

WPŁYW STRUKTUR POROWATYCH ORAZ CIECZY ROBOCZYCH NA SPRAWNOŚĆ RUR CIEPLNYCH W WENTYLACJI I KLIMATYZACJI

Andrzej JEDLIKOWSKI, Maciej SKRZYCKI*, Maciej BESLER

Wydział Inżynierii Środowiska, Politechnika Wroclawska, ul. Norwida 4/6, 50-373 Wrocław

Streszczenie: W artykule przedstawiono wpływ struktur porowatych stosowanych w rurach cieplnych poziomych oraz czynników roboczych na ich wydajność cieplną. Opisano podstawy teoretyczne związane z działaniem tych urządzeń. Przedstawiono modele matematyczne opisujące ich pracę.

Słowa kluczowe: odzysk energii, wymiana energii, wymienniki ciepła, rury cieplne.

1. Wprowadzenie

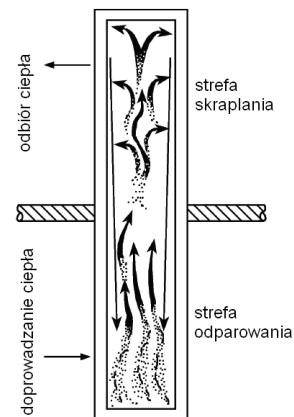
Rura cieplna stanowi samowystarczalny, całkowicie szczelny układ, w którym pobrane od otoczenia ciepło powoduje wrzenie i odparowanie cieczy w jednym jego punkcie, natomiast oddane ciepło do otoczenia w innym, powoduje skraplanie par cieczy i powrót do strefy odparowania (Schlünder i in. 1983).

Opisując zagadnienie rur cieplnych warto rozgraniczyć ich terminologię na dwa w zasadzie odrębne urządzenia: rurę cieplną pionową, zwaną potocznie również termosyfonem dwufazowym oraz rurę cieplną poziomą, zwaną także kapilarną rurą cieplną. Oba typy urządzeń zwane wspólnie rurami cieplnymi działają w oparciu o przemianę dwufazową czynnika roboczego. Zasadę działania urządzeń opisano poniżej.

1.1. Zasada działania rur cieplnych

Termosyfon dwufazowy stanowią szczelne, opróżnione oraz zaślepione odcinki rur z pewną ilością nośnika ciepła. W termosyfonach w dolnej ich części odparowuje ciecz kosztem pobranego od omywającego tą część rury ciepłego powietrza. Ciecz wraz z zakumulowanym w niej ciepłem na skutek wystąpienia gradientu ciśnienia odparowuje oraz jest transportowana do górnej części rury, gdzie następuje proces skraplania cieczy (oddawanie ciepła) na skutek omywającego tą część rury chłodniejszego powietrza. Następnie pary cieczy spływają grawitacyjnie do dolnej części rury. Wzajemne położenie strefy odparowania oraz skraplania powinno umożliwić grawitacyjny spływ kondensatu do strefy odparowania. W termosyfonach występująca różnica temperatur oraz siły grawitacji są niezbędnymi elementami do prawidłowej cyrkulacji czynnika w obrębie stref odparowania oraz skraplania. W przypadku pionowych

rur cieplnych podstawową wadą tego rozwiązania jest konieczność sytuowania w urządzeniu wentylacyjnym przewodów ciepłego powietrza w dolnej części, przewodów chłodniejszego powietrza natomiast w górnej – przewodów chłodniczego powietrza. W związku z powyższym, odzysk energii możliwy jest jedynie w okresie ciepłym lub zimnym, bez możliwości okresowej zmiany funkcjonowania układu. Wygląd oraz zasadę działania termosyfonów dwufazowych przedstawiono na rys. 1 (ASHRAE, 2008).



