



Nowa koncepcja parownika pracującego w obiegu ORC z przepływem wspomaganym siłami kapilarnymi i grawitacyjnymi

Jarosław Mikielewicz

Instytut Maszyn Przepływowych PAN, Gdańsk

Dariusz Mikielewicz

Politechnika Gdańska

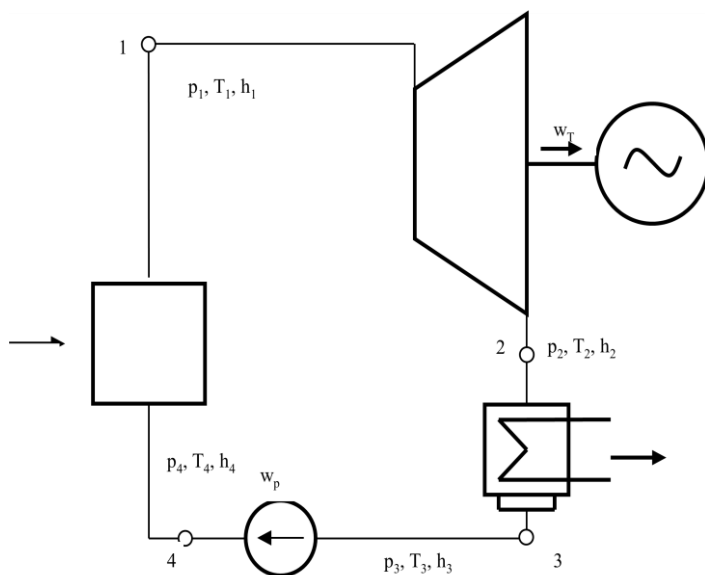
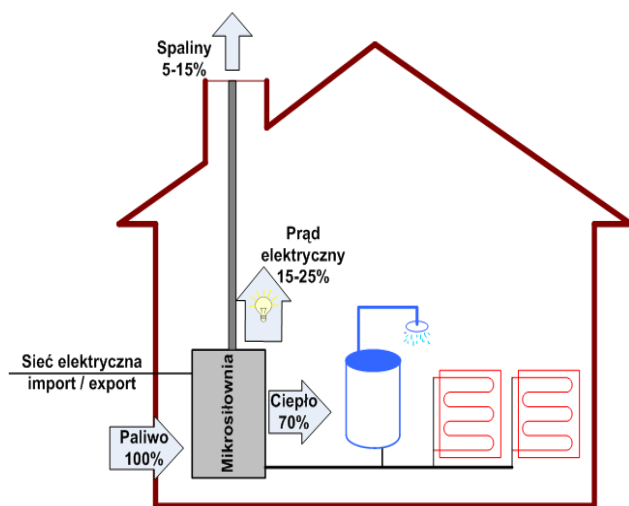
1. Wprowadzenie

Nowym obiecującym kierunkiem rozwoju współczesnej energetyki, uzupełniającym scentralizowany sektor energetyki, jest sektor energetyki rozproszonej, w którym wytwarzana jest energia elektryczna w kogeneracji z ciepłem. W Instytucie Maszyn Przepływowych PAN powstała koncepcja domowej mikrośilowni kogeneracyjnej [1÷4]. Mikrośilownia ta ma służyć do produkcji energii elektrycznej i ciepła do użytku domowego. W przyszłości mikrośilownia kogeneracyjna zastąpi konwencjonalne kotły do ogrzewania obiektów. Zaletą mikrośilowni domowej jest jej kompaktowość oraz małe wymiary. Małe wymiary silowni uzyskuje się dzięki wykorzystaniu nowoczesnych materiałów i nowoczesnej mikro- technologii. Gabarytowo kocioł z mikrośilownią będzie niewiele różnić się od dotychczasowego kotła grzewczego, ale

