

TADEUSZ M. WÓJCIK

AGH University of Science and Technology,
Cracow, Poland
e-mail: tmwojck@agh.edu.pl

ENERGY SAVING USING HEAT EXCHANGERS COVERED WITH POROUS COATINGS

Abstract

Exploitation of technical devices is always related to the energy consumption. Thus, if more efficient heat exchangers are used as part of mechanical systems, it is possible to save energy. The paper presents possible ways of producing more efficient heat transfer surfaces working under the nucleate boiling mode. When porous coverings are used, significant reduction of temperature differences is noticed at the same heat flux. It leads to higher energy efficiency.

Keywords: boiling, porous coatings

1. Introduction

In thermodynamic cycle the temperature differences between the evaporator section and the heat source, and between the condenser and the heat sink, are sources of irreversibility. To obtain high coefficients of performance, the temperature differences need to be as small as possible. For example, in a refrigeration system the reduction in temperature difference from 15°C to 5°C results in the reduction of required work by about 42% [13]. That leads to energy saving. Such a reduction in temperature differences in heat exchangers can be achieved due to introduction of porous coverings on the surfaces. In boiling, they might dissipate the same heat flux as smooth surfaces, but at significantly lowered temperature differences. Such microstructures might be used in many industrial applications – in refrigeration, chemical engineering. Orman discussed their possible application in automotive heat exchangers [7] or in heating and ventilation systems [8].

2. Boiling heat transfer augmentation

The heater surface can be modified with roughness or the application of microstructures of different geometry. Mechanical mixing of the fluid or inducing vibrations is also possible [1, 2]. Microstructures can be produced on the heater surface by deposition or by mechanical means. There are many kinds of such structures [9, 14]. Their application might lead to a significant enhancement of heat transfer.

Zhang and Zhao [23] discovered that boiling heat transfer coefficients for the surfaces with porous coatings produced with the thermal spraying

technique were 2 – 5 times higher than for the smooth surface – the coverings of 0.3 mm, 0.9 mm and 1.14 mm height were used. Zhang and Chen [22] investigated water and ethanol boiling on a horizontal surface covered with porous layer of sintered bronze powder. Microstructure height was 0.5 – 4 mm, while the grain diameter ranged from 100 – 400 mm. Heat transfer coefficient of such a surface was 3 to 10 times higher than of the smooth surface. For the same heat flux the temperature difference with the use of porous layers was much lower. For example water test results indicated, that for heat flux of 10 W/cm² the required temperature difference for the smooth surface was about 10 K; while for the porous covering of 0.5 mm height – about 4 K. For ethanol and the same heat flux the temperature difference for the smooth surface amounted to about 16 K while for the microstructure – only some 1.8 K. Cieśliński [3] analysed water boiling on horizontal surfaces coated electrochemically with a 0.3 – 1.1 mm porous layer of copper, aluminum and silver. The heat transfer coefficient for the porous coating turned out to be even 4 times higher than for the smooth surface. Rainey and You [16] experimentally analysed FC-72 (fluorinert – a dielectric fluid) boiling on the copper 10x10 mm surface covered with 1 mm wide square pin – fins. There were 5x5 pins on the surface located 1 mm apart from each other. The height of the pins was 0.25, 0.5, 1, 2, 4 and 8 mm. For the same heat flux of 1 W/cm² the temperature difference required for the smooth surface was about 15 K, while for the micro – finned surface about 8 K.

Another type of microstructural coatings are metal, fibrous porous structures. The considerable increase in heat transfer coefficient due to attachment to the surface of the heat exchanger metal, fibrous porous structures was reported by Wójcik in [19]. He presented that the heat transfer coefficient amounted to $8 \cdot 10^4 \text{ W/m}^2\text{K}$ for the heat flux of 105 W/m^2 (water, porosity 85%, thickness 0.8 mm). In the boiling process there is a strong dependence of boiling heat transfer coefficient from the structural parameters (porosity, thickness). The maximum value of the heat transfer coefficient was recorded when the covering was 0.6 – 0.8 mm thick. The heat transfer augmentation for such structures was confirmed by Orzechowski and Orman [10]. Moreover, for the same heat flux of about 200 kW/m^2 the temperature difference for the smooth surface was 12 K, while for the porous layers 9 K (for water). In the case of the same heat flux for ethanol boiling the smooth surface temperature difference amounted to about 17.5 K and about 14 K for the porous structures.

