теплового потоку, коли бульбашковий режим кипіння переходить у плівковий

$$q_{кр1} = 0,14 \cdot r \cdot \sqrt{\rho_n} \cdot \sqrt[4]{\sigma g (\rho_p - \rho_n)}. \quad (1.31)$$

Це співвідношення визначає якийсь середній рівень величини $q_{кр1}$, тоді як дійсні значення критичних теплових потоків через вплив поверхневих

умов і статистичної природи процесу кипіння можуть відрізнятися від розрахункових приблизно на $\pm 35\%$.

Перший критичний тепловий потік у разі кипіння рідини в умовах великого об'єму практично не залежить від розміру поверхні, якщо забезпечено умови для вільного відведення пари від поверхні нагрівання. Коли відведення пари утруднено (наприклад, горизонтальна плита, обернена грійною поверхнею вниз), значення $q_{кр1}$ є суттєво нижчим.

1.5.2 Друга криза кипіння

Зворотний перехід від плівкового режиму до бульбашкового носить назву другої кризи тепловіддачі за кипіння. Мінімальне теплове навантаження називається другим критичним тепловим потоком $q_{кр2}$, а температурний напір, що відповідає цьому потоку – $\Delta t_{кр2}$.

Друге критичне навантаження залежить від виду рідини, розмірів поверхні, яка відводить теплоту, тиску, сил тяжіння, шорсткості поверхні тощо.

Залежно від діаметрів d труб величина $q_{кр2}$ змінюється за законом

$$q_{кр2} \sim d^{1/4}. \quad (1.32)$$

Значення другого критичного теплового потоку обчислюють за рівнянням

$$q_{кр2} = C \cdot \rho_n r \sqrt{\sigma \cdot g \cdot (\rho_p - \rho_n) \cdot \rho_p^2}, \quad (1.33)$$

де $C = 0,11 \div 0,14$.

1.6 Кипіння в трубах

1.6.1 Вертикальна труба

Труба або канал є обмеженою системою, в якій з рухом киплячої рідини відбувається неперервне збільшення парової і зменшення рідкої фаз.

Відповідно до цього змінюється і гідродинамічна структура потоку (рис. 1.3) як по довжині, так і за поперечним перерізом труби, а відповідно змінюється і тепловіддача.

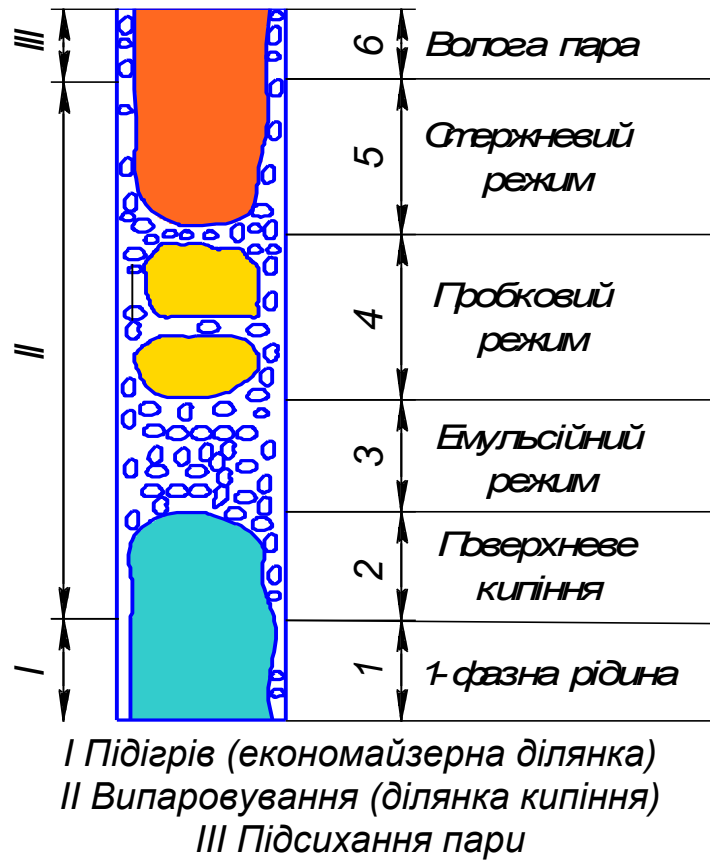


Рисунок 1.3 – Структура двофазного потоку за кипіння у вертикальній трубі

Масовий баланс процесу кипіння в трубах

$$G_{\text{см}} = G_p + G_{\text{п}}, \quad (1.34)$$

де G_p і $G_{\text{п}}$ – відповідно масові витрати рідини і пари в трубі.

Масовий витратний паровміст

$$x = \frac{G_{\text{п}}}{G_{\text{см}}} = \frac{G_{\text{п}}}{G_{\text{п}} + G_p}. \quad (1.35)$$

У випадку переходу до об'ємних витрат

$$V_{\text{п}} = \frac{G_{\text{п}}}{\rho_{\text{п}}}, \quad V_p = \frac{G_p}{\rho_p}. \quad (1.36)$$

За повного випаровування рідини об'ємна витрата збільшується в $\rho_p/\rho_{\text{п}}$ разів.

Об'ємний витратний паровміст

$$\beta = \frac{V_{\text{п}}}{V_{\text{см}}} = \frac{V_{\text{п}}}{V_{\text{п}} + V_{\text{р}}} . \quad (1.37)$$

Формула переходу від масового до об'ємного паровмісту

$$\frac{x}{1-x} = \frac{\beta}{1-\beta} . \quad (1.38)$$

Істинний об'ємний паровміст

$$\varphi = \frac{f_{\text{п}}}{f_{\text{см}}} = \frac{f_{\text{п}}}{f_{\text{п}} + f_{\text{р}}} . \quad (1.36)$$

Істинні швидкості рідини і пари в цьому перерізі пов'язані з величиною φ залежностями

$$w_{\text{п}} = \frac{V_{\text{п}}}{f_{\text{см}}} = \frac{V_{\text{п}}}{f \cdot \varphi} , \quad (1.39)$$

$$w_{\text{р}} = \frac{V_{\text{р}}}{f_{\text{р}}} = \frac{V_{\text{р}}}{f \cdot (1-\varphi)} . \quad (1.40)$$

Приведені швидкості

$$w_{\text{пр.п}} = \frac{V_{\text{п}}}{f} , \quad w_{\text{пр.р}} = \frac{V_{\text{р}}}{f} . \quad (1.41)$$

Швидкість суміші

$$w_{\text{см}} = w_{\text{пр.п}} + w_{\text{пр.р}} = \frac{V_{\text{п}} + V_{\text{р}}}{f} . \quad (1.42)$$

Різницю істинних швидкостей називають швидкістю ковзання

$$w_{\text{к}} = w_{\text{п}} - w_{\text{р}} . \quad (1.43)$$

Швидкість циркуляції $w_{ц}$ – швидкість рідини на вході в піднімальну трубу (швидкість, яку мав би потік, якби його густина дорівнювала густині рідини за температури насичення $\left(\frac{\text{кг}}{\text{м}^2 \cdot \text{с}}\right)$

$$w_{ц} = \frac{\rho_{п} \cdot w}{\rho_{р}} = \frac{G_{см}}{f \cdot \rho_{р}}. \quad (1.44)$$

В зонах 1 і 3 (однофазна рідина і пара) розрахунок ведеться за формулами конвективного теплообміну.

В зоні 2 (поверхневе кипіння) – за формулами розвинутого кипіння. В такому разі інтенсивність теплообміну за кипіння парорідинної суміші, що рухається, можна оцінити на основі знання коефіцієнта теплообміну за вимушеної течії рідини і за кипіння рідини у великому об'ємі.

Умовно процес теплообміну для руху пароводяного потоку в трубах можна розбити на три ділянки:

- ділянка переважного впливу бульбашкового кипіння ($w_{см} < 20 \div 30$ м/с);
- перехідна ділянка, де на теплообмін впливає і кипіння, і конвекція;
- ділянка переважного впливу конвекції ($w_{см} > 50 \div 60$ м/с).

Для першої ділянки:

За кипіння води і пароводяної суміші в трубах і в кільцевих каналах коефіцієнт теплообміну розраховують так:

– для *невеликих паровмістів*

$$\frac{\alpha_0}{\alpha_{конв}} = \frac{4\alpha_{конв} + \alpha_0}{5\alpha_{конв} - \alpha_0}. \quad (1.45)$$

Залежність справедлива у випадках середніх об'ємних паровмістів, що не перевищують 70%. У разі високих паровмістів швидкість циркуляції недостатньо повно враховує конвективну складову тепловіддачі. Діапазон використання формули:

$$P = (0,5 \div 86) \cdot 10^5 \text{ Па}; \quad w_{ц} = 0,5 \div 6,67 \text{ м/с};$$

– для *великих паровмістів*

$$\alpha = \alpha_1 \sqrt{1 + 7 \cdot 10^{-9} \left(\frac{r \cdot \rho_{п} w_{см}}{q}\right)^{3/2} \cdot \left(\frac{0,7 \cdot \alpha_0}{\alpha_1}\right)^2}, \quad (1.46)$$

$$\text{де } \alpha_1 = \sqrt{\alpha_{конв}^2 + (0,7 \cdot \alpha_0)^2};$$

α_{konv} – коефіцієнт теплообміну за течії однофазного потоку в трубі або каналі, що розраховується за швидкістю циркуляції;

α_0 – коефіцієнт теплообміну за кипіння у великому об'ємі.

$w_{cm} = w_{\Pi} \left[1 + x \left(\frac{\rho_p}{\rho_{\Pi}} - 1 \right) \right]$ – середня швидкість пароводяної суміші;

x – витратний масовий паровміст.

Діапазон використання формули для води:

$$P = 0,2-170 \text{ МПа}; w_{cm} = 1-300 \text{ м/с}; q = 0,8-6 \text{ МВт/м}^2.$$

Безрозмірний комплекс $\frac{\Gamma \cdot \rho_{\Pi} w_{cm}}{q}$ є відношенням величини пропорційної масової швидкості в плівці $\rho_{\Pi} w_{cm}$ до масової швидкості пари, що утворюється в пристінному шарі рідини.

Вплив швидкості суміші проявляється за $\frac{\Gamma \cdot \rho \cdot w_{cm}}{q} \left(\frac{0,7\alpha_0}{\alpha_1} \right)^{4/3} > 5 \cdot 10^4$, в такому разі коефіцієнт теплообміну $\alpha \sim w_{cm}^{0,8}$.

Для менших значень цього комплексу $\alpha \sim q^{0,7}$, не залежить від w_{cm} і можна брати $\alpha = \alpha_0$.

Для другої ділянки:

– за $\frac{\alpha_0}{\alpha_{konv}} \leq 0,5$ загальний коефіцієнт тепловіддачі визначається

факторами вимушеної конвекції ($\alpha = \alpha_{konv}$);

– за $\frac{\alpha_0}{\alpha_{konv}} > 2$ загальний коефіцієнт тепловіддачі залежить тільки

від інтенсивності пароутворення ($\alpha = \alpha_0$);

– між цими граничними випадками лежить проміжна область

$0,5 < \frac{\alpha_0}{\alpha_{konv}} < 2$, в якій діють обидва фактори і тепловіддача визначається

за залежністю Лабунцова (1.45).

Стержневий режим кипіння може мати декілька модифікацій (рис. 1.4). За невеликих витрат рідини і пари, плівка рідини стікає вниз по стінці труби – **плівкова модифікація** (рис. 1.4, а). Зі збільшенням витрати пари утворюється **бульбашкова падаюча плівка** (рис. 1.4, б), яка далі переходить у **пінну модифікацію** (рис. 1.4, в) режиму, що для досить великих витрат пари може перейти в **дисперсно-кільцеву модифікацію** (рис. 1.4, г) стержневого режиму.

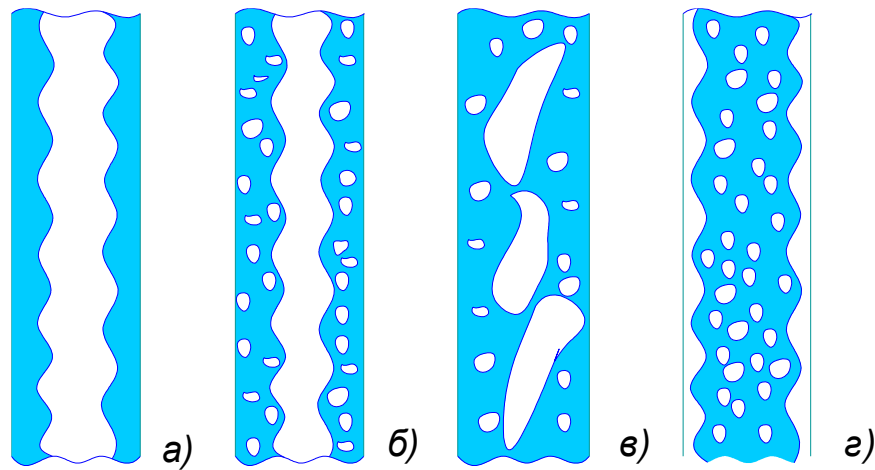


Рисунок 1.4 – Модифікації стержневого режиму

Основним режимом у вертикальних трубах є кільцевий режим. Середня по поверхні труби тепловіддача для цього випадку може бути розрахована за формулою Гімбутіса

$$\text{Nu}_m = (0,165 \text{Re}^{0,16} - 0,4) \text{Pr}^{0,34} \left(\frac{\text{Pr}}{\text{Pr}_c} \right)^{0,25} \cdot \varepsilon_a, \quad (1.47)$$

де $\text{Nu}_m = \frac{\alpha}{\lambda} \left(\frac{v^2}{g} \right)^{1/3}$ – модифікований критерій Нуссельта;

ε_a – поправковий коефіцієнт.

1.6.2 Горизонтальна труба

У випадку кипіння в горизонтальній трубі (рис. 1.5) процеси, загалом, аналогічні. Особливості геометричного розташування призводять до деякої зміни умов теплообміну не тільки в напрямку потоку, але і за перерізом, спостерігається більша різноманітність режимів течії.

Бульбашковий Б і снарядний С режими аналогічні розглянутим раніше, проте потік має велику неоднорідність за перерізом. За малих швидкостей руху спостерігається розшарований режим РШ, за якого рідина тече в нижній частині труби, де і відбувається її кипіння. Верхня (незмочена) поверхня труби бере участь в теплообміні як ребро.

За збільшення швидкостей руху рідини і пари, а також відносного руху фаз розшарований режим переходить в хвильовий Х, а потім в хвильовий з перемичками ХП. Інтенсифікація теплообміну за цих режимів зумовлена турбулізацією потоків, а також збільшенням площі змоченої поверхні.

У випадку високих швидкостей і паровмістів потоку його динамічного впливу виявляється досить для кільцевого або дисперсно-кільцевого режиму течії ДК, коли рідина змочує всю трубу. Висока турбулізація рідини і зменшення товщини плівки призводять до інтенсифікації теплообміну за цих умов. Як і в випадку кипіння у вертикальній трубі, в горизонтальній трубі також можлива зона підсихання пари. Інтенсивність теплообміну під час кипіння всередині горизонтальних труб визначається не тільки процесом пароутворення, але і режимом течії двофазного потоку. В процесі руху киплячої рідини в трубі відбувається зміна режимів течії (рис. 1.4), кожному з яких відповідає свій механізм теплообміну. Через недостатність даних за локальними коефіцієнтами тепловіддачі розраховують коефіцієнт тепловіддачі середній по довжині труби.

Найчастіше кипіння в горизонтальних трубах відбувається в холодильних машинах, тому наведемо тут рівняння саме для кипіння холодоагентів. Інші формули наводяться в спеціальній літературі.

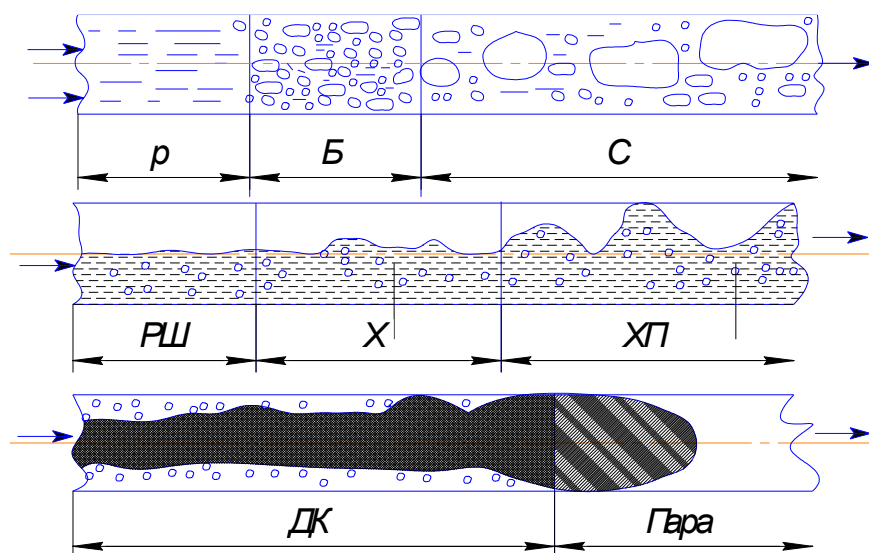


Рисунок 1.5 – Структура двофазного потоку за кипіння у горизонтальній трубі

За характерних для випарників холодильних машин значень $q = 2-3 \text{ кВт/м}^2$ середній по довжині труби коефіцієнт тепловіддачі під час кипіння хладонів R12, R22 в горизонтальній гладкій трубі за масової швидкості $w_p = 50 \div 600 \left(\frac{\text{кг}}{\text{м}^2 \cdot \text{с}} \right)$ визначають так

$$\alpha = C \cdot q^{0,15} (w_p)^{0,47}, \quad (1.48)$$

де $C = 23,4$ для R12 і $C = 32,0$ для R22.

Формулу (1.48) можна використовувати для питомого теплового потоку, обмеженого значеннями масової швидкості $w\rho$ (таблиця 1.4).

Таблиця 1.4 – Обмеження питомого теплового потоку масовою швидкістю

| | | | | | |
|---|-----|-----|-----|-----|-----|
| $w\rho, \left(\frac{\text{кг}}{\text{м}^2 \cdot \text{с}}\right)$ | 60 | 120 | 250 | 400 | 650 |
| $q, \left(\frac{\text{кВт}}{\text{м}^2}\right)$ | 1,5 | 1,8 | 2,0 | 2,5 | 3,0 |

Для більш високих значень питомого теплового потоку

$$\alpha = A \cdot q^{0,6} (w\rho)^{0,2} d_{\text{вн}}^{-0,2}. \quad (1.49)$$

Значення коефіцієнта A подано в таблиці 1.5.

Таблиця 1.5 – Значення коефіцієнта A

| | | | | | |
|-----------------------|------|-------|------|------|------|
| $t_0, ^\circ\text{C}$ | -30 | -10 | 0 | +10 | +30 |
| A для R12 | 0,85 | 1,045 | 1,14 | 1,23 | 1,47 |
| A для R22 | 0,95 | 1,17 | 1,32 | 1,47 | 1,74 |

В разі кипіння за умови вимушеного руху рідини в трубах найпоширенішою є формула Н. В. Стюшина

$$\text{Nu}_k = \text{Nu}_{\text{бк}} \cdot 6150 A^{0,7}, \quad (1.50)$$

де $\text{Nu}_{\text{бк}}$ – значення Nu , визначене за умови вимушеної конвекції.

Значення безрозмірного комплексу A

$$A = \frac{q}{r \cdot \rho'' \cdot w} \cdot \left(\frac{\rho''}{\rho'}\right)^{1,45} \cdot \left(\frac{r}{C_p \cdot T_H}\right)^{0,33}. \quad (1.51)$$

Якщо $A \leq 0,4 \cdot 10^{-5}$, то коефіцієнт тепловіддачі визначається за формулами конвективного теплообміну для вимушеного руху.

1.6.3 Кризи кипіння в трубах і каналах

В разі кипіння рідини всередині труб і каналів, в умовах вимушеного руху, інтенсивність відведення пари від поверхні і відповідно $q_{\text{кр1}}$ залежать від паровмісту потоку, швидкості руху і характеру турбулентного перемішування.

В трубах або в каналах довільної форми погіршення тепловіддачі може виникати або внаслідок переходу від бульбашкового кипіння до плівкового,

або внаслідок упарювання (висихання) рідкої плівки в умовах дисперсно-кільцевої структури течії парорідинної суміші. Щоб підкреслити різну фізичну природу криз теплообміну під час кипіння в каналах їх запропоновано називати відповідно кризами першого і другого роду.

Криза теплообміну першого роду має гідродинамічну природу. Так само як і за кипіння у великому об'ємі, вона зумовлена втратою стійкості двофазним пристінним шаром, тому можна застосовувати основні положення гідродинамічної теорії кризи теплообміну під час кипіння.

Криза теплообміну першого роду може виникати як у разі кипіння рідини, недогрітої до температури насичення, так і за додатних значень відносної ентальпії потоку, включно і його дисперсно-кільцеву структуру. В останньому випадку, поки в пристінній плівці зберігаються умови для протікання процесу бульбашкового кипіння, можна очікувати виникнення кризи теплообміну першого роду. Кількісною характеристикою цього роду кризи є максимальний тепловий потік $q_{кр1}$, який можна відвести від тепловіддаючої поверхні в режимі бульбашкового кипіння, котрий забезпечує високу інтенсивність теплообміну.

В дисперсно-кільцевому потоці зі зростанням паровмісту за $\rho_w = \text{const}$ товщина пристінної рідкої плівки безперервно зменшується, що призводить, нарешті, до подавлення процесу бульбашкового кипіння. Однак поки на стінці зберігається суцільна рідка плівка, інтенсивність теплообміну продовжує залишатися досить високою. Це забезпечується за рахунок випаровування рідини з поверхні мікроплівки. За умови повного або навіть часткового випаровування рідини (коли на стінці каналу з'являються великі «сухі плями») коефіцієнт тепловіддачі різко спадає – виникає криза теплообміну другого роду. Наявні нині дослідні дані підтверджують, що криза теплообміну другого роду може виникати не тільки за нульовою, але і за невеликої залишкової витрати рідини в плівці.

Зовнішнім проявом криз теплообміну як першого, так і другого роду є стрибкоподібне підвищення температури стінки каналу.

Абсолютні значення $\Delta t_{ст}$ у разі виникнення кризи першого роду не завжди виявляються настільки великими, щоб викликати значний перегрів і руйнування стінки каналу. Тим більше це відноситься до кризи теплообміну другого роду, особливо якщо вона виникає в умовах зрошеної плівки. І все-таки потрібно мати на увазі, що навіть за відносно невеликого стрибка температури стінки в момент кризи і встановлення в закризисній області стаціонарної температури по довжині парогенеруючої труби, в районі кризи завжди є перехідна зона, що характеризується коливаннями температури стінки. За тривалої експлуатації це явище може призвести до руйнування труби внаслідок втоми металу, тому знання критичного теплового потоку і граничного паровмісту є необхідною умовою правильного оцінення надійності роботи парогенератора.

Величина першого критичного теплового потоку для кипіння в трубах

$$q_{kpl} = K \cdot r \sqrt{\rho''} \sqrt[4]{\sigma g (\rho' - \rho'')}, \quad (1.52)$$

де K – константа.

Узагальнивши експериментальні дані, отримані на воді за низького тиску, С. С. Кутателадзе отримав залежність

$$K = 0,085 Fr^{0,25}, \quad (1.53)$$

а для високого тиску

$$K = 0,023 Fr^{0,25}, \quad (1.54)$$

де Fr – число Фруда

$$Fr = \frac{w_0^2}{g \sqrt{\frac{\sigma}{[g(\rho' - \rho'')]}}}. \quad (1.55)$$

В горизонтальних трубах під дією масових сил рідка фаза нерівномірно розподіляється за перерізом, тому середнє значення коефіцієнта тепловіддачі в зоні погіршеного теплообміну в горизонтальних трубах виявляється нижчим, ніж у вертикальних. Але для труб малого діаметра впливом масових сил можна знехтувати і значення коефіцієнта тепловіддачі для них брати такими самими, як і в вертикальних трубах. Для горизонтальних труб, діаметр яких більший 20 мм, наближене значення мінімального коефіцієнта тепловіддачі в зоні погіршеного теплообміну можна розрахувати так

$$\alpha_{гор} = \alpha_{верт} \left(\frac{0,02}{d} \right). \quad (1.56)$$

З метою підвищення надійності та довговічності роботи горизонтальних труб і труб з малим нахилом (кут нахилу $<10^\circ$) масові швидкості rw в зоні погіршеної тепловіддачі потрібно брати не нижче значень, що визначаються графіком, зображеним на рис. 1.6.

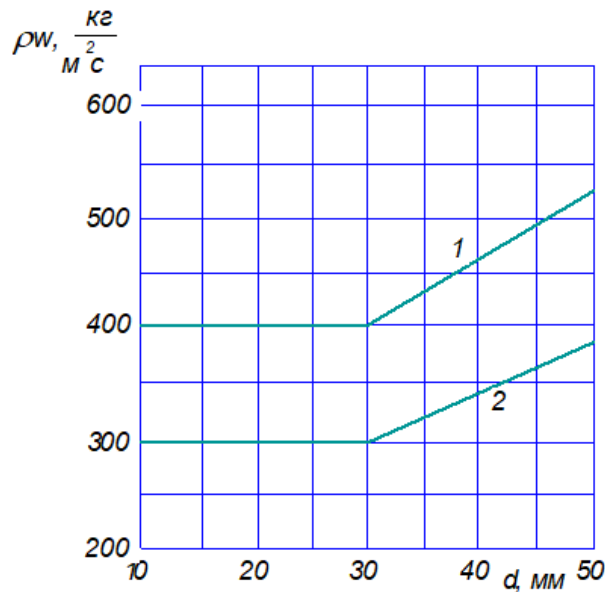


Рисунок 1.6 – Мінімальні масові швидкості потоку в горизонтальних трубах
 1 – радіаційна поверхня;
 2 – конвективна поверхня

1.7 Сфероїдний стан рідини на гарячій поверхні

1.7.1 Кризи кипіння на гарячій поверхні

Давно помічено, що краплі рідини на сильно нагрітій поверхні набувають сфероїдної форми і не змочують поверхню нагрівання. Водночас випаровування краплі відбувається дуже повільно. Це явище отримало назву сфероїдного стану рідини.

