

Andrzej Grzbielec  
2009-11-12  
wersja 1.1

Laboratorium  
Chłodnictwa

Ćwiczenie nr 2  
Wpływ budowy skraplacza  
na wymianę ciepła

## 2 Wpływ budowy skraplacza na wymianę ciepła

### 2.1 Cel ćwiczenia

Celem ćwiczenia jest zapoznanie się z procesem wymiany ciepła w skraplaczu, oraz określenia wpływu parametrów przepływającego powietrza na współczynnik wnikania ciepła.

### 2.2 Podstawy teoretyczne

Większość skraplaczy spotykanych w chłodnictwie i klimatyzacji wyposażonych jest w wentylator, którego zadaniem jest wzmożenie wymiany ciepła pomiędzy przepływającym powietrzem, a skraplającym się czynnikiem chłodniczym. Wentylatory montowane są zazwyczaj tuż za skraplaczami, a ich średnica jest mniejsza od wymiarów skraplacza. Taka budowa powoduje że do poszczególnych rurek skraplacza napływa powietrze o różnej prędkości. Wymiana ciepła w skraplaczu uzależniona jest od prędkości przepływającego powietrza, więc zmiana jej wartości powoduje różnorodność współczynników przenikania ciepła  $h$ , a co za tym idzie także strumieni przekazywanego ciepła  $\dot{Q}$ .

#### 2.2.1 Wymiana ciepła

Wymianę ciepła w badanym skraplaczu możemy podzielić na trzy etapy:

- przejmowanie ciepła od skraplającego się czynnika do wewnętrznej ścianki rurki (1);
- przewodzenie ciepła przez rurkę (2);
- przejmowanie ciepła przez przepływające powietrze od ożebrowanej powierzchni rurek (3).

Z zasady zachowania energii wynika, że w każdym etapie musi być przekazany dokładnie ten sam strumień ciepła  $\dot{Q}$ . Możemy więc zapisać trzy równania.

$$\dot{Q} = \pi \cdot L \cdot d_{wew} \cdot \alpha_{Rskr} (t_{skr} - t_{wew}) \quad (1)$$

$$\dot{Q} = \pi \cdot L \cdot \frac{(t_{wew} - t_{zew})}{R_{R\lambda}} \quad (2)$$

$$\dot{Q} = \pi \cdot L \cdot d_{zew} \cdot \alpha_{Rpow} (t_{zew} - t_{ot}) \quad (3)$$

gdzie:

$L$  - długość rurki bądź badanego wycinka [m];

$d_{wew}$  - wewnętrzna średnica rurki [m] ;

$d_{zew}$  - zewnętrzna średnica rurki [m] ;

$R_{R\lambda}$  - opór przewodzenia przez przegrodę rurową  $\left[ \frac{m \cdot K}{W} \right]$  ;

$\alpha_{Rskr}$  - współczynnik przejmowania ciepła podczas skraplania  $\left[ \frac{W}{m^2 \cdot K} \right]$  ;

$\alpha_{Rpow}$  - współczynnik przejmowania ciepła przez omywające powietrze  $\left[ \frac{W}{m^2 \cdot K} \right]$  ;

### 2.0.1 Wymiana ciepła po stronie skraplania

Skraplanie wewnątrz poziomej rury było badane przez wielu naukowców na świecie. Powstało wiele empirycznych korelacji opisujących to zjawisko. Jedną z nich zaproponowali

Ackers and Rosson (4) dla  $\frac{d_{zew} \cdot \dot{m}_L}{\mu_L} < 5000$

$$\text{dla } 1000 < \frac{d_{wew} \cdot \dot{m}_V}{\mu_L} \left( \frac{\rho_L}{\rho_V} \right)^{0,5} < 20000$$

$$Nu = 13,8 \cdot \left( \frac{c_p \cdot \mu_L}{\lambda_L} \right)^{1/3} \left( \frac{h_{fg}}{c_p \cdot \Delta t} \right)^{1/6} \left[ \frac{d_{wew} \cdot \dot{m}_V}{\mu_L} \left( \frac{\rho_L}{\rho_V} \right)^{0,5} \right]^{1/5}$$