Rys. 1. Wygląd oraz zasada działania rury cieplnej pionowej – termosyfonu dwufazowego (ASHRAE, 2008)

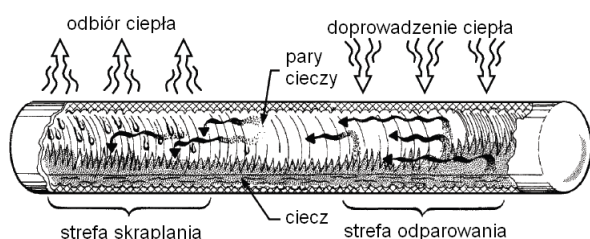
W przypadku poziomych rur cieplnych proces przebiega podobnie, aczkolwiek z pewnymi różnicami. W rurach cieplnych poziomych ciecz transportowana jest pomiędzy strefą odparowania i skraplania na skutek działania sił kapilarnych. W urządzeniach tych podobnie, jak w poprzednim przypadku elementem składowym są zaślepione, opróżnione i z pewną ilością czynnika

* Autor odpowiedzialny za korespondencję. E-mail: maciej.skrzycki@pwr.wroc.pl

roboczej rury. Zasadnicza różnica polega na zastosowaniu rur z różnego rodzaju wewnętrznymi wytlóceniami oraz elementami umożliwiającymi transport cieczy oraz par cieczy pomiędzy strefami odparowania oraz skraplania.

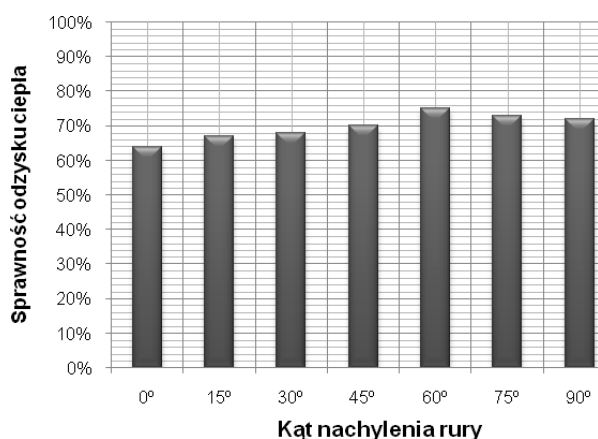
W rurach cieplnych poziomych wymiana ciepła często rozpatrywana jest, jako izotermiczna, jednakże mimo to może wystąpić mały osiowy spadek temperatury przez ściankę rury, poprzez wypełnienie porowate czy też w cieczy roboczej. Przemiana izotermiczna może zachodzić tylko w obrębie strefy odparowania, natomiast w obrębie strefy skraplania mogą pojawiać się wartości nieco odbiegające od powyższego założenia, wynikające z faktu, iż oporności obydwu stref różnią się między sobą. W urządzeniach występuje zjawisko ograniczonej zdolności przenikania ciepła, na który wpływ mają takie czynniki, jak struktura wypełnienia rury, średnica rury, rodzaj cieczy roboczej oraz orientacja rury (odchylenie od poziomu).

Zasadę działania rur cieplnych poziomych przedstawiono na rys. 2 (ASHRAE, 2008).



Rys. 2. Wygląd oraz zasada działania rury cieplnej poziomej – kapilarnej rury ciepła (ASHRAE, 2008)

Zarówno w pionowych, jak poziomych rurach cieplnych proces realizowany jest cyklicznie i będzie przebiegać tak długo, jak długo istnieć będzie różnica temperatur a co za tym idzie, również ciśnienie.



Rys. 3. Sprawność odzysku ciepła w zależności od kąta wychylenia rury cieplnej poziomej (Naphon i in., 2009)

Na rys. 3 przedstawiono orientacyjnie sprawność odzysku ciepła w kapilarnej rurce ciepła w zależności od kąta nachylenia (Naphon i in., 2009). Zmiana kąta nachylenia rury od poziomu pozwala na kontrolowanie ilości wymienianego ciepła pomiędzy strumieniami powietrza. Zmieniając nachylenie strefy odparowania

w stosunku do poziomu wpływa się na umożliwienie (lub zahamowanie) spływu kondensatu ze strefy skraplania do strefy parowania.

Tego typu działanie wykorzystuje się do (ASHRAE, 2008):

- zmiany cyklu ogrzewania powietrza na cykl ochładzania pomiędzy okresami zimnym a ciepłym;
- różnicowania efektywności w celu utrzymania żądanej temperatury powietrza nawiewanego;
- zmniejszenia skuteczności odzysku w celu zapobiegania powstawaniu szronu przy niskich temperaturach powietrza zewnętrznego.

