



Proces wrzenia ziębnika w niskociśnieniowym adsorpcyjnym systemie trigeneracyjnym

AUTOR: Tomasz Hałon^{a,*}

REKOMENDOWANE PRZEZ: Zbigniew Królicki^a

^a Zakład Chłodnictwa i Pomp Ciepła, Instytut I-20, Politechnika Wrocławska

* Adres do korespondencji: tomasz.halon@pwr.edu.pl, tel. 71 320 27 92

STRESZCZENIE

Proces wymiany ciepła podczas wrzenia ziębnika pod niskim ciśnieniem nie jest całkowicie poznany. Do jego opisu stosuje się korelacje empiryczne. Dają one poprawne wyniki w warunkach, dla jakich je wyprowadzono. Konieczność zastosowania wody jako ziębnika w adsorpcyjnych systemach tri-generacji wymusza utrzymywanie w parowniku ciśnienia rzędu 1-1,5 kPa. Dla takich warunków wrzenia istnieje mała baza danych empirycznych opisujących proces wymiany ciepła. W artykule przedstawiono mechanizm zarodkowania pęcherzy gazowych w trakcie wrzenia, oraz wpływ niskiego ciśnienia. Pokazano obliczenia wymaganego przegrzania ścianki w zależności od ciśnienia oraz chropowatości powierzchni, następnie obliczenia te porównano z wartościami uzyskanymi w eksperymencie.

SŁOWA KLUCZOWE: wrzenie, podciśnienie, chłodnictwo adsorpcyjne

1. WPROWADZENIE

Tri-generacja oznacza zastosowanie energii cieplnej będącej rezultatem generacji energii elektrycznej (np. ciepło odpadowe) do realizacji obiegu chłodniczego. Oznacza bezpośrednie wykorzystanie źródeł ciepła odpadowego do produkcji „chłodu”. Technologią dominującą wykorzystywaną do realizacji tego zadania jest sorpcja (absorpcja lub adsorpcja).

Powszechnie stosowana w Polsce kogeneracja jest technologią przystosowaną do ogrzewnictwa, jednak w naszym klimacie zapotrzebowanie na energię cieplną zachodzi głównie w czasie sezonu grzewczego. Pozostała część roku charakteryzuje się wzrostem zapotrzebowania na energię elektryczną napędzającą instalacje klimatyzacyjne [1]. W większości stref klimatycznych, pobór energii pierwotnej (paliwa) na potrzeby klimatyzacji w lecie jest większy niż na potrzeby ogrzewania w zimie. Stąd wynikają wprost dwie

istotne zalety instalacji tri-generacyjnych: odciążenie sieci elektrycznej w okresie szczytowego zapotrzebowania na prąd, oraz zmniejszenie emisji CO₂.

Elementem instalacji adsorpcyjnej systemu trigeneracyjnego, w którym uzyskuje się, efekt chłodniczy jest parowacz. Do jego zaprojektowania potrzebna jest znajomość współczynników wnikania ciepła, a generalnie całego mechanizmu wrzenia w niskim ciśnieniu, która umożliwi sterowanie procesem i poprawę efektywności wymiany ciepła. Tą drogą można podnieść wartość współczynnika efektywności chłodniczej oraz mocy chłodniczej układu adsorpcyjnego [2, 3].

Mechanizm wrzenia czynnika chłodniczego w niskim ciśnieniu – w przypadku systemu adsorpcyjnego: wody - nie jest do końca poznany. Dla ciśnień poniżej 10 kPa istnieje stosunkowo niewiele danych eksperymentalnych [4, 5], a proponowane korelacje empiryczne mają wąski obszar zastosowań [6, 7]. Nie uwzględniają też wielu szczególnych przypadków np.: jaki dokładnie wpływ na wrzenie w podciśnieniu ma chropowatość powierzchni czy jej rodzaj; w jakim stopniu użycie dysz rozpryskowych polepsza parametry procesu. Brakuje też dokładnych korelacji pozwalających przewidzieć współczynnik przenoszenia ciepła przy różnych gęstościach strumienia ciepła.

Stąd potrzeba przeprowadzenia takich badań dla warunków odpowiadających wrzeniu w parowaczu systemu adsorpcyjnego pracującego w parametrach układu trigeneracyjnego.