(4)

$$\text{dla } 20000 < \frac{d_{wew} \cdot \dot{m}_V}{\mu_L} \left( \frac{\rho_L}{\rho_V} \right)^{0,5} < 100000$$

$$Nu = 0,1 \cdot \left( \frac{c_p \cdot \mu_L}{\lambda_L} \right)^{1/3} \left( \frac{h_{fg}}{c_p \cdot \Delta t} \right)^{1/6} \left[ \frac{d_{wew} \cdot \dot{m}_V}{\mu_L} \left( \frac{\rho_L}{\rho_V} \right)^{0,5} \right]^{2/3}$$

Natomiast dla  $\frac{d_{zew} \cdot \dot{m}_L}{\mu_L} > 5000$  (5)

$$\text{dla } \frac{d_{wew} \cdot \dot{m}_V}{\mu_L} \left( \frac{\rho_L}{\rho_V} \right)^{0,5} > 20000$$

$$Nu = 13,8 \cdot \left( \frac{c_p \cdot \mu_L}{\lambda_L} \right)^{1/3} \left( \frac{d_{wew} \cdot \dot{m}_E}{\mu_L} \right)^{0,8} \quad (5)$$

gdzie:

$\rho_L$  - gęstość cieczy nasyconej  $\left[ \frac{kg}{m^3} \right]$  ;

$\rho_V$  - gęstość pary nasyconej  $\left[ \frac{kg}{m^3} \right]$  ;

$\mu_L$  - współczynnik lepkości dynamicznej cieczy nasyconej;

$\mu_V$  - współczynnik lepkości dynamicznej pary nasyconej;

$\dot{m}_V$  - strumień masowy przepływającego czynnika w fazie gazowej  $\left[ \frac{kg}{s} \right]$  ;

$\dot{m}_L$  - strumień masowy przepływającego czynnika w fazie ciekłej  $\left[ \frac{kg}{s} \right]$  ;

$\dot{m}_E = \dot{m}_V \left( \frac{\rho_L}{\rho_V} \right)^{0,5} + \dot{m}_L$  ;

$h_{fg}$  - ciepło skraplania;

$\Delta t$  - różnica temperatur – pomiędzy temperaturą ściany a temperaturą skraplania;

$Nu = \frac{\alpha_{skr} \cdot D}{\lambda_L}$  - liczba Nusselt'a;

$\lambda_L$  - współczynnik przewodzenia ciepła cieczy nasyconej  $\left[ \frac{W}{m \cdot K} \right]$  ;

## 2.0.2 Przewodzenie ciepła przez rurki

Opór przewodzenia przez przegrodę rurową określa zależność (6)

$$R_{R\lambda} = \frac{\ln \frac{d_{zew}}{d_{wew}}}{2 \cdot \lambda_R} \quad (6)$$

gdzie:

$\lambda_R$  - współczynnik przenikania materiału z jakiego wykonan jest rura;

### 2.0.3 Przejmowanie ciepła przez powierzchnię nieożebrowaną po stronie chłodzącego powietrza

Aby móc policzyć wymianę ciepła powierzchni ożebrowanej, należy najpierw wyznaczyć współczynnik wymiany ciepła powierzchni nieożebrowanej. Korelację taką proponuje Żukauskas (7)

$$Nu = Pr^{0,36} \left( \frac{Pr}{Pr_w} \right)^n f(Re_D) \quad (7)$$

gdzie:

$n=0$  dla gazów;

$n=0,25$  dla cieczy;