Aby rura cieplna działała prawidłowo ciśnienie panujące wewnątrz rury musi mieć większą wartość od całkowitego spadku ciśnienia na rurze, który uzależniony jest od następujących elementów (Abd El Baky i Mohamed, 2007; Reay i Kew, 2006):

- spadku ciśnienia Δp_1 podczas przepływu skroplonych par cieczy ze strefy skraplania do strefy odparowania;
- spadku ciśnienia Δp_2 niezbędnego do wywołania przepływu cieczy ze strefy odparowania do strefy skraplania;
- spadku ciśnienia Δp_3 w związku z wzajemnym usytuowaniem strefy odparowania względem strefy skraplania, przy czym wartość ta może wynosić zero, może mieć wartość dodatnią lub też ujemną.

Żeby rura cieplna działała prawidłowo, musi być spełniona zależność:

$$\Delta p_{c,max} \geq \Delta p_1 + \Delta p_2 + \Delta p_3 \quad (1)$$

Jeżeli zależność określona przez nierówność (1) nie zostanie dotrzymana oraz obszar rury w obrębie strefy odparowania ulegnie osuszeniu, rura cieplna nie będzie działać prawidłowo.

Podczas pracy rur cieplnych z niektórymi czynnikami roboczymi przy wysokich temperaturach może dochodzić do zjawiska powstawania niepożądanego dźwięku przy przepływie czynnika wewnątrz rury. Przy granicznych prędkościach, przy których występuje powstawanie dźwięku zjawisko ściśliwości musi być brane pod uwagę przy wyznaczaniu spadku ciśnienia czynnika.

Przy niskich temperaturach powietrza, ciśnienie w obrębie strefy odparowania jest stosunkowo niskie, w związku z tym powstająca różnica ciśnienia pomiędzy strefą odparowania a skraplania jest niewystarczająca do pokonania sił lepkości oraz grawitacji, co objawia się zakłóceniem prawidłowego działania urządzenia.

Przy wysokich strumieniach przekazywanego ciepła powstaje ryzyko wysokich prędkości czynnika wewnątrz rury, które mogą wpływać zasadniczo na porywanie czynnika przepływającego do strefy odparowania, co ostatecznie również wpływa na poprawne działanie urządzenia.

Strumień cieplny w strefie odparowania jest wywołany przez powstającą różnicę temperatur, która osiągając dolną wartość graniczną, przy której jeszcze utrzymuje się warstwa czynnika na powierzchni rury w strefie odparowania, powodując powstanie nadmiernej różnicy temperatur (Abd El Baky i Mohamed, 2007; Reay i Kew, 2006).

2. Struktury kapilarne oraz ciecze robocze w rurach cieplnych

Zarówno struktury kapilarne (dla rur cieplnych poziomych) oraz zastosowana ciecz robocza determinują eksploatacyjne właściwości tych urządzeń (Rys. 4). Jednym z najważniejszych zagadnień jest zarówno wybór materiału rury, rodzaj zastosowanej struktury kapilarnej oraz jej kompatybilność z wybraną cieczą roboczą (Kreith i in., 2000).

2.1. Struktury kapilarne rur cieplnych (kapilarnych)

Wybór odpowiedniej struktury kapilarnej do rur cieplnych zależy od szeregu czynników. Podstawowym wymaganiem jest konieczność wytworzenia odpowiedniego ciśnienia kapilarnego, dzięki czemu możliwy jest bezproblemowy przepływ czynnika od strefy skraplania do par czynnika do strefy odparowania. Struktura kapilarna musi również umożliwić w miarę równomierne rozprowadzenie czynnika w obrębie strefy odparowania w celu prawidłowego odbioru ciepła od omywającego tą część rury ciepłego powietrza.



Rys. 4. Przykłady struktur kapilarnych dla poziomych rur cieplnych (Reay i Kew, 2006)

Przepuszczalność struktury kapilarnej jest kolejną wymaganą cechą, która rośnie wraz ze wzrostem rozmiarów porów (kanalików) struktury. Kolejną cechą jest odpowiednia grubość kanalików wypełnienia, przy czym wymiana ciepła rośnie wraz z grubością kanalików. Inną ważną cechą struktury kapilarnej jest jej współpraca z zastosowaną cieczą roboczą i dobra zwilżalność swojej powierzchni cieczą.