będzie oprócz funkcji ogrzewania wytwarzać dodatkowo energię elektryczną. Układ taki pracuje według cyklu Clausiusa-Rankina z czynnikiem organicznym jako płynem roboczym. Źródłem energii dla mikrośirowni, może być gaz pochodzący ze spalania zasobów naturalnych lub źródła odnawialne. Mikrośirownia parowa na czynnik niskowrzący, pracująca w zakresie znacznie niższych temperatur niż silnik spalinowy i turbina gazowa, wymaga mniej cennych materiałów, łatwiejsza też jest technologia jej wytworzenia. Za jej pomocą staje się możliwe generowanie energii elektrycznej przy cenach zbliżonych do cen energii wytwarzanej w tradycyjnych siłowniach dużej mocy. Mikrośirownia kogeneracyjna wykorzystuje energię paliwa, w prawie 90%. To oznacza, że około 70 do 80% stanowi ciepło dostarczane do ogrzewania obiektu, a około 10 do 20% to dodatkowa produkcja energii elektrycznej. Lepsze wykorzystanie energii paliwa w mikrośirowniach kogeneracyjnych prowadzi do obniżenia szkodliwych emisji towarzyszących procesowi spalania paliwa. Mała siłownia kogeneracyjna może być w pełni zautomatyzowana i nie wymaga obsługi. W ten sposób użytkownicy energii, posiadacze kotłów z mikrośirownią, stają się producentami energii elektrycznej. Schemat siłowni domowej skojarzonej z kotłem przedstawia rys. 1.

Podstawowymi elementami składowymi mikrośirowni są: kocioł (parownik), maszyna ekspansyjna (turbina parowa), skraplacz, generator elektryczny i pompa obiegowa. Koncepcja mikrośirowni domowej wymaga rozwiązania szeregu nowych problemów, takich jak dobór czynnika roboczego i innych [5]. Jednym z nich jest też opracowanie kompaktowych wymienników ciepła. To właśnie od wymiarów wymienników zależy objętość zajęta przez mikrośirownię w kotle domowym.

Wykorzystanie sił kapilarnych do przetłaczania czynnika w obiegu ORC mikrośirowni kogeneracyjnej jest pomysłem nowym, pozwalającym na zredukowanie lub nawet wyeliminowanie pompy przetłaczającej czynnika w obiegu Rankina. Należy podkreślić w tym miejscu fakt, że w przypadku czynników niskowrzących moc wymagana do napędu pompy jest nie do pominięcia, gdyż może stanowić nawet do kilkudziesięciu procent produkowanej przez system energii elektrycznej.



Rys. 1. Domowa mikrośilownia kogeneracyjna

Fig. 1. Domestic micro CHP

W pracy zaproponowano nowe rozwiązanie koncepcyjne parownika rekuperatora płaszczowo-rurowego zbudowanego z zestawu rurek zawierających knoty, które poprzez siły kapilarne będą wspomagały

pompę obiegową. Możliwości takiego zastosowania przeanalizowano we wcześniejszej pracy [3]. Umieszczając parownik poniżej skraplacza i tworząc termosyfon, dodatkowo można wykorzystać pozytywną siłę grawitacji w celu wspomagania pompy obiegowej. Wykorzystanie energii kinetycznej pary, wytworzonej w parowniku obiegowej rury cieplnej (LHP) urządzenia zbliżonego do mikrośiłowni kogeneracyjnej, było analizowane zaledwie w kilku pracach, np. [4, 5]. Otrzymano w nich interesujące rezultaty. Sprawność (LHP) z turbiną akcyjną jest niestety niewielka, co najwyżej rzędu kilku procent. W niniejszej pracy analizowany jest obieg zbliżony do obiegu LHP wyposażony w pompę obiegową umożliwiającą wywołanie dużego spadku entalpii w ekspanderze mikrośiłowni. Pozwoli to na zastosowanie turbiny reakcyjnej.

2. Model teoretyczny parownika wyposażonego w rurki z „knotem”

Aby wykorzystać siły kapilarne do przetłaczania czynnika przyjęto, że parownik będzie rekuperatorem płaszczowo-rurowym, w którym rurki wykonane z metalu zostaną wypełnione rurkowymi knotami wykonanymi z materiału porowatego. Materiał porowaty będzie transportował czynnik od wnętrza do powierzchni zewnętrznej knota, skąd będzie odparowywany i dalej transportowany do turbiny. Wprowadzenie knota będzie wymagało nieco większych niż dotychczas średnic rur rekuperatorów z minirurkami. Zastosowanie „knota” przyczyni się do zmniejszenia różnicy ciśnień na pompie przetłaczającej czynnik roboczy. Kolektor doprowadzający ciecz do rurek rekuperatora-parownika będzie pełnił dodatkowo rolę zbiornika kompensującego objętość cieczy w obiegu. Podgrzewacz czynnika niskowrzącego do temperatury nasycenia będzie wykonany jako rekuperator z minikanalami, aby zmniejszyć objętość minisłowni. Schemat strukturalny takiego obiegu przedstawia rys. 2.

