
УДК 536.24

А. С. ГАВРИШ, С. А. ГАВРИШ, О. Ю. ОСТАПЕНКО

КОНДЕНСАЦІЯ ВОДЯНОЇ ПАРИ НА ГІДРОФОБНИХ ПОВЕРХНЯХ РІЗНОЇ ГЕОМЕТРІЇ

Вступ

Вивченню краплинної конденсації присвячена достатня кількість досліджень [1-13]. Поряд із роботами, які вивчають механізм та теплообмінні характеристики цього процесу [1-5], відомі

роботи із впровадження його в напівпромислові випробування [6-7]. При цьому особлива увага приділяється теплообмінній поверхні, яка не змочується [8-9].

Останнім часом підвищився інтерес вчених [10-11] до дослідження краплинної конденсації, стосовно діючих теплообмінних апаратів. Успіхи досягнуті у вивченні конденсації на плоских та трубних металевих і неметалевих поверхнях [12-13]. Одночасно із цим має місце недостатність інформації про вплив на інтенсивність процесу конденсації поверхневих факторів, які пов'язані з геометричними характеристиками системи.

1 Теплообмін на поверхнях різної геометрії

Трубні та плоскі теплообмінні поверхні найбільш технологічні з точки зору їх використання в промисловості. Причому, інтенсивність теплообміну при конденсації на горизонтальних трубах, порівняно із вертикальними, буде більш суттєвою за інших однакових умов. Використання абразивних матеріалів для організації краплинного режиму конденсації дозволяє достньо просто і надійно інтенсифікувати теплообмін.

Для дослідження впливу геометрії теплообмінної поверхні була проведена серія експериментів. Конденсація відбувалася на зовнішній та внутрішній поверхнях горизонтальної труби та на плоских вертикальних поверхнях. Матеріалом слугували: мідь, латунь, сталь У10, нержавіюча сталь 20Х23Н18. Як гідрофобізатор використовувались мастило на основі тефлону, аерозоль WD-40. Також застосовувалась комплексна обробка поверхні абразивними матеріалами.

Для контролю якості отриманої краплинної конденсації була здійснена візуалізація процесу із одночасною фото- та відеозйомкою. Для порівняння результатів краплинної конденсації на кожній поверхні теплообміну проводилась попередня контрольна тестова серія експериментів для плівкової конденсації без гідрофобізації.

Діапазон зміни режимних параметрів склав: температурний напір „пара-стінка” $\Delta t = (2,8...68)^\circ\text{C}$, швидкість парового потоку $W < 2\text{ м/с}$, густина (щільність) теплового потоку $q = (60700...590000)\text{ Вт/м}^2$.

Експериментальні дані узагальнювались в логарифмічних координатах у вигляді залежності коефіцієнтів тепловіддачі, густини (щільності) теплового потоку та температурного напору „пара-стінка” як показано на рис. 1-3.

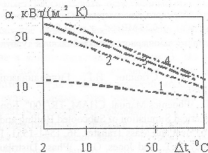


Рис. 1. Залежність коефіцієнта тепловіддачі від температурного напору „пара-стінка”:

- 1 – плівкова конденсація;
- 2 – краплинна конденсація на внутрішній поверхні горизонтальної труби;
- 3 – краплинна конденсація на плоскій вертикальній поверхні;
- 4 – краплинна конденсація на зовнішній поверхні горизонтальної труби.

Аналізуючи отримані результати, було встановлено, що із зростанням температурного напору „пара-стінка” та густини теплового потоку значення коефіцієнтів тепловіддачі α зменшувались. При Δt більше ніж 40°C значення коефіцієнтів тепловіддачі при краплинній конденсації наближались до величин, які є характерними для плівкової конденсації. Зменшення тепловіддачі високоінтенсивного процесу пов'язане із виникненням на поверхні теплообміну відривних краплин. Час існування таких краплин є сумірним із часом умовного циклу краплинної конденсації [14].