Jak opisano powyżej istnieją pewne ograniczenia eksploatacyjne rur cieplnych. Dotyczy to szczególnie rur cieplnych z wypełnieniem kapilarnym. Maksymalny strumień cieplny może być zdefiniowany odpowiednio za pomocą poniższej zależności:

$$Q_{\max} l = \frac{\frac{2\sigma}{r_z} - \rho_{cz} g (l \sin \alpha + d \cos \alpha)}{\frac{\mu_{cz}}{K \rho_{cz} C_f A_w} + \frac{32 \mu_p}{\rho_p C_f A_p d^2}} \quad (2)$$

gdzie: μ jest współczynnikiem lepkości dynamicznej, A_w jest przekrojem poprzecznym wypełnienia kapilarnego, A_p jest przekrojem poprzecznym dla przepływu par czynnika, d_p jest średnicą hydrauliczną dla przepływu par czynnika, K jest przepuszczalnością wypełnienia kapilarnego, d jest średnicą rury cieplnej, α jest kątem odchylenia od poziomu, l jest długością rury cieplnej, C_f jest ciepłem utajonym przemiany fazowej.

2.2. Wybór płynu roboczego oraz jego wpływ na wydajność rury cieplnej

Wybór właściwej cieczy roboczej ma zasadniczy wpływ na długoterminowe i prawidłowe działanie rury cieplnej. Zastosowana ciecz powinna charakteryzować się wysokim ciepłem utajonym odparowania, wysokim napięciem powierzchniowym, małą lepkością oraz powinna być termostabilna w całym zakresie stosowności. Zachodząca reakcja chemiczna wewnątrz rury przy rozkładzie cieczy może powodować powstawanie niekondensujących gazów, które mogą pogarszać wydajność rury.

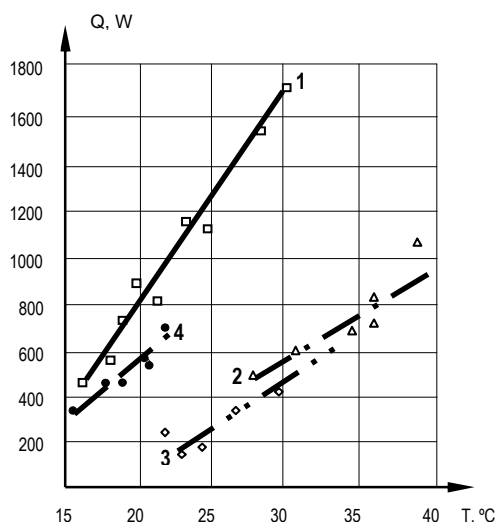
W przypadku przydatności różnych związków chemicznych wykorzystywanych, jako czynniki robocze w rurach cieplnych, istotnym będzie wprowadzenie terminu współczynnika transportowego, który opisuje zdolność cieczy do przekazywania ciepła. Współczynnik ten definiuje się, jako stosunek napięcia powierzchniowego oraz ciepła utajonego do lepkości dynamicznej, co można przedstawić za pomocą poniższej zależności (Mazurkiewicz i in., 1977):

$$N_f = \frac{\delta \rho_f r}{\eta_f} \quad (3)$$

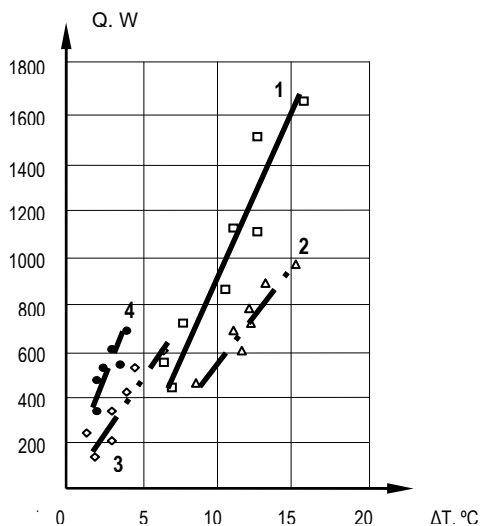
W zależności od wymaganego przedziału temperatur można stosować różne substancje, które dają się doprowadzić do fazy ciekłej od skroplonych gazów do metali. Może to być np. hel (od -272°C do $+269^\circ\text{C}$), amoniak (od -60°C do $+100^\circ\text{C}$), aceton (od 0°C do 120°C), freon (od 40°C do 120°C), woda (od 30°C do 200°C), rtęć (od 250°C do 6500°C), sól (od 600°C do 12000°C), srebro (od 1800°C do 23000°C).