2. PROCES WRZENIA ORAZ WPLYW NISKIEGO CIŚNIENIA

Proces wrzenia zależy nie tylko od właściwości pary oraz cieczy czynnika, ale również od prędkości przepływu, stanu powierzchni wymiany ciepła i jej geometrii. Reprezentatywnym przykładem wrzenia jest wrzenie w dużej objętości, dzielące się na 3 główne ustroje – ustrój o dominującej konwekcji naturalnej, ustrój wrzenia pęcherzykowego oraz ustrój wrzenia błonowego. Najbardziej efektywna wymiana ciepła zachodzi przy wrzeniu pęcherzykowym [8].

Za pierwszy etap wrzenia pęcherzowego można uznać zarodkowanie – powstawanie bąbla parowego w miejscu nukleacji, takim jak mikroszczeliny powierzchni, rysa czy zabrudzenie. Następnie zachodzi wzrost pęcherza gazowego oraz po czasie jego oderwanie, powodujące mieszanie i napływ cieczy w miejsce wcześniej zajmowane przez bąbel. Po przegrzaniu cieczy przy powierzchni cykl się powtarza [8].

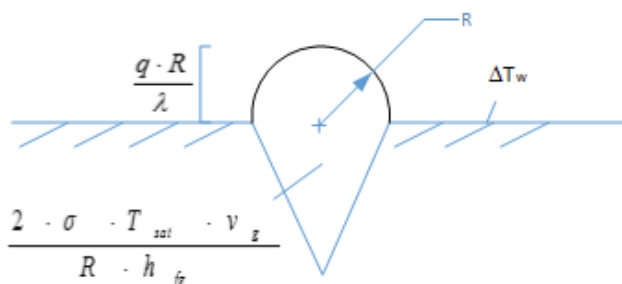
Z powodu napięcia powierzchniowego σ trzymającego pęcherz gazowy w całości oraz jego zaokrąglonej powierzchni R , ciśnienie pary p_g w pęcherzu jest wyższe niż ciśnienie otaczającej go cieczy p_l . Oznacza to, że temperatura wymagana do odparowania na granicy z pęcherzem jest wyższa niż wynikałoby to z ciśnienia cieczy. Równanie (1) opisuje różnicę ciśnień między pęcherzem, a cieczą [8]:

$$p_g - p_l = \sigma \cdot \frac{dA}{dV_g} = \frac{2 \cdot \sigma}{R} \quad (1)$$

Pomiar temperatury przy ścianie obarczony jest dużym błędem spowodowanym ciągłym mieszaniem cieczy przez odrywające się pęcherze gazowe, z tego powodu dokonuje

się pomiaru temperatury powierzchni. Jeśli najwyższa temperatura wymagana do zapoczątkowania nukleacji to taka, dla której średnica pęcherza R równa się średnicy zarodka oraz jeśli ciecz otaczająca pęcherz musi posiadać wymaganą temperaturę przegrzania przy całej objętości pęcherza (jest to rejon rzędu mikrometrów, w którym głównym mechanizmem przenoszenia ciepła jest kondukcja) [8]. Przy takich założeniach można otrzymać równanie (2), w którym pierwszy człon opisuje temperaturę nasycenia w pęcherzu, a drugi opisuje przenoszenie ciepła poprzez ciecz na wysokość równą promieniowi pęcherza (rys. 1). Gdzie, v_g to objętość właściwa pary, T_{sat} – temperatura nasycenia, h_{fg} – ciepło parowania, q – gęstość strumienia ciepła, λ – współczynnik przewodzenia ciepła cieczy.

$$\Delta T_w = \frac{2 \cdot \sigma \cdot T_{sat} \cdot v_g}{R \cdot h_{fg}} + \frac{q \cdot R}{\lambda} \quad (2)$$

