

ŁUKASZ J. ORMAN

Kielce University of Technology
Al. 1000-lecia Państwa Polskiego 7
25-314 Kielce, Poland
e-mail: orman@tu.kielce.pl

POSSIBILITY OF THE APPLICATION OF MICROSTRUCTURES IN HEATING AND VENTILATION SYSTEMS

Abstract

Microstructural coatings may be successfully applied in phase – change heat exchangers to enhance heat transfer. They can be used in heating and ventilation systems as presented in the literature review. The test results of boiling heat transfer prove that it is possible to significantly increase heat flux comparing to the smooth surface if porous microstructures are applied. The measurements were conducted on the non – isothermal surface of the fin. Distilled water was used as the working fluid.

Keywords: heat exchangers, microstructures

1. Introduction

Currently, much scientific effort is directed towards the production of more efficient heat exchangers. Particularly interesting are phase – change exchangers, since they offer the dissipation of significant heat fluxes at small temperature differences. They are commonly used in refrigeration, air conditioning and other areas. The need to dissipate even higher heat fluxes led to the discovery of enhanced structures. They cover the heating/cooling surfaces and enable to improve heat transfer conditions. Consequently, elevated heat fluxes might be expected. Such enhanced microstructures might be produced on surfaces through sintering metal powders, meshes, fibers on them or as regular microfins or microgrooves. They can be used either in condensation or in boiling, which is described further in the paper.

2. Microstructures in heating and ventilation

The pioneer work focused on boiling heat transfer enhancement was conducted by Jakob and Fritz in 1931. They found that increased roughness of the heating surface leads to the increase in dissipated heat flux. However, this effect disappears with time. This phenomenon did not cause much interest. Later, in the years 1955 – 1965, significant progress was made in exploring the mechanisms of phase change processes. That resulted in developing heat transfer

enhancing structures. The first one was patented in 1968 [1]. There are many types of coatings available on the market. And many ways of manufacturing them. Figure 1 presents examples of some microstructures.

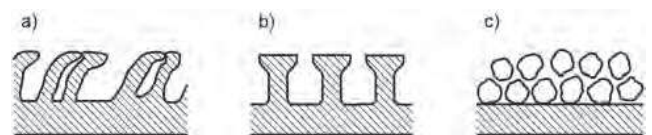


Fig. 1. Commercial microstructures: a) Hitachi Thermoexcel, b) Gewa, c) High Flux [2]

Microstructural coatings may have many applications. Gottzmann et al. [3] investigated the use of High Flux metallic covering of 50-65% porosity. Based on the experimental results of air conditioning evaporators with ammonia as the working fluid, it was concluded that it might be possible to increase heat flux twice. And, at the same time to reduce the temperature difference by about 1 K. The designed absorption ammonia chiller with the High Flux microstructure enabled to decrease the length of cooling pipes 6-7.5 times as compared to conventional systems.

The enhanced heat exchangers reduce the mass of the devices. And, consequently, the transportation and installation costs. Moreover, the amount of working fluids is limited. For refrigeration and air conditioning applications channels with internal microfins are used.

Such a surface modification results in a small increase in pressure loss as compared to smooth pipes [4].

Porous microstructures are used as the internal coating of heat pipes. They are part of efficient heat exchangers [5, 6]. In one end of a heat pipe (Fig. 2) vaporisation occurs. The heat is dissipated from the cooled element. On the other end heat is relieved to the surroundings and condensation takes place inside. Such a heat exchanger is very reliable since there are no moving parts. The temperature difference along the heat pipe is small. This is the additional advantage. Consequently, it might be widely used in the broad temperature range (from cryogenics to temperatures reaching 1600°C).

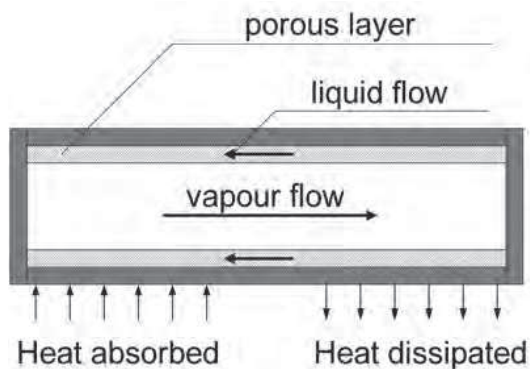


Fig. 2. Heat pipe

If, for example, a waste heat source is available heat can be efficiently transported to different rooms using the heat pipe. This concept is presented in Figure 3.