Moc cieplna rury cieplnej jest proporcjonalna do wartości powyższego współczynnika N_f , określonego zależnością (3). Największymi wartościami współczynnika transportowego charakteryzują się amoniak, metanol, aceton, chlorek etylowy, eter etylowy. Na rys. 5 i rys. 6 przedstawiono zależności temperatury pracy oraz różnicy pomiędzy średnią temperaturą ścianki parowacza a średnią temperaturą ścianki skraplacza dla rur cieplnych pionowych (termosyfonów dwufazowych). Na rys. 7 i rys. 8 przedstawiono te same zależności analogicznie dla rur cieplnych poziomych. Zastosowanymi cieczami

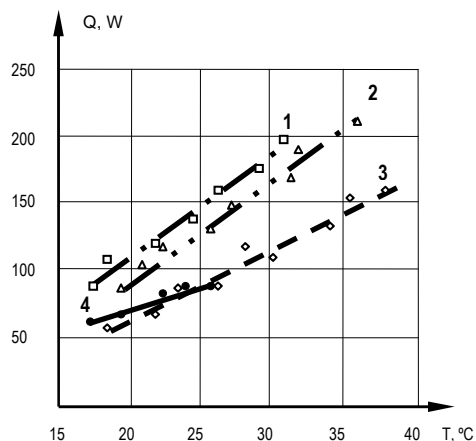
roboczymi były: aceton, metanol, eter etylowy oraz chlorek etylowy.



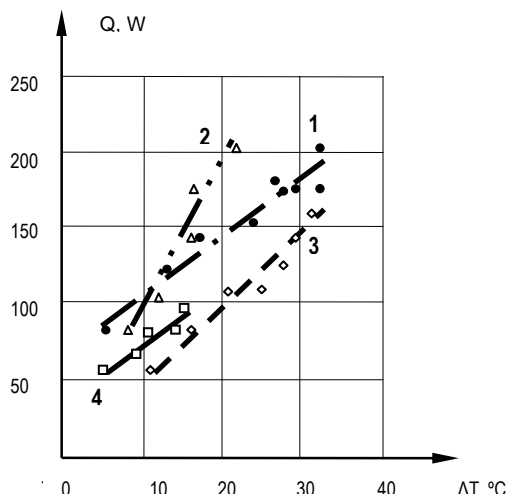
Rys. 5. Zależność $Q = f(t)$ dla pionowej rury ciepłej przy nośnikach ciepła: 1 - aceton, 2 - metanol, 3 - eter etylowy, 4 - chlorek etylowy



Rys. 6. Zależność $Q = f(\Delta t)$ dla pionowej rury ciepłej przy nośnikach ciepła: 1 - aceton, 2 - metanol, 3 - eter etylowy, 4 - chlorek etylowy



Rys. 7. Zależność $Q = f(t)$ dla poziomej rury ciepłej przy nośnikach ciepła: 1 - aceton, 2 - metanol, 3 - eter etylowy, 4 - chlorek etylowy



Rys. 8. Zależność $Q = f(\Delta t)$ dla poziomej rury ciepłej przy nośnikach ciepła: 1 - aceton, 2 - metanol, 3 - eter etylowy, 4 - chlorek etylowy

Na podstawie analizy powyższych wykresów można sformułować następujące wnioski:

- wydajność cieplna rur ciepłych pionowych (termosyfonów dwufazowych) wykazuje około 5-8 razy większą wydajność od rur ciepłych kapilarnych, pracującej w tej samej temperaturze;
- spośród powyższych czynników roboczych zastosowanie dwóch, a konkretnie acetonu oraz metanolu pozwala na osiąganie rurom ciepłym najwyższych wydajności;
- przy odzysku ciepła wymagana wydajność cieplna rur ciepłych powinna wynosić 200-500W, przy czym bardzo ważne jest przekazywanie ciepła przy jak najmniejszych różnicach temperatur i z tego względu najodpowiedniejsze wydają się chlorek etylowy oraz eter etylowy.