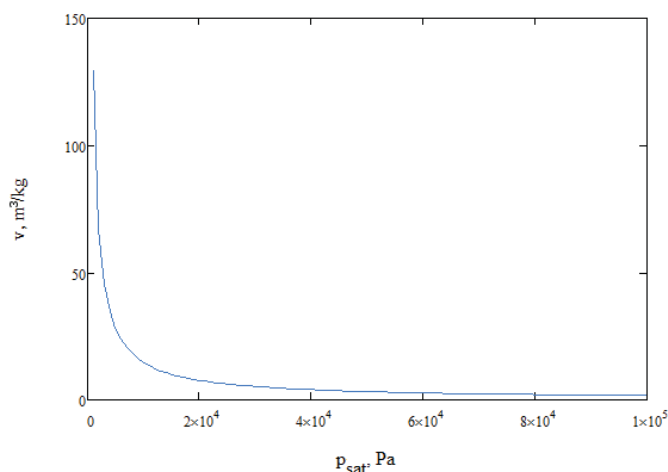


Rys. 1. Schemat zarodkowania pęcherzy parowych

Większość badań nad wrzeniem w dużej objętości przeprowadzone zostało dla ciśnień atmosferycznych lub ciśnień zredukowanych nie niższych niż 0,01 (podczas, gdy dla wody przy ciśnieniu 1 kPa, ciśnienie zredukowane wynosi $4,5e-5$) [1]. Pierwsze badania wrzenia przy tak obniżonych ciśnieniach przeprowadzili Raben i inni [9], Mitrovic [4], McGillis i inni [10] oraz na początku XXI wieku Pioro i inni [11].

Raben i inni [9] przeprowadzili badania nad wrzeniem wody w cylindrycznym naczyniu o średnicy 3,81 cm pod ciśnieniami od 1,3 kPa do 101 kPa. Uznali oni, że najważniejszymi mechanizmami przenoszenia energii w trakcie wrzenia w dużej objętości jest konwekcja naturalna, ciepło parowania oraz lokalnie wymuszona konwekcja związana z ruchem pęcherzy gazowych. Przy niskich ciśnieniach wpływ ciepła parowania zmniejsza się na rzecz konwekcji wymuszonej.

McGillis i inni [10] zauważyli znaczne przesunięcie krzywej wrzenia w kierunku wyższych temperatur przegrzania oraz obniżenie się krytycznego punktu wrzenia. Jak zaobserwowali oraz obliczyli, spośród właściwości fizykochemicznych cieczy, największy wpływ na przenoszenie ciepła ma napięcie powierzchniowe, wyższe w tych warunkach o 20% niż przy ciśnieniu atmosferycznym, oraz 100 krotnie wyższa objętość właściwa pary (rys. 2).



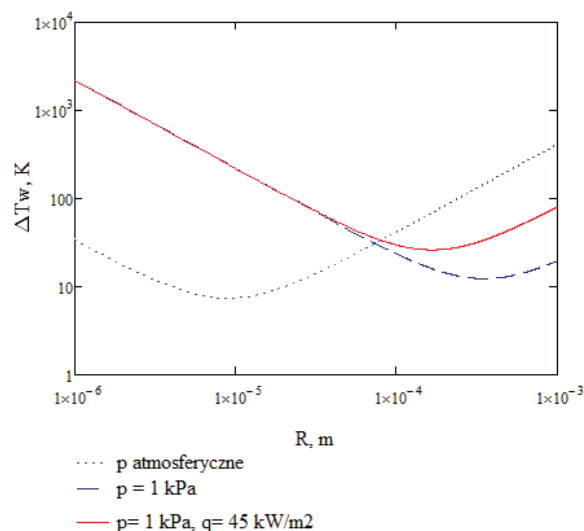
Rys. 2. Wpływ ciśnienia na objętość właściwą pary, na podstawie [12]

Schnabel i inni [4] badali rodzaje wymiany ciepła w parowaczach systemów adsorpcyjnych. Zauważyli, że obróbka powierzchni grzejnej ma istotne znaczenie na zmianę rodzaju wrzenia. Zwiększenie chropowatości powierzchni poprzez piaskowanie powoduje obniżenie przegrzania wymaganego do rozpoczęcia wrzenia rozwiniętego o 5 K. Ponadto niskie ciśnienia charakteryzują się zwiększeniem wpływu napełnienia zbiornika na wymianę ciepła (większa zmiana temperatury nasycenia). Wpływ ten jest pomijany przy ciśnieniu atmosferycznym.