Нині знання законів випаровування рідини, яка знаходиться в сфероїдному стані, має велике практичне значення, пов'язане з розрахунками режимів охолодження інструменту під час визначення оптимальної швидкості різання, охолодження металевих плит за поверхневого гартування тощо. Вважається, що між рідким сфероїдом і поверхнею нагрівання існує шар пари, товщина якої зростає зі збільшенням розміру краплі та температури поверхні нагрівання.

Повну криву залежності часу випаровування рідкої краплі від температури поверхні нагрівання показано на рис. 1.7.

З графіка видно, що в процесі випаровування сфероїдних крапель рідини є дві кризи.

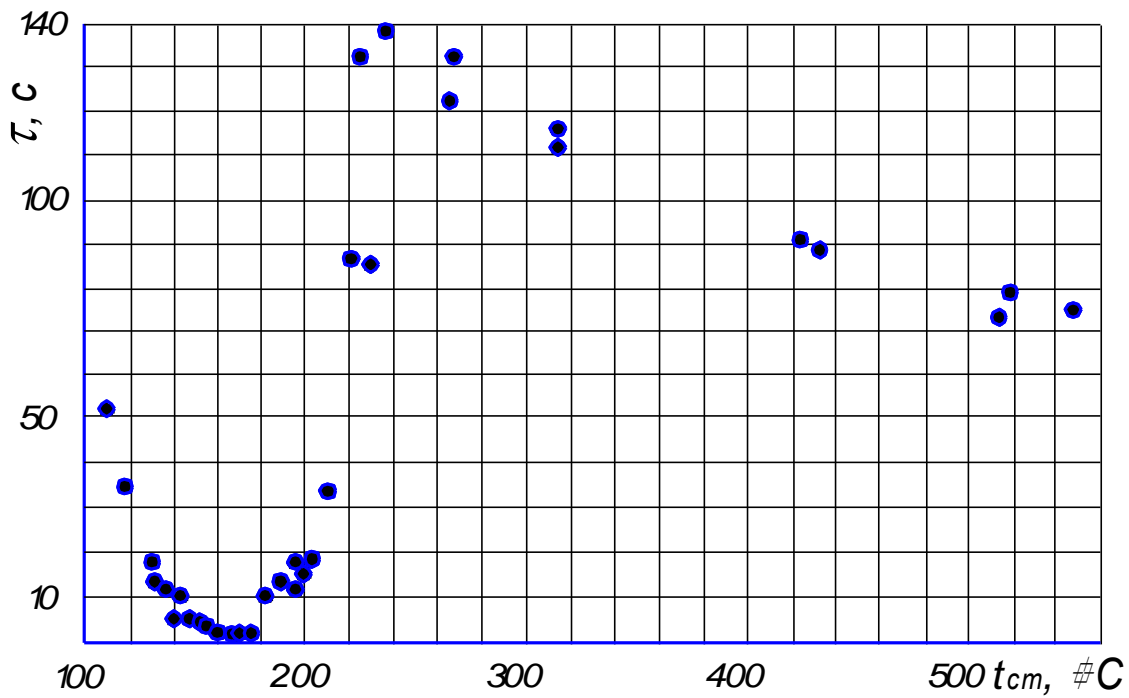


Рисунок 1.7 – Залежність часу випаровування краплі води ($V = 0,0465 \text{ см}^3$) від температури стінки

Ліва гілка кривої $\tau = f(t_{ct})$ відповідає тому інтервалу температур поверхні нагрівання, в якому ця поверхня ще контактує з рідиною. У цьому випадку крапля розтікається по поверхні нагрівання, і випарування відбувається у вигляді бурхливого бульбашкового кипіння.

У міру підвищення температури стінки різниця температур і коефіцієнт тепловіддачі до рідини зростають, а час випаровування зменшується. Однак за досягнення деякого значення t_{ct} крапля перестає розтікатися, набуває сфероїдної форми, а час її випаровування за підвищення температури починає збільшуватися. Це свідчить про різкий спад інтенсивності тепловіддачі внаслідок виникнення шару пари між краплиною і поверхнею нагрівання.

На початку виникнення сфероїда спостерігається переривчастий контакт рідини з поверхнею нагріву, який супроводжується утворенням дрібних парових бульбашок в нижній частині сфероїда і легким шипінням.

Зі збільшенням температури стінки контакт стає нещільним, і за деякої температури сфероїд повністю відділяється від поверхні нагрівання паровим шаром, досягаючи, таким чином, стану, який можна назвати нормальним або чистим сфероїдним станом рідини. Цьому переходу відповідає другий перегин (на цей раз максимум) на графіку залежності $\tau = f(t_{ct})$.

Описана зміна інтенсивності тепловіддачі до рідкої краплі від поверхні нагрівання, яка має температуру, вищу від температури насичення, стає особливо наочним, якщо дані рис. 1.7 нанести на графік, по осі ординат якого замість часу випаровування τ , відкласти величину $\frac{1}{\tau \Delta t}$, що пропорційна коефіцієнту тепловіддачі. Таку залежність подано на рисунку 1.8.

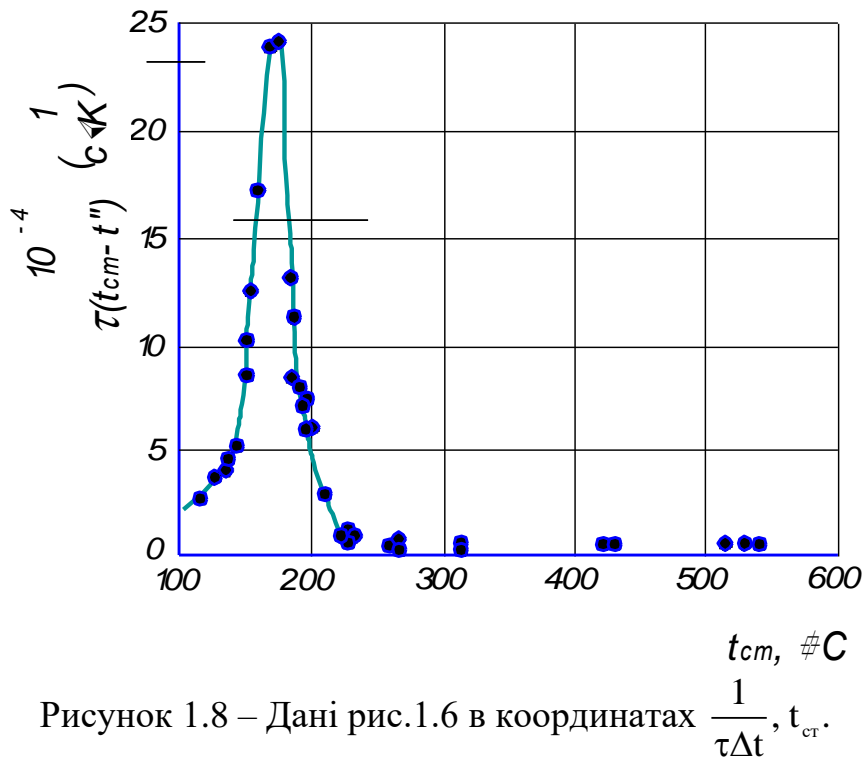


Рисунок 1.8 – Дані рис.1.6 в координатах $\frac{1}{\tau \Delta t}$, t_{cr} .

Отримана крива якісно збігається з показаною на рис. 1.1 залежністю теплового потоку від логарифма температурного напору під час кипіння у великому об'ємі.

Таким чином, за вільного розтікання рідини по поверхні нагрівання в процесі випаровування існують дві критичні температури:

- перша, за якої здійснюється перехід від бульбашкового кипіння до початку сфероїдного стану, цій температурі відповідає максимальна інтенсивність тепловіддачі до рідини, що випаровується, і мінімальний час випаровування;

- друга, за якої досягається стабільний стан парового шару між рідиною та поверхнею нагрівання, ця точка відповідає максимальному часу випаровування.

Зі збільшенням об'єму рідини, що потрапляє на поверхню нагрівання, сфероїд стає все більш рівним, і, нарешті, настає момент, коли товщина сфероїда практично перестає змінюватися зі збільшенням його поперечного розміру.

Подальше збільшення об'єму сфероїда призводить до того, що пара, яка утворюється на його нижній поверхні, не встигає витікати по периферії і починає час від часу прориватися у вигляді великих бульбашок через товщу рідини.

На рис. 1.9 зображено схеми та фотографії різних станів рідини на поверхні нагрівання.

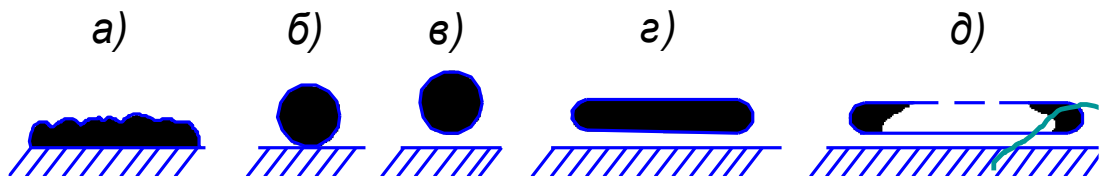


Рисунок 1.9 – Схеми різних форм рідких сфероїдів, що утворюються на гарячій поверхні

1.7.2 Киплячий граничний шар

В ряді процесів (рідинне загартування металевих виробів, охолодження двигунів тощо) поверхня нагрівання може мати температуру, вищу від температури насичення, хоча основна маса рідини недогріта до цієї температури. У цьому випадку є ізотермічна поверхня, з однієї сторони якої рідина перегріта, а з іншої – недогріта відносно температури насичення.

Першу область називають зоною насичення, або киплячим приграничним шаром, а другу – холодним ядром потоку рідини.

В киплячому приграничному шарі відбувається пароутворення, в холодному ядрі – конденсація пари.

В рідині, яка повністю догріта до температури насичення, холодне ядро відсутнє, а приграничний киплячий шар поширюється на всю товщину потоку.

Процес пароутворення в киплячому шарі підпорядковується тим самим загальним закономірностям, що і в рідині, у всій масі догрітої до температури насичення, тобто залежно від густини теплового потоку на поверхні нагрівання відбувається або бульбашкове, або плівкове кипіння. Однак, внаслідок турбулентного обміну мас між киплячим приграничним шаром і ядром потоку, з ядра проникають холодні порції рідини, які впливають як на величину критичної густини теплового потоку, так і на інтенсивність тепловіддачі від поверхні нагрівання.

Запитання для самоперевірки

1. Яким чином можна утворити режим кипіння?
2. Як можна здійснити кипіння в об'ємі?
3. Яким чином відводиться теплота під час кипіння недогрітої рідини?
4. Які види кипіння Ви знаєте?
5. Назвіть умови, за яких закипання рідини відбувається у випадку значних перегрівів.
6. Назвіть умови, за яких закипання рідини відбувається у випадку незначних перегрівів.
7. Назвіть центри пароутворення.
8. Що відбувається з бульбашками під час кипіння в недогрітій рідині?
9. Поясніть механізм бульбашкового кипіння.

10. Чому бульбашкове кипіння є досить інтенсивним?
11. До чого призводить збільшення питомого теплового потоку понад першим критичним?
12. До чого призводить збільшення температурного напору понад першим критичним?
13. Чому максимальний питомий тепловий потік під час бульбашкового кипіння є критичним?
14. Чому знижується питомий тепловий потік в разі збільшення температурного напору понад першим критичним?
15. Що таке поверхневий натяг?
16. Як впливає поверхневий натяг на вільну поверхню рідини?
17. Який наслідок дії поверхневого натягу на тиск пари в рідині?
18. Як залежить поверхневий натяг від температури?
19. Чому тиск пари в бульбашці більший за тиск навколишньої рідини?
20. Запишіть рівняння Лапласа. Поясніть його.
21. Що таке механічна рівновага парової бульбашки?
22. Що таке тепла рівновага для існування парової бульбашки?
23. Що відбувається, якщо температура рідини навколо парової бульбашки дещо перевищить рівноважне значення?
24. Що відбувається, якщо температура рідини навколо парової бульбашки стане дещо меншою рівноважного значення?
25. Поясніть механізм безмежного зростання парової бульбашки від рівноважного стану.
26. Поясніть механізм схлопування парової бульбашки від рівноважного стану.
27. Які бульбашки мають здатність для зростання?
28. Що таке перегрів рідини? Де він найбільший під час кипіння?
29. Наведіть вираз для критичного радіуса парової бульбашки.
30. Як залежить інтенсивність теплообміну під час кипіння від тиску?
31. Як залежить інтенсивність теплообміну під час кипіння від теплопровідності рідини?
32. Як впливає в'язкість рідини на інтенсивність теплообміну під час кипіння? Чому?
33. Як впливає збільшення поверхневого натягу на кипіння?
34. Як передається теплота під час плівкового кипіння?
35. Назвіть складові роботи, що витрачається на утворення парової бульбашки?
36. Що таке кипіння у великому об'ємі?
37. Від чого залежить термічний опір під час кипіння?
38. Що таке ефективна теплота пароутворення, яка враховує перегрів пари у плівці під час плівкового кипіння?
39. Від яких умов залежить величина першого критичного теплового потоку під час кипіння?

40. Як впливає розташування поверхні теплообміну за кипіння у великому об'ємі на величину $q_{кр1}$?
41. Як впливає швидкість пароводяної суміші на $q_{кр1}$?
42. Як впливає недогрів рідини на $q_{кр1}$?
43. Як визначити величину $q_{кр2}$?
44. Що таке масовий витратний паровміст?
45. Що таке об'ємний витратний паровміст?
46. Що таке приведена швидкість?
47. Що таке дійсна швидкість?
48. Як змінюється структура потоку під час кипіння у вертикальній трубі?

1.8 Приклади розв'язання задач

Задача 1.8.1. Визначити коефіцієнт тепловіддачі до води, яка кипить у великому об'ємі з тиском 0,143 МПа, якщо питомий тепловий потік $q = 190$ кВт/м². Режим кипіння бульбашковий.

Розв'язання

Теплофізичні властивості води для $P = 0,143$ МПа (додаток А):
 $t_n = 110$ °С; $\lambda = 0,685$ Вт/(м·К); $Pr = 1,6$.

Із додатка Г визначаємо $l_* = 25,9 \cdot 10^{-6}$ м; $[l_*/(\rho'' \cdot r \cdot v')] = 51,8 \cdot 10^{-6}$ м²/Вт.

Критерій Рейнольдса

$$Re = \frac{q \cdot l_*}{\rho'' \cdot r \cdot v'} = 1,9 \cdot 10^5 \cdot 25,9 \cdot 10^{-6} = 4,921.$$

Оскільки $Re_* > 10^{-2}$, то критерій Нуссельта визначаємо за (1.20)

$$Nu = 0,125 \cdot Re^{0,65} \cdot Pr^{1/3} = 0,125 \cdot 4,921^{0,65} \cdot 1,6^{1/3} = 0,412.$$

Коефіцієнт тепловіддачі від стінки до води

$$\alpha = \frac{Nu_* \cdot \lambda'}{l_*} = \frac{0,412 \cdot 0,685}{25,9 \cdot 10^{-6}} = 10897 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Для визначення коефіцієнта тепловіддачі застосуємо формулу (1.25) – кипіння у великому об'ємі

$$\alpha = \frac{3,4 \cdot P^{0,18}}{1 - 0,0045P} \cdot q^{2/3} = \frac{3,4 \cdot 1,43^{0,18}}{1 - 0,0045 \cdot 1,43} \cdot 190000^{2/3} = 12062 \left(\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}} \right).$$

Розбіжність у визначенні коефіцієнтів тепловіддачі першим і другим способом становить

$$((12062 - 10897)/12062) \cdot 100 = 9,7 \%$$

Така незначна розбіжність вказує, що в технічних розрахунках інтенсивності теплообміну під час кипіння можна використовувати емпіричне рівняння (1.25).

Задача 1.8.2. Визначити питомих теплове навантаження поверхні нагріву парогенератора за бульбашкового кипіння води у великому об'ємі, якщо вода знаходиться під тиском $P_H = 4,76 \cdot 10^5$ Па, а температура поверхні нагріву $t_c = 160$ °С.

Розв'язання

Теплофізичні властивості води для заданого тиску із додатка А: $t_H = 150$ °С; $\lambda = 0,684$ Вт/(м·К); $Pr = 1,17$.

Із додатка Г визначаємо $\ell_* = 2,82 \cdot 10^{-6}$ м; $[\lambda/(\rho'' \cdot r \cdot v')] = 0,605$ 1/К.

Температурний напір

$$\Delta t = t_c - t_H = 160 - 150 = 10 \text{ (°C)}.$$

Значення комплексів

$$\frac{\lambda \cdot \Delta t}{\rho'' \cdot r \cdot v'} = 0,605 \cdot 10 = 6,05; \quad \frac{\lambda \cdot \Delta t}{\rho'' \cdot r \cdot v'} \cdot Pr^{1/3} = 6,05 \cdot 1,17^{1/3} = 6,375.$$

Оскільки останнє значення більше 1,6, то розрахунки здійснюємо за рівнянням

$$Nu_* = 2,63 \cdot 10^{-3} \left[\frac{\lambda \cdot \Delta t}{\rho'' \cdot r \cdot v'} \right]^{1,86} \cdot Pr^{2/3} = 2,63 \cdot 10^{-3} \cdot 6,05^{1,86} \cdot 1,17^{2/3} = 0,083.$$

Коефіцієнт тепловіддачі від поверхні до води

$$\alpha = \frac{Nu_* \cdot \lambda'}{\ell_*} = \frac{0,083 \cdot 0,684}{2,82 \cdot 10^{-6}} = 20131 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Коефіцієнт тепловіддачі визначимо також за формулою (1.26)

$$\alpha = 33,4 \Delta t^{2,33} \cdot P_H^{0,5} = 33,4 \cdot 10^{2,33} \cdot 4,76^{0,5} = 15579 \left(\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}} \right).$$

Розбіжність у визначенні коефіцієнтів тепловіддачі першим і другим способом становить

$$((20131 - 15579)/20131) \cdot 100 = 22,6 \%,$$

що є допустимим під час розрахунків інтенсивності теплообміну під час кипіння рідин у великому об'ємі.

Питоме теплове навантаження

$$q = \alpha \Delta t \cdot 10^{-3} = 20131 \cdot 10 \cdot 10^{-3} = 201,310 \text{ (кВт/м}^2\text{)}.$$

Задача 1.8.3. На зовнішній поверхні труби кипить вода з тиском 2,279 МПа. Теплове навантаження на поверхні труби становить $q=2,56 \cdot 10^5 \text{ Вт/м}^2$. Визначити температуру поверхні труби для чистої поверхні труби і якщо вона покрита шаром накипу товщиною $\delta=0,5 \text{ мм}$ з коефіцієнтом теплопровідності $1,163 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$.

Розв'язання

Для тиску $P=2,279 \text{ МПа}$ з таблиць визначаємо температуру насичення: $t_n = 219 \text{ }^\circ\text{C}$.

Для визначення коефіцієнта тепловіддачі використаємо формулу (1.25) – кипіння у великому об'ємі

$$\alpha = \frac{3,4 \cdot P^{0,18}}{1 - 0,0045P} \cdot q^{2/3} = \frac{3,4 \cdot 22,79^{0,18}}{1 - 0,0045 \cdot 22,79} \cdot 256000^{2/3} = 26813 \left(\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}} \right).$$

Температуру на чистій поверхні труби визначимо з рівняння Ньютона-Ріхмана $q = \alpha(t_c - t_n)$

$$t_c = \frac{q}{\alpha} + t_n = \frac{256000}{26813} + 219 = 228,5 \text{ (}^\circ\text{C)}.$$

Температуру стінки, покритої накипом t'_c визначимо з формули для питомого теплового потоку теплопровідністю $q = \frac{t'_c - t_c}{\frac{\delta}{\lambda}}$

$$t'_c = q \cdot \frac{\delta}{\lambda} + t_c = 256000 \cdot \frac{0,0005}{1,163} + 228,5 = 338,6 \text{ (}^\circ\text{C)}.$$

Задача 1.8.4. Визначити коефіцієнт тепловіддачі для руху киплячої води в трубі діаметром 25/20 мм з швидкістю 1,2 м/с, якщо температура на внутрішній поверхні труби 200°C, а вода під тиском 1,2553 МПа.

Розв'язання

Для вимушеної течії киплячої рідини в трубах рідини з паровмістом не більше 70%, тепловіддачу можна виразити із залежності

$$\frac{\alpha}{\alpha_w} = f\left(\frac{\alpha_q}{\alpha_w}\right),$$

де α – коефіцієнт тепловіддачі киплячої рідини з врахуванням її руху;

α_w – коефіцієнт тепловіддачі однофазної рідини із швидкістю w ;

α_q – коефіцієнт тепловіддачі для розвинутого бульбашкового кипіння в умовах вільної конвекції.

Для $\frac{\alpha_q}{\alpha_w} < 0,5$, процес кипіння не впливає на теплообмін, в цьому

випадку $\alpha = \alpha_w$.

Для $\frac{\alpha_q}{\alpha_w} > 2$, інтенсивність тепловіддачі визначається тільки кипінням,

у цьому випадку $\alpha = \alpha_q$.

Для області, де коефіцієнт тепловіддачі залежить від швидкості і теплового навантаження: $\frac{\alpha_q}{\alpha_w} = 0,5 \div 2$, рекомендовано використання такої інтер-

поляційної формули $\frac{\alpha}{\alpha_w} = \frac{4\alpha_w + \alpha_q}{5\alpha_w - \alpha_q}$.

Всі ці формули справедливі для води з швидкостями 0,2 – 6,7 м/с.

Визначимо коефіцієнт тепловіддачі для руху однофазної рідини.

Теплофізичні характеристики для $P=1,2553$ МПа, з таблиць води і водяної пари

$$t_n=190 \text{ }^\circ\text{C}; \lambda=0,67 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}; \nu=0,165\cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с};$$

$$\text{Pr}=0,96 \text{ і для } t_c=200 \text{ }^\circ\text{C Pr}_c=0,93.$$

Критерій Рейнольдса

$$Re = wd/v = 1,2 \cdot 10^{-2} / (0,165 \cdot 10^{-6}) = 1,415 \cdot 10^5$$

$1,415 \cdot 10^5 > 10^4$ – турбулентний режим.

Критерій Нуссельта для течії в трубах

$$\begin{aligned} Nu &= 0,021 Re^{0,8} Pr^{0,43} (Pr/Pr_c)^{0,25} = \\ &= 0,021 \cdot (1,415 \cdot 10^5)^{0,8} \cdot 0,96^{0,43} \cdot (0,96/0,93)^{0,25} = 261. \end{aligned}$$

Коефіцієнт тепловіддачі

$$\alpha_w = \frac{Nu \cdot \lambda}{d} = 261 \cdot 0,67 / (2 \cdot 10^{-2}) = 8730 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Коефіцієнт тепловіддачі для бульбашкового кипіння у великому об'ємі

$$\alpha = 4,34 q^{0,7} (P^{0,14} + 1,35 \cdot 10^{-2} P^2),$$

підставимо замість q вираз $q = \alpha \Delta t$, отримаємо

$$\alpha = 4,34 (\alpha \Delta t)^{0,7} (P^{0,14} + 1,35 \cdot 10^{-2} P^2),$$

звідки

$$\begin{aligned} \alpha &= (4,34 \Delta t^{0,7} (P^{0,14} + 1,35 \cdot 10^{-2} P^2))^{3,3} = \\ &= (4,34 \cdot 10^{0,7} (1,2553^{0,14} + 1,35 \cdot 10^{-2} \cdot 1,2553^2))^{0,33} = 30794 \left(\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}} \right). \end{aligned}$$

Відношення коефіцієнтів тепловіддачі

$$\frac{\alpha_q}{\alpha_w} = \frac{30794}{8730} = 3,53 > 2.$$

З останнього співвідношення видно, що інтенсивність тепловіддачі визначається тільки кипінням, тобто $\alpha = \alpha_q = 30794 \left(\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}} \right)$.

Задача 1.8.5. За умови попередньої задачі визначити, як зміниться коефіцієнт тепловіддачі, якщо температуру внутрішньої стінки труби знизити до 195 °С.

Розв'язання

Для $t_c = 195$ °С $Pr_c = 0,945$, всі інші характеристики візьмемо із задачі 1.8.4.

Критерій Нуссельта

$$Nu = 0,021 Re^{0,8} Pr^{0,43} (Pr/Pr_c)^{0,25} = 0,021 \cdot (1,415 \cdot 10^5)^{0,8} \cdot 0,96^{0,43} \cdot (0,96/0,945)^{0,25} \approx 261.$$

Коефіцієнт тепловіддачі під час руху однофазної рідини в трубі

$$\alpha_w = \frac{Nu \cdot \lambda}{d} = 261 \cdot 0,67 / (2 \cdot 10^{-2}) = 8730 \left(\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}} \right).$$

Коефіцієнт тепловіддачі для бульбашкового кипіння у великому об'ємі

$$\alpha = (4,34 \Delta t^{0,7} (P^{0,14} + 1,35 \cdot 10^{-2} P^2))^{3,3} = (4,34 \cdot 5^{0,7} (1,2553^{0,14} + 1,35 \cdot 10^{-2} \cdot 1,2553^2))^{0,33} = 6212 \left(\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}} \right).$$

Визначаємо відношення коефіцієнтів тепловіддачі

$$\frac{\alpha_q}{\alpha_w} = \frac{6212}{8730} = 0,71 < 2.$$

В цьому випадку коефіцієнт тепловіддачі залежить як від вимушеного руху рідини, так і від кипіння та визначається так

$$\frac{\alpha}{\alpha_w} = \frac{4\alpha_w + \alpha_q}{5\alpha_w - \alpha_q} = \frac{4 \cdot 8730 + 6212}{5 \cdot 8730 - 6212} = 1,098,$$

а повний коефіцієнт тепловіддачі

$$\alpha = 1,098 \cdot 8730 = 9585 \left(\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}} \right).$$

Задача 1.8.6. Визначити критичне теплове навантаження під час кипіння води у великому об'ємі під тиском 0,1 МПа.