$f(Re_D)$  natomiast dla przestawnego ułożenia rurek jest:

$$f(Re_D) = 0,71 Re_D^{0,5} \quad \text{dla } 100 < Re_D < 10^3$$

$$f(Re_D) = 0,35 Re_D^{0,6} \left( \frac{S_T}{S_L} \right)^{0,2} \quad \text{dla } 10^3 < Re_D < 2 \cdot 10^5 \quad \text{i} \quad \left( \frac{S_T}{S_L} \right) < 2$$

$$f(Re_D) = 0,40 Re_D^{0,6} \left( \frac{S_T}{S_L} \right)^{0,2} \quad \text{dla } 10^3 < Re_D < 2 \cdot 10^5 \quad \text{i} \quad \left( \frac{S_T}{S_L} \right) > 2$$

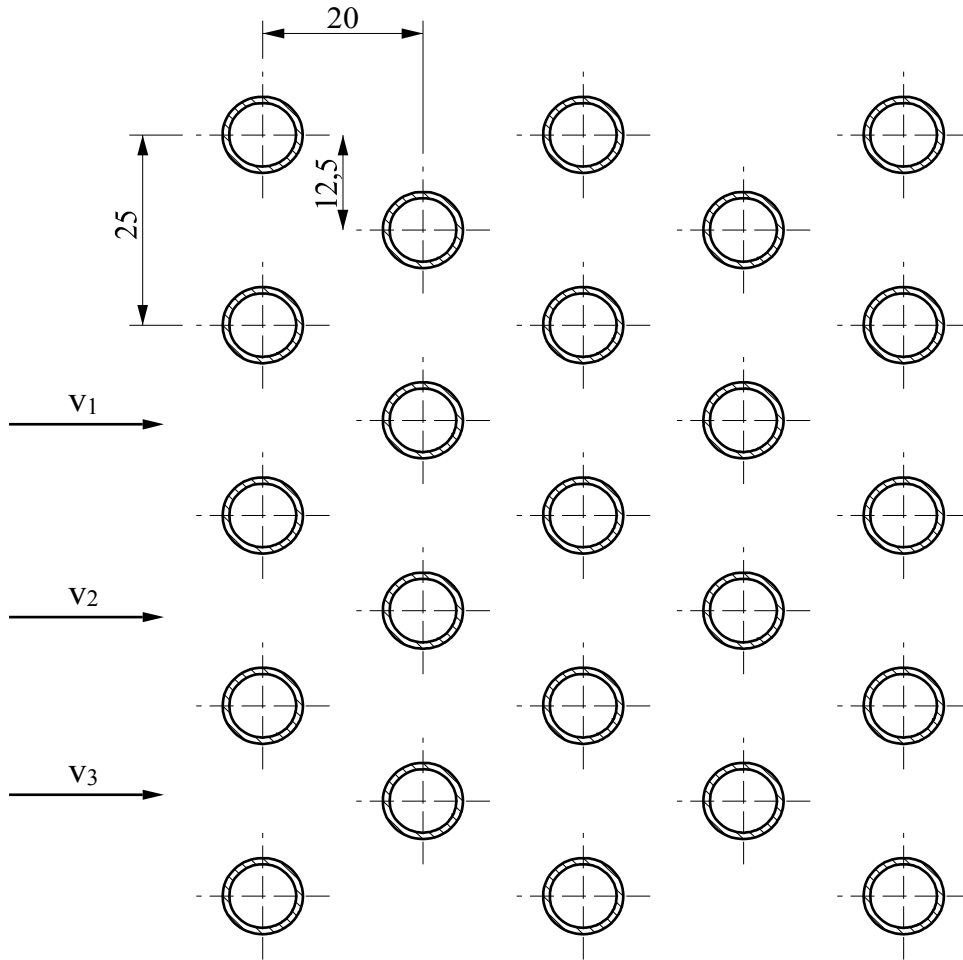
$$f(Re_D) = 0,031 Re_D^{0,8} \left( \frac{S_T}{S_L} \right)^{0,2} \quad \text{dla } 10^3 < Re_D < 2 \cdot 10^5 \quad \text{i} \quad Pr > 1$$

$$f(Re_D) = 0,027 Re_D^{0,8} \left( \frac{S_T}{S_L} \right)^{0,2} \quad \text{dla } 10^3 < Re_D < 2 \cdot 10^5 \quad \text{i} \quad Pr = 0,7$$

$$Re_D = \frac{v_{max} \cdot d_{zew}}{\nu} \quad \text{- liczba Reynolds'a;}$$

$S_L$  - odległość pomiędzy rurkami w poziomie;