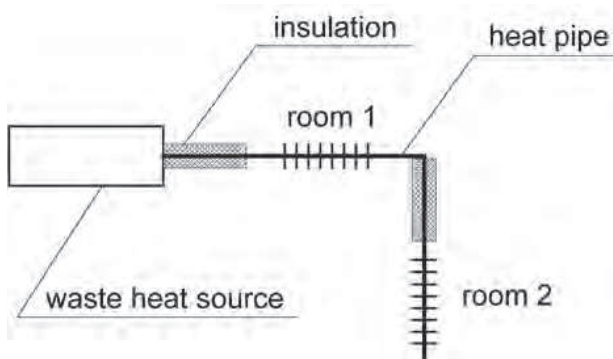


Fig. 3. Heating system constructed with heat pipes [5]

Abd El – Baky et al. [7] investigated a heat exchanger consisting of heat pipes, used to recuperate heat in air conditioning systems. The two ducts are present – one which transports fresh air from the outside of temperature 32-40°C and the other with the cooled air of constant temperature 26°C. The ducts are parallel to each other and joined with the heat pipe heat exchanger. Ratios of mass flow rate between the

return and the fresh air were 1, 1.5 and 2.3. The results proved that efficiency and heat transfer for evaporator and condenser sections are increased to about 48%, when the fresh air temperature is increased to 40°C. The rise in the ratio of the return to fresh air mass flow rate by about two times results in an increase in the temperature change of fresh air by ca. 20%. And the effectiveness of the heat exchanger by ca. 26%. Figure 4 presents the scheme of the studied heat pipe heat exchanger in the ventilation ducts.

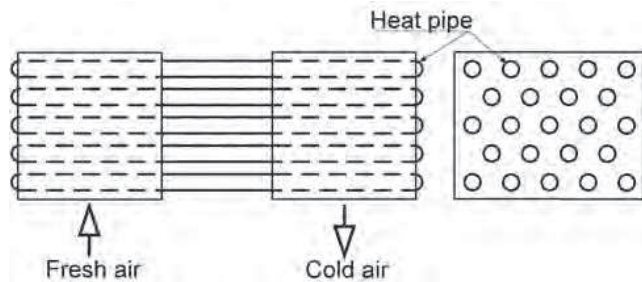


Fig. 4. Scheme of the heat pipe heat exchanger [7]

3. Boiling on surfaces with porous layers

The impact of microstructural porous coatings is investigated on the example of the non – isothermal surface of the copper fin. To this surface the metallic layers are attached and sintered in the furnace without oxygen. That is done in order to prevent oxidation. The fin is part of the vessel. Its connected with the liquid on the side with the microstructure. The other side of the fin is examined with the infrared camera. The main heater is attached to the fin at one end. It warms it up to temperatures over the saturation temperature. Because heat is supplied to one end of the fin, the temperature gradient is created. The temperature distribution is then measured with a long – wave (8-14 mm) thermovision camera. The camera is equipped with a detector of 384 x 288 pixels. Its thermal resolution is 0.08 K. The obtained temperature distribution is used to draw boiling curves. That is done according to the method presented by Orzechowski [8]. In this method the heat transfer coefficient depends exponentially on superheat (which is the difference between the wall temperature and the saturation temperature):

$$\alpha = a \theta^n \tag{1}$$

The experimental determination of constants: a, and n leads to the equation for the boiling curve. According to the methodology [8] the formula for superheat gradient along the fin in logarithmic coordinates can be expressed as:

$$\ln\left(\frac{d\theta}{dx}\right)^2 = \ln\left(\frac{2m^2}{n+2}\right) + (n+2)\ln\theta \quad (2)$$

while $n \neq 2$ and m^2 is defined as the ratio:

$$m^2 = \frac{aP}{\lambda F} \quad (3)$$

Here P and F are the circumference and surface area of the copper fin, respectively. The λ is the thermal conductivity of the material.