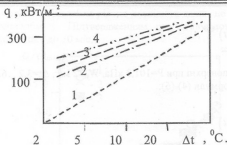


Рис. 2. Залежність густини (щільності) теплового потоку від температурного напору „пара-стінка“:
 1 – плівкова конденсація;
 2 – краплинна конденсація на внутрішній поверхні горизонтальної труби;
 3 – краплинна конденсація на плоскій вертикальній поверхні;
 4 – краплинна конденсація на зовнішній поверхні горизонтальної труби

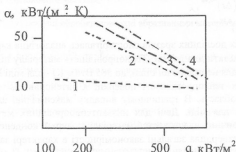


Рис. 3. Залежність коефіцієнта тепловіддачі від густини (щільності) теплового потоку:
 1 – плівкова конденсація;
 2 – краплинна конденсація на внутрішній поверхні горизонтальної труби;
 3 – краплинна конденсація на плоскій вертикальній поверхні;
 4 – краплинна конденсація на зовнішній поверхні горизонтальної труби

Відповідно, при зменшенні густини теплового потоку та температурного напору „пара-стінка“ зростає коефіцієнт тепловіддачі. Найбільші значення α були отримані при малих температурних напорах $\Delta t \approx 3^{\circ}\text{C}$. Для всіх експериментальних зразків був отриманий вигравш по тепловіддачі в декілька разів порівняно із плівковим режимом конденсації.

Найвищі значення коефіцієнтів тепловіддачі спостерігаються на зовнішній поверхні горизонтальної труби. Коефіцієнти тепловіддачі на внутрішній поверхні будуть дещо нижчими. Відмінність в інтенсивності тепловіддачі пов'язана з тим, що на нижній твірній горизонтальної труби збирається струмок конденсату, який здатний залити собою частину теплообмінної поверхні. Чим більший струмок, тим вищим буде додатковий термічний опір, котрий знижує інтенсивність тепловіддачі.

Між значеннями, отриманими для внутрішньої та зовнішньої поверхні труби, містяться результати для плоскої дослідної дільниці. Геометрія всіх робочих дільниць забезпечувала такі умови, щоб довжина шляху видалення краплин конденсату з поверхні була однаковою. Цей факт підтверджується візуальними спостереженнями та швидкісною відеозйомкою. Також встановлено, що змінюючи кут нахилу плоскої дільниці, можна моделювати процес теплообміну для горизонтальної труби. Причому точність отриманих таким чином даних буде знаходитися в межах експериментальної похибки.

2 Розрахункові співвідношення

В результаті узагальнення дослідного матеріалу були отримані емпіричні рівняння для визначення тепловіддачі за умов різної геометрії теплообмінної поверхні.

Для зовнішньої поверхні горизонтальної труби при тиску $P=101,3$ кПа, швидкості парового потоку $W_n < 2$ м/с, температурного напору „пара-стінка“ $\Delta t=3,2\dots 67,2^{\circ}\text{C}$ і густини теплового потоку $q=220\dots 590$ kWt/m^2 отримані формули (1)-(3):

$$\alpha = 10^9 \cdot q^{-1,76}, \quad (1)$$

$$\alpha = 129,6 \cdot 10^3 \cdot (\Delta t)^{-0,59}, \quad (2)$$

$$q = 155,48 \cdot (\Delta t)^{0,322}. \quad (3)$$

Для плоскої вертикальної поверхні при $P=101,3$ кПа, $W_n < 2$ м/с, $\Delta t=3,2 \dots 62^\circ\text{C}$, $q=144 \dots 524$ кВт/м² отримані формули (4)-(6):

$$\alpha = 6 \cdot 10^7 \cdot q^{-1,34}, \quad (4)$$

$$\alpha = 96,26 \cdot 10^3 \cdot (\Delta t)^{-0,51}, \quad (5)$$

$$q = 123,77 \cdot (\Delta t)^{0,38} \quad (6)$$

Для внутрішньої поверхні горизонтальної труби при $P=101,3$ кПа, $W_n < 2$ м/с, $\Delta t=3,2 \dots 62,1^\circ\text{C}$, $q=94 \dots 470$ кВт/м² отримані формули (7)-(9):

$$\alpha = 2 \cdot 10^7 \cdot q^{-1,22}, \quad (7)$$

$$\alpha = 77,05 \cdot 10^3 \cdot (\Delta t)^{-0,48}, \quad (8)$$

$$q = 113,38 \cdot (\Delta t)^{0,38} \quad (9)$$

Враховуючи, що для всіх дослідних зразків спостерігалась аналогічна картина, то на графіках (рис. 1-3) представлені результати для латуні. Теплопровідність матеріалу поверхні конденсації λ змінювалась від 14 Вт/(м·К) для нержавіючої сталі, до 385 Вт/(м·К) - для міді М1.