$S_T$  - odległość pomiędzy rurkami w pionie;



Rys. 1. Przepływ powietrza przez skraplacz

#### 2.0.4 Współczynnik efektywności żeber

Po zewnętrznej stronie rurek mamy sytuację, w której powietrze omywa ożebrowaną powierzchnię rurek (rys 1). Rozpatrując sytuację, w której mamy do czynienia z powierzchnią ożebrowaną należy zapoznać się z właściwością żebra, jaką jest współczynnik efektywności żebra  $\phi$  (8).

$$\phi = \frac{\int h(t(A) - t_{ot}) dA}{\int h(t_{zew} - t_{ot}) dA} \quad (8)$$

Zgodnie z definicją (8) współczynnik efektywności żebra  $\phi$ , jest to stosunek rzeczywistej ilości przekazanego ciepła przez żebro do ilości przekazywanego ciepła przez żebro, którego temperatura na całej swojej długości jest stała i równa temperaturze swojej podstawy  $t_{zew}$ .

$t(A)$  - temperatura żebra wzdłuż jego długości;

Tak więc strumień ciepła  $\dot{Q}$  przekazywany przez powierzchnię ożebrowaną będzie się wyrażał równaniem (9)

$$\dot{Q} = (h_p \cdot A_p + \phi \cdot h_s \cdot A_s)(t_{zew} - t_{ot}) \quad (9)$$

$A_p$  - powierzchnia rurek nieożebrowana;

$A_s$  - powierzchnia żeber;

$h_p$  - współczynnik przejmowania ciepła pomiędzy powietrzem a powierzchnią nieożebrowaną;

$h_s$  - współczynnik przejmowania ciepła pomiędzy powietrzem a powierzchnią żeber;

Porównując równania (3) i (9) otrzymujemy zależność (10)

$$\alpha_{R\text{pow}} = \frac{(h_p \cdot A_p + \phi \cdot h_s \cdot A_s)}{\pi \cdot L \cdot d_{zew}} \quad (10)$$

## 2.0.5 Przejmowanie ciepła powierzchni ożebrowanej

Dla rurek ułożonych zgodnie z rysunkiem 2 i żeber płytowych Schmidt zaproponował obliczanie współczynnika efektywności żeber zgodnie z równaniem (11).

$$\phi = \frac{\tanh(m \cdot r_i \cdot \Phi)}{m \cdot r_i \cdot \Phi} \quad (11)$$

gdzie:

$$m = \sqrt{\frac{2 \cdot h}{k \cdot \delta}}$$

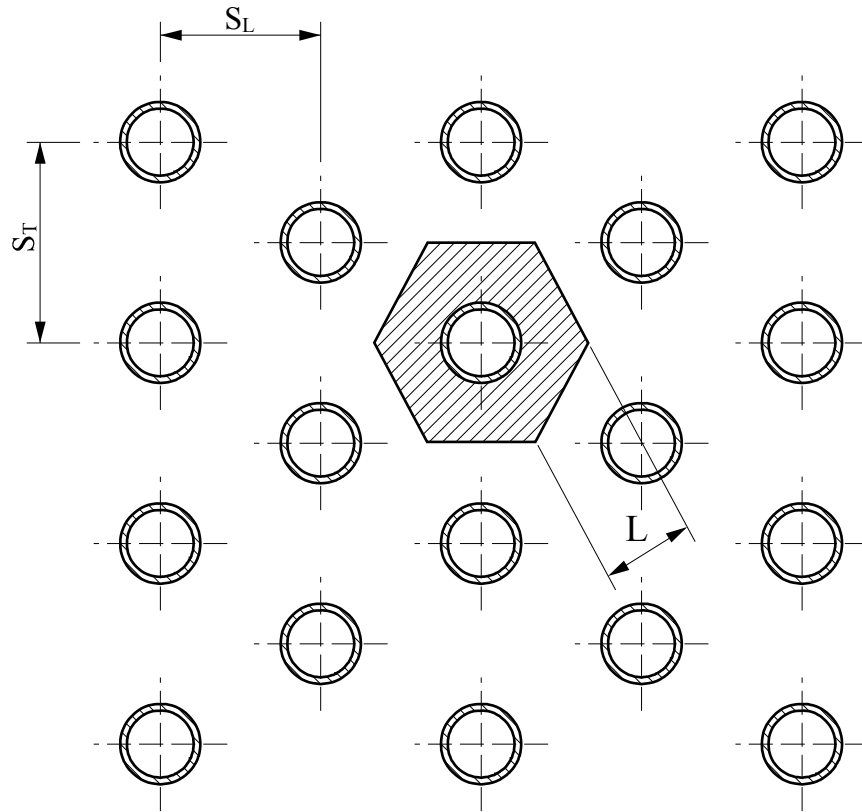
$$\Phi = \left[ \left( \frac{r_e}{r_i} \right) - 1 \right] \left[ 1 + 0,35 \ln \left( \frac{r_e}{r_i} \right) \right]$$

$$\frac{r_e}{r_i} = 1,27 \cdot \psi \sqrt{\beta - 0,3}$$

$$\psi = \frac{M}{r_i}$$

$$\beta = \frac{L}{M} \geq 1$$

$$M = \text{minimum} \left( \frac{S_T}{2}, S_L \right)$$



Rys. 2. Rozpatrywany element powierzchni ożebrowanej.

### 2.0.6 Zastępczy opór przenikania ciepła

Przekształcając równania (1), (2) oraz (3) do postaci takiej, w której po prawej stronie pozostaną różnice temperatur, a następnie po dodaniu równań do siebie otrzymujemy (12).

$$\dot{Q} = \pi \cdot L \frac{t_{skr} - t_{ot}}{\frac{1}{d_{wew} \cdot \alpha_{R\ skr}} + \frac{\ln\left(\frac{d_{zew}}{d_{wew}}\right)}{2 \cdot \lambda_R} + \frac{1}{d_{zew} \cdot \alpha_{R\ pow}}} \quad (12)$$

Równanie to można przekształcić do postaci (13)



$$\dot{Q} = \pi \cdot L \frac{t_{skr} - t_{ot}}{R_{zast}} \quad (13)$$

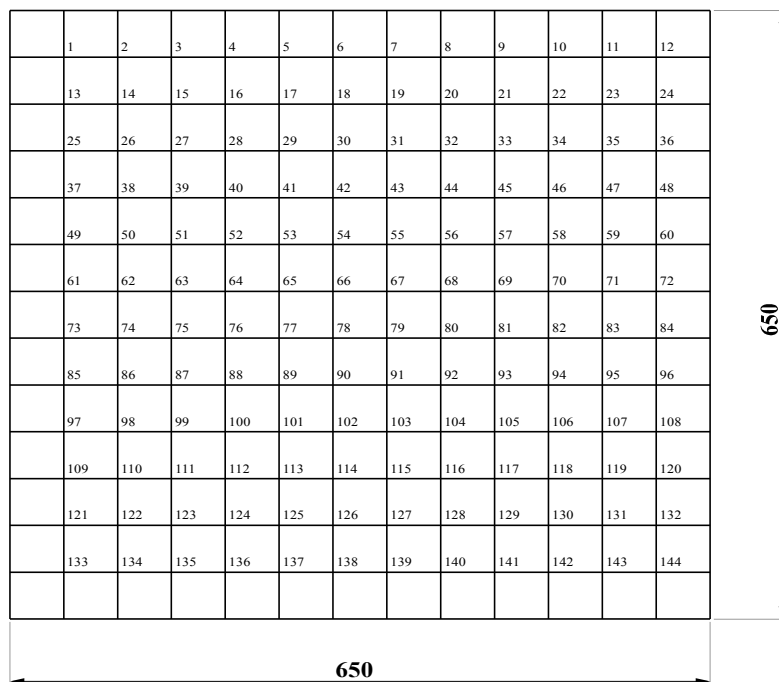
Gdzie  $R_{zast}$  będzie zastępczym oporem przenikania ciepła skraplacza.