Розв'язання

Теплофізичні властивості води і водяної пари:

$$\rho_p = 960 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}; \quad \rho_n = 0,59 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}; \quad \sigma = 588,6 \cdot 10^{-4} \frac{\text{Н}}{\text{м}}; \quad r = 2256,8 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

Критичне теплове навантаження за кипіння рідини у великому об'ємі можна розрахувати за (1.31)

$$q_{\text{кпл}} = 0,14 \cdot r \cdot \sqrt{\rho_n} \cdot \sqrt[4]{\sigma g (\rho_p - \rho_n)} = 0,14 \cdot 2256,8 \cdot 10^3 \cdot \sqrt{0,59} \times \\ \times \sqrt[4]{9,81 \cdot 588,56 \cdot 10^{-4} \cdot (960 - 0,59)} = 1,2 \cdot 10^6 \left(\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2} \right).$$

Задача 1.8.7. Визначити коефіцієнт тепловіддачі від стінки труби діаметром $d = 18$ мм, до киплячої води, яка рухається в горизонтальній трубі із швидкістю $w = 1$ м/с під тиском $P = 0,8$ МПа, якщо питомий тепловий потік за температури внутрішньої стінки труби $t_c = 175$ °С становить $q = 100$ кВт/м².

Розв'язання

Теплофізичні властивості води і водяної пари:

$$\rho_v = 897 \text{ кг/м}^3; \quad C_p = 4,38 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{К)}; \quad r = 2049 \text{ кДж/кг}; \quad \rho_n = 4,122 \text{ кг/м}^3; \\ \nu = 0,181 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}; \quad \lambda = 0,674 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}; \quad \text{Pr} = 1,05; \quad \text{Pr}_{\text{ст}} = 1,025.$$

Розрахунок ведемо за формулою Н. Г. Стюшина (1.50)

$$\text{Nu}_k = \text{Nu}_{\text{бк}} \cdot 6150 A^{0,7},$$

де $\text{Nu}_{\text{бк}}$ – значення Nu , визначене за умови вимушеної конвекції.

Значення безрозмірного комплексу A

$$A = \frac{q}{r \cdot \rho_n \cdot w} \cdot \left(\frac{\rho_n}{\rho_p} \right)^{1,45} \cdot \left(\frac{r}{C_p \cdot T_n} \right)^{0,33} = \\ = \frac{100}{2049 \cdot 4,122 \cdot 1,0} \left(\frac{4,122}{897} \right)^{1,45} \cdot \left(\frac{2049}{4,38 \cdot 170} \right)^{0,33} = 6,8 \cdot 10^{-6} > 0,4 \cdot 10^{-5}.$$

Критерій Рейнольдса

$$Re = \frac{w \cdot d}{\nu} = \frac{1,0 \cdot 0,018}{0,181 \cdot 10^{-6}} = 99447 \rightarrow \text{турбулентний рух.}$$

Визначаємо критерій Нуссельта без кипіння, за рівнянням М. М. Міхеєва для течії в трубах

$$Nu_0 = 0,021 Re^{0,8} Pr^{0,43} \left(\frac{Pr}{Pr_c} \right)^{0,25} = 0,021 \cdot 99447^{0,8} \cdot 1,05^{0,43} \left(\frac{1,05}{1,02} \right)^{0,25} = 214,8.$$

За (1.50)

$$Nu = Nu_0 \cdot 6150 \cdot A^{0,7} = 214,8 \cdot 6150 \cdot (6,8 \cdot 10^{-6})^{0,7} = 319.$$

Коефіцієнт тепловіддачі від стінки труби до киплячої води

$$\alpha = \frac{Nu \cdot \lambda}{d} = \frac{319 \cdot 0,674}{0,018} = 11944 \left(\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}} \right).$$

Задача 1.8.8. Визначити коефіцієнт тепловіддачі від стінки труби діаметром $d = 18$ мм до плівки води у вертикальній трубі, яка гравітаційно рухається зі швидкістю $w = 0,07$ м/с під тиском $P = 0,8$ МПа, якщо температура внутрішньої стінки труби становить $t_c = 175$ °С.

Розв'язання

Теплофізичні властивості води і водяної пари:

$$\rho_v = 897 \text{ кг/м}^3; C_p = 4,38 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{К)}; r = 2049 \text{ кДж/кг}; \rho_n = 4,122 \text{ кг/м}^3;$$

$$\nu = 0,181 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}; \lambda = 0,674 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}; Pr = 1,05; Pr_{ст} = 1,025.$$

Розрахунок проводимо за формулою Гімбутіса (1.47), без врахування поправкового коефіцієнта.

Модифікований критерій Нуссельта

$$Nu_m = \left(0,165 Re^{0,16} - 0,4 \right) Pr^{0,34} \left(\frac{Pr}{Pr_c} \right)^{0,25} = \\ = \left[0,165 \cdot \left(\frac{0,07 \cdot 0,018}{0,181 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,16} - 0,4 \right] \cdot 1,05^{0,34} \cdot \left(\frac{1,05}{1,025} \right)^{0,25} = 0,286.$$

Коефіцієнт тепловіддачі

$$\alpha = \frac{\text{Nu}_m \cdot \lambda}{\left(\frac{v^2}{g}\right)^{1/3}} = \frac{0,286 \cdot 0,674}{\left(\frac{(0,181 \cdot 10^{-6})^2}{9,81}\right)^{1/3}} = 1276 \left(\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}\right).$$

Задача 1.8.9. Визначити коефіцієнт тепловіддачі і тепловий потік від горизонтальної поверхні труби діаметром 10 мм і довжиною 1,5 м під час плівкового режиму кипіння води, якщо температура стінки труби 380 °С, а тиск дорівнює 0,198 МПа. Як зміниться тепловий потік в разі горизонтального розташування труби?

Розв'язання

Для заданого тиску температура насичення становить 120 °С.
Визначальна температура

$$\bar{t} = 0,5 \cdot (t_c + t_n) = 0,5 \cdot (120 + 380) = 250 \text{ (}^\circ\text{С)}.$$

Теплофізичні властивості пари для середньої температури [15]:
 $\rho'' = 0,826 \text{ кг/м}^3$; $C_p'' = 2,0096 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)}$; $\lambda'' = 3,33 \cdot 10^{-2} \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$;
 $\mu'' = 12,43 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$.

Із додатків А і Б визначаємо: $\rho' = 943,1 \text{ кг/м}^3$; $r = 2202,8 \text{ кДж/кг}$.

Ефективна теплота пароутворення

$$r_* = r + 0,5C_p (t_{ct} - t_n) = 2202,8 + 0,5 \cdot 2,0096 \cdot (380 - 120) = 2464 \text{ (кДж/кг)}.$$

Коефіцієнт тепловіддачі за (1.28)

$$\alpha = 0,62 \left[\frac{\lambda_p^3 (\rho_p - \rho_n) \cdot g \cdot r_* \cdot \rho_n}{\mu_n \cdot d \cdot (t_c - t_n)} \right]^{0,25} =$$

$$= 0,62 \left[\frac{(3,33 \cdot 10^{-2})^3 (943,1 - 0,8257) \cdot 9,81 \cdot 2,464 \cdot 10^6}{1,82 \cdot 10^{-5} \cdot 0,01 \cdot (380 - 120)} \right]^{0,25} = 214 \left(\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \text{К}}\right).$$

Площа поверхні теплообміну

$$F = \pi \cdot d \cdot l = 3,14 \cdot 0,01 \cdot 1,5 = 0,0471 \text{ (м}^2\text{)}.$$

Тепловий потік, Вт

$$Q = \alpha \cdot F \cdot \Delta t = 214 \cdot 0,0471 \cdot 260 = 2621 \text{ (Вт)}.$$

Для вертикально розташованої труби коефіцієнт тепловіддачі визначимо за (1.29)

$$\alpha = 0,25 \left[\frac{\lambda_{\text{п}}^2 \cdot C_{\text{р}} \cdot (\rho_{\text{р}} - \rho_{\text{п}}) \cdot g \cdot \rho_{\text{п}}}{\mu_{\text{п}}} \right]^{1/3} =$$

$$= 0,25 \cdot \left[\frac{(3,33 \cdot 10^{-2})^2 \cdot 2009,6 \cdot (943,1 - 0,826) \cdot 9,8 \cdot 0,826}{1,82 \cdot 10^{-5}} \right]^{1/3} = 244 \left(\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}} \right).$$

Тепловий потік

$$Q = \alpha \cdot F \cdot \Delta t = 244 \cdot 0,0471 \cdot 260 = 2988 \text{ (Вт)}.$$

Отже, під час плівкового кипіння на поверхні вертикальної труби інтенсивність тепловіддачі на 12% більша, ніж на поверхні горизонтальної, що пояснюється більшою турбулізацією плівки пари.

1.9 Завдання для самостійної роботи

1.8.1 Визначити кількість пари, що утворилась у випарнику площею 5 м² за 5 годин. Температура стінки випарника $t_{\text{ст}} = 156 \text{ }^\circ\text{C}$. Тиск пари $4,5 \cdot 10^5 \text{ Па}$. Температура насичення для заданого тиску $t_{\text{р}} = 148 \text{ }^\circ\text{C}$. Теплота пароутворення 2120,9 кДж/кг, різниця температур між поверхнею і паром 8 °С.

1.8.2 Визначити температуру поверхні нагріву для бульбашкового кипіння води у великому об'ємі, якщо питомий тепловий потік дорівнює $3,34 \cdot 10^5 \text{ Вт/м}^2$, а температура киплячої води 195 °С.

1.8.3 На поверхні труби з зовнішнім діаметром 38 мм і довжиною 0,5 м кипить вода з тиском 0,476 МПа. Труба зсередини обігривається електронагрівником потужністю 7 кВт. Визначити температуру зовнішньої поверхні труби.

1.8.4 Визначити температуру внутрішньої поверхні сталеві труби діаметром 38/32 мм і довжиною 1,5 м, якщо на її зовнішній поверхні кипить вода з тиском 0,361 МПа. Труба зсередини обігривається електронагрівником потужністю 10 кВт.

1.8.5 Визначити необхідну поверхню нагріву парогенератора видатністю 4 т/год з тиском пари $1,255 \cdot 10^6$ Па і температурним напором 10°C . Який температурний напір необхідно забезпечити для збільшення видатності парогенератора у 2 рази на тій самій поверхні?

1.8.6 Знайти коефіцієнт тепловіддачі під час бульбашкового кипіння води у великому об'ємі з тиском 0,792 МПа. Температура поверхні труб випарника 180°C . Зовнішній діаметр труб 40 мм, довжина 1,3 м, кількість труб 50 шт. Визначити також тепловий потік від труб до води. Визначити, у скільки разів зміниться коефіцієнт тепловіддачі, якщо температура стінки труб збільшиться до 200°C .

1.8.7 Визначити найбільшу силу струму через електрокип'ятильник за бульбашкового кипіння з тиском $1,43 \cdot 10^5$ Па, враховуючи, що перегрів води 20°C . Діаметр дроту 3 мм, а його питомий опір $1,1 \cdot 10^{-6}$ Ом·м. Визначити критичну теплову потужність для заданих умов.

1.8.8 Питомий тепловий потік з поверхні нагріву під час кипіння води дорівнює $3,34 \cdot 10^5$ Вт/м², а температура киплячої води 195°C . Знайти температуру поверхні нагріву в умовах бульбашкового кипіння у великому об'ємі за природного руху.

1.8.9 Визначити кількість сухої насиченої пари, яку можна отримати з поверхні нагріву 4 м² для бульбашкового кипіння у великому об'ємі, якщо манометр на випарнику показує тиск $2,22 \cdot 10^6$ Па, а перегрів рідини становить 8°C .

1.8.10 Розрахувати коефіцієнт тепловіддачі за бульбашкового кипіння води під тиском $15 \cdot 10^5$ Па у великому об'ємі, якщо питомий тепловий потік $1,25 \cdot 10^6$ Вт/м².

1.8.11 Визначити коефіцієнт тепловіддачі від зовнішньої поверхні труби випарника до киплячої води, якщо теплова потужність поверхні нагріву 1600000 Вт/м², режим кипіння бульбашковий, а вода знаходиться під тиском 0,27 МПа.

1.8.12 Визначити теплову потужність поверхні парогенератора для бульбашкового кипіння води у великому об'ємі, якщо вода знаходиться під тиском 0,198 МПа, а температура поверхні нагріву 121°C .

2 ТЕПЛОБМІН ПІД ЧАС КОНДЕНСАЦІЇ ЧИСТОЇ ПАРИ

2.1 Загальні відомості

Конденсація є процесом переходу пари (газу) в рідкий або твердий стан. Виділення під час фазового переходу теплоти є невід'ємною частиною процесу і пов'язує масообмін з теплообміном.

Існує два шляхи процесу конденсації:

- шляхом охолодження;
- шляхом стиснення.

Якщо в такому випадку температура і тиск більші від значень, що відповідають потрібній точці для заданої речовини, то утворюється рідка конденсована фаза, якщо менші – пара переходить в твердий стан.

2.1.1 Види конденсації

Конденсація може відбуватися як в об'ємі пари, так і на охолоджуваній поверхні теплообміну. У першому випадку утворення фази, що конденсується, може відбуватися самовільно за значного переохолодження пари відносно температури насичення або на холодних рідких чи твердих частинках, що вводяться в пару. Частіше можна спостерігати конденсацію пари на охолоджуваних поверхнях. Конденсація насиченої або перегрітої пари на твердій поверхні теплообміну відбувається, якщо температура поверхні менша від температури насичення для заданого тиску. На поверхні може утворитися або плівка, або краплі, залежно від того, змочує рідина поверхню, чи ні.

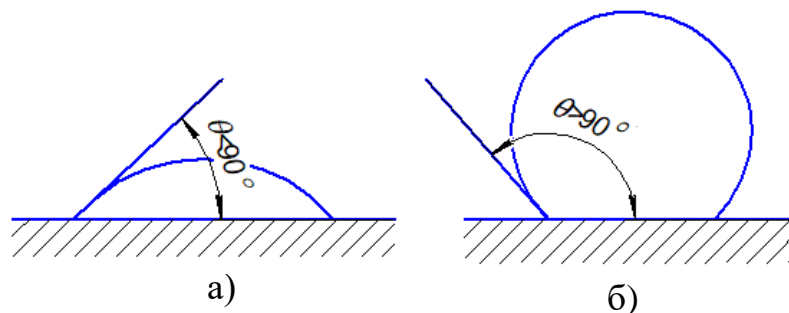


Рисунок 2.1 – Види сконденсованих крапель

- а) плівкова конденсація;
- б) краплинна конденсація

За усталеної роботи конденсаційних пристроїв вода, як правило, змочує поверхні теплообміну.

Краплинна конденсація відбувається найчастіше на забруднених поверхнях або на підготовлених поверхнях, покритих гідрофобізаторами, які вони часто додаються в пару. Краплинна конденсація відбувається значно інтенсивніше.

2.1.2 Термічні опори передачі теплоти

Плівка конденсату є значним термічним опором для передачі теплоти фазового переходу від поверхні конденсації до стінки.

Ряд експериментальних досліджень вказує на те, що за конденсації чистої водяної пари з тиском приблизно $P > 10^4$ Па з достатнім наближенням можна вважати, що термічні опори передачі теплоти визначаються тільки термічним опором плівки конденсату

$$R \equiv \frac{t_n - t_c}{q} \equiv \frac{1}{\alpha} \approx R_k, \quad (2.1)$$

де t_n і t_c – температура пари і стінки, відповідно.

2.1.3 Вплив режиму течії

Термічний опір плівки конденсату R_k залежить від режиму течії. Впоперек плівки з ламінарною течією теплота переноситься теплопровідністю, через турбулентну – додатково і конвекцією. Перехід від ламінарної течії плівки до турбулентної визначають за значенням Re .

Для плівки

$$Re = \frac{\bar{w}\delta}{\nu}, \quad (2.2)$$

де \bar{w} – середня швидкість течії плівки в заданому перерізі;

δ – товщина плівки в цьому самому перерізі;

ν – кінетичний коефіцієнт в'язкості конденсату.

Межі зміни критерію Рейнольдса: $60 < Re < 500$. Найбільш вірогідне $Re = 400$.

Ламінарний перебіг рідкої плівки може супроводжуватися хвильовим рухом.

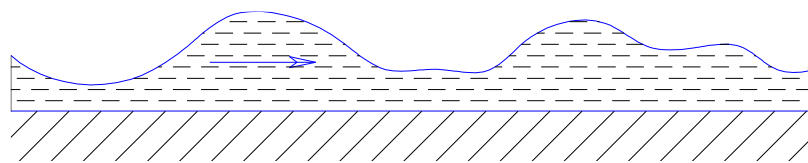


Рисунок 2.2 – Хвильовий рух плівки конденсату

2.1.4 Тепловий потік за конденсації чистої пари

В процесі конденсації витрата конденсату тісно пов'язана з тепловим потоком. Під час конденсації сухої насиченої пари нею віддається теплота фазового переходу Z , Дж/кг. Крім того, оскільки температура поверхні стінки менша від температури поверхні конденсату, дотичного до пари, стінці від-

дається і частина теплоти конденсату. Відбувається переохолодження конденсату, в середньому до температури, значення якої лежить між значеннями температур поверхні плівки (з боку пари) і стінки.

В багатьох практично важливих випадках теплою переохолодження можна знехтувати порівняно з теплою фазового переходу, тобто

$$Q = r \cdot G \approx \bar{q}F = \alpha \Delta \bar{t}F, \quad (2.3)$$

де α – коефіцієнт тепловідачі;

$\Delta \bar{t}$ – температурний напір;

F – площа теплообміну;

r – теплота пароутворення;

G – масова витрата конденсату.

Витрата конденсату в якомусь навмання вибраному перерізі плівки

$$G = \rho_p \bar{\omega} f = \rho_p \bar{\omega} \delta \cdot l_z, \quad (2.4)$$

де l_z – розмір стінки в напрямку, нормальному до площини креслення;

ρ_p – густина конденсату;

f – площа перерізу плівки конденсату;

$\bar{\omega}$ – середня швидкість руху плівки конденсату .

З (2.4) можна записати

$$\bar{\omega} \delta = \frac{G}{(\rho_p \cdot l_z)}, \quad (2.5)$$

Тоді, число Рейнольдса

$$Re = \frac{\bar{\omega} \delta}{\nu_p} = \frac{G}{\rho_p l_z \nu_p} = \frac{\alpha \Delta \bar{t} F}{z \cdot \rho_p \cdot l_z \cdot \nu_p} = \frac{\alpha \Delta \bar{t} F}{z \cdot l_z \cdot \mu_p} = \frac{\alpha \Delta \bar{t} h}{z \cdot \mu_p} = \frac{\alpha \Delta \bar{t} h}{z \cdot \rho_p \cdot \nu_p}, \quad (2.6)$$

Таким чином число Re характеризує не тільки гідродинаміку, але ще і інтенсивність теплообміну.

2.1.5 Конденсація рухомої і нерухомої пари

Для подовжнього руху пари сили тертя, котрі виникають на межі розділу фаз, можуть як пригальмовувати, так і прискорювати рух плівки конденсату залежно від взаємного напрямку руху конденсату і пари.

Пара, яка конденсується, не може бути абсолютно нерухомою, оскільки густина рідкої фази відрізняється від густини парової. Строго кажучи, пара завжди знаходиться в русі.

За конденсації пари (або випаровування рідини) відбувається ніби відсмоктування (або вдування) пари через міжфазну межу. У разі відсмоктування через одиницю поверхні за одиницю часу переноситься така кількість руху

$$s_j = j_{\text{пов}} \omega_0 = (\rho_n \omega)_{\text{пов}} \cdot \omega_0 = 2c_j \frac{\rho_n \omega_0^2}{2}, \quad (2.7)$$

де $j_{\text{пов}} \omega_0 = (\rho_n \omega)_{\text{пов}}$ [кг/(м²с)] – густина поперечного потоку речовини на міжфазній межі;

ω_0 – поздовжня швидкість пари за межами пограничного парового шару;

$c_j = \frac{\omega_n}{\omega_0}$ – коефіцієнт витрати.

Гідродинамічний опір, що визначається за (2.7), часто називають опором стоку. Враховуючи також тертя, зумовлене молекулярною в'язкістю, можна записати

$$s_{\text{пов}} = s_f + s_j = c_f \frac{\rho_n \omega_0^2}{2} + 2c_j \frac{\rho_n \omega_0^2}{2} = c_{ij} \frac{\rho_n \omega_0^2}{2}, \quad (2.8)$$

де $c_f + 2c_j = c_{ij}$ відповідає коефіцієнту тертя, що враховує як молекулярне, так і конвективне перенесення кількості руху.

Якщо пара тече уздовж стінки з невеликою швидкістю, то малим є і значення $s_{\text{пов}}$, тобто пара не впливає помітно на динаміку плівки конденсату і може вважатися нерухомою.

2.2 Теплообмін за плівкової конденсації нерухомої пари

2.2.1 Конденсація на вертикальній поверхні

В процесі плівкової конденсації вся теплота, що виділяється на зовнішній границі плівки, відводиться до поверхні охолодження. За ламінарного руху плівки, перенесення теплоти через неї здійснюється лише шляхом теплопровідності. Якщо вважати, що температура частинок конденсату дорівнює температурі насичення (насправді вона є трохи нижчою, ніж температура насичення), то потік теплоти, переданий одиниці поверхні, визначається відомим виразом для теплопровідності одношарової плоскої стінки

$$q = \frac{(t_n - t_c)}{\frac{\delta}{\lambda}}. \quad (2.9)$$

З іншого боку, теплота отримана плівкою внаслідок конвективного теплообміну, визначається виразом Ньютона-Ріхмана

$$q = \alpha(t_n - t_c). \quad (2.10)$$

Прирівнявши (2.9) і (2.10), отримаємо

$$\alpha = \frac{\delta}{\lambda}, \quad (2.11)$$

тобто, визначення коефіцієнта тепловіддачі від нерухомої пари за конденсації на вертикальній поверхні зводиться до визначення товщини плівки конденсації, яка може бути одержана з аналізу умов його течії.

Такий аналіз для випадків конденсації пари на вертикальній поверхні і горизонтальній трубці був вперше проведений Нуссельтом в 1916 році.

2.2.2 Виведення Нуссельта

Передумови: перебіг плівки має ламінарний характер, силами інерції, що виникають у плівці, можна знехтувати порівняно з силами в'язкості і тягіння; конвективне перенесення тепла в плівці і теплопровідність уздовж неї малі порівняно з теплопровідністю поперек плівки; тертя конденсації об пару відсутнє; температура зовнішньої поверхні плівки дорівнює температурі насиченої пари; густина, теплопровідність і в'язкість конденсації від температури не залежать.

Вісь x (рис. 2.3) розташована в площині стінки і направлена вниз,

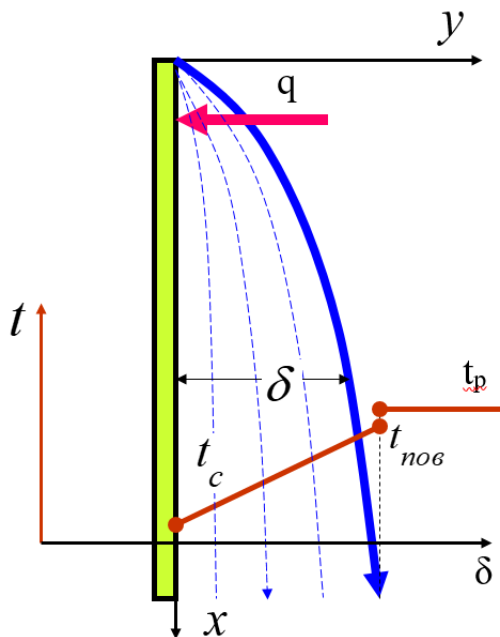


Рисунок 2.3 – Конденсація пари на вертикальній поверхні

вісь y направлена перпендикулярно до неї. Температура стінки вважається постійною по висоті. **Диференціальне рівняння руху** для одиничного об'єму конденсації в плівці має вигляд (тертям на межі розділу фаз нехтуємо, оскільки пара нерухома).

$$g(\rho_p - \rho_n) + \mu \frac{\partial^2 \omega_x}{\partial y^2} = 0. \quad (2.12)$$

де g – прискорення вільного падіння;
 μ – динамічна в'язкість конденсації;
 ρ_p і ρ_n – відповідно густини конденсації і пари;

ω – швидкість стікання конденсації.

У цьому рівнянні сила тягіння одиничного об'єму конденсації $g(\rho_p - \rho_n)$

врівноважується силою в'язкості $\mu \frac{\partial^2 \omega_x}{\partial y^2}$, що діє з боку сусідніх шарів рідини. Сила інерції, пов'язана з прискоренням руху конденсату, як величина – мала, в розв'язанні Нуссельта не враховується. Інтегрування (2.12) дає таке:

$$\frac{\partial \omega_x}{\partial y} = - \frac{g(\rho_p - \rho_n)}{\mu_p} \cdot y + C_1, \quad (2.13)$$

$$\omega_x = - \frac{g(\rho_p - \rho_n)}{2\mu_p} y^2 + C_1 y + C_2. \quad (2.14)$$

Сталі інтегрування визначаються з граничних умов (2.15)

$$\left. \begin{array}{l} \text{за } y = 0 \rightarrow \omega_x = 0 \\ \text{за } y = \delta \rightarrow \frac{\partial \omega_x}{\partial y} = 0 \end{array} \right\}. \quad (2.15)$$

Тоді $C_2 = 0$;

$$C_1 = \frac{g(\rho_p - \rho_n)}{\mu} \delta \text{ або } C_1 = \frac{g\rho_p}{\mu_p} \delta, \text{ оскільки } \rho_n \text{ – мала.}$$

Те, що похідна $\frac{\partial \omega_x}{\partial y}$ дорівнює нулю випливає з умови, що тертям на межі розділу фаз можна знехтувати. Оскільки $s_y = \delta = 0$, а $\mu \neq 0$, то з рівняння $s = \mu \frac{\partial \omega_x}{\partial y}$ витікає, що за $y = \delta \rightarrow \frac{\partial \omega_x}{\partial y} = 0$, а

$$\omega_x = \frac{\rho_p \cdot g}{\mu_p} \delta \cdot y - \frac{\rho_p \cdot g}{2\mu_p} y^2. \quad (2.16)$$

Звідки, якщо інтегруємо за dy :

$$\bar{\omega} = \frac{1}{\delta} \int_0^{\delta} \omega_x dy = \frac{\rho_p g}{3\mu_p}. \quad (2.17)$$

Товщина плівки конденсату залежатиме від кількості утвореного конденсату, що протікає в одиницю часу через поперечний переріз плівки, за одиничної ширини останньої

$$G = \rho \cdot \bar{\omega} \cdot \delta \cdot l . \quad (2.18)$$

Через переріз, що лежить нижче на величину dx , рідини протікає більше на величину

$$dG = d(\rho_n \cdot \bar{\omega} \cdot \delta) . \quad (2.19)$$

Цей приріст витрати відбувається за рахунок конденсації. Якщо вважати, що теплота, віддана стінці, є теплотою фазового переходу, матимемо

$$dG = \frac{q_c}{2} dx \cdot l , \quad (2.20)$$

де $\frac{q_c}{2}$ – кількість конденсату, що утворюється на одиниці поверхні теплообміну за одиницю часу.