Wyniki obliczeń równania (2) dla ciśnienia atmosferycznego oraz 1 kPa w funkcji średnicy szczelin przedstawiono na wykresie poniżej (rys. 3). W zależności od panującego ciśnienia oraz strumienia ciepła inne wielkości szczelin na powierzchni prowadzą do różnych przegrzań. Konieczność przegrzania warstwy cieczy o grubości równej promieniowi szczeliny (rys. 1) prowadzi do istnienia takiej średnicy, dla której przegrzanie ścianki będzie najniższe (wzrost strumienia ciepła wymaganego do podgrzania tej warstwy cieczy będzie większy niż spadek strumienia ciepła spowodowany zwiększeniem średnicy).

Wraz ze zwiększeniem gęstości strumienia ciepła wzrasta przegrzanie ścianki oraz maleją minimalne średnice. Najniższe możliwe przegrzanie ścianki jest większe dla obniżonych ciśnień.

Wielkość minimalnych szczelin możliwych do aktywacji przy ciśnieniu 1 kPa jest większa (ok. 0,02 mm dla 1 kPa, oraz ok. 0,0001 mm przy ciśnieniu atmosferycznym), oznacza to, że ilość dostępnych zarodków jest mniejsza, co prowadzi do nierównomiernego rozkładu temperatury ścianki, oraz obniżenia gęstości strumienia ciepła poprzez zmniejszenie znaczenia utajonego ciepła parowania i zmniejszenie mieszania cieczy dzięki odrywającym się pęcherzom gazowym. Zbyt mała liczba miejsc powstawania pęcherzy gazowych prowadzi do powstawania obszarów, przy których znajduje się ciecz przegrzana, ale niezmienną fazą.

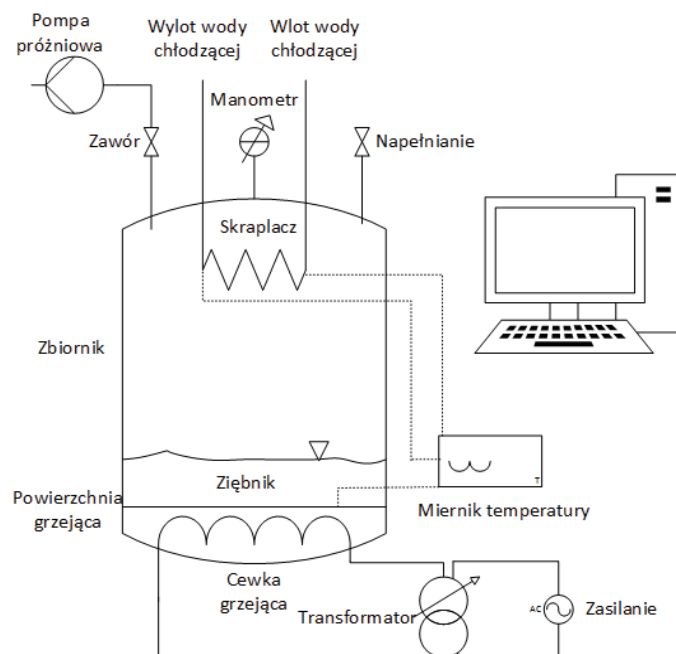


Rys. 3. Przegrzanie ścianki w zależności od średnicy porów i ciśnienia. Obliczenia dla $q = 10 \text{ kW/m}^2$ (linie granatowe), oraz dla $q = 45 \text{ kW/m}^2$ (czerwona linia)

3. STANOWISKO BADAWCZE

W celu eksperymentalnego sprawdzenia wpływu podciśnienia na proces wrzenia przeprowadzono wstępne badania dla wody destylowanej wrzącej nad płaską powierzchnią grzejącą w ciśnieniach od 1,8 kPa do 10 kPa.

Stanowisko badawcze widoczne na rys. 4 składa się ze szklanego cylindra o średnicy 77 mm. Powierzchnia grzejąca zrobiona z miedzi o przyjętej chropowatości $Ra = 0,02 \text{ mm}$ posiada grzałkę elektryczną o mocy nastawianej transformatorem (mierzony zakres od 11 kW/m^2 do 43 kW/m^2). Skraplacz ma za zadanie utrzymanie ciśnienia oraz wysokości cieczy wrzącej na stałym poziomie. W pokrywie zbiornika znajdują się porty na pompę próżniową, manometr, wejście i wyjście cieczy chłodzącej skraplacz oraz port do napełniania zbiornika czynnikiem. Temperatura ścianki mierzona jest przez miernik oporowy, temperaturę nasycenia przeliczono z ciśnienia. W trakcie pomiarów zbiornik był zaizolowany matą piankową.