При високих значеннях теплопровідності поверхні λ інтенсивність теплообміну перейде практично в автомодельну область. В граничному випадку максимальні значення коефіцієнтів тепловіддачі спостерігались для міді. Дані для низькотеплопровідних металів не дозволяють знехтувати впливом теплофізичних властивостей матеріалу поверхні конденсації на тепловіддачу. Така серія експериментів підтвердила загальні закономірності в характері залежності $\alpha=f(\lambda)$, які були отримані раніше [15]:

$$\left(\frac{\alpha}{\alpha_{Cu}} \right) = 1.317 \left(\frac{\lambda}{\lambda_{Cu}} \right)^{0.558}, \quad (10)$$

де точкою відліку в розрахунках були результати, що отримані на мідних поверхнях α_{Cu} , λ_{Cu} .

3 Вплив динамічної дії парового потоку

Малорухомий потік пари $W_n < 2$ м/с для базової серії експериментів розглядався як квазістаціонарний. При невеликих швидкостях парового потоку його динамічний вплив буде несуттєвим.

Для детального вивчення впливу динамічної дії парового потоку була проведена ще одна серія експериментів. Продувка пари поблизу поверхні конденсації дозволяє усунути можливий негативний вплив газів, що не конденсуються, в першу чергу повітря.

Зростання швидкості парового потоку сприяє інтенсивному об'єднанню краплин та їх швидкому видаленню з теплообмінної поверхні. В результаті термічний опір конденсату зменшується, а інтенсивність теплообміну - зростає.

При зростанні швидкості потоку до значень, які перевищують деяку критичну величину W_{KP} , тепловіддача буде суттєво збільшуватись. Значення критичної швидкості парового потоку може змінюватись від 4 до 12 м/с. Поточні значення коефіцієнтів тепловіддачі α доцільно порівняти з максимальними значеннями α_{max} для краплинної конденсації практично нерухомої пари $W \rightarrow 0$ (див. рис. 4).

Фізичні уявлення про механізм процесу дають можливість узагальнити краплинну конденсацію емпіричними ступеневими залежностями. За умови $W \leq W_{KP}$ виконується:

$$\alpha / \alpha_{max} = 1.3 (W / W_{KP})^{0.093}; \quad (11)$$

за умови $W \geq W_{KP}$ виконується:

$$\alpha / \alpha_{max} = 1.3 (W / W_{KP})^{0.77}. \quad (12)$$

Тим самим досягнуте погодження різних дослідних даних по впливу швидкості потоку пари на інтенсивність теплообміну. Підтвердженням цього слугують експериментальні дані для швидкостей парового потоку до 30 м/с.

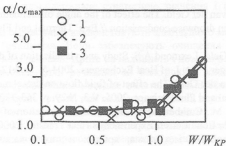


Рис.4. Зміна інтенсивності процесу краплинної конденсації за умови динамічної дії парового потоку:

1 – дані для тефлонового мастила;

2 – дані для WD-40;

3 – дані для комплексної обробки поверхні абразивними матеріалами.

Висновки

1. Таким чином, був досліджений процес конденсації водяної пари на гідрофобних металевих поверхнях різної геометрії (зовнішня поверхня горизонтальної труби, внутрішня поверхня горизонтальної труби, плоска поверхня). Матеріалом поверхонь слугували: мідь, латунь, нержавіюча та вуглецева сталь.
2. На підставі експериментальних даних отримані емпіричні ступеневі залежності для розрахунку тепловіддачі при краплинній конденсації в заданому інтервалі режимних параметрів.
3. Встановлено, що із зменшенням температурного напору „пара-стінка” зростають значення коефіцієнтів тепловіддачі. Найвищі значення коефіцієнтів тепловіддачі були отримані за різниці температур близько 3°C.
4. Розглянуто також вплив на тепловіддачу швидкості парового потоку і теплопровідності матеріалу поверхні теплообміну.
5. Розглянуті закономірності краплинної конденсації сприяють подальшому якісному та кількісному його опису, а також пошуку нових підходів у дослідженні краплинної конденсації.