The knowledge about the temperature distribution along the fin (after numerical differentiation) enables the constants a and n to be determined from the data fitting. Thus, the boiling curve can be drawn as a function of local values of heat transfer coefficient (or heat flux) and wall superheat using the equation (1).

The measurements were carried out for the porous microstructure. Its height was 0.6 mm and porosity ca. 0.6. The test began with recording the temperature distribution along the fin. It was done with the thermovision camera for three different levels of electric power. The power was supplied to the main heater (Fig. 5). Numerical differentiation produced the first derivative. This is presented in Figure 6. The constants a and n could be determined according to equation (2) through the linear least square fitting. Based on the above mentioned the boiling curve could then be drawn (Fig. 7). For comparison the smooth surface test results [9] are given. The test was limited to nucleate boiling heat transfer – with superheat not exceeding 18 K. It was conducted under ambient pressure. Distilled water was the working fluid.

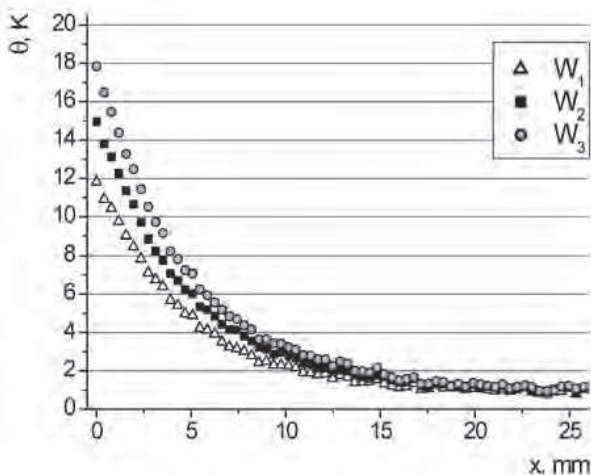


Fig. 5. Temperature distribution along the fin for three levels of electric power (W) supplied to the main heater

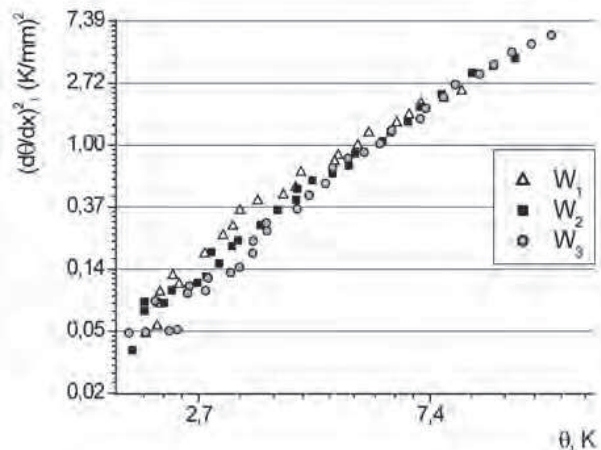


Fig. 6. Superheat gradient vs. superheat for three levels of electric power (W) supplied to the main heater ($\theta > 2K$)

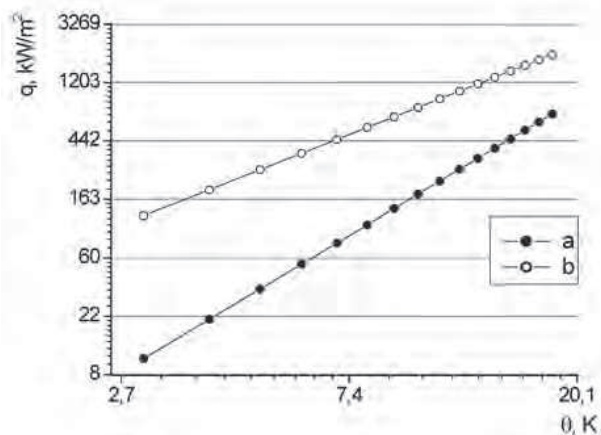


Fig. 7. Boiling curves for distilled water: a – smooth surface [9], b – microstructural coating

As can be seen in Figure 7 the application of the microstructural coating resulted in elevated heat flux in comparison to the smooth surface for the same superheat. This enhancement is especially apparent in the low superheat region. As the temperature increases more vapour is produced on the surface. Its transport through the porous layer becomes difficult due to flow resistance. Consequently, for higher superheats the curve representing the microstructure approaches the one for the smooth surface.