### 2.3 Stanowisko laboratoryjne

Stanowiskiem badawczym jest agregat skraplający, współpracujący z komorą chłodniczą. Skraplacz zbudowany jest z rurek miedzianych, o średnicy zewnętrznej  $d_{zew} = 10 [mm]$  i średnicy wewnętrznej  $d_{wew} = 8 [mm]$ , na których znajdują się aluminiowe lamele o  $\delta = 0,2 [mm]$  szerokości w gęstości: 16 żeber na każde 5 cm. Wentylator umieszczony za skraplaczem wywołuje przepływ powietrza.

### 2.4 Przebieg ćwiczenia

Siatka pomiarów została przedstawiona na rysunku 3. Cała powierzchnia czołowa skraplacza została podzielona na kwadraty o boku 5 cm. Na krawędziach nie jesteśmy w stanie w poprawny sposób zmierzyć prędkości przepływającego powietrza więc pomiarów dokonujemy jedynie dla węzłów wewnętrznych. Dla każdego węzła należy zmierzyć prędkość przepływającego powietrza.



Rys. 3. Siatka pomiarowa.

## 2.5 Opracowanie wyników pomiarów

Najpierw należy wyznaczyć strumień przepływającego (skraplającego się) czynnika chłodniczego w jednej rurce skraplacza. Wykonujemy to w następujący sposób. Znając całkowitą moc skraplacza na podstawie pomierzonych prędkości i temperatur powietrza, oraz temperaturę skraplania czynnika określamy ile czynnika musi się wykroplić. I to będzie wartością całkowitą przepływającego czynnika. W skraplaczu znajduje się rozdzielacz na 5 rurek więc przepływ czynnika przez jedną rurkę wyniesie 1/5 wartości całkowitej.

Zakładając że temperatura skraplania w całym skraplaczu jest jednakowa należy obliczyć współczynnik przenikania ciepła od strony wewnętrznej rurki dla każdego punktu.

Do wyznaczenia współczynnika przejmowania ciepła od strony powierzchni ożebrowanej należy posłużyć się równaniem (8), korzystając z następujących uproszczeń  $h_s = h_p = h$ , natomiast  $h$  wyznaczamy z równania Żukauskasa (7).

Na podstawie zmierzonych prędkości należy obliczyć miejscowe współczynniki przenikania ciepła zakładając, że powietrze omywa pod kątem 90 stopni poziomą rurkę skraplacza. Na podstawie pomiarów należy wykreślić pole prędkości. Natomiast na podstawie wyników obliczeń należy wykreślić pole strumieni przekazywanego  $\dot{Q}$  ciepła. Obliczenia przeprowadza się tylko dla pierwszej kolumny rurek skraplacza. Temperatury  $t_{weW}$  i  $t_{zew}$  należy obliczyć w wyniku iteracji.

## 2.6 Sprawozdanie

Sprawozdanie powinno zawierać:

- cel ćwiczenia;
- opis stanowiska;
- wyniki pomiarów;
- wykres przedstawiający pole prędkości;
- wykres przedstawiający pole strumieni ciepła;
- wnioski.

## 2.7 Literatura

1. Bell K. J., Mueller A. C.: *Wolverine tube heat transfer data book*. 2001

2. Fodemski T.R. i in.: *Domowe i handlowe urządzenia chłodnicze*. WNT, Warszawa 2000.
3. Kalinowski E.: *Przekazywanie ciepła i wymienniki*. OWPW, Wrocław 1995.
4. Lienhard J. H. IV, Lienhard J. H. V.: *A heat transfer textbook*. Cambridge, Massachusetts 2004