Quite common are also wire mesh microstructures [14]. The data presented in [11] proves that heat transfer augmentation is possible with the application of such structures. A coating consisting of three copper mesh layers of wire diameter 0.18 mm and mesh aperture 0.55 mm was used. Heat flux for the mesh structure was even a few times higher than for the smooth surface. For the heat flux of 200 kW/m^2 the required temperature difference for water boiling heat transfer on the smooth surface was about 12.5 K, while for the mesh covering 6 K; while for ethanol: about 18 K and 8.5 K for smooth and porous surfaces, respectively. Orzechowski and Orman [12] also experimentally analysed boiling heat transfer from mesh structures consisting of two mesh layers – each from a different material: copper and stainless steel – sintered together on a copper heater surface.

Many techniques can be used to enhance heat transfer. Xiuling et al. [21] studied boiling of nitrogen on a copper finned tube. The fins' height was 1.5 mm and an additional porous coating was sintered onto the finned tube. This covering was 0.5 mm high and had porosity of 50%. For the same heat flux the heat transfer coefficient of the finned surface with the coating was 6 – 8 times higher than of the smooth tube. It was also higher than of the tube without the fins and only with the porous layer.

New methods of heat transfer augmentation are developed. Radek and Orman [15] experimentally analysed electro – spark deposition as a means of

boiling heat transfer enhancement. Significant values of the heat transfer coefficient provide new generation coverings investigated by Wójcik et al. [20]. These structures are sintered from copper powder with the addition of copper oxide powder.

3. Modelling boiling heat transfer for porous coatings

Modelling of boiling heat transfer is of practical value – for example in the design of heat exchangers. One of the models has been proposed by Nishikawa et al. [4]. Heat is assumed to be transferred through conduction from the heater surface to liquid according to the equation for the heat flux:

$$q = \frac{\lambda_m}{\delta} \Delta T \quad (1)$$

where: δ is the height of the porous layer, ΔT is the difference between the temperature of the heater surface and the saturation temperature of the liquid (often referred to as wall superheat), λ_m describes effective thermal conductivity.

λ_m is calculated as:

$$\lambda_m = \varepsilon \lambda_l + (1 - \varepsilon) \lambda_s \quad (2)$$

where: ε is porosity of the microstructure, λ_l and λ_s conductivity values of liquid (l) and structure material (s), respectively.

The value of λ_m is crucial for the model calculations. It usually leads to elevated heat fluxes using equation (1) in comparison to the experimental data. According to [17] formula (2) describes the effective conductivity of the liquid – solid system if the solid elements are parallel to the heater. In the case of the perpendicular direction the following equation has been proposed in [17]:

$$\lambda_n = \frac{\lambda_l \lambda_s}{(1 - \varepsilon) \lambda_l + \varepsilon \lambda_s} \quad (3)$$

Most coverings – for example metal fiber structures have a complex geometry and do not satisfy assumption of the parallel solid heat flow. In the case of these microstructures another method of thermal conductivity calculation needs to be adopted according to the equation given in [17] as:

$$\lambda_{\text{eff}} = \lambda_m^F \lambda_n^{1-F} \quad (4)$$

This concept has been used by Orman [5] to determine with the fitting procedure the coefficient F for copper metal, fibrous structures, which for water equalled 0.5852. Figure 1 presents comparison of

the experimental results of water boiling on a copper fiber porous structure of 40% and 2 mm thickness according to data by Wójcik [18] with the calculations performed using the Nishikawa model – original and with a modified conductivity value according to equation (4) and $F = 0.5852$. The results are graphically presented as so called “boiling curves” – dependences of heat flux vs. wall superheat.

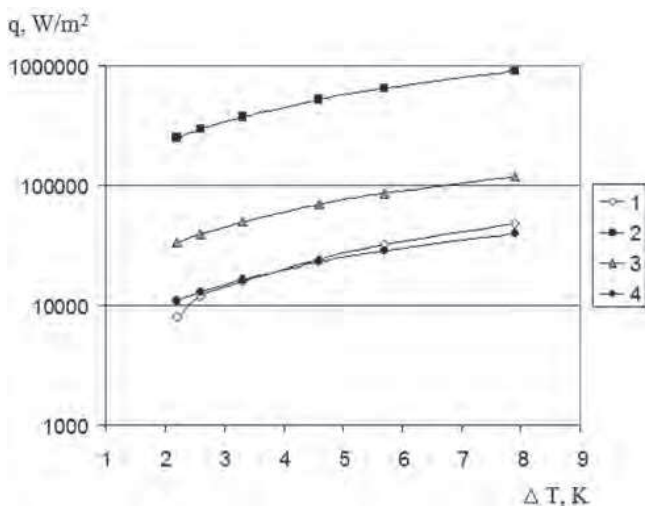


Fig. 1. Boiling curves for water for the copper fibrous structure: 1 – experimental data [18], 2 – calculations with the original Nishikawa model, 3 – calculations with the modified Nishikawa model with $F = 0.5852$, 4 – calculations with the new F value of 0.3612.