4. Conclusions

The microstructural coatings are part of phase – change heat exchangers. Their application might lead to the significant enhancement of heat flux at the same temperature difference. Based on the test results presented above it can be concluded that it is possible to dissipate over 10 times more heat – for lowest

superheats – if porous layers are used, as compared to smooth reference surface. Heat exchangers produced with microstructures could be working with different fluids. More tests are needed to determine optimal geometrical and material properties of different kinds of porous layers. They will ensure the maximal heat flux to be dissipated. Thus, the design guidelines could be proposed for the production of such heat exchangers.

References

- [1] Webb R.L. (1981): *The evolution of enhanced surface geometries for nucleate boiling*, Heat Transfer Engineering, Vol. 2, pp. 46-69.
- [2] Manglik R.M. (2003): *Heat Transfer Enhancement, in Heat Transfer Handbook*, ed. Bejan A., Kraus A.D., John Wiley & Sons Inc.
- [3] Gottzmann C.F., Wulf J.B., O'Neill P. (1971): *Theory and application of high performance boiling surfaces to components of absorption cycle air conditioners*, Proc. Conf. Natural Gas. Res. and Techn., Chicago, pp. 1-14.
- [4] Thome J.R. (2004): *Engineering Data Book III*, Wolverine Tube.
- [5] Silverstein C.C. (1992): *Design and technology of heat pipes for cooling and heat exchange*, Washington.
- [6] Ochterbeck J.M. (2003): *Heat Pipes, in Heat Transfer Handbook*, Bejan A., Kraus A.D. (ed), Wiley John & Sons Inc.
- [7] Abd El-Baky M.A., Mohamed M.M. (2007): *Heat pipe heat exchanger for heat recovery in air conditioning*, Applied Thermal Engineering, Vol. 27, pp. 795-801.
- [8] Orzechowski T. (2003): *Wymiana ciepła przy wrzeniu na żebrach z mikropowierzchnią strukturalną*, Monografia, Wydawnictwo Politechniki Świętokrzyskiej, Kielce.
- [9] Orman Ł.J. (2008): *Nucleate boiling heat transfer on a smooth surface of a fin*, Proc of XII Int. Symposium „Heat Transfer and Renewable Sources of Energy”, Szczecin, pp. 363-369.

Łukasz J. Orman

Możliwości zastosowania mikropowierzchni strukturalnych w ogrzewnictwie i wentylacji

1. Wstęp

Obecnie szerokie zainteresowanie wzbudzają wysoce efektywne wymienniki ciepła. Szczególnie interesujące są te, które pracują przy zmianie fazy czynnika, ponieważ umożliwiają odbieranie znacznych gęstości strumienia ciepła. Są one powszechnie stosowane m.in. w chłodnictwie czy klimatyzacji. Potrzeba odbierania coraz większych strumieni ciepła doprowadziła do odkrycia pokryw intensyfikujących wymianę ciepła, które nakładają się na powierzchnie wymienników. Takie mikrostruktury wytwarza się ze spieczonych proszków metalicznych, siatek czy włókien lub jako mikrożebra lub mikrowgłębienia. Mogą być one stosowane w przypadku zarówno kondensacji jak i wrzenia.

2. Mikropowierzchnie strukturalne w ogrzewnictwie i wentylacji

Pierwszą pracą dotyczącą intensyfikacji wymiany ciepła przy wrzeniu były badania Jakoba i Fritza w 1931 r., w których wykazali, że zwiększenie chropowatości powierzchni grzejnej prowadzi do zwiększenia ilości odbieranego ciepła. Zjawisko to nie było

jednak obiektem większego zainteresowania. Dopiero lata 1955-1965 zaowocowały opracowaniem struktur intensyfikujących wymianę ciepła przy wrzeniu. Pierwszą taką strukturę opatentowano w 1968 r. [1].