Література

1. Koch G., Zhang D.C., and Leipertz A. Condensation of steam on the surface of hard coated copper discs// Heat and Mass Transfer, 1997. Vol.32. N.4. P.149-156.
2. Leipertz A. and Koch G. Dropwise condensation of steam on hard coated surfaces// Proc. 11th Heat Transfer Conference, 1998. Vol.6. P. 379-384.
3. Yang Y., Zheng L., Plawsky J.L., Wayner P.C. Jr. Optimal Evaluation of the effect of Curvature and Apparent Contact Angle in Droplet Condensate Removal // Int. J. Heat Mass Transfer. 2002, V.127, p. 729-738.
4. Shripad J. Gokhale, Joel L. Plawsky, Peter C. Wayner Jr. Effect of interfacial phenomena on dewetting in dropwise condensation// Advances in Colloid and Science. 2003 V.104, p. 175-190.
5. Shripad J. Gokhale, Joel L. Plawsky, Peter C. Wayner Jr. Experimental investigation of contact angle, curvature, and contact line motion in dropwise condensation and evaporation. // Journal of Colloid and Interface Science. 2003. V.259, p. 354-366.
6. Croix J.M., Casset R., Camus R. Etude de condensation en gouttes par promoteurs organiques. - Lyon: SETRE, 1978. - 32 p.
7. Croix J.M., Liegeois A. Condensation Dans Un Faisceau Tubulaire Horizontal. - Lyon: SETRE, 1978. - 48p.
8. Leipertz A. and Choi K.-H. Dropwise condensation on ion implanted metallic surfaces// Proc. 3d European Thermal Sciences Conference, 2000. P. 917-920.

9. Ganzevles F.L.A. and Van der Geld C.W.M. Convective heat transfer in dropwise condensation of multicomponent mixtures with inert gases // International Journal of Heat Exchangers, 2003. Vol.IV. P.141-160.
10. Ganzevles F.L.A., C.W.M. van der Geld. The effect of the angle of inclination of a condenser on the gas-to-plate heat resistance in dropwise condensation // Exp. Thermal and Fluid Science. 2004. V.28. p. 237-241.
11. Cheng L., C.W.M. van der Geld, Lexmond A.S. Study and visualization of droplet entrainment from a polymer plate heat exchanger // Int. J. of Heat Exchangers. 2004. V.5, №12. p. 359-378.
12. Lexmond A.S., C.W.M. van der Geld. The effect of fluid flow on detachment of drops in the wake of a flat plate // Exp. Thermal and Fluid Science. 2005. V.3, №29. p. 363-370.
13. McNeil D. A., Burnside B. M., Cuthbertson G. Dropwise Condensation of Steam on a Small Tube Bundle at Turbine Condenser Conditions // Experimental Heat Transfer. 2000. V.13, №12. p. 89-105.
14. Гавриш А.С. Об особенностях механизма, кривых и цикла капельной конденсации // Промышленная теплотехника. 2004. Т.26, №3. С.20-24.
15. Гавриш А.С., Дейнеко А.И., Рейда А.В. Конденсация водяного пара на гидрофобных поверхностях с различной теплопроводностью // Проблемы газодинамики и теплообмена в энергетических установках: - М.: Издательство МЭИ, 2005. - Т.1. - С. 173-176.

Список позначень

q – густина (щільність) теплового потоку, Вт/м²;

Δt – температурний напір „пара-стінка”, °С;

W_{Π} - швидкість парового потоку, м/с;

W_{KP} - швидкість парового потоку, за якої спостерігається зміна характеру залежності коефіцієнтів тепловіддачі, м/с;

α - коефіцієнт тепловіддачі, Вт/(м²·К);

α_{Cu} - коефіцієнт тепловіддачі на мідній поверхні, Вт/(м²·К);

α_{max} - максимальні значення коефіцієнтів тепловіддачі для краплинної конденсації практично нерухомої пари, Вт/(м²·К);

λ - коефіцієнт теплопровідності поверхні теплообміну, Вт/(м·К);

λ_{Cu} - коефіцієнт теплопровідності міді, Вт/(м·К).