The calculated heat flux values based on the original Nishikawa model and the model modified by Orman [5] with a different effective thermal conductivity value (curves 2 and 3, respectively) overpredict the experimental data. In [5] the coefficient value of 0.5852 was determined for a porous structure of porosity 50% and thickness 1 mm. In [18] the geometrical parameters of the coating are different. Consequently, a different value of F should be expected. Having considered this, calculations have been performed to determine a new value of F for the analysed microstructure. It has been calculated as 0.3612. The results are presented as the curve No 4 and are almost identical with the experimental data.

4. Discussion

Although porous coatings offer significant possibilities in heat transfer enhancement and reduce the temperature difference for the same heat flux, the knowledge of the physical processes inside porous structures is still insufficient. Consequently, there are considerable difficulties in creating a model to predict

heat flux or heat transfer coefficient based on physical and chemical properties of the microstructure. In the case of smooth surfaces more is known. In [6] the discussion of this issue is presented.

For porous layers due to the complexity of the structures and different production methods, it is very difficult to propose a satisfactory correlation or a model. However, the concept presented here (based on modified Nishikawa model) might be interesting to consider. A method of calculating the F value, which seems to be related to the structural properties of the porous covering, could be a new approach. That might be further developed both: experimentally and theoretically.

References

- [1] Bergles A.E., (1997): *Enhancement of pool boiling*, Int. J. Refrigeration, Vol. 20, 8, pp. 545-551.
- [2] Bergles A.E., (1998): *Techniques to Enhance Heat Transfer*, in Handbook of Heat Transfer, ed. Rohsenow W.M., Hartnett, J.P., and Cho, Y.I., McGraw-Hill, New York.
- [3] Cieśliński J.T., (1991): *An experimental study of nucleate pool boiling heat transfer from a flat horizontal plate covered with porous coatings*, Archive of Thermodynamics, Vol. 12, No 1-4, pp. 69-76.
- [4] Nishikawa K., Ito T., Tanaka K., (1979): *Augmented heat transfer by nucleate boiling on a sintered metal layer*. Heat Transfer – Japanese Research, Vol. 8, pp. 65-81.
- [5] Orman Ł.J., (2008): *Analiza efektywnej przewodności cieplnej mikropokryć porowatych (Analysis of effective thermal conductivity of porous microcoatings)*, Proc. of Conf. „Terotechnologia 2008”, Zeszyty Naukowe nr 11, Nauki Techniczne: Budowa i Eksploatacja Maszyn, pp. 215-220.
- [6] Orman Ł.J., (2008): *Nucleate boiling heat transfer on a smooth surface of a fin*, Proc. of XII Int. Symposium on „Heat Transfer and Renewable Sources of Energy” HTRSE – 2008, pp. 363-369.
- [7] Orman Ł.J., (2009): *Possibilities of heat transfer enhancement in automotive heat exchangers*, Proc. of 13th Int. Conf. „Transport Means 2009”, Kaunas University of Technology, Lithuania, pp. 116-119.
- [8] Orman Ł.J., (2010): *Possibility of the application of microstructures in heating and ventilation systems*, Structure and Environment, Kielce University of Technology, 1, Vol. 2, pp. 41-45.
- [9] Orman Ł.J., Orzechowski T., (2004): *Analysis of the influence of the surface roughness on the heat transfer from extended surfaces*, Science Report, CEEPUS Project PL-127: Measurement Technology in Advanced Machine Manufacturing Systems.