Podsumowując powyższe rozważanie czynnik roboczy wykorzystywany w rurach ciepłych musi charakteryzować się:

- wysokim napięciem powierzchniowym oraz dobrym zwilżeniem;
- małym tarciem wewnętrznym;
- wysokim utajonym ciepłem odparowania;
- wysoką przewodnością cieplną;
- punktami wrzenia oraz zamarzania poza zakresem działania urządzenia;
- wysoką gęstością;
- stabilnością chemiczną.

3. Modele matematyczne

Wśród dostępnych w literaturze modeli matematycznych wymiany ciepła znaleźć można wiele opisujących pracę rur ciepłych. W praktyce korzysta się z następujących modeli, bazujących na równaniach:

- Reynoldsa;
- warstwy przyściennej;
- jednowymiarowego przenoszenia ciepła (ϵ -NTU);
- logarytmicznej różnicy temperatur.

W przypadku znajomości temperatur, zarówno na wlocie do wymiennika, jak i wylocie korzysta się metody temperatur logarymicznych. Temperatury te można również wyznaczyć na podstawie bilansu energetycznego. W przypadku, gdy temperatury te pozostają niewiadomymi metoda temperatur logarymicznych wymaga zastosowania procedur iteracyjnych.

W celu wyznaczenia efektywności wymienników ciepła, pojawia się konieczność wprowadzenia pojęcia maksymalnego strumienia cieplnego, który może być wymieniony, tj. o nieskończonej długości. W przeciwnym przypadku należy posłużyć się metodą liczb jednostek przenikania ciepła, tzw. metodą NTU (NTU – *Number of Transfer Units*).

3.1. Model matematyczny wymiany ciepła

Do przedstawienia poniższych modeli wykorzystano założenie, iż strumienie ciepłego oraz zimnego powietrza przepływają krzyżowo w stosunku do cieczy roboczej wewnątrz rury cieplnej. Jednakże brano pod uwagę, iż rurach cieplnych wymiana ciepła często rozpatrywana jest jako izotermiczna, w związku z tym ciepło właściwe powietrza C_p oraz pojemność cieplna C_L już z definicji dążą do nieskończoności, co w rezultacie daje zależność $C_c/C_L = C_z/C_L = 0$. Zatem dla jednorzędowej rury cieplnej model ε -NTU przedstawić można następująco (Noie, 2006):

Dla sekcji odparowania:

$$\varepsilon_{o1} = 1 - \exp(-NTU)_{skr} \quad (4)$$

Dla sekcji kondensacji:

$$\varepsilon_{k1} = 1 - \exp(-NTU)_z \quad (5)$$

gdzie liczba jednostek przenikania ciepła NTU dla sekcji odparowania oraz skraplania przyjmuje następujące wartości:

$$(NTU)_c = \frac{(UA)_c}{C_c} \quad (6)$$

gdzie pojemność cieplna dla strumienia powietrza ciepłego:

$$C_c = (mC_p)_c \quad (7)$$

$$(NTU)_z = \frac{(UA)_z}{C_z} \quad (8)$$

gdzie pojemność cieplna dla strumienia powietrza zimnego:

$$C_z = (mC_p)_z \quad (9)$$

Dla rurek cieplnych z n -rzędami rurek zgodnie z kierunkiem przepływu strumieni powietrza zależności na NTU przedstawiono, jako:

- dla strefy parowania:

$$\varepsilon_{c,n} = \frac{\left(\frac{1 - \frac{C_c}{C_L} \varepsilon_{c1}}{1 - \varepsilon_{c1}} \right)^n - 1}{\left(\frac{1 - \frac{C_c}{C_L} \varepsilon_{c1}}{1 - \varepsilon_{c1}} \right)^n - \frac{C_c}{C_L}} \quad (10)$$

- dla strefy skraplania:

$$\varepsilon_{c,n} = \frac{\left(\frac{1 - \frac{C_z}{C_L} \varepsilon_{z1}}{1 - \varepsilon_{z1}} \right)^n - 1}{\left(\frac{1 - \frac{C_z}{C_L} \varepsilon_{z1}}{1 - \varepsilon_{z1}} \right)^n - \frac{C_z}{C_L}} \quad (11)$$