Bilans energetyczny obiegu Rankina, bazujący na pierwszej zasadzie termodynamiki, dostarcza zależności:

$$\dot{Q}_p + \dot{Q}_e = \dot{W} - \dot{Q}_c \quad (1)$$

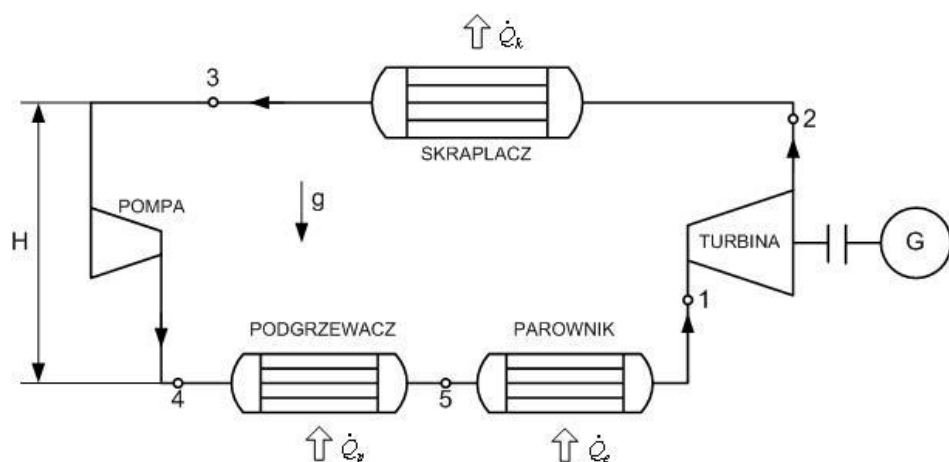
gdzie:

$\dot{Q}_p = \dot{m}(h_5 - h_4)$ – ciepło doprowadzone do podgrzewacza,

$\dot{Q}_e = \dot{m}(h_1 - h_5)$ – ciepło doprowadzone do parownika,

$\dot{W} = \dot{W}_T - \dot{W}_p$ – pracę netto obiegu, uwzględniającą pracę wykorzystaną do napędu pompy,

$\dot{Q}_c = \dot{m}(h_2 - h_3)$ – ciepło odprowadzone w skraplaczu.



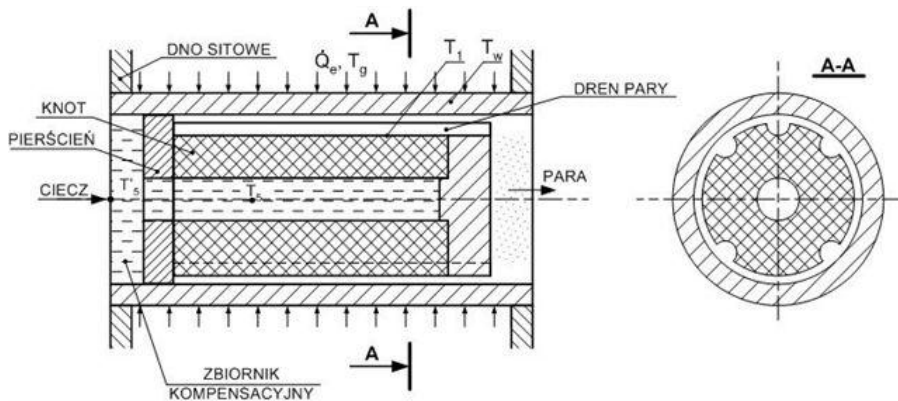
Rys. 2. Schemat strukturalny obiegu

Fig. 2. Scheme of the cycle incorporating the new design of evaporator

W analizie obiegu ORC przyjęto następujące założenia:

1. Rurociągi z cieczą i parą są zaizolowane.
2. W parowniku następuje całkowite odparowanie cieczy, a w skraplaczu następuje całkowite skroplenie pary czynnika roboczego (niskowrzącego).
3. Znane jest zapotrzebowanie na odprowadzone za pomocą wody chłodzącej ciepło w skraplaczu. Model skraplacza został opracowany w [6] i stąd znane jest natężenie przepływu wody chłodzącej skraplacza oraz natężenie przepływu czynnika roboczego.
4. Znany jest spadek ciśnienia czynnika dwufazowego skraplającego się w skraplaczu.

Schemat ideowy elementu parownika (pojedynczej rurki) przedstawia rys. 3.