З іншого боку

$$q_c = \lambda_p \frac{dt}{dy} = \frac{\lambda_p}{\delta} (t_n - t_c) , \quad (2.21)$$

$$dG = \frac{\lambda_p}{\delta} \frac{1}{r} (t_n - t_c) dx \cdot l , \quad (2.22)$$

$$d(\rho_p \bar{\omega} \delta) = \frac{\lambda_p}{\delta} \frac{1}{r} (t_n - t_c) dx , \quad (2.23)$$

де r – теплота конденсації;

λ_p – теплопровідність плівки конденсату.

Підставляючи значення $\bar{\omega}$

$$\frac{d(\rho_p^2 \cdot g \cdot \delta^2)}{3 \cdot \mu_p} = \frac{\lambda}{\delta} (1/r) \cdot (t_n - t_c) \cdot dx , \quad (2.24)$$

або

$$\frac{r \cdot \rho_p^2 \cdot g}{\lambda_p \cdot \mu_p} \delta^3 \cdot d\delta = (t_n - t_c) dx . \quad (2.25)$$

Проінтегрувавши (2.25), одержимо

$$\frac{r \cdot \rho_p^2 \cdot g}{4 \cdot \lambda_p \cdot \mu_p} \delta^4 = (t_n - t_c) \cdot x + C . \quad (2.26)$$

З умови $x=0, \delta=0$ виходить, що $C=0$.

Тоді

$$\delta = \sqrt[4]{\frac{4\lambda_p \mu_p (t_n - t_c) x}{r \cdot \mu_p \cdot \rho_p^2 g}}. \quad (2.27)$$

Підставивши значення δ в вираз $\alpha = \lambda_p / \delta$, отримаємо таке рівняння для місцевого коефіцієнта тепловіддачі

$$\alpha_x = \sqrt[4]{\frac{r \cdot \rho_p^2 \cdot g \cdot \lambda_p^3}{4 \cdot \mu_p \cdot (t_n - t_c) \cdot x}}. \quad (2.28)$$

У цій задачі температурний напір $\Delta t = t_n - t_c$ не змінюється по осі x . В цьому випадку методи усереднювання дають $\bar{\alpha} = \frac{4}{3} \alpha_x = h$, де h – висота стінки, тобто

$$A = \sqrt[4]{\frac{\lambda_p^3 \cdot \rho_p^2 \cdot g \cdot r}{\mu_p}} = \sqrt[4]{\frac{\lambda_p \cdot (\rho_p - \rho_n) \cdot g \cdot r}{\nu}}. \quad (2.29)$$

Інтегрування (2.28) по висоті стінки h дає рівняння Нуссельта

$$\bar{\alpha}_N = 0,943 \cdot \sqrt[4]{\frac{r \cdot \rho_p^2 \cdot g \cdot \lambda_p^3}{\mu_p \cdot \Delta t \cdot h}} = 0,943 \frac{A}{\sqrt[4]{4\Delta t \cdot h}}. \quad (2.30)$$

Це наближений розв'язок задачі, проте з урахуванням сил інерції і конвективного перенесення теплоти в півці за числа Кутателадзе $K = \frac{r}{(C_p \Delta t)} > 5$ і $1 < Pr < 100$ може використовуватися для практичних розрахунків.

Тільки за великих температурних напорів для малих K коефіцієнт тепловіддачі значно збільшується порівняно з розв'язком Нуссельта.

Для похилої площини з кутом нахилу φ рівняння залишається те саме, але вводиться поправка: $\alpha_{N\varphi} = \alpha_N \sqrt[4]{\sin \varphi}$.

Нуссельт розв'язав задачу і для горизонтальних труб

$$\bar{\alpha}_N = 0,728 \cdot \frac{A}{\sqrt[4]{D \cdot \Delta t}}, \quad (2.31)$$

де D – діаметр труби.

Вплив температури на в'язкість μ і теплопровідність λ враховується введенням поправки

$$\varepsilon_t = \left[\left(\frac{\lambda_c}{\lambda_p} \right)^3 \cdot \left(\frac{\mu_p}{\mu_c} \right) \right]^{1/8}. \quad (2.32)$$

З врахуванням поправок на хвильовий рух плівки і впливу температури на теплофізичні характеристики, коефіцієнт тепловіддачі за конденсації чистої пари бажано визначати за такою формулою

$$\bar{\alpha} = \bar{\alpha}_N \cdot \varepsilon_t \cdot \varepsilon_v, \quad (2.33)$$

де $\varepsilon_v = Re^{0,04}$ – поправка на хвильовий рух для плівки, причому $Re=4G/\mu$.

Рівняння Нуссельта можна звести до безрозмірного вигляду. Вибравши як визначальну величину $Re = \frac{\alpha \Delta t \cdot h}{r\mu}$, отримаємо

$$Re = 0,943 \cdot Z^{3/4}, \quad (2.34)$$

де $Z = Ga^{1/3} \cdot \frac{\lambda_p \cdot \Delta t}{r \cdot \mu_p}$ – число Григулля (приведена довжина поверхні);

$Ga = \frac{g \cdot h^3}{\nu_p^2}$ – число (критерій) Галілея.

або

$$\bar{\alpha} = 0,94 \frac{r\mu_p}{h(t_p - t_c)} Z^{0,78} \varepsilon_t. \quad (2.35)$$

Для змішаного режиму течії ($Z > 2300$), за заданого температурного напору

$$\bar{\alpha} = 400 \frac{r\rho_p \nu_p}{h(t_p - t_c)} \left[1 + 0,625 Pr_p^{0,5} \left(\frac{Z}{2300} - 1 \right) \left(\frac{Pr_p}{Pr_c} \right)^{0,25} \right]^{4/3}, \quad (2.36)$$

або, якщо задано питомий тепловий потік

$$\bar{\alpha} = \left[\frac{\lambda_p^3 g}{\nu_p^2} \right]^{1/3} \frac{Re}{2300 + 41 Pr_p^{-0.5} (Re^{3/4} - 89) \left(\frac{Pr_p}{Pr_c} \right)^{0.25}}, \quad (2.37)$$

де $Re = \bar{q}_c h / (r \cdot \mu_p)$.

Приведену довжину поверхні (число Григулля) можна розрахувати таким чином:

$$Z = A \cdot H(t_n - t_c) = A \cdot H \cdot \Delta t, \quad (2.38)$$

де $A = (g / \nu^2)^{1/3} [\lambda / (r \cdot \rho \cdot \nu)]$, 1/м·К;

H – висота поверхні.

За ламінарної течії плівки конденсату в умовах $Z < 2300$, $Re < 1600$, $Pr \geq 1$ середній коефіцієнт тепловіддачі для вертикальної поверхні висотою H

$$Re = 3,8 \cdot Z^{0,78}, \quad (2.39)$$

або

$$\bar{\alpha} = \frac{Re}{H \cdot B \cdot \Delta t}, \quad (2.40)$$

де $B = \frac{4}{\rho \cdot r \cdot \nu}$, м/Вт.

Значення комплексів A і B для водяної пари наведено в додатку Г.

Для розвиненої течії плівки, коли $Z \gg 2300$

$$Nu_* = 0,017 \cdot Re^{0,25} \cdot Pr^{0,5}. \quad (2.41)$$

Середній по колу горизонтальної труби коефіцієнт тепловіддачі (труба із зовнішнім діаметром d , ламінарний режим $Z < 3900$)

$$\bar{\alpha} = 0,725 \cdot \left[\frac{r \cdot g \cdot \lambda^3 \cdot (\rho_p - \rho_n)}{d \cdot \nu \cdot (t_n - t_c)} \right]^{0,25} \cdot \varepsilon_t \quad (2.42)$$

Формула застосовується за $d < 20 \left(\frac{\sigma}{\rho \cdot g} \right)^{0,5}$.

Під час плівкової сухої насиченої пари на горизонтальних трубах середній по периметру коефіцієнт тепловіддачі можна також визначити за формулою

$$\bar{\alpha} = \frac{3,25 \cdot A^{0,75}}{B \cdot (\pi R \Delta t)^{0,25}}, \quad (2.43)$$

де R – радіус труби, м.

Рівняння справедливе для тих самих умов, що і (2.42).

2.3 Турбулентна течія плівки конденсату

За великої висоти вертикальної поверхні і значних температурних напорів витрата конденсату може зрости настільки, що виникає турбулентний режим течії плівки. За переходу до турбулентної течії піднімається гідравлічний опір течії плівки, що призводить до збільшення її товщини і, відповідно, до зменшення коефіцієнта тепловіддачі. Проте турбулентність збільшує ефективну теплопровідність плівки. За $Pr \geq 1$ останній фактор виявляється важливішим і це призводить до підвищення коефіцієнта теплообміну. Для $Pr \ll 1$ (рідкі метали) турбулізація плівки суттєво не впливає на підвищення ефективної теплопровідності ($\lambda_t < \lambda$) і головним чинником є збільшення товщини плівки, яке спричинює зменшення інтенсивності теплообміну навіть порівняно з ламінарною течією.

Питомий тепловий потік за такого механізму конденсації визначається так

$$q = -(\lambda + \lambda_t) \cdot \frac{dt}{dy} = -\lambda \cdot \left(1 + \frac{Pr}{Pr_t} \cdot \frac{v_t}{v}\right) \cdot \frac{dt}{dy}, \quad (2.44)$$

Для турбулентної течії локальна інтенсивність тепловіддачі зростає із збільшенням витрати G і числа Re

$$\frac{\alpha_x}{\lambda_{nc}} \cdot \left(\frac{v_{nc}^2}{g}\right)^{1/3} = 0,0325 \cdot Re^{0,25} \cdot Pr^{0,5}, \quad (2.45)$$

де $\frac{\alpha_x}{\lambda_{nc}} \cdot \left(\frac{v_{nc}^2}{g}\right)^{1/3} = \frac{Nu}{Ga^{1/3}};$

α_x – локальний коефіцієнт тепловіддачі.

Під час розрахунків середньої тепловіддачі турбулентної течії потрібно врахувати, що у верхній частині стінки на ламінарній ділянці вже утворився

певний шар конденсату. У разі постійних фізичних параметрів $\varepsilon_t = 1$, а тепловіддача ламінарної ділянки описується рівнянням

$$Re = 0,95Z^{0,78}, \quad (2.46)$$

де Z – приведена довжина поверхні (число Григулля).

За $Re_{кр} = 400$

$$Z_{кр} = (Ga^{1/3} \cdot \frac{\lambda_p \cdot \Delta t}{r \cdot \mu_p}) = 2300. \quad (2.47)$$

Для змішаного режиму течії (ламінарний і турбулентний, за $Z > 2300$), якщо задано різницю температур ($t_n - t_c$), середній коефіцієнт тепловіддачі

$$\bar{\alpha} = 400 \cdot \frac{r \cdot \rho_p \cdot v_p}{h \cdot (t_n - t_c)} \cdot (1 + 0.625 Pr_n^{0.5} \cdot (\frac{Z_n}{2300} - 1) \cdot (\frac{Pr_g}{Pr_c})^{0.25})^{4/3}. \quad (2.48)$$

Якщо задано питомий тепловий потік \bar{q}_c , то, враховуючи, що $Re = q_c \cdot h / r \cdot \mu_p$, формулу зручніше використовувати у вигляді

$$\left[\frac{\bar{\alpha}}{\lambda_p} \left(\frac{v_p^2}{g} \right)^{1/3} \right] = \frac{Re_n}{2300 + 41 Pr_n^{-0.5} \cdot (Re_n^{3/4} - 89) \cdot (Pr_n / Pr_c)^{0.25}}, \quad (2.49)$$

де h – висота стінки.

Для $Re \gg Re_{кр}$ зона турбулентної течії займає більшу частину поверхні площі, тоді

$$\frac{\bar{\alpha}}{\lambda_p} \left(\frac{v_p^2}{g} \right)^{1/3} = 0,017 Re_n^{0,25} \cdot Pr^{0,5}. \quad (2.50)$$

Якщо тиск пари високий і густина пари одного порядку з густиною конденсату, то в рівнянні руху $\rho_p \cdot g$ замінюють на $(\rho_p - \rho_n) \cdot g$.

Ця заміна приводить до того, що в розрахункових рівняннях як для турбулентного, так і для ламінарного режиму течії плівки замість числа Галілея $Ga = g \cdot h^3 / v_p^2$ використовують число Архімеда

$$Ar = \frac{g \cdot h^3}{v_p^2} \cdot (1 - \frac{\rho_n}{\rho_p}). \quad (2.51)$$

Тоді

$$\frac{\alpha}{\lambda} \cdot \left(\frac{v_p^2}{g} \cdot \frac{\rho_p}{\rho_p - \rho_n} \right)^{1/3} = 0,0163 \text{Re}^{0,25} \cdot \text{Pr}^{0,5}. \quad (2.52)$$

За $Z > 2300$ на вертикальній поверхні спостерігається комбінована течія плівки конденсату, тоді критична висота ($h_{\text{кр}}$), на якій течія конденсату з ламінарної течії переходить у турбулентну, визначається так

$$h_{\text{кр}} = 2300 \frac{r \cdot \rho_p \cdot v_p}{\lambda_p \cdot (t_n - t_c)} \cdot \left(\frac{v_p^2}{g} \cdot \frac{\rho_p}{\rho_p - \rho_n} \right)^{1/3}. \quad (2.53)$$

Для випадку конденсації водяної пари

$$h_{\text{кр}} = \frac{2300}{A \cdot (t_n - t_c)} \cdot \left(\frac{v_p^2}{g} \cdot \frac{\rho_p}{\rho_p - \rho_n} \right)^{-1/3}, \quad (2.54)$$

де A знаходиться з таблиць за температурою насичення t_s .

Якщо конденсується перегріта пара, то $\bar{\alpha}$ можна визначити приблизно із заміною r на $[r + C_{p_n} \cdot (t_{\text{nm}} - t_n)]$, де C_{p_n} та t_{nm} – ізобарна теплоємність і температура перегрітої пари.

Якщо конденсується волога пара із мірою сухості x , то замість r буде $r \cdot x$.

2.4 Теплообмін за плівкової конденсації рухомої пари на горизонтальних одиночних трубах і пучках труб

Тепловіддача за конденсації рухомої пари на горизонтальній трубці (течія пари зверху вниз) може бути розрахована за формулою для ламінарної течії конденсату

$$\frac{\bar{\alpha}}{\alpha_{\text{Нгор}}} = \left(1 + 3,62 \chi^4 \cdot \frac{\text{Fr}}{\text{Pr} \cdot K} \right)^{1/4}, \quad (2.55)$$

де $\alpha_{\text{Нгор}}$ – середній коефіцієнт тепловіддачі за конденсації нерухомої пари;

$\text{Fr} = w_n^2 / (g \cdot d)$ – число Фруда;

w_n – швидкість набігаючої на трубу пари;

d – зовнішній діаметр труби;

g – прискорення вільного тяжіння;

$K = r / (C_{p_n} \Delta t)$ – число Кутателадзе;

Δt – температурний напір;

$$R = (\rho_p \cdot \mu_p / \rho_n \cdot \mu_n)^{1/2};$$

$$\chi = 0,9[1 + (\text{Pr} \cdot K / R)]^{1/3};$$

$\rho_p, \mu_p, \rho_n, \mu_n$, – відповідно густини і коефіцієнти динамічної в'язкості конденсату і пари.

Для $w_n = 0$ формула перетворюється в формулу для нерухомої пари.

Середній коефіцієнт тепловіддачі в разі конденсації пари на горизонтальних трубах залежить від швидкості пари, якщо $w > 10$ м/с, а критеріальне рівняння теплообміну за умови $W_n^2 \cdot \rho_n > 1$ має вигляд [1]

$$\overline{Nu} = \overline{\alpha}d / \lambda = 30,2 \text{Re}_n^{0,16} \cdot \text{Re}_*^{-0,125} \text{Ga}^{0,045} \left(\mu_n / \mu_p \right)^{0,08}, \quad (2.56)$$

де $\text{Re}_n = w_n d / \nu_n$ – критерій Рейнольдса для потоку пари;

$\text{Re}_* = \lambda \Delta t / (g \rho \nu)$ – критерій Рейнольдса, визначений за теплофізичними властивостями конденсату;

$\text{Ga} = g \cdot d^3 / \nu^2$ – критерій Галілея;

λ, ρ, ν – відповідно коефіцієнт теплопровідності, густина та коефіцієнт кінематичної в'язкості конденсату;

ρ_n, ν_n, μ_n – відповідно коефіцієнт, густина та коефіцієнт кінематичної в'язкості пари.

Конденсаційні апарати, як правило, мають не одну трубу, а пучок труб. Труби в пучку найчастіше розміщуються в шаховому або коридорному порядку.

Процеси конденсації на зовнішній поверхні одиночної горизонтальної труби, а також труб, зібраних в пучок, різні. У випадку чистої пари різниця обумовлена двома чинниками: зменшенням швидкості пари під час її руху в пучку через часткову конденсацію і за рахунок послідовного стікання конденсату з труби на трубу.

Зменшення швидкості пари у міру її просування через пучок призводить до зменшення тепловіддачі за зростання номера ряду.

Конденсат стікає з труби окремими краплями або цівками. Краплі, падаючи на трубу, яка знаходиться нижче, з одного боку тимчасово потовщують плівку в місці падіння, розтікаючись потім по поверхні, а з другого – збурюють перебіг плівки, що може сприяти появі хвильової або навіть турбулентної течії. Місця відриву крапель весь час переміщуються по трубі.

За дуже великих швидкостей пари краплі можуть забиратися парою, тільки частково потрапляючи на інші труби. Чим вища швидкість краплі, тим більшу кількість руху вона може передати під час падіння на плівку. Це може збільшити коефіцієнт тепловіддачі.

Для першого ряду пучка, що омивається зверху вниз насиченою парою

$$\frac{\bar{\alpha}}{\alpha_{\text{Нгор}}} = 25,7 \cdot \left(\frac{\rho_n \cdot \bar{w}_n^2}{g \cdot \rho_p \cdot d} \right)^{0,08} \cdot \left(\frac{\bar{\alpha}_{\text{Нн}} \cdot d}{\lambda} \right)^{-0,5} \quad (2.57)$$

де \bar{w}_n – середня швидкість пари у вузькому перерізі горизонтального ряду труб;

$$\alpha_{\text{Нн}} = \bar{\alpha} \cdot \varepsilon_t.$$

Формула справедлива для водяної пари за умов:

$$- P = (0,032 \div 0,89) \cdot 10^5 \text{ (Па)};$$

$$- \Delta T = 0,6 \div 12 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$- Re_n = \rho_n \cdot \bar{w}_n \cdot d / \mu_n = 46 \div 864 ;$$

– середній об'ємний вміст повітря в парі не більше 0,017%.

Для всього пучка горизонтальних труб, що має постійний по висоті прохідний переріз (для пари), середній коефіцієнт тепловіддачі можна обчислити так

$$\frac{\bar{\alpha}}{\alpha_1} = \frac{0,84 \cdot (1 - \chi)}{(1 - \chi^{0,84}) \cdot n^{0,07}}, \quad (2.58)$$

де $(1 - \chi)$ – ступінь конденсації пари, $1 - \chi = (G_{\text{вх}} - G_{\text{вих}}) / G_{\text{вх}}$;

$G_{\text{вх}}$ і $G_{\text{вих}}$ – масова витрата пари на вході і виході;

n – кількість рядів труб;

α_1 – коефіцієнт тепловіддачі від першого ряду труб.

2.5 Теплообмін за конденсації рухомої пари в трубах

2.5.1 Режими конденсації

За конденсації в трубах паровий об'єм обмежено стінками труби. Труби можуть бути достатньо довгими і в них може конденсуватися велика кількість пари. Виникає направлений рух пари, причому її швидкості можуть бути дуже великими (до 100 м/с і більше). Водночас сили тертя на границі між парою і конденсатом можуть бути значними. Товщина плівки залежить від напрямку; якщо рух протитоковий, то товщина зростає (тепловіддача зменшується), якщо прямотоковий, то товщина зменшується (тепловіддача збільшується). Високою швидкістю пари плівка може бути частково зірвана з поверхні стінки. Тепловіддача в такому випадку збільшиться.

Залежно від величини сил тяжіння і сил тертя можна розрізнити три основні випадки:

а) сили тяжіння істотно переважають над динамічною дією пари. Пара є нерухомою. Ці питання ми вже розглядали в попередніх розділах;

- б) сили тяжіння і сили динамічної дії пари на плівку одного порядку;
 в) динамічна дія пари переважає над силами тяжіння, в такому разі конденсат рухається і захоплюється паром, а тепловіддача практично не залежить від положення труби в просторі.

Між цими режимами немає різкої межі. За конденсації в трубах швидкість пари не залишається сталою, оскільки уздовж течії витрата пари зменшується (але зростає витрата конденсату). Найбільшу швидкість пара має на вході в трубу. Її середнє значення на вході можна розрахувати, якщо в трубу входить суха насичена пара, яка повністю конденсується в трубі

$$Q = \bar{q}_c \cdot \pi \cdot d \cdot \ell = r \cdot G_n = r \cdot \rho_n \cdot \bar{w}_{n0} \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4}, \quad (2.59)$$

де d – діаметр труби;

ℓ – її довжина.

У цьому рівнянні теплота переохолодження не враховується.

Середня швидкість пари на вході

$$\bar{w}_{n0} = \frac{4G_n}{\rho_n \cdot \pi \cdot d^2} = \frac{4Q}{r \cdot \rho_n \cdot \pi \cdot d^2}. \quad (2.60)$$

Швидкість циркуляції

$$w_0 = 4G_p / (\rho_p \cdot \pi \cdot d^2). \quad (2.61)$$

У міру конденсації пари частина поперечного перерізу труби заповнюється конденсатом, причому середня швидкість пари і рідкої фази різні.

2.5.2 Ламінарна течія плівки конденсату

Відносний локальний коефіцієнт тепловіддачі

$$\frac{\alpha_x}{\alpha_{0x}} = \sqrt{0,005\psi + \sqrt{(0,005\psi)^2 + 1}}, \quad (2.62)$$

$$\text{де } \psi = \frac{\rho_n}{\rho_p} \cdot \left(\frac{v_n}{v_p} \right)^2 \cdot \frac{\text{Re}_{nd}^2}{\text{Ga}_{pd}^{2/3}} \cdot \text{Re}_{px}^{-0.28} \cdot \varepsilon_t;$$

$$\text{Re}_{nd} = \bar{w}_n \cdot d / v_n;$$

$$\text{Ga}_{pd} = \frac{g \cdot d^3}{v_p^2};$$

$$Re_{px} = \frac{q_c \cdot x}{r \cdot \mu_p};$$

\bar{w}_n – середня в перерізі x швидкість пари.

Фізичні параметри пари і конденсату, що відповідно позначені n і p , вибираються за температурою насичення.

Коефіцієнт тепловіддачі α_x є середнім на порівняно невеликих ділянках труби. Значення α_{0x} обчислюються за формулою для практично нерухомої пари, що конденсується на вертикальній стінці.

Формулу можна застосовувати в межах $1,8 \cdot 10^3 < Re_{nd} < 17 \cdot 10^3$, цьому відповідає швидкість пари від 3,6 до 33,5 м/с. Температурний напір змінюється від 8 до 60 К.

Для $\psi \leq 35$ розрахунок можна вести за формулами для нерухомої пари.

2.5.3 Турбулентна течія плівки

За турбулентної течії плівки конденсату на тепловіддачу впливають сили тертя пари. За основу теоретичного дослідження було використано аналогію між теплообміном і гідравлічним опором, внаслідок чого було одержано напівемпіричну формулу, що описує локальні коефіцієнти тепловіддачі

$$\overline{Nu}_{dn} = c \cdot Re_{cdn}^{0.8} \cdot Pr_{pn}^{0.43} \cdot \sqrt{1 + x \cdot \left(\frac{\rho_p}{\rho_n} - 1 \right)_n} \quad (2.63)$$

де $Re_{cdn} = w_0 \cdot d / \nu_p$;

x – масовий витратний паровміст в заданому перерізі.

Середнє значення коефіцієнтів тепловіддачі для режиму неповної конденсації пари з пароводяної суміші

$$\overline{Nu}_{dn} = c \cdot Re_{cdn}^{0.8} \cdot Pr_{pn}^{0.43} \cdot 1/2 \cdot \left[\sqrt{1 + x_1 \cdot \left(\frac{\rho_p}{\rho_n} - 1 \right)_n} + \sqrt{1 + x_2 \cdot \left(\frac{\rho_p}{\rho_n} - 1 \right)_n} \right] \quad (2.64)$$

де x_1 і x_2 – масові витратні паровмісти у вхідному і вихідному перерізах цієї ділянки труби

$$x_1 = (G_n / G_{cm})_{вх} ; \quad x_2 = (G_n / G_{cm})_{вих} . \quad (2.65)$$

$w_n = \frac{4G_{cm}}{\rho_p \cdot \pi \cdot d^2}$ – швидкість циркуляції;

G_{cm} – витрата пароводяної суміші $G_{cm} = G_n + G_{nc}$;

$$Re_{\text{цдн}} = \frac{w_{\text{ц}} \cdot d}{\nu_p} = \frac{4G_{\text{см}}}{\pi \cdot d \cdot \mu_p}$$

Для труб:

- сталевих $c = 0,024$;
- латунних $c = 0,026$;
- мідних $c = 0,032$.