- General Editors: S. Adamczak, P.H. Osanna, Kielce University of Technology, pp. 115-123.
- [10] Orzechowski T., Orman Ł.J., (2006): *Boiling heat transfer on surfaces covered with copper fibrous microstructures*, Proc. of XI Int. Symposium on „Heat Transfer and Renewable Sources of Energy” HTRSE – 2006, Szczecin, pp. 613-619.
- [11] Orzechowski T., Orman Ł.J., (2006): *Mikropowierzchnie strukturalne w wymianie ciepła (Microstructures in heat transfer engineering)*, Proc of Conf. „Terotechnologia 2006”, Zeszyty Naukowe nr 1, Nauki Techniczne: Budowa i Eksploatacja Maszyn, Kielce, s. 171-177.
- [12] Orzechowski T., Orman Ł.J., (2007): *Wymiana ciepła przy wrzeniu pęcherzykowym na żebrze z dwuwarstwową strukturą siatkową (Nucleate boiling heat transfer on the fin with a two – layer wire mesh structure)*, Proc of „XIII Sympozjum Wymiany Ciepła i Masy”, Koszalin – Darłówek, s. 763-768.
- [13] Palm B., (1991): *Enhancement of boiling heat transfer by aid of perforated metal foils*, Ph.D. Thesis, The Royal Institute of Technology, Stockholm.
- [14] Poniewski M.E., (2001): *Wrzenie pęcherzykowe na rozwiniętych mikropowierzchniach*, Wydawnictwo PŚk, Kielce.
- [15] Radek N., Orman Ł.J. (2008): *Water boiling on electro-spark deposited copper coating*, ВІСНИК, 6, pp. 233-236.
- [16] Rainey K.N., You S.M. (2000): *Pool boiling heat transfer from plain and microporous, square pin-finned surfaces in saturated FC-72*, Journal of Heat Transfer, Vol. 122, pp. 509-516.
- [17] Ramvir S., Kasana H.S. (2004): *Computational aspects of effective thermal conductivity of highly porous metal foams*, Applied Thermal Engineering, 24, pp. 1841-1849.
- [18] Wójcik T.M. (2004): *Boiling on cylindrical surfaces with thick – layered porous covering*, Proc. of X Int. Symposium on „Heat Transfer and Renewable Sources of Energy”, HTRSE – 2004, pp. 653-660.
- [19] Wójcik T.M. (2006): *Intensyfikacja wymiany ciepła dla wrzenia (Boiling heat transfer enhancement)*, Inżynieria i Aparatura Chemiczna, No 3, 45 (37), (in Polish), pp. 3-9.
- [20] Wójcik T.M., Poniewski M., Dziadoń A., Depczyński W. (2008): *Experimental investigation of boiling heat transfer on new porous coverings*, Proc. of XII Int. Symposium on “Heat Transfer and Renewable Sources of Energy” HTRSE – 2008, pp. 403-411.
- [21] Xiuling Y., Hongji X., Yaozhen S., Dongji C., Yuweng Z., Hongzhang Q. (1990): *Experimental research of nucleate pool boiling heat transfer from compound enhanced porous surface in liquid nitrogen*, Cryogenics, vol. 30, Supplement, pp. 297-302.
- [22] Zhang H.J., Chen L. (1988): *Pool boiling heat transfer on the sintered porous surfaces*, T. Nejat Verizoglu (ed), Particulate Phenomena and Multiphase Transport, Hemisphere, Vol. 1, pp. 529-538.
- [23] Zhang H.J., Zhao X.B. (1990): *Experimental research on pool boiling heat transfer from a spraying porous surface*, Preprints of 7th Int. Heat Pipe Conf., Minsk, pp. 187-194.

Tadeusz M. Wójcik

Oszczędność energii przez zastosowanie wymienników ciepła z pokryciem porowatym

1. Wstęp

Wymagane różnice temperatury w wymiennikach ciepła mają wpływ na wydajność takich układów. Wykazano, że w przypadku systemu chłodniczego zredukowanie różnicy temperatury z 15°C do 5°C prowadziło do zmniejszenia wymaganej pracy o około 42% [13]. W konsekwencji prowadzi to do oszczędności energii. Takie obniżenie wymaganej różnicy temperatur w wymiennikach można zrealizować poprzez zastosowanie pokryć porowatych do konstrukcji powierzchni wy-

mieniających ciepło. W przypadku wrzenia mogą one odprowadzać takie same gęstości strumienia ciepła co powierzchnie gładkie, ale przy znacznie mniejszych różnicach temperatur. Tego typu pokrycia znajdują szerokie zastosowanie przemysłowe.

2. Intensyfikacja wymiany ciepła przy wrzeniu

Powierzchnię grzejną można modyfikować poprzez jej chropowacenie lub zastosowanie mikrostruktur. Zhang and Chen [22] badali wrzenie wody i etanolu