Rys. 3. Schemat ideowy rurki parownika

Fig. 3. Schematic of the tube of evaporator

Równanie ilości ruchu dla obiegu dostarcza bilansu ciśnień w obiegu:

$$\Delta p_p + \Delta p_c + \Delta p_g \geq \Sigma \Delta p_i + \Delta p_T \quad (2)$$

Lewa strona równania przedstawia ciśnienia napędowe odpowiednio dla: pompy, sił kapilarnych oraz siły grawitacji. Prawa strona przedstawia spadki ciśnienia spowodowane tarciem we wszystkich elementach obiegu oraz spadek ciśnienia w turbinie. Zakładając, że przyrost ciśnienia w pompie równoważy spadek ciśnienia w turbinie można założyć, że wytworzony w obiegu pozytywny przyrost ciśnienia kapilarnego pozwoli na pokonanie wszystkich oporów tarcia w obiegu we wszystkich jego elementach. Przewidywane są duże oszczędności mocy wynikające z tego faktu. Siła grawitacji tworzy w obiegu termosyfon dodatkowo wspomagający pompę w przypadku, gdy podgrzewacz i parownik są umieszczone pod skraplaczem, najlepiej w najniższym punkcie obiegu. Przyjmując wówczas, że rurociąg cieczy i pary mają tę samą długość H , w przybliżeniu równą różnicy poziomów pomiędzy skraplaczem i parownikiem, otrzymuje się:

$$\Delta p_g = gH(\rho_l - \rho_v) \quad (3)$$

Maksymalna różnica ciśnień wywołana siłami kapilarnymi w knocie wynosi:

$$\Delta p_c = \frac{2\sigma}{r_p} \quad (4)$$

gdzie:

σ – napięcie powierzchniowe,

r_p – promień pojedynczego pora w materiale porowatym.

Spadki ciśnienia w przewodach dla przepływów jednofazowych cieczy i pary oblicza się ze znanych zależności:

$$\Delta p_i = f \frac{1}{2} \rho_i u^2 \frac{l}{d_h} \quad (5)$$

Współczynnik tarcia f dla ruchu laminarnego wynosi:

$$f = 64/\text{Re} \quad \text{dla} \quad \text{Re} \leq 2200 \quad (6)$$

a dla ruchu turbulentnego:

$$f = 0.316 \text{Re}^{-0.25} \quad \text{gdy} \quad 2200 < \text{Re} < 10\,000 \quad (7)$$

Spadek ciśnienia na knocie wynosi [3]:

$$\Delta p_w = \frac{\mu_l \dot{m}_r}{\rho_l K \pi d_w} \quad (8)$$

gdzie:

K – przepuszczalność knota,

\dot{m}_r – natężenie przepływu radialnego przez pojedynczą rurkę z knotem.

Bilans energetyczny obiegu wynika z zależności (1). Schemat sieci cieplnej przedstawiony jest na rys. 4. Ciepło doprowadzone do obiegu:

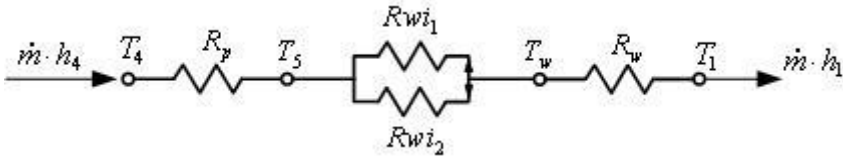
$$\dot{Q}_d = \dot{Q}_p + \dot{Q}_e \quad (9)$$

Ciepło to jest znane, gdyż znane jest ciepło odprowadzone w skraplaczu oraz z obliczeń termodynamicznych obiegu w przybliżeniu

znana jest praca turbiny i pompy, przy założonym maksymalnym ciśnieniu w obiegu.