Швидкість $w_{\text{ц}}$ є умовною величиною. Вона дорівнює дійсній швидкості потоку тільки в тому перерізі, в якому конденсат повністю заповнює поперечний переріз труби, тобто: $G_{\text{см}} = G_p$; $G_n = 0$.

Рівняння (2.64) і (2.65) отримано для випадку, коли $0 < x_1 \leq 1$; $0 < x_2 \leq 1$.

Формулу (2.65) одержано для

$$Re_{\text{цдн}} > 5 \cdot 10^3, Pr_p \approx 1, P_n = 1,22 \div 8,82 \text{ МПа}.$$

Якщо $Re_{\text{цдн}} > 5 \cdot 10^3$, кут нахилу труби не впливає на інтенсивність тепловіддачі. Це свідчить про переважаючий вплив динамічної дії пари порівняно з силами тяжіння.

Для випадку конденсації водяної пари у вертикальній трубі і її руху зверху вниз застосовність формули підтверджено до значення $Re_{\text{цдн}} \geq 10^3$.

Для слаборухомої пари в горизонтальних трубах, коли необхідно враховувати і сили тяжіння, і сили тертя, задовільних залежностей немає.

2.6 Краплинна конденсація

Коли конденсат не змочує поверхню теплообміну, поверхня покривається краплями. Краплі ростуть, зливаються, скочуються під дією сили тяжіння або зриваються рухомою парою. Краплинна конденсація є нестационарним процесом, однак, якщо усереднені характеристики з часом не змінюються, то такий процес можна розглядати як стаціонарний.

За первинного дотику пари до оголеної поверхні стінки утворюється адсорбційний шар, процес конденсації проходить швидко і це призводить до утворення полімолекулярної тонкої поверхневої рідкої плівки. Така плівка знаходиться під залишковим тиском, який називають розклинювальним. Розклинювальний тиск обернено пропорційний кубу товщини плівки: $\Pi \sim \delta^{-3}$.

Найвірогіднішими центрами конденсації є мікрозападини поверхні.

Характерний розмір центрів конденсації

$$R_{\text{кр}} = \frac{2 \cdot \sigma \cdot T_n}{r \cdot \rho_p \cdot \Delta T}. \quad (2.66)$$

Якщо, $\Delta T > \Delta T_{\text{кр}} = \frac{2 \cdot \sigma \cdot T_n}{r \cdot \rho_p \cdot R_{\text{кр}}}$, то така конденсація можлива.

За $\Delta T < \Delta T_{кр}$ відбувається випаровування рідкого шару.

Середній коефіцієнт теплообміну у випадку краплинної конденсації нерухомої пари

$$\bar{Nu} = A \cdot Re_*^n \cdot \Pi_k^{1,16} \cdot Pr^{1/3}, \quad (2.67)$$

$$\text{де } \bar{Nu} = \frac{\alpha \cdot R_{кр}}{\lambda_p} = \frac{\alpha \cdot 2 \cdot \sigma' \cdot T_H}{\lambda_p \cdot r \cdot \rho_p \cdot (t_H - t_{ст})};$$

$$Re_* = \frac{w_* \cdot R_{кр}}{\lambda_p} = \frac{\lambda' \cdot (t_H - t_{ст})}{r \cdot \mu_p};$$

$$\Pi_k = \frac{2 \cdot \sigma \cdot T_H}{r \cdot (\mu_p)^2} \cdot \frac{d\sigma}{dt} - \text{безрозмірне число, що враховує вплив капілярних сил.}$$

Його можна подати відношенням термокапілярних сил до сил в'язкості;

$$Pr = \frac{\nu_p}{a_p}.$$

Визначальним розміром є критичний радіус $R_{кр}$.

Масштабом швидкості в цьому виразі є умовна швидкість зростання конденсованої фази за відведення тепла теплопровідністю

$$w_* = \lambda_p \cdot (t_H - t_c) / (r \cdot \rho_p \cdot R_{кр}). \quad (2.68)$$

Формула застосовується в межах:

$$Re_* = 8 \cdot 10^{-4} \div 3,3 \cdot 10^3, \text{ тоді } A = 3,2 \cdot 10^{-4}; \quad n = -0,84;$$

$$Re_* = 3,3 \cdot 10^{-3} \div 3,2 \cdot 10^{-2}, \text{ тоді } A = 5 \cdot 10^{-6}; \quad n = -1,57.$$

2.7 Конденсація за прямого контакту фаз

2.7.1 Конденсація струменю пари в недогрітій рідині

В схемах сучасних систем вироблення теплоти і пари застосовуються системи локалізації аварій, що містять барботажно-конденсаційні пристрої – барботери, які призначені для приймання пари за розривання трубопроводів гарячої води і паропроводів в контурах багатократної примусової циркуляції. Барботери – це ємності з замкнуті паровим і непроточним водяним об'ємами, які містять затоплені роздаючі пару елементи. Інтенсивність і повнота конденсації пари в них визначають надійність та ефективність роботи системи локалізації аварій. В процесі формування бульбашок з отворів роздаючих пару елементів за деяких умов виникає динамічний режим диспергування пари з характерним проходженням її частини в простір над рідиною.

Виникає поверхнєве кипіння внаслідок конденсації частини перегрітої пари в недогрітій рідині.

Конденсація характеризується нестійкою границею розділу, складним профілем швидкості, що значно змінюється з часом. Все це утруднює створення досить точної теорії теплообміну. Оцінення теплообміну між струменем пари і об'ємом рідини може бути виконано за співвідношенням

$$Nu = 6,5 Re^{0,7} \cdot Pr_p, \quad (2.69)$$

де $Re = \frac{w \cdot D}{\nu}$;

$w = w_i - w_p$ – відносна швидкість;

$$w_i = \frac{(\epsilon_{0n} + m/2) \cdot w_n + (\epsilon_{0nc} - m/2) \cdot w_p}{\epsilon_{0n} + \epsilon_{0p}} \text{ – приведена швидкість;}$$

D – еквівалентний діаметр струменя пари;

$$\epsilon_{0n} = \frac{\xi}{2} \cdot \rho_n \cdot (w_n - w_i);$$

$$\epsilon_{0p} = \frac{\xi}{2} \cdot \rho_p \cdot (w_p - w_i);$$

ξ – коефіцієнт тертя;

m – масовий потік пари, що конденсується.

Кількість конденсату, що утворюється за одиницю часу, визначається інтенсивністю теплоперенесення від пари до рідини. Якщо допустити, що за конденсації сферичних парових бульбашок на границі розділу фаз формується прошарок конденсату товщиною δ , який потовщується у міру конденсації пари, то за умови збільшення цього шару інтенсивність тепловіддачі і радіальна швидкість зменшення площі парової бульбашки будуть зменшуватися. За деякої товщини шару гарячого конденсату інтенсивність тепловіддачі не може компенсувати градієнт тиску в напрямку руху пари. Це викликає повторне стрибкоподібне формування бульбашки з витісненням прошарку конденсату в основний об'єм рідини. Чергування зхлопування і наступного нового формування бульбашок зумовлює візуальний ефект пульсації її поверхні.

В умовах масового барботування за кількості струменів пари N_z розрахунок коефіцієнта тепловіддачі можна виконувати за формулою

$$\alpha = 6,05 \cdot 10^3 \cdot C_p \cdot \rho \cdot \sqrt{\frac{a \cdot U_0}{N_z \cdot L_\phi}}, \quad (2.70)$$

де C_p – ізобарна масова теплоємність рідини;

ρ – густина рідини;

a – коефіцієнт температуропровідності рідини;

L_ϕ – довжина вільного переміщення бульбашки;
 U_0 – швидкість спливання бульбашок.

2.7.2 Конденсація на суцільному струмені рідини

Сучасні деаератори підвищеного тиску, призначені для потужних енергетичних блоків ТЕС, мають забезпечувати надійну роботу за «ковзного» тиску. У цьому випадку тиск в корпусі деаератора змінюється відповідно до зміни навантаження (і тиску у відборі) турбіни в регульованому діапазоні турбоустановки. Одночасно зростають вимоги до зменшення вертикального габариту, підвищення рівня надійності деаераторів тощо. Це також передбачає нові вимоги до конструктивної будови деаераторів, які мають забезпечити більш інтенсивну взаємодію води в деаераторі з грійною парою для найефективнішого ступеня обробки води. У зв'язку з цим, як водорозподільні пристрої в колонках доцільно застосовувати низьконапірні форсунки і перенести процеси нагрівання води в паровий простір деаераторного бака, що дозволяє зменшити висоту деаераторної колонки, а відповідно, і загальні габарити деаератора.

Використання форсунок забезпечує інтенсивну тепловіддачу на поверхні струменів і подальше дроблення води на краплі, дозволяє створити додаткову поверхню контакту водної та парової фаз, інтенсифікувати процеси тепломасообміну, і, тим самим, підвищити ефективність роботи деаератора й знизити його масогабаритні характеристики.

Розрахунок коефіцієнтів тепловіддачі за конденсації пари на струменях недогрітої рідини ведуть за такими формулами:

– для ламінарного струменя рідини

$$\bar{St} \approx 0,2 Re_0^{-0,5} \cdot (d / \ell)^{0,88}, \quad (2.71)$$

де $\bar{St} = \frac{\bar{\alpha}}{\rho_p \cdot C_{p_p} \cdot w_0}$ – критерій Стантона;

d – діаметр струменя води;

ℓ – довжина струменя.

Всі властивості вибирають за температурою струменя води.

Формула справедлива для $Re = 706 \div 1544$; $\ell / d = 4,5 \div 12$.

– для турбулентного струменя рідини користуються формулою Кіма та Міллса

$$Nu = 3,2 Re^{0,8} Oh^{0,38} Pr^{0,3} \left(\frac{\ell}{d} \right)^{-0,57}, \quad (2.72)$$

де $Oh = \frac{\mu}{\sqrt{\sigma \cdot \rho \cdot \ell^*}} = \frac{1}{\sqrt{La}}$ – критерій Онезорге, дорівнює відношенню сил

поверхневого натягу до сил інерції;

σ – коефіцієнт поверхневого натягу;

μ – динамічна в'язкість;

ℓ^* – визначальний розмір;

La – число Лапласа,

або формулою Ісаченко

$$\bar{St} = 0,083 Re^{0,83} \cdot Pr^{0,9} \cdot K^{0,13} \cdot We^{0,33} \cdot (\ell / d)^{-0,59}, \quad (2.73)$$

де $K = \frac{r}{Cp_p \cdot (T_n - T_0)} = 6 \div 50$;

$We = \frac{\rho_n \cdot w_0^2 \cdot \ell^*}{\sigma_n}$ – критерій Вебера, який є мірою відношення сил інерції

до сил міжфазного натягу.

Формула справедлива для $Pr = 1,8 \div 6,4$; $We = 0,4 \div 5,5$.

Запитання для самоперевірки

1. Що таке конденсація? Яким шляхом вона може відбуватися?
2. За яких умов утворюється рідка фаза під час конденсації?
3. За яких умов утворюється тверда фаза під час конденсації?
4. Які є види конденсації?
5. За яких умов відбувається поверхнева конденсація пари?
6. Чому інтенсивність теплообміну під час крапельної конденсації значно вища, ніж під час плівкової?
7. Який термічний опір найбільший в процесі конденсації?
8. Чи існує термічний опір фазового переходу?
9. Від чого залежить термічний опір плівки конденсату?
10. Як переноситься теплота за різних режимів течії плівки?
11. Напишіть вираз для числа Рейнольдса за конденсації.
12. Який розмір взято як визначальний за конденсації?
13. В яких межах лежать значення числа Рейнольдса у випадку ламінарної течії плівки конденсату?
14. Що таке хвильовий рух течії плівки конденсату? Як він впливає на інтенсивність тепловіддачі?
15. Напишіть вираз для теплового потоку при конденсації.
16. Що таке теплота переохолодження конденсату? Куди вона витрачається?

17. Як визначити масову витрату конденсату? Чи змінюється вона під час конденсації?
18. Чому число Рейнольдса характеризує не тільки гідродинаміку, але й інтенсивність теплообміну?
19. Як впливає тертя між парою і плівкою конденсату на течію плівки?
20. За яких умов відбувається поверхнева конденсація пари?
21. Що таке температурний напір під час конденсації?
22. Як переноситься теплота для різних режимів течії плівки конденсату?
23. Чому дорівнює температура поверхні конденсату під час конденсації?
24. Запишіть вираз для питомого теплового потоку під час конденсації.
25. Доведіть, що для ламінарної течії плівки конденсату визначення коефіцієнта тепловіддачі зводиться до визначення товщини плівки конденсату.
26. Відомі густина і товщина плівки конденсату. Які ще величини необхідні для визначення масової витрати конденсату?
27. Які величини входять до поправки на вплив температури плівки конденсату на інтенсивність тепловіддачі? Чому?
28. Як проводити розрахунок під час конденсації перегрітої пари?
29. Як проводити розрахунок під час конденсації вологої пари?
30. Чому фізичні параметри пари і конденсату вибираються для температури насичення?
31. Чому товщину плівки конденсату взято як визначальний розмір для визначення інтенсивності теплообміну під час конденсації?
32. Як впливає хвильовий рух течії плівки конденсату на інтенсивність тепловіддачі?

2.8 Приклади розв'язання задач

Задача 2.8.1. На зовнішній поверхні горизонтальної труби діаметром 12 мм і довжиною 1,5 м конденсується суха насичена водяна пара з тиском 0,198 МПа. Визначити середній коефіцієнт тепловіддачі та витрату пари, якщо температура стінки дорівнює 100 °С.

Розв'язання

Із додатка Б визначаємо температуру насичення $t_n = 120$ °С і теплоту конденсації $r = 2202,8$ кДж/кг.

Температурний напір, °С

$$\Delta t = t_n - t_c = 120 - 100 = 20 .$$

Із додатка Д визначаємо комплекси А і В

$$A = 70,3, 1/(m \cdot K); B = 7,65 \cdot 10^{-3} \text{ м/Вт.}$$

Коефіцієнт тепловіддачі за (2.43), Вт/(м²·К)

$$\bar{\alpha} = \frac{3,25A^{0,75}}{B(\pi R \Delta t)^{0,25}} = \frac{3,25 \cdot 70,3^{0,75}}{7,65 \cdot 10^{-3} (3,14 \cdot 0,006 \cdot 20)^{0,25}} = 13165.$$

Площа поверхні теплообміну, м²

$$F = \pi \cdot d \cdot \ell = 3,14 \cdot 0,012 \cdot 1,5 = 0,05652.$$

Теплова потужність, Вт

$$Q = \alpha \cdot F \cdot \Delta t \cdot 10^{-3} = 13165 \cdot 0,05652 \cdot 20 \cdot 10^{-3} = 14,882.$$

Витрата пари, кг/с

$$G_{\text{п}} = \frac{Q}{r} = \frac{14,882}{2202,8} = 6,76 \cdot 10^{-3}.$$

Задача 2.8.2. За умови задачі 2.8.1 здійснити розрахунки для конденсації пари на вертикальній поверхні труби.

Розв'язання

Приведена довжина за (2.38)

$$Z = A N \Delta t = 70,3 \cdot 1,5 \cdot 20 = 2109.$$

Оскільки $Z < 2300$, то режим течії плівки конденсату ламінарний, а критерій Рейнольдса визначається за (2.39)

$$Re = 3,8Z^{0,78} = 3,8 \cdot 2109^{0,78} = 1488.$$

Середній коефіцієнт тепловіддачі, Вт/(м²·К)

$$\bar{\alpha} = \frac{Re}{N \Delta t B} = \frac{1488}{1,5 \cdot 20 \cdot 7,65 \cdot 10^{-3}} = 6484.$$

Отже, інтенсивність тепловіддачі на вертикальній поверхні менша, ніж на горизонтальній.

Теплова потужність, кВт

$$Q = \alpha \cdot F \cdot \Delta t \cdot 10^{-3} = 6484 \cdot 0,05652 \cdot 20 \cdot 10^{-3} = 7,329.$$

Витрата пари, кг/с

$$G_{\text{п}} = \frac{Q}{r} = \frac{7,329}{2202,8} = 3,33 \cdot 10^{-3}.$$

Задача 2.8.3. На вертикальній трубі паро-водяного теплообмінника конденсується суха насичена водяна пара. Тиск пари $p = 8,6$ МПа. Температура зовнішньої поверхні труби $t_c = 287$ °С. Висота труби $H = 1,8$ м. Визначити середній коефіцієнт тепловіддачі від пари до стінки труби.

Розв'язання

Фізичні властивості конденсату та пари для тиску $p = 8,6$ МПа та температури $t_c = 287$ °С: $t_{\text{н}} = 300$ °С; $\nu = 1,280 \cdot 10^{-7}$ (м²/с); $Pr_p = 0,97$; $Pr_c = 0,92$; $\rho_p = 712,5$ кг/м³, $\rho_{\text{п}} = 46,2$ (кг/м³); $\lambda_p = 0,540$ Вт/(м·К); $r_{\text{п}} = 1404,3$ кДж/кг. Приведена довжина (число Григулля)

$$Z = \frac{H(t_{\text{н}} - t_c)\lambda_p}{r_{\text{п}} \cdot \rho_{\text{п}} \cdot \nu_{\text{п}}} \left(\frac{g}{\nu_p^2} \left(1 - \frac{\rho_{\text{п}}}{\rho_p} \right) \right)^{1/3} =$$
$$= \frac{1,8 \cdot (300 - 287) \cdot 0,54}{1404,3 \cdot 10^3 \cdot 712,5 \cdot 1,280 \cdot 10^{-7}} \left[\frac{9,81}{(1,28 \cdot 10^{-7})^2} \cdot \left(1 - \frac{46,2}{712,5} \right) \right]^{1/3} = 8132.$$

Оскільки $Z > 2300$ режим течії плівки конденсату турбулентний, то середній коефіцієнт тепловіддачі

$$\bar{\alpha} = 400 \frac{r_p \nu_p}{H(t_s - t_c)} \left[1 + 0,625 Pr_p^{0,5} \left(\frac{Z}{2300} - 1 \right) \left(\frac{Pr_p}{Pr_c} \right)^{0,25} \right]^{4/3} =$$
$$= 400 \frac{1401,3 \cdot 10^3 \cdot 712,5 \cdot 1,280 \cdot 10^{-7}}{1,8 \cdot (300 - 287)} \left[1 + 0,625 \cdot 0,97^{0,5} \left(\frac{8132}{2300} - 1 \right) \left(\frac{0,97}{0,92} \right)^{0,25} \right]^{4/3} =$$
$$= 8008 \left(\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}} \right).$$

Задача 2.8.4. На поверхні горизонтальної латунної трубки діаметром $d_2/d_1 = 20/18$ мм конденсується суха насичена водяна пара з тиском $p = 2,4 \cdot 10^5$ Па.

У середині трубки протікає охолодна вода. Витрата та середня температура води дорівнюють, відповідно: $G_1 = 400$ кг/год; $t_{p1} = 40$ °С. Визначити кількість пари, що конденсується за 1 год на 1 м поверхні трубки G_2 , кг/(м·год).

Розв'язання

Оскільки значення коефіцієнтів тепловіддачі з боку пари і води залежать від температур відповідних поверхонь трубки, а ці температури нам невідомі, то розрахунок можна провести методом послідовних наближень.

Теплофізичні властивості води за температури $t_{p1} = 40$ °С :

$$\mu_{p1} = 6,533 \cdot 10^{-4} \text{ (Па} \cdot \text{с)}; \lambda_{p1} = 0,635 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}; Pr_{p1} = 4,31.$$

Задаємося температурою стінки з боку охолодної води $t_{c1} = 107,9$ °С; тоді число Прандтля за цієї температури $Pr_{c1} = 1,63$.

Теплопровідність латуні $\lambda_{л} = 110$ Вт/(м·К).

Критерій Рейнольдса

$$Re_{p1} = \frac{4G_1}{3600 \cdot \pi \cdot d_1 \cdot \mu_{p1}} = \frac{4 \cdot 400}{3600 \cdot 3,14 \cdot 0,018 \cdot 6,533 \cdot 10^{-4}} = 12000.$$

Критерій Нуссельта для води за $Re_{p1} > 10^4$

$$Nu_{p1} = 0,021 Re^{0,8} Pr^{0,43} \left(\frac{Pr_p}{Pr_c} \right)^{0,25} = 0,021 \cdot 12000^{0,8} \cdot 4,31^{0,43} \left(\frac{4,31}{1,63} \right)^{0,25} = 92.$$

Коефіцієнт тепловіддачі від стінки до води

$$\alpha_1 = \frac{Nu_{p1} \cdot \lambda_{p1}}{d_1} = \frac{92 \cdot 0,635}{0,018} = 3246 \left(\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}} \right).$$

Лінійний тепловий потік

$$q_{\ell} = \alpha_1 (t_{c1} - t_{p1}) \pi \cdot d_1 = 3246 \cdot (107,9 - 40) \cdot 3,14 \cdot 0,018 = 12467 \left(\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2} \right).$$

Температура стінки з боку пари

$$t_{c2} = t_{c1} + \frac{q_{\ell} \cdot \ln \left(\frac{d_2}{d_1} \right)}{2\pi \cdot \lambda_{л}} = 107,9 + \frac{12457 \cdot \ln \left(\frac{20}{18} \right)}{2 \cdot 3,14 \cdot 110} = 109,8 \text{ °С}.$$

Фізичні властивості конденсату і пари для тиску $P = 2,4 \cdot 10^5$ Па:
 $t_H = 125,8$ °С; $\nu_{p2} = 2,41 \cdot 10^{-7}$ (м²/с); $\rho_{p2} = 938,3$ (кг/м³), $\rho_{п2} = 1,34$ (кг/м³);
 $\lambda_{p2} = 0,686$ Вт/(м·К); $r_{п2} = 2186,3$ кДж/кг.

Коефіцієнт тепловіддачі, для горизонтальної труби, від пари до стінки

$$\alpha_2 = 0,728 \cdot \left(\frac{A}{\sqrt[4]{d_2 \cdot \Delta t}} \right), \text{ або } \alpha_2 = 0,728 \sqrt[4]{\frac{\lambda_{p2}^3 \cdot r_{п2} (r_{p2} - r_{п2}) \cdot g}{\nu_{p2} (t_s - t_{c2}) d_2}},$$

$$\alpha_2 = 0,728 \cdot \sqrt[4]{\frac{0,686^3 \cdot 2186,3 \cdot 10^3 \cdot (938,3 - 1,34) \cdot 9,81}{2,41 \cdot 10^{-7} \cdot (125,8 - 109,8) \cdot 0,02}} = 12398 \left(\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}} \right).$$

Перевіряємо лінійний тепловий потік

$$q_\ell = \alpha_2 (t_s - t_{c1}) \pi \cdot d_2 = 12398 \cdot (125,8 - 107,9) \cdot 3,14 \cdot 0,02 = 12458 \left(\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2} \right).$$

Значення q_ℓ збігається з розрахунком.

Витрата конденсату

$$G_2 = 3600 \frac{q_\ell}{r_{п2}} = 3600 \cdot \frac{12458}{2186,3 \cdot 10^3} = 20,5 \left(\frac{\text{кг}}{\text{м} \cdot \text{с}} \right).$$

Задача 2.8.5. На поверхні вертикальної труби висотою $H = 3$ м відбувається плівкова конденсація сухої насиченої водяної пари. Тиск пари $p = 2,5 \cdot 10^5$ Па. Температура поверхні труби $t_c = 123$ °С. Визначити товщину плівки конденсату δ_x та значення місцевого коефіцієнта тепловіддачі α_x залежно від відстані x від верхнього кінця труби. Розрахунок здійснити для відстаней x , які дорівнюють: 0,1; 0,2; 0,4; 0,6; 1,0; 1,5; 2,0 та 3 м. Побудувати графік змін δ_x та α_x за висотою труби.

Під час проведення розрахунку режим течії плівки конденсату вважати ламінарним по всій висоті труби. Розрахунок виконати за наближеними формулами Нуссельта.

Як зміняться товщина плівки конденсату та значення місцевого коефіцієнта тепловіддачі, якщо за незмінного тиску ($p = 2,5 \cdot 10^5$ Па) температурний напір Δt набуде значень, що дорівнює 2, 4, 6, 8 та 10 °С?

Розрахунок зробити на відстані $x = 2$ м. Побудувати графіки залежностей $\delta_x = f_1(\Delta t)$ та $\alpha_x = f_2(\Delta t)$.

Оскільки середня температура плівки конденсату t_k змінюється мало, то зміною фізичних властивостей конденсату зі зміною Δt можна знехтувати.