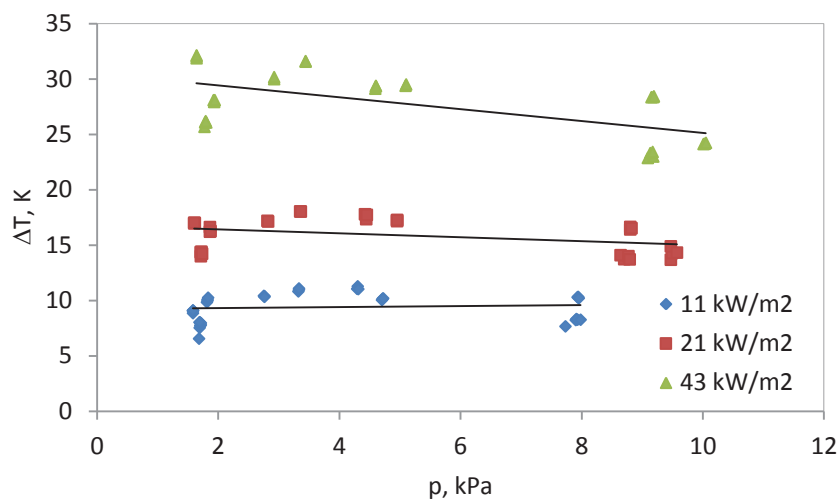


Rys. 4. Schemat wykorzystanego stanowiska badawczego

4. WYNIKI

Poniższy wykres (rys. 5) przedstawia zbadane wartości przegrzania ścianki w zależności od ciśnienia nasycenia, oraz od gęstości strumienia ciepła. Zaobserwowano wzrost przegrzania ścianki wraz ze wzrostem gęstości strumienia ciepła. Wartości te są zbliżone do wyników obliczeń na podstawie wzoru (2). Najniższe średnie przegrzanie (9,8 K, stałe) uzyskano dla najniższej gęstości strumienia ciepła (11 kW/m^2). Dla wyższych gęstości strumienia ciepła zanotowano bardziej widoczny spadek przegrzania w zależności od ciśnienia. Dla 21 kW/m^2 spadek ten wynosił 1 K (z 16 K przy 1,8 kPa na 15 K przy 9,5 kPa), natomiast dla 43 kW/m^2 5 K (z 30 K dla 1,8 kPa do 25 K dla 10 kPa).

Obserwowane średnie przegrzanie ścianki jest niższe od wyliczonego. Najprawdopodobniej spowodowane jest to niejednorodnością szczelin znajdujących się na powierzchni oraz stratami ciepła z otoczenia. Duży rozrzut pomiędzy poszczególnymi wynikami eksperymentu pochodzi z błędów pomiarowych – temperatura ścianki podczas oderwania pęcherza jest wyższa niż w trakcie jego wzrostu.



Rys. 5. Wyniki eksperymentu – przegrzanie ścianki jako funkcja ciśnienia, w zależności od gęstości strumienia ciepła

Przegrzanie ścianki ΔT nawet dla najniższej zbadanej gęstości strumienia ciepła q mieści się w przedziale 8-11 K. Jest to wartość zbyt duża dla urządzenia chłodniczego, w którym przegrzanie maksymalne nie powinno być większe niż 5 K. Oznacza to konieczność stosowania metod intensyfikacji wrzenia skupiających się na obniżeniu temperatury ścianki.

5. PODSUMOWANIE

Niskie ciśnienie powoduje zmianę udziału poszczególnych mechanizmów wymiany ciepła podczas wrzenia. Poprzez zmniejszenie ilości zarodków nukleacji dochodzi do spadku znaczenia ciepła parowania. Prowadzi to do obniżenia gęstości strumienia przewodzonego ciepła oraz niedostatecznego chłodzenia przegrody wymiany ciepła (wzrost przegrzania ścianki).