Ciepło doprowadzone w podgrzewaczu wyraża się zależnością:

$$\dot{Q}_p = \dot{m} c_p (T_5 - T_4) \quad (10)$$



Rys. 4. Schemat sieci cieplnej parownika

Fig. 4. Schematic of the thermal network of evaporator

Ciepło doprowadzone do parownika \dot{Q}_e przeznaczone jest na odparowanie czynnika o masowym natężeniu przepływu \dot{m} , podgrzanie czynnika w knocie na skutek przepływu czynnika i przewodnictwa radialnego \dot{Q}_{wi1} oraz podgrzanie czynnika w przestrzeni kompensacyjnej (kolektorze) na skutek przewodnictwa cieplnego wzdłuż ścianki rury i wzdłuż knota $\dot{Q}_w + \dot{Q}_{wi2}$ i przewodnictwa radialnego knota Q_{wi1} .

$$\dot{Q}_e = \dot{Q}_w + \dot{Q}_{wi1} + \dot{Q}_{wi2} + \dot{m} h_v = \dot{Q}_d - \dot{m} c_p (T_5 - T_4) \quad (11)$$

W zależności (11) poszczególne człony równania mają następującą interpretację:

$$\dot{Q}_w = \frac{\lambda_m A_w}{l_{eff}} (T_w - T_5) \quad (12a)$$

$$\dot{Q}_{wi1} = G_{wick} (T_1 - T_5) \quad (12b)$$

$$\dot{Q}_{wi2} = \frac{\lambda_{wi} A_{wi}}{l_{eff}} (T_1 - T_5) \quad (12c)$$

Można przyjąć w przybliżeniu, że: $T_w = T_1$. Wówczas z powyższego układu równań można wyznaczyć temperaturę, do której podgrzewany jest czynnik w podgrzewaczu:

$$T_5 = \frac{\dot{Q}_d - \dot{m}h_{lv} + \dot{m}c_p T_4 - RT_1}{\dot{m}c_p - R} \quad (13)$$

gdzie:

$$R = \frac{\lambda_m A_w}{l_{eff}} + \frac{\lambda_{wi} A_{wi}}{l_{eff}} + G_{wick}.$$

Przewodnictwo promieniowe w materiale porowatym G_{wick} można wyznaczyć z bilansu ciepła dla knota. Zostanie ono wyznaczone według procedury opisanej poniżej.

3. Przepływ czynnika przez knot

Konstrukcja knota musi zapewnić odpowiednią wytrzymałość, aby mógł przenieść różnicę ciśnień kapilarnych oraz zapewnić jak największą różnicę temperatur pomiędzy temperaturą cieczy, która w przybliżeniu odpowiada różnicy temperatur nasycenia w parowniku i skraplaczu. Przeanalizujemy więc przepływ przez knot.

Przyjmijmy, że grubość pierścieniowej warstwy porowatej jest niewielka w stosunku do średnicy knota. Pozwala to na przyjęcie modelu przepływu ciepła jak przez płaską ściankę, rys. 4. Przyjmijmy dodatkowo, że przepływ płynu przez pory jest laminarny i rozpatrywany płyn pozostaje w równowadze termicznej z materiałem porowatym knota. Wówczas równanie energii przedstawia się następująco:

$$\rho_l c_p u_y \varepsilon \frac{dT}{dy} = \lambda_e \frac{d^2 T}{dy^2} \quad (14)$$

gdzie:

$$u_y = \frac{\dot{m}}{\rho_l A \varepsilon} \text{ oraz } \lambda_{\min} = \lambda_l \varepsilon, \lambda_{\max} = \lambda_s (1 - \varepsilon) \text{ oraz } \lambda_e = \lambda_{\min}^{0.5} \lambda_{\max}^{0.5}.$$

Warunki brzegowe do rozwiązania równania (14) są następujące:

$$\text{dla } y = 0 \quad T = T_5 \text{ oraz dla } y = \delta \quad T = T_1 \quad (15)$$

Rozwiązując (14) przy warunkach (15) otrzymuje się:

$$T = \frac{C_1}{\eta} e^{\eta y} + C_2 \quad (16)$$

gdzie:

$$\eta = \frac{\dot{m}_r c_p}{\lambda_e A}.$$

Stałe całkowania C_1 i C_2 mają postać:

$$C_1 = \frac{\eta(T_5 - T_1)}{1 - e^{\eta\delta}} \quad (17a)$$

$$C_2 = T_5 - \frac{C_1}{\eta} \quad (17b)$$

Przepływ radialny ciepła w materiale porowatym można wyznaczyć z warunku bilansu ciepła dla knota:

$$G_{wick} = \frac{\lambda_e A}{T_5 - T_1} \frac{dT}{dy} = \frac{\lambda_e A}{1 - e^{\eta\delta}} \eta e^{\eta y} \quad (18)$$