Розв'язування

Для $p = 2,5 \cdot 10^5$ Па температура насичення $t_H = 127$ °С; $r = 2182$ $\left(\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}\right)$

температура граничного шару

$$t_k = 0,5(t_H + t_c) = 0,5(127 + 123) = 125 \text{ °С.}$$

Для температури $t_k = 125$ °С теплофізичні властивості води:

$$\lambda = 0,686 \text{ Вт/(м·К); } \mu = 227 \cdot 10^{-6} \text{ Па·с; } \rho = 939 \text{ кг/м}^3;$$

Товщина плівки конденсату від довжини поверхні конденсації:

$$\begin{aligned} \delta_x &= \sqrt[4]{\frac{4\lambda \cdot \mu \cdot x \cdot (t_s - t_c)}{\rho^2 \cdot g \cdot r}} = \\ &= \sqrt[4]{\frac{4 \cdot 0,686 \cdot 227 \cdot 10^{-6} \cdot x \cdot (127 - 123)}{939^2 \cdot 9,81 \cdot 2182 \cdot 10^3}} = 1,07 \cdot 10^{-4} \cdot \sqrt[4]{x}. \end{aligned}$$

$$\delta_{x=0,1} = 1,07 \cdot 10^{-4} \cdot \sqrt[4]{0,1} = 6,02 \cdot 10^{-5} \text{ (м);}$$

$$\delta_{x=0,2} = 1,07 \cdot 10^{-4} \cdot \sqrt[4]{0,2} = 7,16 \cdot 10^{-5} \text{ (м);}$$

$$\delta_{x=0,4} = 1,07 \cdot 10^{-4} \cdot \sqrt[4]{0,4} = 8,51 \cdot 10^{-5} \text{ (м);}$$

$$\delta_{x=0,6} = 1,07 \cdot 10^{-4} \cdot \sqrt[4]{0,6} = 9,42 \cdot 10^{-5} \text{ (м);}$$

$$\delta_{x=1} = 1,07 \cdot 10^{-4} \cdot \sqrt[4]{1} = 1,07 \cdot 10^{-4} \text{ (м);}$$

$$\delta_{x=1,5} = 1,07 \cdot 10^{-4} \cdot \sqrt[4]{1,5} = 1,18 \cdot 10^{-4} \text{ (м);}$$

$$\delta_{x=2} = 1,07 \cdot 10^{-4} \cdot \sqrt[4]{2} = 1,27 \cdot 10^{-4} \text{ (м);}$$

$$\delta_{x=3} = 1,07 \cdot 10^{-4} \cdot \sqrt[4]{3} = 1,41 \cdot 10^{-4} \text{ (м).}$$

Товщина плівки конденсату від температурного напору:

$$\delta_{\Delta t} = \sqrt[4]{\frac{4\lambda \cdot \mu \cdot x \cdot \Delta t}{\rho^2 \cdot g \cdot r}} = \sqrt[4]{\frac{4 \cdot 0,686 \cdot 227 \cdot 10^{-6} \cdot 2 \cdot \Delta t}{939^2 \cdot 9,81 \cdot 2182 \cdot 10^3}} = 9,01 \cdot 10^{-5} \sqrt[4]{\Delta t}.$$

$$\delta_{\Delta t=2} = 9,01 \cdot 10^{-5} \cdot \sqrt[4]{2} = 1,07 \cdot 10^{-4} \text{ (м);}$$

$$\delta_{\Delta t=4} = 9,01 \cdot 10^{-5} \cdot \sqrt[4]{4} = 1,27 \cdot 10^{-4} \text{ (м);}$$

$$\delta_{\Delta t=6} = 9,01 \cdot 10^{-5} \cdot \sqrt[4]{6} = 1,41 \cdot 10^{-4} \text{ (м);}$$

$$\delta_{\Delta t=8} = 9,01 \cdot 10^{-5} \cdot \sqrt[4]{8} = 1,52 \cdot 10^{-4} \text{ (м);}$$

$$\delta_{\Delta t=10} = 9,01 \cdot 10^{-5} \cdot \sqrt[4]{10} = 1,6 \cdot 10^{-4} \text{ (м).}$$

Локальні коефіцієнти тепловіддачі по довжині труби:

$$\alpha_{x=0,1} = \frac{\lambda}{\delta_{x=0,1}} = \frac{0,686}{6,02 \cdot 10^{-5}} = 11400 \left(\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}} \right);$$

$$\alpha_{x=0,2} = \frac{\lambda}{\delta_{x=0,2}} = \frac{0,686}{7,16 \cdot 10^{-5}} = 9580 \left(\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}} \right);$$

$$\alpha_{x=0,4} = \frac{\lambda}{\delta_{x=0,4}} = \frac{0,686}{8,51 \cdot 10^{-5}} = 8060 \left(\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}} \right);$$

$$\alpha_{x=0,6} = \frac{\lambda}{\delta_{x=0,6}} = \frac{0,686}{9,42 \cdot 10^{-5}} = 7280 \left(\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}} \right);$$

$$\alpha_{x=1} = \frac{\lambda}{\delta_{x=1}} = \frac{0,686}{1,07 \cdot 10^{-4}} = 6410 \left(\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}} \right);$$

$$\alpha_{x=1,5} = \frac{\lambda}{\delta_{x=1,5}} = \frac{0,686}{1,18 \cdot 10^{-4}} = 5810 \left(\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}} \right);$$

$$\alpha_{x=2} = \frac{\lambda}{\delta_{x=2}} = \frac{0,686}{1,27 \cdot 10^{-4}} = 5400 \left(\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}} \right);$$

$$\alpha_{x=3} = \frac{\lambda}{\delta_{x=3}} = \frac{0,686}{1,41 \cdot 10^{-4}} = 4870 \left(\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}} \right).$$

Локальні коефіцієнти тепловіддачі від температурного напору:

$$\alpha_{\Delta t=2} = \frac{\lambda}{\delta_{\Delta t=2}} = \frac{0,686}{1,07 \cdot 10^{-4}} = 6410 \left(\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}} \right);$$

$$\alpha_{\Delta t=4} = \frac{\lambda}{\delta_{\Delta t=4}} = \frac{0,686}{1,27 \cdot 10^{-4}} = 5400 \left(\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}} \right);$$

$$\alpha_{\Delta t=6} = \frac{\lambda}{\delta_{\Delta t=6}} = \frac{0,686}{1,41 \cdot 10^{-4}} = 4870 \left(\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}} \right);$$

$$\alpha_{\Delta t=8} = \frac{\lambda}{\delta_{\Delta t=8}} = \frac{0,686}{1,52 \cdot 10^{-4}} = 4510 \left(\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}} \right);$$

$$\alpha_{\Delta t=10} = \frac{\lambda}{\delta_{\Delta t=10}} = \frac{0,686}{1,60 \cdot 10^{-4}} = 4290 \left(\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}} \right).$$

Результати розрахунків зведемо в таблиці 2.1 та 2.2.

Таблиця 2.1 – Зміна товщини плівки конденсату і локального коефіцієнта тепловіддачі по довжині вертикальної труби

| | | | | | | | | |
|--|-------|-------|-------|-------|------|------|------|------|
| x, м | 0,1 | 0,2 | 0,4 | 0,6 | 1,0 | 1,5 | 2,0 | 3,0 |
| $\delta_x \cdot 10^4, \text{ м}$ | 0,602 | 0,716 | 0,851 | 0,942 | 1,07 | 1,18 | 1,27 | 1,41 |
| $\alpha_x, \left(\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}} \right)$ | 11400 | 9580 | 8060 | 7280 | 6410 | 5810 | 5400 | 4870 |

Таблиця 2.2 – Зміна товщини плівки конденсату і локального коефіцієнта тепловіддачі в залежності від температурного напору

| | | | | | |
|---|------|------|------|------|------|
| $\Delta t, \text{ }^\circ\text{C}$ | 2 | 4 | 6 | 8 | 10 |
| $\delta_{\Delta t} \cdot 10^4, \text{ м}$ | 1,07 | 1,27 | 1,41 | 1,52 | 1,60 |
| $\alpha_{\Delta t}, \left(\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}} \right)$ | 6410 | 5400 | 4870 | 4510 | 4290 |

За результатами розрахунків будемо графіки

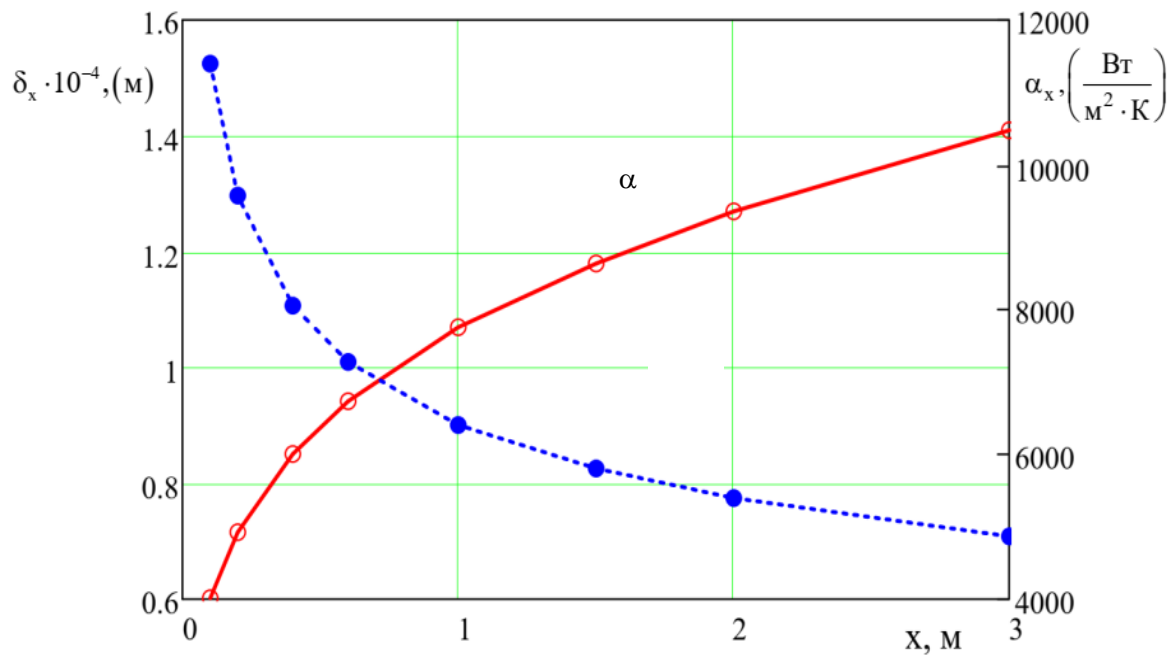


Рисунок 2.4 – Зміна товщини плівки конденсату і локального коефіцієнта тепловіддачі по довжині вертикальної труби

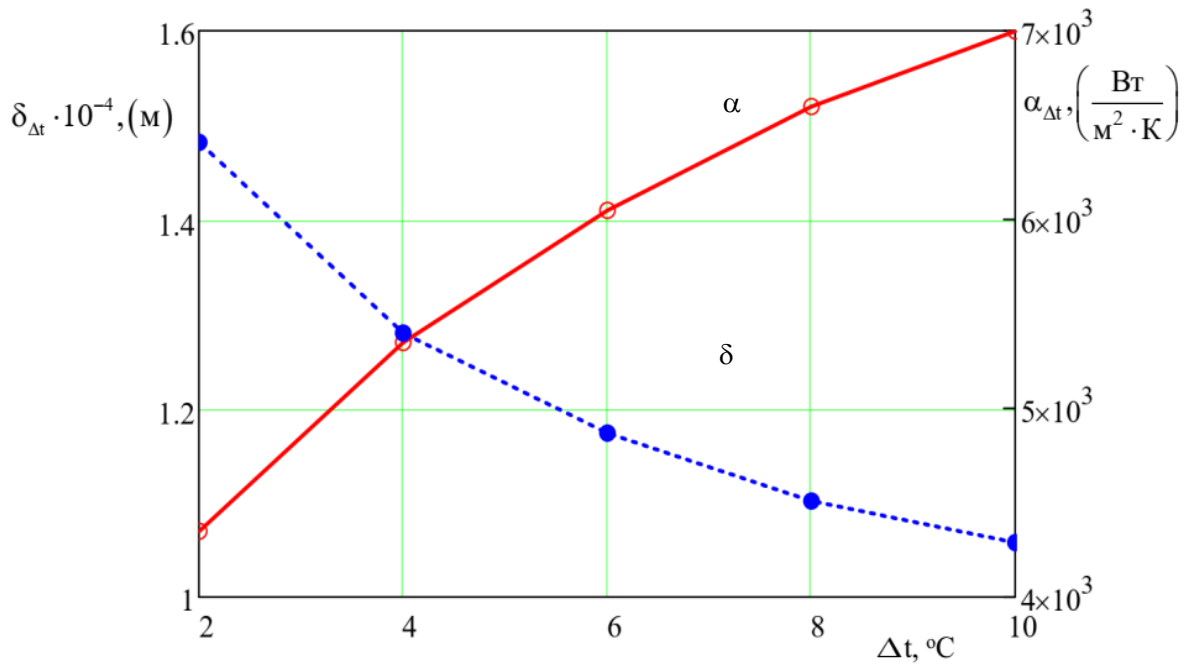


Рисунок 2.5 – Зміна товщини плівки конденсату і локального коефіцієнта тепловіддачі залежно від температурного напору

Задача 2.8.6 Для збільшення тепловіддачі за конденсації пари на вертикальних трубах застосовують конденсатовідвідні ковпачки (рис. 2.6). Знайдіть, скільки пари (кг/с) конденсується на вертикальній трубі, якщо відомо, що $t_s = 140\text{ }^\circ\text{C}$; $t_c = 135\text{ }^\circ\text{C}$; $d = 40\text{ мм}$; $h = 4,5\text{ м}$. Як зміниться витрата пари, що конденсується, якщо на трубі рівномірно розташувати п'ять ковпачків?

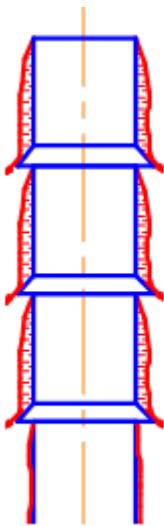


Рисунок 2.6 – Ковпачки на трубі

Розв'язання

Теплофізичні властивості води за $t_H = 140\text{ }^\circ\text{C}$:

$$\rho_p = 926,1 \left(\frac{\text{кг}}{\text{м}^3}\right); \lambda_p = 0,685 \left(\frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}}\right);$$

$$\nu_p = 2,17 \cdot 10^{-7} \left(\frac{\text{м}^2}{\text{с}}\right); \mu_p = 2,011 \cdot 10^{-4} (\text{Па} \cdot \text{с}).$$

Теплофізичні властивості пари для температури $120,2\text{ }^\circ\text{C}$:

$$\rho_{\text{п}} = 1,966 \left(\frac{\text{кг}}{\text{м}^3}\right); r = 2145,0 \text{ кДж/кг}.$$

Величина А

$$A = \left[\frac{g(\rho_p - \rho_n)}{v_p^2 \cdot \rho_p} \right]^{1/3} \frac{\lambda_p}{r \cdot \mu_p} =$$
$$= \left[\frac{9,81 \cdot (926,1 - 1,966)}{(2,17 \cdot 10^{-7})^2 \cdot 926,1} \right]^{1/3} \frac{0,685}{2145 \cdot 10^3 \cdot 2,011 \cdot 10^{-4}} = 94,07 \left(\frac{1}{\text{м} \cdot \text{К}} \right).$$

Число Григулля

$$Z = A(t_s - t_c) \cdot h = 94,07 \cdot (140 - 135) \cdot 4,5 = 2117.$$

Оскільки $Z < 2300$, то тепловіддача на всій ділянці відбувається за ламінарного руху плівки конденсату.

Критерій Рейнольдса

$$Re = 3,8Z^{0,78} = 3,8 \cdot 2117^{0,78} = 1492.$$

Витрата пари, сконденсованої на вертикальній трубі

$$G_k = \frac{Re \cdot \mu_p \cdot \pi \cdot d}{4} = \frac{1492 \cdot 2,011 \cdot 10^{-4} \cdot 3,14 \cdot 0,04}{4} = 9,42 \cdot 10^{-3} \left(\frac{\text{кг}}{\text{с}} \right).$$

За допомогою 5 ковпачків трубу розбивається на 6 рівних ділянок

$$\ell = \frac{h}{6} = \frac{4,5}{6} = 0,75 \text{ (м)}.$$

Тоді витрата пари з 6-ма ділянками

$$Z_1 = A(t_s - t_c) \ell = 94,07 \cdot (140 - 135) \cdot 0,75 = 353.$$

$$Re_1 = 3,8Z_1^{0,78} = 3,8 \cdot 353^{0,78} = 369.$$

$$G'_k = n \cdot \frac{Re_1 \cdot \mu_p \cdot \pi \cdot d}{4} = \frac{369 \cdot 2,011 \cdot 10^{-4} \cdot 3,14 \cdot 0,04}{4} = 1,4 \cdot 10^{-2} \left(\frac{\text{кг}}{\text{с}} \right).$$

Кількість конденсату з ковпачками $G'_k = 0,014 \text{ кг/с}$;

Задача 2.8.8. Скільки конденсаторвіддних ковпачків потрібно розмістити на трубі ($d = 40$ мм; $h = 1,2375$ м), щоб розташування труби (горизонтальне або вертикальне) не позначалося на значенні коефіцієнта тепловіддачі? Відомо, що температура насичення $t_n = 100$ °С; температура стінки $t_c = 90$ °С.

Розв'язання

Теплофізичні властивості води за температури $t_n = 100$ °С:
 $\rho_p = 958,4$ кг/м³; $\lambda_p = 0,683$ Вт/(м·К); $\nu_p = 2,95 \cdot 10^{-7}$ м²/с; $\mu_p = 2,825 \cdot 10^{-4}$ (Па·с).

Теплофізичні властивості пари за температури $t_n = 100$ °С:
 $\rho_n = 0,598$ кг/м³; $2256,3$ кДж/кг.

Величина A

$$A = \left[\frac{g(\rho_p - \rho_n)}{\nu_p^2 \cdot \rho_p} \right]^{1/3} \frac{\lambda_p}{r \cdot \mu_p} =$$

$$= \left[\frac{9,81 \cdot (958,4 - 0,598)}{(2,95 \cdot 10^{-7})^2 \cdot 958,4} \right]^{1/3} \frac{0,683}{2256,3 \cdot 10^3 \cdot 2,825 \cdot 10^{-4}} = 51,75 \left(\frac{1}{\text{м} \cdot \text{К}} \right).$$

Число Григулля

$$Z = A(t_s - t_c) \cdot h = 51,75 \cdot (100 - 90) \cdot 1,2375 = 640 < 2300.$$

Оскільки $Z < 2300$, то тепловіддача на всій ділянці відбувається за ламінарного руху плівки конденсату.

З формул Нуссельта для вертикальної і горизонтальної труби

$$\frac{\bar{\alpha}_{\text{гор}}}{\bar{\alpha}_{\text{верт}}} = \frac{0,728 \cdot \left(\frac{A}{\sqrt[4]{d \cdot \Delta t}} \right)}{0,943 \frac{A}{\sqrt[4]{\Delta t \cdot h'}}} = \frac{0,728}{0,943} \left(\frac{h'}{d} \right)^{0,25},$$

де $h' = \ell$ – відстань між ковпачками, а за умовою задачі

$$\frac{\bar{\alpha}_{\text{гор}}}{\bar{\alpha}_{\text{верт}}} = 1.$$

Тоді

$$\ell = \left(\frac{0,943}{0,728} \right)^4 \cdot d = \left(\frac{0,943}{0,728} \right)^4 \cdot 0,04 = 0,1125 \text{ (м)}.$$

Позначимо через n кількість ковпачків, тоді

$$h = (n + 1)\ell, \text{ звідки } n = \frac{h}{\ell} - 1 = \frac{1,2375}{0,1125} - 1 = 10.$$

Задача 2.8.9. Холодоагент R134a конденсується на зовнішній поверхні труби, яка розташована вертикально. Висота труби 1 м, а її діаметр 12 мм. Середня температура стінки 8 °С. Тиск насичення 0,412 МПа. Конденсація плівкова. Визначити інтенсивність тепловіддачі на поверхні труби.

Розв'язання

Теплофізичні властивості холодоагента для $P_n = 0,412$ МПа: $\rho' = 1264,6$ кг/м³; $\lambda' = 0,0901$ Вт/(м·К); $\mu' = 1,5 \cdot 10^{-4}$ Па·с; $\nu' = 1,186 \cdot 10^{-7}$ м²/с; $r = 192,7$ кДж/кг.

Число Григулля

$$Z = \frac{\lambda_p}{r \cdot \rho_p \nu_p} \left(\frac{g}{\nu_p^2} \right)^{1/3} H (t_n - t_c) =$$

$$= \frac{0,0901}{192,7 \cdot 10^3 \cdot 1264,6 \cdot 1,186 \cdot 10^{-7}} \left(\frac{9,8}{(1,186 \cdot 10^{-7})^2} \right)^{1/3} 1,0 (10 - 8) = 553.$$

$Z < 2300$, тому коефіцієнт тепловіддачі визначимо за рівнянням

$$\alpha = 0,95 \frac{r \rho_p \nu}{(t_n - t_c) H} Z^{0,78} =$$

$$= 0,95 \frac{192,7 \cdot 10^3 \cdot 1264,6 \cdot 1,186 \cdot 10^{-7}}{(10 - 8) \cdot 1} 553^{0,78} = 1891 \left(\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \text{К}} \right).$$

Задача 2.8.10. Суха насичена водяна пара з тиском 0,042 МПа конденсується на горизонтальній трубі діаметром 18 мм. Визначити, як зміниться коефіцієнт тепловіддачі, якщо швидкість пари буде 15 м/с, а температура стінки труб становитиме 25 °С.

Розв'язання

Температура насичення для заданого тиску $t_n = 30$ °С.

Із додатків Б і В визначаємо теплофізичні властивості плівки конденсату і пари для заданого тиску:

$$\rho = 995,7 \text{ кг/м}^3; \lambda = 0,615 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}; \mu = 801,5 \cdot 10^{-6} \text{ Па}\cdot\text{с}; \nu = 0,805 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с};$$

$$r = 2430,2 \text{ кДж/кг.}$$

$$\rho_n = 0,0304 \text{ кг/м}^3; \lambda_n = 0,0199 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}; \mu_n = 9,52 \cdot 10^{-6} \text{ Па}\cdot\text{с};$$

$$\nu_n = 313 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с.}$$

$$\text{Величина } \rho_n \cdot W_n^2 = 0,0304 \cdot 15^2 = 6,84 > 1.$$

Визначаємо критерії в рівнянні (2.56):

$$\text{Re}_n = \frac{W_n \cdot d}{\nu_n} = \frac{15 \cdot 0,018}{313 \cdot 10^{-6}} = 863;$$

$$\text{Re}_* = \frac{\lambda \Delta t}{r \rho \nu} = \frac{0,615 \cdot (30 - 25)}{2430,2 \cdot 10^3 \cdot 995,7 \cdot 0,805 \cdot 10^{-6}} = 1,58 \cdot 10^{-3};$$

$$\text{Ga} = \frac{g \cdot d^3}{\nu^2} = \frac{9,8 \cdot 0,018^3}{(0,805 \cdot 10^{-6})^2} = 8,8 \cdot 10^7;$$

$$\frac{\mu_n}{\mu} = \frac{9,52 \cdot 10^{-6}}{801,5 \cdot 10^{-6}} = 0,0312.$$

Критерій Нуссельта

$$\overline{\text{Nu}} = 30,2 \text{Re}_n^{0,16} \text{Re}_*^{-0,125} \text{Ga}^{0,045} (\mu_n / \mu)^{0,08} =$$

$$= 30,2 \cdot (863)^{0,16} \cdot (1,58 \cdot 10^{-3})^{-0,125} \cdot (8,8 \cdot 10^7)^{0,045} (0,0312)^{0,08} = 344.$$

Коефіцієнт тепловіддачі в разі конденсації рухомої пари

$$\alpha_p = \frac{\overline{\text{Nu}} \cdot \lambda}{d} = \frac{344 \cdot 0,615}{0,018} = 11753 \text{ (Вт/(м}^2\cdot\text{К))}.$$

В разі конденсації нерухомої пари за (2.43) одержимо

$$\overline{\alpha} = \frac{3,25 A^{0,75}}{B(\pi R \Delta t)^{0,25}} = \frac{3,25 \cdot 7,88^{0,75}}{2,54 \cdot 10^{-3} (3,14 \cdot 0,009 \cdot 5)^{0,25}} = 9815 \text{ (Вт/(м}^2\cdot\text{К))},$$

де А і В комплекси із додатка Д.

$$A = 7,88, 1/(\text{м}\cdot\text{К}); B = 2,54 \cdot 10^{-3} \text{ (м/Вт)}.$$

Із розрахунків видно, що для заданої швидкості пари коефіцієнт тепловіддачі в 1,2 раза більший за коефіцієнт тепловіддачі у випадку нерухомої пари.

2.9 Завдання для самостійної роботи

2.9.1 Визначити середнє значення коефіцієнта тепловіддачі за плівкової конденсації сухої насиченої водяної пари, що конденсується на вертикальній трубі під тиском 0,198 МПа. Температура зовнішньої стінки труби 116 °С. Висота труби 5 метрів. Врахувати зміну теплофізичних властивостей плівки конденсату від температури.

2.9.2 Визначити, яку температуру стінки необхідно забезпечити, щоб за плівкової конденсації сухої насиченої водяної пари на поверхні горизонтальної труби діаметром 20 мм і довжиною 5 м сконденсувалось $13 \cdot 10^{-3}$ кг/с пари. Тиск пари 0,198 МПа. Знайти також значення середнього коефіцієнта тепловіддачі в цих умовах.

2.9.3 Знайти значення коефіцієнта тепловіддачі і теплового потоку за конденсації сухої насиченої водяної пари на горизонтальній трубі діаметрами 28/24 мм і довжиною 2 м. Тиск пари 0,143 МПа. Коефіцієнт теплопровідності труби 50 Вт/(м·К), коефіцієнт тепловіддачі до внутрішньої стінки труби 2000 Вт/(м²·К), питомий тепловий потік 113420 Вт/м², а середня температура рідини в трубі 40 °С. Під час виконання розрахунків вважати режим течії плівки конденсату ламінарним. Зміну теплофізичних властивостей плівки конденсату від температури не враховувати.

2.9.4 Визначити товщину плівки конденсату та значення місцевого коефіцієнта тепловіддачі на відстані 1,8 м від верхнього кінця вертикальної труби за плівкової конденсації сухої насиченої водяної пари. Тиск пари 0,143 МПа, температура поверхні труби 107 °С. Під час розрахунків вважати режим течії плівки конденсату ламінарним.

2.9.5 Визначити, чи достатня поверхня для конденсації 1100 кг/год сухої насиченої водяної пари під тиском 0,27 МПа і з температурою поверхонь стінок 60 °С. Конденсат відводиться за температури насичення. Поверхня конденсації складається з 22 горизонтальних труб зовнішнім діаметром 18 мм і довжиною 1,2 м.

2.9.6 Суха насичена водяна пара з температурою насичення 40 °С охолоджується на вертикальній стінці камери, температура якої 28 °С. Розрахувати товщину плівки конденсату на стінці, а також значення локального коефіцієнта тепловіддачі для відстані 0,9 м від верхньої кромки стінки. Течію вважати ламінарною.

2.9.7 Знайти кількість труб, необхідну для конденсації 1000 кг/год пари з тиском $1,013 \cdot 10^5$ Па і температурою стінок труб 80 °С. Конденсація відбувається на вертикальних трубах довжиною 3,5 м із зовнішнім діаметром 30 мм. Конденсат не переохолоджується, а пара нерухома.

2.9.8 Визначити висоту стінки теплообмінної поверхні, на якій буде ламінарна течія плівки конденсату, що утворилась в процесі охолодження сухої насиченої водяної пари. Температура пари 110 °С.