Zmniejszenie ilości zarodków nukleacji powoduje rzadsze odrywanie się pęcherzy parowych, prowadząc do zmniejszenia ciepła przekazywanego drogą konwekcji wymuszonej. Jej udział procentowy rośnie kosztem udziału ciepła parowania ponieważ obniża się całkowity strumień ciepła.

Dla każdej kombinacji gęstości strumienia ciepła i ciśnienia istnieje chropowatość powierzchni dająca najmniejszą temperaturę przegrzania powierzchni.

Przegrzanie ścianki przy podciśnieniach charakteryzuje się większą czułością na wykończenie powierzchni. Minimalne promienie aktywnych zarodków nukleacji są większe o dwa rzędy wielkości.

LITERATURA

- [1] **Halon T., Zajączkowski B., Królicki, Z.:** *Modelowanie współczynnika efektywności ziębniczej w adsorpcyjnym systemie trigeneracyjnym*, *Chłodnictwo*, Wydanie 48, numer 11, 12–17, 2013.
- [2] **Ponter A. B., Haigh C.P.** *Sound emission and heat transfer in low pressure pool boiling*, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Volume 12, 4, 413–418, 1969, DOI: 10.1016/0017-9310(69)90137-9.
- [3] **Yanagi, H., Asano, T., Iwase, K., & Komatsu, F.,** *Development of adsorption refrigerator using a direct contact condensation and evaporation on sprayed water*, *International Sorption Heat Pump Conference 1999*, Munich, Germany, 24-25.05.1999, 671–676, 1999.
- [4] **Schnabel, L., Scherr, C., & Weber, C. (2008).** *Water as refrigerant – experimental evaluation of boiling characteristics at low temperatures and pressures*, VII Minsk International Seminar Heat Pipes, Heat Pumps, Refrigerators, Power Sources, Minsk, Belarus, September 8-11 2008, 322-330, 2008
- [5] **Choon, N. K., Chakraborty, A., Aye, S. M., & Xiaolin, W.,** *New pool boiling data for water with copper-foam metal at sub-atmospheric pressures: Experiments and correlation*, *Applied Thermal Engineering*, Volume 26, 11-12, 1286–1290, 2006, DOI:10.1016/j.applthermaleng.2005.10.028
- [6] **Fazel, S., Roumana, S.,** *Pool boiling heat transfer to pure liquids*, WSEAS Conference: Continuum Mechanics, Fluid, Heat, University of Cambridge, UK, 23-25.02.2010, 211–216, 2010.
- [7] **Muruganatham, R., Vignesh G., Vignesh R., Madhan P., Kathiravan R.,** *Pool boiling characteristics of water over a horizontal stainless steel tube heater*, *International Journal of Mechanical and Production Engineering*, Volume 1, 2, 23–29, 2013, DOI: IJMPE-IRAJ-DOI-353.
- [8] **W. Rohsenow, J. Hartnett, Y. Cho,** *Handbook of heat transfer*, McGraw-Hill, 15, 1998.
- [9] **Raben I. A., Beaubouef R. T., Commerford G. E.,** *A study of heat transfer in nucleate pool boiling of water at low pressure*, *Chemical Engineering Progresses Symposium Series Number 61*, 57, 249-257, 1965.
- [10] **McGillis W. R., Carey V. P., Fitch J. S., Hamburg W. R.,** *Pool boiling enhancement techniques for water at low pressure*, *Proceeding of 7th IEEE Semiconductor Thermal Measurement and Management Symposium*, Phoenix, United States, 12-14.02.1991, 64-72, 1991, DOI: 10.1109/STHERM.1991.152914.
- [11] **Pirol, I. L., Rohsenow W., Doerffer S.S,** *Nucleate pool-boiling heat transfer. I: review of parametric effects of boiling surface*. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 47, 5033–5044, 2004, DOI:10.1016/j.ijheatmasstransfer.2004.06.019.
- [12] **Bell, I. H., Wronski, J., Quoilin, S., Lemort, V.,** *Pure and Pseudo-pure Fluid Thermophysical Property Evaluation and the Open-Source Thermophysical Property Library CoolProp*, *Industrial & Engineering Chemistry Research*, Volume 53, 6, 2498-2508, 2014, DOI: 10.1021/ie4033999.