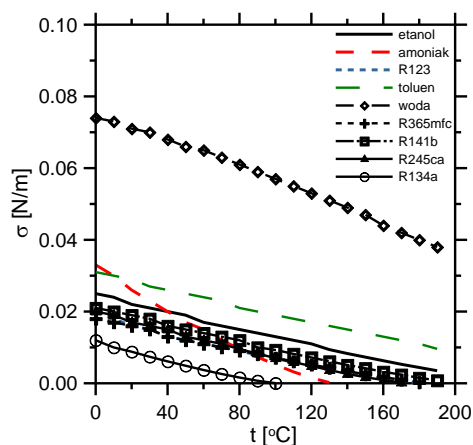
Z zależności (18) wynika, że przepływ ciepła w kierunku promieniowym spowodowany jest nie tylko przewodnictwem cieplnym, ale też przepływem promieniowym czynnika.

Z temperatury powierzchni międzyfazowej wynika ciśnienie nasycenia. Para nasycona jest kierowana na turbinę. Tam następuje jej ekspansja do ciśnienia nasycenia w skraplaczu.

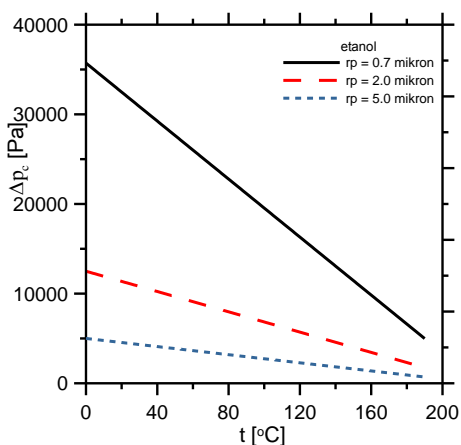
4. Obliczenia symulacyjne

W ramach prowadzonych prac przeanalizowano 14 różnych czynników, możliwych do wykorzystania w obiegu ORC pod kątem wytworzenia kapilarnej różnicy ciśnienia. Były to: etanol, amoniak, 123, toluen, woda, R365mfc, R141b, R245ca, R134a, R245fa, R236ea, perfluoropentan C_5F_{12} , R227ea, RC318. Założono, że czynniki powinny pracować w parowniku w temperaturze 160°C , a proces skraplania odbywa się w temperaturze 50°C . Wyniki zależności od temperatury napięcia powierzchniowego wybranych czynników przedstawiono na rys. 5. Analiza uzyskanych danych wykazuje, że największy potencjał do wy-

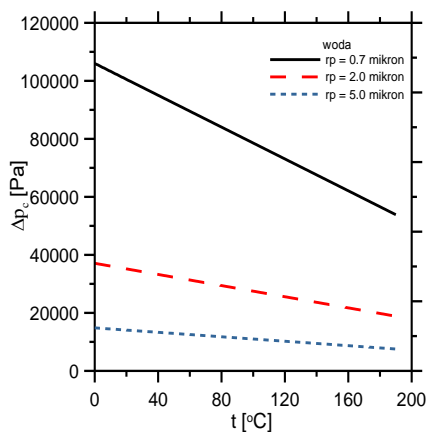
tworzenia różnicy ciśnień kapilarnych pochodzi od wody. Niestety, inne kryteria termodynamiczne w rozpatrywanym zakresie temperatur dyskwalifikuje ten płyn. Następnym atrakcyjnym płynem roboczym jest toluen, a potem amoniak i etanol. Amoniak jest dobrym płynem do zastosowania, lecz w niższych temperaturach. Spośród freonów wszystkie rozpatrywane płyny zachowują się podobnie, a wyraźnie odstającym od reszty płynem jest R134a. W następnej kolejności założono trzy różne rozmiary porów w materiale knota, wynoszące odpowiednio $r_p = 0,7, 2, 5 \mu\text{m}$. Wyniki wyznaczonych spadków ciśnień kapilarnych dla czterech płynów, tj. etanolu, wody i amoniaku pokazano na rys. 6÷8. Zmniejszanie czynnej powierzchni porów w sposób znaczący podnosi możliwość do wykorzystania różnicę ciśnień kapilarnych. Wybrany wcześniej do rozważań płyn, tj. etanol, reprezentuje największą różnicę ciśnień kapilarnych dla analizowanego zakresu temperatur.