2.9.9 Знайти середній по периметру горизонтальної труби коефіцієнт тепловіддачі за конденсації сухої насиченої пари під тиском 0,00424 МПа. Діаметр труби 18 мм, температура стінки 10 °С. Визначити також кількість конденсату, що утворюється за 1 годину на одному метрі труби.

2.9.10 На поверхні горизонтальної латунної трубки діаметром 20/18 мм конденсується суха насичена пара під тиском $2,7 \cdot 10^5$ Па. Всередині трубки тече охолодна вода. Витрата води 400 кг/год, середня температура води 40 °С. Визначити кількість пари, яка конденсується на 1 м довжини труби.

2.9.11 На поверхні вертикальної латунної трубки діаметром 20/18 мм конденсується суха насичена пара з тиском $1,98 \cdot 10^5$ Па. Всередині трубки тече охолодна вода. Витрата води 450 кг/год, середня температура води 35 °С. Визначити кількість пари, яка конденсується на 1 м довжини труби.

2.9.12 Визначити коефіцієнт тепловіддачі від пари до вертикальної труби конденсатора. Труба має зовнішній діаметр 50 мм, висоту 3 м і температуру поверхні стінки 10 °С. На поверхні труби конденсується суха насичена пара з тиском 4 кПа і температурою 30 °С. Визначити також кількість конденсату, утвореного за 1 годину.

2.9.13 Визначити кількість пари, яка конденсується на 1 м довжини горизонтальної сталеві трубки діаметром 32/26 мм. Суха насичена пара під тиском $3,61 \cdot 10^5$ Па. Всередині трубки тече охолодна вода. Витрата води 500 кг/год, середня температура води 50 °С.

2.9.14 Пароводяний теплообмінник виконаний з 218 вертикальних труб діаметром 16 мм і висотою 1,5 м. Труби всередині охолоджуються водою, а середня температура їх поверхні становить 133 °С. Суха насичена водяна пара з тиском 0,361 МПа конденсується на зовнішній поверхні труб. Визначити коефіцієнт тепловіддачі від пари до стінки труб та теплоту, що передається в теплообміннику.

2.9.15 Визначити кількість пари, яка конденсується на поверхні горизонтальної мідної трубки діаметром 30/26 і довжиною 2 м. Тиск пари $1,003 \cdot 10^6$ Па. Всередині труби тече охолодна вода. Витрата води 0,08 кг/с, а середня температура 90 °С.

ПЕРЕЛІК РЕКОМЕНДОВАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Исаченко В. П. Теплопередача / Исаченко В. П., Осипова В. А., Сукомел С. А. – М. : Высшая школа, 1969. – 440 с.
2. Чепурний М. М. Тепломасообмін в прикладах і задачах : навчальний посібник / М. М. Чепурний, Н. В. Резидент. – Вінниця : ВНТУ, 2011. – 128 с.
3. Співак О. Ю. Тепломасообмін. Лабораторний практикум : навчальний посібник / О. Ю. Співак, М. М. Чепурний. – Вінниця : ВНТУ, 2009. – 105 с.
4. Лабай В. Й. Тепломасообмін / Лабай В. Й. – Львів : Тріада Плюс, 2004. – 258 с.
5. Беляев И. М. Основы теплопередачи / Беляев И. М. – К. : Высшая школа, 1989. – 370 с.
6. Чепурний М. М. Застосування теорії подібності для розв'язання задач тепломасообміну : навч. посібник / Чепурний М. М., Ткаченко С. Й., Бужинський В. В. – Вінниця : ВДТУ, 2001. – 111 с.
7. Краснощеков Е. А. Задачник по теплопередаче / Е. А. Краснощеков, А. С. Сукомел. – М. : Энергия, 1980. – 286 с.
8. Алабовский А. Н. Техническая термодинамика и теплопередача / А. Н. Алабовский, И. А. Недужий. – К. : Выща школа, 1990. – 255 с.
9. Михеев М. А. Основы теплопередачи / М. А. Михеев, И. М. Михеева. – М. : Энергия, 1977. – 344 с.
10. Кутателадзе С. С. Основы теории теплообмена. – М. : Атомиздат, 1979. – 416 с.
11. Галин Н. М. Тепломассообмен (в ядерной энергетике) / Н. М. Галин, Н. М. Кирилов. – М. : Энергоатомиздат, 1987. – 376 с.
12. Авчухов В. В. Задачник по процессам тепломассообмена / В. В. Авчухов, Б. Я. Паюсте. – М. : Энергоатомиздат, 1986. – 144 с.
13. Погорелов А. І. Тепломасообмін / Погорелов А. І. – Львів : Новий Світ, 2006. – 144 с.
14. Данилова Г. Н. Сборник задач по процессам теплообмена в пищевой и холодильной промышленности / Г. Н. Данилова, М. Г. Филаткин. – М. : Агропромиздат, 1986. – 288 с.
15. Ривкин С. Л. Теплофизические свойства воды и водяного пара / С. Л. Ривкин, А. А. Александров. – М. : Энергия, 1980. – 424 с.
16. Кулінченко В. Р. Теплопередача з елементами масообміну (теорія і практика процесу) [Електронний ресурс] / В. Р. Кулінченко, С. Й. Ткаченко. – Режим доступу:
https://web.posibnyky.vntu.edu.ua/fbteg/kulinchenko_teploper/

ДОДАТКИ

Додаток А
Теплофізичні властивості води на лінії насичення

| t, °C | $p \cdot 10^{-5}$ Па | ρ , кг/м ³ | h, кДж/ кг | C_p , кДж/ (кг·К) | $\lambda \cdot 10^2$, Вт/ (м·К) | $a \cdot 10^8$, м ² /с | $\mu \cdot 10^6$, Па·с | $\nu \cdot 10^6$, м ² /с | $\beta \cdot 10^4$, К ⁻¹ | $\sigma \cdot 10^4$, Н/м | Pr |
|----------|-------------------------|-------------------------------|------------------|---------------------------|--|---------------------------------------|----------------------------|---|---|------------------------------|-------|
| 0 | 1,013 | 999,9 | 0,000 | 4,212 | 55,1 | 13,1 | 1788 | 1,789 | -0,63 | 756,4 | 13,67 |
| 10 | 1,013 | 999,7 | 42,04 | 4,191 | 57,4 | 13,7 | 1306 | 1,306 | +0,7 | 741,6 | 9,52 |
| 20 | 1,013 | 998,2 | 83,91 | 4,183 | 59,9 | 14,3 | 1004 | 1,006 | 1,82 | 726,9 | 7,02 |
| 30 | 1,013 | 995,7 | 125,7 | 4,174 | 61,8 | 14,9 | 801,5 | 0,805 | 3,21 | 712,2 | 5,42 |
| 40 | 1,013 | 992,2 | 167,5 | 4,174 | 63,5 | 15,3 | 653,3 | 0,659 | 3,87 | 696,5 | 4,31 |
| 50 | 1,013 | 988,1 | 209,3 | 4,174 | 64,8 | 15,7 | 549,4 | 0,556 | 4,49 | 676,9 | 3,54 |
| 60 | 1,013 | 983,2 | 251,1 | 4,179 | 65,9 | 16,0 | 469,9 | 0,478 | 5,11 | 662,2 | 2,98 |
| 70 | 1,013 | 977,8 | 293,0 | 4,187 | 66,8 | 16,3 | 406,1 | 0,415 | 5,70 | 643,5 | 2,55 |
| 80 | 1,013 | 971,8 | 335,0 | 4,195 | 67,4 | 16,6 | 355,1 | 0,365 | 6,32 | 625,9 | 2,21 |
| 90 | 1,013 | 965,3 | 377,0 | 4,208 | 68,0 | 16,8 | 314,9 | 0,326 | 6,95 | 607,2 | 1,95 |
| 100 | 1,013 | 958,4 | 419,1 | 4,220 | 68,3 | 16,9 | 282,5 | 0,295 | 7,52 | 588,6 | 1,75 |
| 110 | 1,43 | 951,0 | 461,4 | 4,233 | 68,5 | 17,0 | 259,0 | 0,272 | 8,08 | 569,0 | 1,60 |
| 120 | 1,98 | 943,1 | 503,7 | 4,250 | 68,6 | 17,1 | 237,4 | 0,252 | 8,64 | 548,4 | 1,47 |
| 130 | 2,70 | 934,8 | 546,4 | 4,266 | 68,6 | 17,2 | 217,8 | 0,233 | 9,19 | 528,8 | 1,36 |
| 140 | 3,61 | 926,1 | 589,1 | 4,287 | 68,5 | 17,2 | 201,1 | 0,217 | 9,72 | 507,2 | 1,26 |
| 150 | 4,76 | 917,0 | 632,2 | 4,313 | 68,4 | 17,3 | 186,4 | 0,203 | 10,3 | 486,6 | 1,17 |
| 160 | 6,18 | 907,4 | 675,4 | 4,346 | 68,3 | 17,3 | 173,6 | 0,191 | 10,7 | 466,0 | 1,10 |
| 170 | 7,92 | 897,3 | 719,3 | 4,380 | 67,9 | 17,3 | 162,8 | 0,181 | 11,3 | 443,4 | 1,05 |
| 180 | 10,03 | 886,9 | 763,3 | 4,417 | 67,4 | 17,2 | 153,0 | 0,173 | 11,9 | 422,8 | 1,00 |
| 190 | 12,55 | 875,0 | 807,8 | 4,459 | 67,0 | 17,1 | 144,2 | 0,165 | 12,6 | 400,2 | 0,96 |
| 200 | 15,55 | 863,0 | 852,5 | 4,505 | 66,3 | 17,0 | 136,4 | 0,158 | 13,3 | 376,7 | 0,93 |
| 210 | 19,08 | 852,8 | 897,7 | 4,555 | 65,5 | 16,9 | 130,5 | 0,153 | 14,1 | 354,1 | 0,91 |
| 220 | 23,20 | 840,3 | 943,7 | 4,614 | 64,5 | 16,6 | 124,6 | 0,148 | 14,8 | 331,6 | 0,89 |
| 230 | 27,98 | 827,3 | 990,2 | 4,681 | 63,7 | 16,4 | 119,7 | 0,145 | 15,9 | 310,0 | 0,88 |
| 240 | 33,48 | 813,6 | 1037,5 | 4,766 | 62,8 | 16,2 | 114,8 | 0,141 | 15,8 | 258,5 | 0,87 |
| 250 | 39,78 | 799,0 | 1085,7 | 4,844 | 61,8 | 15,9 | 109,9 | 0,137 | 18,1 | 261,9 | 0,86 |
| 260 | 46,94 | 784,0 | 1135,1 | 4,949 | 60,5 | 15,6 | 105,9 | 0,135 | 19,1 | 237,4 | 0,87 |
| 270 | 55,05 | 767,9 | 1185,3 | 5,070 | 59,0 | 15,1 | 102,0 | 0,133 | 21,6 | 214,8 | 0,88 |
| 280 | 64,19 | 750,7 | 1236,8 | 5,230 | 57,4 | 14,6 | 98,1 | 0,131 | 23,7 | 191,3 | 0,90 |
| 290 | 74,45 | 732,3 | 1290,0 | 5,485 | 55,8 | 13,9 | 94,2 | 0,129 | 26,2 | 168,7 | 0,93 |
| 300 | 85,92 | 712,5 | 1344,9 | 5,736 | 54,0 | 13,2 | 91,2 | 0,128 | 29,2 | 144,2 | 0,97 |
| 310 | 98,70 | 691,1 | 1402,2 | 6,071 | 52,3 | 12,5 | 88,3 | 0,128 | 32,9 | 120,7 | 1,03 |
| 320 | 112,9 | 667,1 | 1462,1 | 6,574 | 50,6 | 11,5 | 85,3 | 0,128 | 38,2 | 98,10 | 1,11 |
| 330 | 128,6 | 640,2 | 1526,2 | 7,244 | 48,4 | 10,4 | 81,4 | 0,127 | 43,3 | 76,71 | 1,22 |
| 340 | 146,1 | 610,1 | 1594,8 | 8,165 | 45,7 | 9,17 | 77,5 | 0,127 | 53,4 | 56,70 | 1,39 |
| 350 | 165,4 | 574,4 | 1671,4 | 9,504 | 43,0 | 7,88 | 72,6 | 0,126 | 66,8 | 38,16 | 1,60 |
| 360 | 186,7 | 528,0 | 1761,5 | 13,98 | 39,5 | 5,36 | 66,7 | 0,126 | 109 | 20,21 | 2,35 |
| 370 | 210,5 | 450,5 | 1892,5 | 40,321 | 33,7 | 1,86 | 56,9 | 0,126 | 264 | 4,709 | 6,79 |

Додаток Б
Теплофізичні властивості водяної пари на лінії насичення

| $t, ^\circ\text{C}$ | $P \cdot 10^5, \text{бар}$ | $\rho'', \text{кг/м}^3$ | $h'', \text{кДж/кг}$ | $r, \text{кДж/кг}$ | $C_p, \text{кДж/(кг}\cdot\text{К)}$ | $\lambda \cdot 10^2$ $\text{Вт/(м}\cdot\text{К)}$ | $a \cdot 10^6, \text{м}^2/\text{с}$ | $\nu \cdot 10^6, \text{м}^2/\text{с}$ | Pr |
|---------------------|----------------------------|-------------------------|----------------------|--------------------|-------------------------------------|--|-------------------------------------|---------------------------------------|------|
| 100 | 1,013 | 0,598 | 2675,9 | 2256,8 | 2,135 | 2,372 | 18,58 | 20,02 | 1,08 |
| 110 | 1,43 | 0,826 | 2691,4 | 2230,0 | 2,177 | 2,489 | 13,83 | 15,07 | 1,09 |
| 120 | 1,98 | 1,121 | 2706,5 | 2202,8 | 2,206 | 2,593 | 10,50 | 11,46 | 1,09 |
| 130 | 2,7 | 1,496 | 2720,7 | 2174,3 | 2,257 | 2,686 | 7,972 | 8,85 | 1,11 |
| 140 | 3,61 | 1,966 | 2734,1 | 2145,0 | 2,315 | 2,791 | 6,130 | 6,89 | 1,12 |
| 150 | 4,76 | 2,547 | 2746,7 | 2114,4 | 2,395 | 2,884 | 4,728 | 5,47 | 1,16 |
| 160 | 6,18 | 3,258 | 2758,0 | 2082,6 | 2,479 | 3,012 | 3,722 | 4,39 | 1,18 |
| 170 | 7,92 | 4,122 | 2768,9 | 2049,5 | 2,583 | 3,128 | 2,939 | 3,57 | 1,21 |
| 180 | 10,03 | 5,157 | 2778,5 | 2015,2 | 2,709 | 3,268 | 2,339 | 2,93 | 1,25 |
| 190 | 12,55 | 6,394 | 2786,4 | 1978,8 | 2,856 | 3,419 | 1,872 | 2,44 | 1,30 |
| 200 | 15,55 | 7,862 | 2793,1 | 1940,7 | 3,023 | 3,547 | 1,492 | 2,03 | 1,36 |
| 210 | 19,08 | 9,588 | 2798,2 | 1900,5 | 3,199 | 3,722 | 1,214 | 1,71 | 1,41 |
| 220 | 23,20 | 11,62 | 2801,5 | 1857,8 | 3,408 | 3,896 | 0,983 | 1,45 | 1,47 |
| 230 | 27,98 | 13,99 | 2803,2 | 1813,0 | 3,634 | 4,094 | 0,806 | 1,24 | 1,54 |
| 240 | 33,48 | 16,76 | 2803,2 | 1765,6 | 3,881 | 4,291 | 0,658 | 1,06 | 1,61 |
| 250 | 39,78 | 19,98 | 2801,1 | 1715,8 | 4,158 | 4,512 | 0,544 | 0,913 | 1,68 |
| 260 | 46,94 | 23,72 | 2796,5 | 1661,4 | 4,468 | 4,803 | 0,453 | 0,794 | 1,75 |
| 270 | 55,05 | 28,09 | 2789,8 | 1604,4 | 4,815 | 5,106 | 0,378 | 0,688 | 1,82 |
| 280 | 64,19 | 33,19 | 2779,7 | 1542,9 | 5,234 | 5,489 | 0,317 | 0,600 | 1,90 |
| 290 | 74,45 | 39,15 | 2766,4 | 1476,3 | 5,694 | 5,827 | 0,261 | 0,526 | 2,01 |
| 300 | 85,92 | 46,21 | 2749,2 | 1404,3 | 6,280 | 6,268 | 0,216 | 0,461 | 2,13 |
| 310 | 98,70 | 54,58 | 2727,4 | 1325,2 | 7,118 | 6,838 | 0,176 | 0,403 | 2,29 |
| 320 | 112,90 | 64,72 | 2700,2 | 1238,1 | 8,206 | 7,513 | 0,141 | 0,353 | 2,50 |
| 330 | 128,65 | 77,10 | 2665,9 | 1139,7 | 9,881 | 8,257 | 0,108 | 0,310 | 2,86 |
| 340 | 146,08 | 92,76 | 2621,9 | 1027,1 | 12,35 | 9,304 | 0,0811 | 0,272 | 3,35 |
| 350 | 165,37 | 113,6 | 2564,5 | 893,1 | 16,24 | 10,70 | 0,0580 | 0,234 | 4,03 |
| 360 | 186,74 | 144,0 | 2481,2 | 719,7 | 23,03 | 10,79 | 0,0386 | 0,202 | 5,23 |
| 370 | 210,53 | 203,0 | 2330,9 | 438,4 | 56,52 | 17,10 | 0,0150 | 0,166 | 11,1 |

Додаток В

Таблиця В.1 – Параметри сухої насиченої пари і води за тиском

| P , МПа | t , °C | v' , м ³ /кг | v'' , м ³ /кг | ρ'' , кг/м ³ | h' , кДж/кг | h'' , кДж/кг | r , кДж/кг | s' , кДж/(кг·К) | s'' , кДж/(кг·К) |
|--------------|-------------|------------------------------|-------------------------------|---------------------------------|------------------|-------------------|-----------------|----------------------|-----------------------|
| 0,0010 | 6,920 | 0,0010001 | 129,9 | 0,00770 | 29,32 | 2513 | 2484 | 0,1054 | 8,875 |
| 0,0015 | 13,038 | 0,0010007 | 87,90 | 0,01138 | 54,75 | 2525 | 2470 | 0,1958 | 8,827 |
| 0,0020 | 17,514 | 0,0010014 | 66,47 | 0,01493 | 73,52 | 2533 | 2459 | 0,2609 | 8,722 |
| 0,0025 | 21,094 | 0,0010021 | 54,24 | 0,01843 | 88,50 | 2539 | 2451 | 0,3124 | 8,642 |
| 0,0030 | 24,097 | 0,0010028 | 45,66 | 0,02190 | 101,4 | 2545 | 2444 | 0,3546 | 8,576 |
| 0,0035 | 26,692 | 0,0010035 | 39,48 | 0,02533 | 11,86 | 2550 | 2438 | 0,3908 | 8,521 |
| 0,0040 | 28,979 | 0,0010041 | 34,81 | 0,02873 | 121,42 | 2554 | 2433 | 0,4225 | 8,473 |
| 0,0050 | 32,88 | 0,0010053 | 28,19 | 0,03541 | 137,83 | 2561 | 2423 | 0,4761 | 8,393 |
| 0,0060 | 36,18 | 0,0010064 | 23,74 | 0,04212 | 151,50 | 2567 | 2415 | 0,5207 | 8,328 |
| 0,0070 | 39,03 | 0,0010075 | 20,53 | 0,04871 | 163,43 | 2572 | 2409 | 0,5591 | 8,274 |
| 0,0080 | 41,54 | 0,0010085 | 18,10 | 0,05525 | 173,9 | 2576 | 2402 | 0,5927 | 8,227 |
| 0,0090 | 43,79 | 0,0010094 | 16,20 | 0,06172 | 183,3 | 2580 | 2397 | 0,6225 | 8,186 |
| 0,010 | 45,84 | 0,0010103 | 14,68 | 0,06812 | 191,9 | 2584 | 2392 | 0,6492 | 8,149 |
| 0,012 | 49,45 | 0,0010119 | 12,35 | 0,08097 | 207,0 | 2591 | 2384 | 0,6966 | 8,085 |
| 0,014 | 52,58 | 0,0010133 | 10,69 | 0,09354 | 220,1 | 2596 | 2376 | 0,7368 | 8,031 |
| 0,016 | 55,34 | 0,0010147 | 9,429 | 0,1060 | 231,7 | 2601 | 2369 | 0,7722 | 7,984 |
| 0,018 | 57,82 | 0,0010159 | 8,444 | 0,1185 | 241,9 | 2605 | 2363 | 0,8038 | 7,944 |
| 0,020 | 60,08 | 0,0010171 | 7,647 | 0,1308 | 251,4 | 2609 | 2358 | 0,8321 | 7,907 |
| 0,025 | 64,99 | 0,0010199 | 6,202 | 0,1612 | 272,0 | 2618 | 2346 | 0,8934 | 7,830 |
| 0,030 | 69,12 | 0,0010222 | 5,226 | 0,1913 | 289,3 | 2625 | 2336 | 0,9441 | 7,769 |
| 0,040 | 75,88 | 0,0010264 | 3,994 | 0,2504 | 317,7 | 2634 | 2318 | 1,0261 | 7,670 |
| 0,050 | 81,35 | 0,0010299 | 3,239 | 0,3087 | 340,6 | 2645 | 2304 | 1,0910 | 7,593 |
| 0,060 | 85,95 | 0,0010330 | 2,732 | 0,3661 | 360,0 | 2653 | 2293 | 1,1453 | 7,531 |
| 0,070 | 89,97 | 0,0010359 | 2,364 | 0,4230 | 376,8 | 2660 | 2283 | 1,1918 | 7,479 |
| 0,080 | 93,52 | 0,0010385 | 2,087 | 0,4792 | 391,8 | 2665 | 2273 | 1,2330 | 7,434 |
| 0,090 | 96,72 | 0,0010409 | 1,869 | 0,5350 | 405,3 | 2670 | 2265 | 1,2696 | 7,394 |
| 0,10 | 99,64 | 0,0010432 | 1,694 | 0,5903 | 417,4 | 2675 | 2258 | 1,3026 | 7,360 |
| 0,12 | 104,81 | 0,0010472 | 1,429 | 0,6999 | 439,4 | 2683 | 2244 | 1,3606 | 7,298 |
| 0,14 | 109,33 | 0,0010510 | 1,236 | 0,8088 | 458,5 | 2690 | 2232 | 1,4109 | 7,246 |

Продовження таблиці В.1

| P , МПа | t , °C | v' , м ³ /кг | v'' , м ³ /кг | ρ'' , кг/м ³ | h' , кДж/кг | h'' , кДж/кг | r , кДж/кг | S' , кДж/(кг·К) | S'' , кДж/(кг·К) |
|--------------|-------------|------------------------------|-------------------------------|---------------------------------|------------------|-------------------|-----------------|----------------------|-----------------------|
| 0,16 | 113,32 | 0,0010543 | 1,091 | 0,9164 | 475,4 | 2696 | 2221 | 1,4550 | 7,202 |
| 0,18 | 116,94 | 0,0010575 | 0,9773 | 1,023 | 490,7 | 2702 | 2211 | 1,4943 | 7,163 |
| 0,20 | 120,23 | 0,0010605 | 0,8854 | 1,129 | 504,8 | 2707 | 2202 | 1,5302 | 7,124 |
| 0,22 | 123,27 | 0,0010633 | 0,8098 | 1,235 | 517,8 | 2711 | 2193 | 1,5630 | 7,096 |
| 0,24 | 126,09 | 0,0010659 | 0,7465 | 1,340 | 529,8 | 2715 | 2185 | 1,5929 | 7,067 |
| 0,26 | 128,73 | 0,0010685 | 0,6925 | 1,444 | 540,9 | 2719 | 2178 | 1,621 | 7,040 |
| 0,28 | 131,20 | 0,0010709 | 0,6461 | 1,548 | 551,4 | 2722 | 2171 | 1,647 | 7,015 |
| 0,30 | 133,54 | 0,0010733 | 0,6057 | 1,651 | 561,4 | 2725 | 2164 | 1,672 | 6,992 |
| 0,35 | 138,88 | 0,0010736 | 0,4624 | 2,163 | 604,7 | 2738 | 2133 | 1,777 | 9,941 |
| 0,40 | 143,62 | 0,0010786 | 0,5241 | 2,288 | 584,5 | 2732 | 2148 | 1,728 | 6,897 |
| 0,45 | 147,92 | 0,0010883 | 0,4139 | 2,416 | 623,4 | 2744 | 2121 | 1,821 | 6,857 |
| 0,50 | 151,84 | 0,0010927 | 0,3747 | 2,669 | 640,1 | 2749 | 2109 | 1,860 | 6,822 |
| 0,60 | 158,84 | 0,0011007 | 0,3156 | 3,169 | 670,5 | 2757 | 2186 | 1,931 | 6,761 |
| 0,70 | 164,96 | 0,0011081 | 0,2728 | 3,666 | 697,2 | 2764 | 2067 | 1,992 | 6,709 |
| 0,80 | 170,42 | 0,0011149 | 0,2403 | 4,161 | 720,9 | 2769 | 2048 | 2,046 | 6,663 |
| 0,90 | 175,35 | 0,0011213 | 0,2149 | 4,654 | 742,8 | 2774 | 2031 | 2,094 | 6,623 |
| 1,0 | 179,88 | 0,0011273 | 0,1946 | 5,139 | 762,7 | 2778 | 2015 | 2,138 | 6,587 |
| 1,1 | 184,05 | 0,0011331 | 0,1775 | 5,634 | 781,1 | 2781 | 2000 | 2,179 | 6,554 |
| 1,2 | 187,95 | 0,0011385 | 0,1633 | 6,124 | 798,3 | 2785 | 1987 | 2,216 | 6,523 |
| 1,3 | 191,06 | 0,0011438 | 0,1512 | 6,614 | 814,5 | 2787 | 1973 | 2,251 | 6,495 |
| 1,4 | 195,04 | 0,0011490 | 0,1408 | 7,103 | 830,0 | 2790 | 1960 | 2,284 | 6,469 |
| 1,5 | 198,28 | 0,0011539 | 0,1317 | 7,593 | 844,6 | 2792 | 1947 | 2,314 | 6,445 |
| 1,6 | 201,36 | 0,0011586 | 0,1238 | 8,080 | 858,3 | 2793 | 1935 | 2,344 | 6,442 |
| 1,7 | 204,30 | 0,0011632 | 0,1167 | 8,569 | 871,6 | 2795 | 1923 | 2,371 | 6,400 |
| 1,8 | 207,10 | 0,0011678 | 0,1104 | 9,058 | 884,4 | 2796 | 1912 | 2,397 | 6,379 |
| 1,9 | 209,78 | 0,0011722 | 0,1047 | 9,549 | 896,6 | 2798 | 1901 | 2,422 | 6,359 |
| 2,0 | 212,37 | 0,0011766 | 0,09958 | 10,041 | 908,5 | 2799 | 1891 | 2,447 | 6,340 |
| 2,2 | 217,24 | 0,0011851 | 0,09068 | 11,03 | 930,9 | 2801 | 1870 | 2,492 | 6,305 |
| 2,4 | 221,77 | 0,0011932 | 0,08324 | 12,01 | 951,8 | 2802 | 1850 | 2,534 | 6,272 |
| 2,6 | 226,03 | 0,0012012 | 0,07688 | 13,01 | 971,7 | 2803 | 1831 | 2,573 | 6,242 |