Wyrażenia $\frac{C_c}{C_L} = 0$ oraz $\frac{C_z}{C_L} = 0$ można zredukować do następującej postaci:

$$\varepsilon_{cn} = 1 - (1 - \varepsilon_{c1})^n \quad (12)$$

oraz

$$\varepsilon_{zn} = 1 - (1 - \varepsilon_{z1})^n \quad (13)$$

Ogólna sprawność rury cieplnej definiowana jest, jako:

- gdy spełniony jest warunek $C_c > C_z$:

$$\varepsilon_t = \left(\frac{1}{\varepsilon_{zn}} + \frac{\frac{C_z}{C_c}}{\varepsilon_{cn}} \right)^{-1} \quad (14)$$

- gdy spełniony jest warunek $C_c < C_z$:

$$\varepsilon_t = \left(\frac{1}{\varepsilon_{cn}} + \frac{\frac{C_c}{C_z}}{\varepsilon_{zn}} \right)^{-1} \quad (15)$$

Temperatury powietrza na wylocie z rury cieplnej wynoszą:

$$t_{c,wyl} = t_{c,wl} - \varepsilon_t \frac{(mC_p)_{\min}}{(mC_p)_c} (t_{c,wl} - t_{z,wl}) \quad (16)$$

$$t_{z,wyl} = t_{z,wl} - \varepsilon_t \frac{(mC_p)_{\min}}{(mC_p)_z} (t_{c,wl} - t_{z,wl}) \quad (17)$$

Gdy straty ciepła z wymiennika do otoczenia są pomijalnie małe, wydajność wymiennika jest przedstawiana, jako jego sprawność, która definiowana jest, jako stosunek ilości przekazanego ciepła do maksymalnej ilości przekazywanego ciepła pomiędzy strumieniami powietrza (Noie, 2006):

$$\varepsilon = \frac{q}{q_{\max}} \quad (18)$$

W przypadku, gdy $C_c > C_z$:

$$\varepsilon_t = \frac{t_{z,wyl} - t_{z,wl}}{t_{c,wl} - t_{z,wl}} \quad (19)$$

natomiast, gdy $C_c < C_z$:

$$\varepsilon_t = \frac{t_{c,wl} - t_{c,wyl}}{t_{c,wl} - t_{z,wl}} \quad (20)$$

Literatura

- Abd El Baky M. A., Mohamed M. M. (2007). Heat pipe exchanger for heat recovery in air conditioning. *Applied Thermal Engineering*, Vol. 27, No. 4, 795-801.
- ASHRAE (2008). HVAC Systems and Equipments (SI Edition)
- Kreith F. i in. (2000). The CRC handbook of thermal engineering, *CRC Press LLC*.
- Mazurkiewicz W., Śnieżyk R., Wieczorek M. (1977). Badania termowodów dla klimatyzacji. *Prace Naukowe Instytutu Inżynierii Chemicznej i Urządzeń Ciepłych Politechniki Wrocławskiej*, Zeszyt nr 35.
- Naphon P., Thongkum D., Assadamongkol P. (2009). Heat pipe efficiency enhancement with refrigerant-nanoparticles mixtures, *Energy Conversion and Management*, Vol. 50, No. 3, 772-776.
- Noie S. H. (2006). Investigation on thermal performance of an air-to-air thermosyphon heat exchanger using ε -NTU method. *Applied Thermal Engineering*, Vol. 26, No. 5-6, 559-567.
- Reay D., Kew P. (2006). Heat pipes, theory, design and applications, *Butterworth – Heineman, Elsevier*, Burlington.
- Schlünder E. U. i in. (1983). Heat exchanger design handbook. Schlünder E.U. ed., *Hemisphere Publishing Corporation*, New York.

AN INFLUENCE OF WICK STRUCTURES AND WORKING FACTORS ON HEAT PIPE CAPACITY

Abstract: The paper includes theoretical explanations for the basic phenomena and process dealt with in heat recovery with use of heat pipes. The theoretical basics for thermosyphons and capillary heat pipes were described. The most commonly used capillary wick structures with work formula and were described. On the basis of charts work characteristics for different factors used in thermosyphons and capillary heat pipes were presented. The mathematical models for heat transfer in heat pipes were presented, model has been proposed on the basis of ε -NTU model.