Mikropowierzchnie strukturalne mogą być stosowane w wielu gałęziach przemysłu. Gottzmann i in. [3] opisali zastosowanie powierzchni High Flux w parownikach klimatyzatorów wykorzystujących cykl absorpcyjny amoniaku. Przeprowadzone doświadczenia przy wrzeniu roztworu 16-17% amoniaku dowodzą, że możliwe jest dwukrotne zwiększenie gęstości strumienia ciepła przy jednoczesnej redukcji różnicy temperatury o około 1 K.

Wymienniki rurowe intensyfikujące wymianę ciepła są powszechnie stosowane w chłodnictwie i klimatyzacji. Powodują zmniejszenie wymiarów urządzeń i wymaganej ilości płynów chłodniczych w wymienniku. W przypadku zastosowań chłodniczych i klimatyzacyjnych stosuje się obecnie rury z wewnętrznymi mikrożebami [4].

Powierzchnie porowate stosowane są jako wypełnienie rur ciepła, stanowiących element efektywnych wymienników ciepła [5, 6]. W rurze ciepła można

wyróżnić część, w której następuje parowanie (odbieranie ciepła) i skraplanie, gdzie następuje oddawanie ciepła. Brak części ruchomych oznacza wysoką niezawodność takich urządzeń. Dodatkową korzyścią jest prawie stała temperatura na ich długości.

Abd El – Baky i in. [7] przedstawili wyniki badań wymiennika złożonego z rur ciepła przeznaczonego do rekuperacji ciepła w układach klimatyzacyjnych. Układ pomiarowy obejmował dwa kanały – jeden ze świeżym powietrzem zewnętrznym o temperaturze 32-40°C i drugi z powietrzem o stałej temperaturze 26°C. Kanały zlokalizowano równolegle i połączono wymiennikiem z rurami ciepła. Około dwukrotny wzrost ilorazu strumienia powietrza chłodnego do świeżego powoduje zwiększenie spadku temperatury powietrza świeżego między wejściem a wyjściem z wymiennika o ok. 20% i zwiększenie efektywności wymiennika o ok. 26%.

3. Wrzenie na powierzchni z pokryciem porowatym

Badania wykonano na stanowisku, którego głównym elementem jest miedziane żebro z mikrostrukturą porowatą o grubości 0,6 mm i porowatości ok. 0,6. Do badań wykorzystano kamerę termowizyjną o rozdzielczości 0,08 K, w celu określania rozkładu temperatury na długości. W wyniku zastosowania procedury opisanej przez T. Orzechowskiego [8] uzyskano krzywą wrzenia, którą porównano z wynikami

dla powierzchni gładkiej. Wykazano znaczne możliwości intensyfikacji wymiany ciepła w porównaniu do powierzchni odniesienia, jeśli zastosuje się dodatkowe pokrycie mikrostrukturalne.

Największą intensyfikację wrzenia obserwowano dla obszaru małych przegrzań – rys. 7 (przegrzanie oznacza różnicę temperatury powierzchni grzejnej i temperatury wrzenia). Wzrost temperatury powodował zwiększoną produkcję pary, a utrudniony jej transport z powierzchni grzejnej przez warstwę porowatą powodował, że krzywa wrzenia dla analizowanego pokrycia zbliżała się do wyników dla powierzchni gładkiej.

4. Wnioski

Struktury porowate mogą stanowić element efektywnych wymienników ciepła, wykorzystujących zjawisko przemiany fazowej. Zastosowanie mikropowierzchni strukturalnej spowodowało ponad 10-krotny wzrost gęstości strumienia ciepła dla najmniejszych przegrzań przy wrzeniu wody pod ciśnieniem atmosferycznym. Rozszerzenie badań na inne czynniki i struktury może umożliwić określenie optymalnych parametrów geometrycznych i materiałowych, celem maksymalizacji gęstości strumienia ciepła. W związku z czym możliwe byłoby wówczas zaproponowanie wytycznych projektowych dla takich wymienników.