Продовження таблиці В.1

| P , МПа | t , °C | v' , м ³ /кг | v'' , м ³ /кг | ρ'' , кг/м ³ | h' , кДж/кг | h'' , кДж/кг | r , кДж/кг | S' , кДж/(кг·К) | S'' , кДж/(кг·К) |
|--------------|-------------|------------------------------|-------------------------------|---------------------------------|------------------|-------------------|-----------------|----------------------|-----------------------|
| 2,8 | 230,04 | 0,0012088 | 0,07141 | 14,00 | 990,4 | 2803 | 1813 | 2,611 | 6,213 |
| 3,0 | 233,83 | 0,0012163 | 0,06665 | 15,00 | 1008,3 | 2804 | 1796 | 2,646 | 6,186 |
| 3,5 | 242,54 | 0,0012345 | 0,05704 | 17,53 | 1049,8 | 2803 | 1753 | 2,725 | 6,125 |
| 4,0 | 250,33 | 0,0012520 | 0,04977 | 20,09 | 1087,5 | 2801 | 1713 | 2,796 | 6,070 |
| 4,5 | 257,41 | 0,0012690 | 0,04404 | 22,71 | 1122,1 | 2798 | 1676 | 2,862 | 6,020 |
| 5,0 | 263,91 | 0,0012857 | 0,03944 | 25,35 | 1154,4 | 2794 | 1640 | 2,921 | 5,973 |
| 5,5 | 269,94 | 0,0013021 | 0,03564 | 28,06 | 1184,9 | 2790 | 1604,6 | 2,976 | 5,930 |
| 6,0 | 274,56 | 0,0013185 | 0,03243 | 30,84 | 1213,9 | 2785 | 1570,8 | 3,027 | 5,890 |
| 6,5 | 280,83 | 0,0013347 | 0,02937 | 33,64 | 1241,3 | 2779 | 1537,5 | 3,076 | 5,851 |
| 7,0 | 285,80 | 0,0013510 | 0,02737 | 36,54 | 1267,4 | 2772 | 1504,9 | 3,122 | 5,814 |
| 7,5 | 290,50 | 0,0013673 | 0,02532 | 39,49 | 1292,7 | 2766 | 1472,8 | 3,166 | 5,779 |
| 8,0 | 294,98 | 0,0013838 | 0,02352 | 42,52 | 1317,0 | 2758 | 1441,1 | 3,208 | 5,745 |
| 8,5 | 299,24 | 0,0014005 | 0,02192 | 45,62 | 1340,8 | 2751 | 1409,8 | 3,248 | 5,711 |
| 9,0 | 303,32 | 0,0014174 | 0,02048 | 48,83 | 1363,7 | 2743 | 1379,3 | 3,287 | 5,678 |
| 9,5 | 307,22 | 0,0014345 | 0,01919 | 52,11 | 1385,9 | 2734 | 1348,4 | 3,324 | 5,646 |
| 10 | 310,96 | 0,0014512 | 0,01803 | 55,46 | 1407,7 | 2725 | 1317,0 | 3,360 | 5,615 |
| 11 | 318,04 | 0,001489 | 0,01598 | 62,58 | 1450,2 | 2705 | 1255,4 | 3,430 | 5,553 |
| 12 | 324,63 | 0,001527 | 0,01426 | 70,13 | 1491,1 | 2685 | 1193,5 | 3,496 | 5,492 |
| 13 | 330,81 | 0,001567 | 0,01277 | 78,30 | 1531,5 | 2662 | 1130,8 | 3,561 | 5,432 |
| 14 | 336,63 | 0,001611 | 0,01149 | 87,03 | 1570,8 | 2638 | 1056,9 | 3,623 | 5,372 |
| 15 | 342,11 | 0,001658 | 0,01035 | 96,62 | 1610 | 2611 | 1001,1 | 3,684 | 5,310 |
| 16 | 347,32 | 0,001710 | 0,009318 | 107,3 | 1650 | 2582 | 932,0 | 3,746 | 5,247 |
| 18 | 356,96 | 0,001837 | 0,007504 | 133,2 | 1732 | 2510 | 778,2 | 3,871 | 5,107 |
| 20 | 365,71 | 0,00204 | 0,00585 | 170,9 | 1827 | 2410 | 583 | 4,015 | 4,928 |
| 22 | 373,70 | 0,00273 | 0,00367 | 272,5 | 2016 | 2198 | 182 | 4,303 | 4,591 |

Додаток Г
Значення комплексів для води залежно від температури насичення

| $t_n, ^\circ\text{C}$ | $l_* \cdot 10^6, \text{м}$ | $[\ell_*/(\rho'' \cdot r \cdot v')] \cdot 10^6, \text{м}^2/\text{Вт}$ | $[\lambda/(\rho'' \cdot r \cdot v')] \cdot 10^2, 1/^\circ\text{C}$ |
|-----------------------|----------------------------|---|--|
| 1 | 2 | 3 | 4 |
| 30 | 16450 | 276870 | 1040 |
| 40 | 5950 | 73345 | 782 |
| 50 | 2305 | 20894 | 587 |
| 60 | 960 | 6543 | 450 |
| 70 | 423 | 2201 | 347 |
| 80 | 197 | 798 | 273 |
| 90 | 96,0 | 304 | 216 |
| 100 | 48,7 | 122,4 | 172 |
| 110 | 25,9 | 51,8 | 138 |
| 120 | 14,2 | 22,8 | 110 |
| 130 | 8,05 | 10,7 | 96,0 |
| 140 | 4,70 | 5,13 | 75,0 |
| 150 | 2,82 | 2,58 | 60,5 |
| 160 | 1,73 | 1,33 | 52,6 |
| 170 | 1,08 | 0,710 | 44,5 |
| 180 | 0,715 | 0,396 | 37,5 |
| 190 | 0,450 | 0,216 | 32,2 |
| 200 | 0,296 | 0,123 | 27,5 |
| 210 | 0,200 | 0,0718 | 23,5 |
| 220 | 0,136 | 0,0426 | 20,2 |
| 230 | 0,0938 | 0,0254 | 17,3 |
| 240 | 0,0646 | 0,0155 | 15,1 |
| 250 | 0,0451 | 0,00989 | 13,6 |
| 260 | 0,0318 | 0,00593 | 11,4 |
| 270 | 0,0224 | 0,00373 | 9,80 |
| 280 | 0,0158 | 0,00243 | 8,80 |
| 290 | 0,0114 | 0,00153 | 7,47 |
| 300 | 0,00800 | 0,000911 | 6,16 |
| 310 | 0,00565 | 0,000609 | 5,64 |
| 320 | 0,00398 | 0,000388 | 4,93 |
| 330 | 0,00278 | 0,000249 | 4,34 |
| 340 | 0,00192 | 0,000158 | 3,77 |
| 350 | 0,00126 | 0,0000989 | 3,36 |

Додаток Д
Значення комплексів А і В для водяної пари
залежно від температури насичення

| t_n , °C | A, 1/(м·К) | $B \cdot 10^3$, м/Вт | t_n , °C | A, 1/(м·К) | $B \cdot 10^3$, м/Вт |
|---------------|---------------|--------------------------|---------------|---------------|--------------------------|
| 20 | 5,16 | 1,62 | 170 | 136 | 12,04 |
| 30 | 7,88 | 2,54 | 180 | 150 | 12,90 |
| 40 | 11,4 | 2,06 | 190 | 167 | 14,02 |
| 50 | 15,6 | 3,06 | 200 | 182 | 15,05 |
| 60 | 20,9 | 3,62 | 210 | 197 | 16,08 |
| 70 | 27,1 | 4,22 | 220 | 218 | 17,63 |
| 80 | 34,5 | 4,88 | 230 | 227 | 18,40 |
| 90 | 42,7 | 5,57 | 240 | 246 | 19,78 |
| 100 | 51,5 | 6,28 | 250 | 264 | 21,32 |
| 110 | 60,7 | 6,95 | 260 | 278 | 22,70 |
| 120 | 70,3 | 7,65 | 270 | 296 | 24,42 |
| 130 | 82,0 | 8,47 | 280 | 312 | 26,31 |
| 140 | 94,0 | 9,29 | 290 | 336 | 28,72 |
| 150 | 107 | 10,15 | 300 | 354 | 31,21 |
| 160 | 122 | 11,09 | | | |

Додаток Е
Теплофізичні властивості сухого повітря за умови нормального атмосферного тиску

| t, °C | ρ , кг/м ³ | C_p , кДж/кг·К | $\lambda \cdot 10^2$, Вт/м·К | $a \cdot 10^6$, м ² /с | $\mu \cdot 10^6$, Н·с/м ² | $\nu \cdot 10^6$, м ² /с | Pr |
|----------|-------------------------------|---------------------|----------------------------------|---------------------------------------|--|---|-------|
| -50 | 1,548 | 1,013 | 2,04 | 12,7 | 14,6 | 9,23 | 0,728 |
| -40 | 1,515 | 1,013 | 2,12 | 13,8 | 15,2 | 10,04 | 0,728 |
| -30 | 1,453 | 1,013 | 2,20 | 14,9 | 15,7 | 10,80 | 0,723 |
| -20 | 1,395 | 1,009 | 2,28 | 16,2 | 16,2 | 12,79 | 0,716 |
| -10 | 1,342 | 1,009 | 2,36 | 17,4 | 16,7 | 12,43 | 0,712 |
| 0 | 1,293 | 1,005 | 2,44 | 18,8 | 17,2 | 13,28 | 0,707 |
| 10 | 1,247 | 1,005 | 2,51 | 20,0 | 17,6 | 14,16 | 0,705 |
| 20 | 1,205 | 1,005 | 2,59 | 21,4 | 18,1 | 15,06 | 0,703 |
| 30 | 1,165 | 1,005 | 2,67 | 22,9 | 18,6 | 16,00 | 0,701 |
| 40 | 1,128 | 1,005 | 2,76 | 24,3 | 19,1 | 16,96 | 0,699 |
| 50 | 1,093 | 1,005 | 2,803 | 25,7 | 19,6 | 17,95 | 0,698 |
| 60 | 1,060 | 1,005 | 2,90 | 27,2 | 20,1 | 18,97 | 0,696 |
| 70 | 1,029 | 1,009 | 2,96 | 28,6 | 20,6 | 20,02 | 0,694 |
| 80 | 1,000 | 1,009 | 3,05 | 30,2 | 21,1 | 21,09 | 0,692 |
| 90 | 0,972 | 1,009 | 3,13 | 31,9 | 21,5 | 22,10 | 0,690 |
| 100 | 0,946 | 1,009 | 3,21 | 33,6 | 21,9 | 23,13 | 0,688 |
| 120 | 0,898 | 1,009 | 3,34 | 36,8 | 22,8 | 25,45 | 0,686 |
| 140 | 0,854 | 1,013 | 3,49 | 40,3 | 23,7 | 27,80 | 0,684 |
| 160 | 0,815 | 1,017 | 3,64 | 43,9 | 24,5 | 30,09 | 0,682 |
| 180 | 0,779 | 1,022 | 3,78 | 47,5 | 25,3 | 32,49 | 0,681 |
| 200 | 0,746 | 1,026 | 3,93 | 51,4 | 26,0 | 34,85 | 0,680 |
| 250 | 0,674 | 1,038 | 4,27 | 61,0 | 27,4 | 40,61 | 0,677 |
| 300 | 0,615 | 1,047 | 4,60 | 71,6 | 29,7 | 48,33 | 0,674 |
| 350 | 0,566 | 1,059 | 4,91 | 81,9 | 31,4 | 55,46 | 0,676 |
| 400 | 0,524 | 1,068 | 5,21 | 93,1 | 33,0 | 63,09 | 0,678 |
| 500 | 0,456 | 1,093 | 5,74 | 115,3 | 36,2 | 79,38 | 0,687 |
| 600 | 0,404 | 1,114 | 6,22 | 138,3 | 39,1 | 96,89 | 0,699 |
| 700 | 0,362 | 1,135 | 6,71 | 163,4 | 44,8 | 115,4 | 0,706 |
| 800 | 0,329 | 1,156 | 7,18 | 188,8 | 44,3 | 134,8 | 0,713 |
| 900 | 0,301 | 1,172 | 7,63 | 216,2 | 46,7 | 155,1 | 0,717 |
| 1000 | 0,277 | 1,185 | 8,07 | 245,9 | 49,0 | 177,1 | 0,719 |
| 1100 | 0,257 | 1,197 | 8,50 | 276,2 | 51,2 | 199,3 | 0,722 |
| 1200 | 0,239 | 1,210 | 9,15 | 316,5 | 53,5 | 233,7 | 0,724 |

Додаток Ж

Термодинамічні властивості вологого повітря

Таблиця Ж.1

| $t, ^\circ\text{C}$ | $P_{\text{п}}, \text{Па}$ | $d''', \text{г/кг}$ | $c_p, \text{кДж/}^\circ\text{C/кг}$ | $c_p, \text{кДж/}^\circ\text{C/кг}$ | $i_c, \text{кДж/кг}$ | $i''_{\text{п}}, \text{кДж/кг}$ | $i'', \text{кДж/кг}$ | $\rho_c, \text{кг/м}^3$ |
|---------------------|---------------------------|---------------------|-------------------------------------|-------------------------------------|----------------------|---------------------------------|----------------------|-------------------------|
| -25 | 62,795 | 0,3908 | 1,006 | 1,0067 | -25,15 | 0,9591 | -24,19 | 1,405 |
| -24 | 69,461 | 0,4324 | 1,006 | 1,0068 | -24,14 | 1,062 | -23,08 | 1,399 |
| -23 | 76,794 | 0,4780 | 1,006 | 1,0069 | -23,14 | 1,175 | -21,96 | 1,394 |
| -22 | 84,793 | 0,5279 | 1,006 | 1,0069 | -22,13 | 1,298 | -20,83 | 1,388 |
| -21 | 93,459 | 0,5818 | 1,006 | 1,0071 | -21,13 | 1,432 | -19,69 | 1,383 |
| -20 | 102,925 | 0,6408 | 1,006 | 1,0072 | -20,12 | 1,579 | -18,54 | 1,377 |
| -19 | 113,324 | 0,7057 | 1,006 | 1,0073 | -19,11 | 1,740 | -17,37 | 1,372 |
| -18 | 124,656 | 0,7763 | 1,006 | 1,0075 | -18,11 | 1,915 | -16,19 | 1,366 |
| -17 | 136,922 | 0,8528 | 1,006 | 1,0076 | -17,10 | 2,106 | -15,00 | 1,361 |
| -16 | 150,387 | 0,9368 | 1,006 | 1,0078 | -16,10 | 2,315 | -13,78 | 1,356 |
| -15 | 165,053 | 1,028 | 1,006 | 1,0079 | -15,09 | 2,542 | -12,55 | 1,351 |
| -14 | 180,918 | 1,127 | 1,006 | 1,0081 | -14,08 | 2,789 | -11,30 | 1,345 |
| -13 | 198,117 | 1,235 | 1,006 | 1,0083 | -13,08 | 3,059 | -10,02 | 1,340 |
| -12 | 216,915 | 1,352 | 1,006 | 1,0085 | -12,07 | 3,351 | -8,72 | 1,335 |
| -11 | 237,313 | 1,480 | 1,006 | 1,0088 | -11,07 | 3,671 | -7,40 | 1,330 |
| -10 | 259,445 | 1,618 | 1,006 | 1,0090 | -10,06 | 4,016 | -6,04 | 1,325 |
| -9 | 283,309 | 1,767 | 1,006 | 1,0093 | -9,05 | 4,390 | -4,66 | 1,320 |
| -8 | 309,440 | 1,931 | 1,006 | 1,0096 | -8,05 | 4,800 | -3,25 | 1,315 |
| -7 | 337,571 | 2,107 | 1,006 | 1,0099 | -7,04 | 5,242 | -1,80 | 1,310 |
| -6 | 368,102 | 2,298 | 1,006 | 1,0103 | -6,04 | 5,722 | -0,31 | 1,305 |
| -5 | 401,033 | 2,504 | 1,006 | 1,0107 | -5,03 | 6,239 | 1,21 | 1,300 |
| -4 | 436,763 | 2,729 | 1,006 | 1,0111 | -4,02 | 6,805 | 2,78 | 1,295 |
| -3 | 475,426 | 2,971 | 1,006 | 1,0116 | -3,02 | 7,414 | 4,40 | 1,290 |
| -2 | 517,156 | 3,233 | 1,006 | 1,0120 | -2,01 | 8,074 | 6,06 | 1,286 |
| -1 | 562,086 | 3,516 | 1,006 | 1,0126 | -1,01 | 8,787 | 7,78 | 1,281 |
| 0 | 610,8 | 3,823 | 1,006 | 1,0131 | 0 | 9,561 | 9,56 | 1,276 |
| 1 | 656,6 | 4,111 | 1,006 | 1,0127 | 1,01 | 10,289 | 11,30 | 1,272 |
| 2 | 705,4 | 4,419 | 1,006 | 1,0143 | 2,01 | 11,068 | 13,08 | 1,267 |
| 3 | 757,5 | 4,748 | 1,006 | 1,0149 | 3,02 | 11,901 | 14,92 | 1,262 |
| 4 | 812,9 | 5,098 | 1,006 | 1,0155 | 4,02 | 12,788 | 16,81 | 1,258 |
| 5 | 871,8 | 5,470 | 1,006 | 1,0162 | 5,03 | 13,732 | 18,76 | 1,253 |
| 6 | 934,6 | 5,868 | 1,006 | 1,0170 | 6,04 | 14,742 | 20,78 | 1,249 |
| 7 | 1001,2 | 6,290 | 1,006 | 1,0178 | 7,04 | 15,814 | 22,86 | 1,244 |
| 8 | 1072,1 | 6,741 | 1,006 | 1,0186 | 8,05 | 16,960 | 25,01 | 1,240 |
| 9 | 1147,3 | 7,219 | 1,006 | 1,0195 | 9,05 | 18,176 | 27,23 | 1,236 |
| 10 | 1227,1 | 7,727 | 1,006 | 1,0205 | 10,06 | 19,470 | 29,53 | 1,231 |

Продовження таблиці Ж.1

| t, °C | Pл, Па | d'', г/кг | c _p , кДж/(кг·К) | c _p , кДж/(кг·К) | i _c , кДж/кг | i'' _п , кДж/кг | i'' _г , кДж/кг | ρ _с , кг/м ³ |
|-------|--------|-----------|--------------------------------|--------------------------------|-------------------------|---------------------------|---------------------------|------------------------------------|
| 11 | 1311,8 | 8,268 | 1,006 | 1,0215 | 11,07 | 20,848 | 31,93 | 1,227 |
| 12 | 1401,5 | 8,841 | 1,006 | 1,0225 | 12,07 | 22,310 | 34,38 | 1,223 |
| 13 | 1496,7 | 9,451 | 1,006 | 1,0237 | 13,08 | 23,867 | 36,95 | 1,218 |
| 14 | 1597,4 | 10,097 | 1,006 | 1,0249 | 14,08 | 25,517 | 39,60 | 1,214 |
| 15 | 1704,1 | 10,783 | 1,006 | 1,0268 | 15,09 | 27,271 | 42,36 | 1,210 |
| 16 | 1817,0 | 11,511 | 1,006 | 1,0275 | 16,10 | 29,133 | 45,23 | 1,206 |
| 17 | 1936,4 | 12,282 | 1,006 | 1,0290 | 17,10 | 31,108 | 48,21 | 1,201 |
| 18 | 2062,6 | 13,100 | 1,006 | 1,0305 | 18,11 | 33,204 | 51,31 | 1,197 |
| 19 | 2196,0 | 13,966 | 1,006 | 1,0322 | 19,11 | 35,425 | 54,54 | 1,193 |
| 20 | 2336,8 | 14,883 | 1,006 | 1,0339 | 20,12 | 37,779 | 57,90 | 1,189 |
| 21 | 2485,5 | 15,854 | 1,006 | 1,0357 | 21,13 | 40,273 | 61,40 | 1,185 |
| 22 | 2642,4 | 16,882 | 1,0061 | 1,0379 | 22,13 | 42,916 | 65,05 | 1,181 |
| 23 | 2807,9 | 17,970 | 1,0061 | 1,0398 | 23,14 | 45,716 | 68,86 | 1,177 |
| 24 | 2982,4 | 19,121 | 1,0061 | 1,0416 | 24,15 | 48,680 | 72,83 | 1,173 |
| 25 | 3166,3 | 20,338 | 1,0061 | 1,0435 | 25,15 | 51,816 | 76,97 | 1,169 |
| 26 | 3360,0 | 21,626 | 1,0061 | 1,0472 | 26,16 | 55,138 | 81,30 | 1,165 |
| 27 | 3563,9 | 22,987 | 1,0061 | 1,0491 | 27,16 | 58,651 | 85,82 | 1,161 |
| 28 | 3778,5 | 24,425 | 1,0061 | 1,0510 | 28,17 | 62,366 | 90,54 | 1,158 |
| 29 | 4004,3 | 25,946 | 1,0062 | 1,0548 | 29,18 | 66,298 | 95,48 | 1,154 |
| 30 | 4241,7 | 27,552 | 1,0062 | 1,0586 | 30,19 | 70,453 | 100,64 | 1,150 |
| 31 | 4491,3 | 29,250 | 1,0062 | 1,0604 | 31,19 | 74,850 | 106,04 | 1,146 |
| 32 | 4753,6 | 31,043 | 1,0062 | 1,0642 | 32,20 | 79,496 | 111,69 | 1,142 |
| 33 | 5029,0 | 32,937 | 1,0063 | 1,0680 | 33,21 | 84,408 | 117,61 | 1,139 |
| 34 | 5318,2 | 34,927 | 1,0063 | 1,0718 | 34,21 | 89,599 | 123,81 | 1,135 |
| 35 | 5621,7 | 37,050 | 1,0063 | 1,0755 | 35,22 | 95,087 | 130,31 | 1,131 |
| 36 | 5940,1 | 39,281 | 1,0063 | 1,0792 | 36,23 | 100,886 | 137,11 | 1,128 |
| 37 | 6274,0 | 41,637 | 1,0064 | 1,0849 | 37,24 | 107,015 | 144,25 | 1,124 |
| 38 | 6624,0 | 44,124 | 1,0064 | 1,0883 | 38,24 | 113,49 | 151,73 | 1,120 |
| 39 | 6990,7 | 46,750 | 1,0064 | 1,0937 | 39,25 | 120,33 | 159,58 | 1,117 |

Додаток И
Коефіцієнт теплопровідності твердих матеріалів

| Матеріал | λ , Вт/(м·К) |
|---|----------------------|
| Алюміній | 204 |
| Альфоль | 0,135 |
| Азбест | 0,116 |
| Азбозурит | 0,19 |
| Базальт | 3,5 |
| Бакеліт | 0,23 |
| Бетон | 1,28 |
| Бронза | 64 |
| Блок газобетонний | 0,15 |
| Блок керамічний поризований | 0,2 |
| Вата мінеральна | 0,052 |
| Вермикуліт | 0,064 |
| Гіпсокартон | 0,15 |
| Гума | 0,16 |
| Діатоміт молотий | 0,2 |
| Цегла діатомітова | 0,8 |
| Цегла динасова | 0,35 |
| Цегла червона | 0,76 |
| Цегла силікатна | 0,82 |
| Цегла шамотна | 1,14 |
| Латунь | 93 |
| Лід | 2,23 |
| Масляний шар забруднень | 0,15 |
| Мідь | 384 |
| Накип | 1,75 |
| Новоазбозурит | 0,175 |
| Пінобетон | 0,24 |
| Пінопласт | 0,042 |
| Пінополістирол | 0,038 |
| Піношамот | 0,29 |
| Пінополіуритан | 0,029 |
| Поліетилен | 0,29 |
| Пористі відкладення, просякнуті нафтопродуктами | 0,1 |
| Пробкові плити | 0,047 |
| Іржа | 1,15 |
| Сажа | 0,09 |
| Сніг ущільнений | 0,46 |
| Совеліт | 0,09 |
| Сосна впоперек волокон | 0,151 |
| Сталь вуглецева | 45 |
| Сталь нержавіюча | 18 |
| Скловата | 0,047 |
| Скло звичайне | 0,745 |
| Чавун | 90 |
| Шлаковата | 0,16 |
| Фарфор | 1,04 |

*Електронне навчальне видання
комбінованого використання.
Можна використовувати в локальному та мережному режимах*

**Співак Олександр Юрійович
Резидент Наталія Володимирівна**

ТЕПЛОМАСООБМІН ЧАСТИНА II

Навчальний посібник

Рукопис оформлено *Н. Резидент*

Редактор *Т. Старічек*

Оригінал-макет виготовлено *Т. Старічек*

Підписано до видання 13.07.2022.

Гарнітура Times New Roman.

Зам. № P2022-053.

Видавець та виготовлювач
Вінницький національний технічний університет,
Редакційно-видавничий відділ.

ВНТУ, ГНК, к. 114.

Хмельницьке шосе, 95, м. Вінниця, 21021.

Тел. (0432) 65-18-06.

press.vntu.edu.ua;

E-mail: irvc.ed.vntu@gmail.com.

Свідоцтво суб'єкта видавничої справи
серія ДК № 3516 від 01.07.2009 р.