na powierzchni pokrytej warstwą porowatą z proszków spiekanych. Dla takiego układu współczynnik przejmowania ciepła był od 3 do 10 razy wyższy niż dla powierzchni gładkiej. Dla takiej samej gęstości strumienia ciepła wymagana różnica temperatur przy zastosowaniu pokrycia porowatego była dużo niższa. Na przykład wyniki dla wody wskazują, że przy gęstości strumienia ciepła 10 W/cm^2 wymagana różnica temperatur dla powierzchni gładkiej sięgała ok. 10 K, natomiast dla mikrostruktury o wysokości 0,5 mm – ok. 4 K. W przypadku etanolu i tej gęstości strumienia ciepła różnica temperatur dla powierzchni gładkiej wynosiła ok. 16 K, a dla mikrostruktury – tylko ok. 1,8 K. Rainey and You [16] badali wrzenie FC – 72 na powierzchni miedzianej o wielkości $10 \times 10 \text{ mm}$ pokrytej mikrożebrami o szerokości 1 mm. Wyniki wskazywały, że przy gęstości strumienia ciepła 1 W/cm^2 wymagana różnica temperatur dla powierzchni gładkiej wynosiła ok. 15 K, a dla mikrożeber ok. 8 K.

Innym typem pokryć są struktury metalowo-włókniste. Wójcik [19] obserwował znaczący wzrost współczynnika przejmowania ciepła w przypadku zastosowania pokryć miedzianych włóknistych. Potwierdzenie znacznej intensyfikacji wrzenia dla tego typu układów można znaleźć w pracy Orzechowskiego i Ormana [10]. Podano tam, że przy tej samej gęstości strumienia ciepła 200 kW/m^2 różnica temperatur dla powierzchni gładkiej wynosiła 12 K, a dla porowatej włóknistej 9 K (dla wody). W przypadku etanolu i tej samej gęstości strumienia ciepła różnica temperatur dla powierzchni gładkiej sięgała ok. 17,5 K, a dla porowatej ok. 14 K.

Dość powszechne są też struktury siatkowe. Wyniki w pracy [11] wskazują, że ich zastosowanie prowadzi do znacznej intensyfikacji wrzenia. Dla gęstości strumienia ciepła 200 kW/m^2 wymagana różnica temperatur przy wrzeniu wody na powierzchni gładkiej była ok. 12,5 K, a dla powierzchni siatkowej 6 K. Dla etanolu było to odpowiednio ok. 18 K i 8,5 K. Orzechowski i Orman [12] badali także wrzenie na powierzchniach siatkowych, złożonych z dwóch różnych materiałów – pokrycia ze spieczonych siatek: miedzianej i stalowej. Trwają prace nad nowymi metodami intensyfikacji wrzenia. Np w [15] analizowano powierzchnie po obróbce elektro-iskrowej, zaś w [20] spiekane z mieszaniny proszków miedzi i tlenku miedzi.

3. Modelowanie wrzenia na powierzchniach z pokryciem porowatym

Prawidłowe modelowanie wymiany ciepła ma duże znaczenie praktyczne – np. w projektowaniu wymienników ciepła. Jednym z przykładów jest model Nishikawy i innych [4], w którym zakłada się, że ciepło jest przewodzone z powierzchni grzejnej do cieczy. Model zawiera zastępczą przewodność cieplną, której wartość zmodyfikowano w pracy [5] dla powierzchni metalowo-włóknistych o porowatości 50% i grubości 1 mm. Na podstawie rysunku 1 można stwierdzić, że model Nishikawy prowadzi do zawyżonych wartości gęstości strumienia ciepła w odniesieniu do danych eksperymentalnych z [18]. Podobnie model Nishikawy o zmodyfikowanej wartości przewodności zgodnie z równaniem (4) i wielkości $F = 0,5852$. Dane eksperymentalne [18] dotyczą jednak struktury o innych parametrach geometrycznych i modyfikacja wartości F jako 0,3612 spowodowała bardzo dobre dopasowanie wyników obliczeń i danych pomiarowych (krzywa nr 4, rys. 1).

4. Dyskusja

Chociaż pokrycia porowate oferują znaczące możliwości intensyfikacji wymiany ciepła i obniżenia wymaganej różnicy temperatur dla danej gęstości strumienia ciepła, to wiedza na temat procesów fizycznych wewnątrz struktur jest wciąż niewystarczająca. W związku z tym pojawiają się trudności w stworzeniu modelu, mogącego przewidywać gęstość strumienia ciepła w oparciu o parametry mikrostruktury. W przypadku powierzchni gładkich wiedza jest szersza. W pracy [6] zaprezentowano dyskusję na ten temat.

W przypadku pokryć porowatych, w związku z ich złożoną budową i różnymi metodami produkcji, bardzo trudno jest zaproponować uniwersalny model lub korelację. Jednak koncepcja wykorzystana w niniejszej pracy, bazująca na modyfikacji modelu Nishikawy może być interesująca, szczególnie jeśli ustalona zostanie zależność wartości parametru F od parametrów pokrycia porowatego.