Rys. 5. Rozkład napięcia powierzchniowego dla różnych płynów w funkcji temperatury
Fig. 5. Distribution of surface tension for different fluids in function of temperature

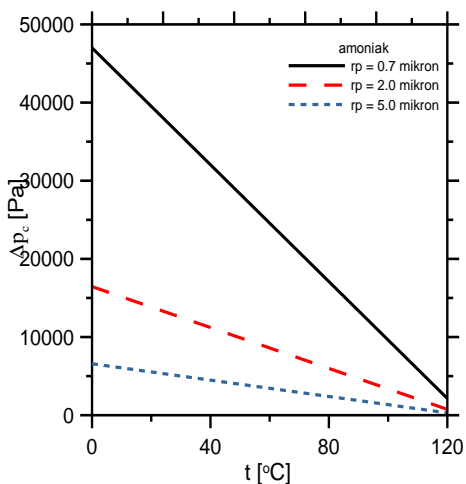


Rys. 6. Rozkład możliwego do osiągnięcia spadku ciśnienia kapilarnego dla etanolu
Fig. 6. Distribution of available capillary pressure drop for ethanol



Rys. 7. Rozkład możliwego do osiągnięcia spadku ciśnienia kapilarnego dla wody

Fig. 7. Distribution of available capillary pressure drop for water



Rys. 8. Rozkład możliwego do osiągnięcia spadku ciśnienia kapilarnego dla amoniaku

Fig. 8. Distribution of available capillary pressure drop for ammonia

W następnej kolejności wyznaczono odpowiednie spadki ciśnienia, możliwe do uzyskania na stanowisku badawczym. Do obliczeń przyjęto następujące wartości poszczególnych parametrów zaznaczonych na schemacie mikrośilowni (rys. 1):

- entalpia przed turbiną ($t = 160^{\circ}\text{C}$), $h_1 = 1365,6 \text{ kJ/kg}$,
- entalpia izentropowa za turbiną ($t = 50^{\circ}\text{C}$), $h_{2s} = 1141,7 \text{ kJ/kg}$,
- sprawność turbiny, $\eta = 0,8$,
- entalpia za turbiną, $h_2 = 1186 \text{ kJ/kg}$,
- entalpia cieczy nasyconej dla $t = 50^{\circ}\text{C}$, $h_3 = 328,67 \text{ kJ/kg}$,
- entalpia w pompie obiegowej, $h_4 = 330,27 \text{ kJ/kg}$,
- masowe natężenie przepływu czynnika roboczego, $\dot{m} = Q_{\text{skr}}/(h_2 - h_3)$,
- ciepło doprowadzone do parownika, $Q_d = \dot{m} ((h_1 - h_2) + (h_2 - h_3) + (h_4 - h_3))$,
- średnica wewnętrzna rurki w parowniku, $d_{\text{par}} = 0,006 \text{ m}$,
- średnica kanału doprowadzającego ciecz do parownika, $d_{\text{ciecz}} = 0,01 \text{ m}$,
- średnica kanału odprowadzającego ciecz z parownika, $d_{\text{para}} = 0,0375 \text{ m}$,
- grubość promieniowa warstwy knota, $\delta_{\text{wick}} = d_{\text{par}}/2$,
- długość przewodów cieczowych i parowych, $L = 1 \text{ m}$,
- porowatość warstwy knota, $\varepsilon = 0,6$,

- długość rurki parownika, $L_{\text{par}} = 0,5 \text{ m}$,
- długość rurki skraplacza, $L_{\text{skr}} = 0,3 \text{ m}$,
- efektywna długość knota, $L_{\text{eff}} = 0,6 L_{\text{par}}$,
- temperatura przed podgrzewaczem, $T_4 = 50^\circ\text{C}$,
- temperatura za parownikiem, $T_1 = 160^\circ\text{C}$,
- grubość ścianki obudowy, $\delta_w = 0,003 \text{ m}$,
- średnica porów, $r_p = 2 \cdot 10^{-6} \text{ m}$,
- współczynnik przewodzenia ciepła materiału knota, $\lambda_{\text{wick}} = 5 \text{ W/mK}$.

Własności fizyczne etanolu przyjęto z programu Refprop 8 dla temperatury skraplania 50°C oraz temperatury 150°C . W pierwszym etapie obliczeń przyjmuje się, że wzrost ciśnienia w pompie obiegowej jest równy spadkowi ciśnienia w maszynie ekspansyjnej odpowiada to warunkom obiegu idealnego pozbawionego strat ciśnienia. Z (2) wynika wówczas, że opory tarcia muszą być zrównoważone przez ciśnienia kapilarne w knocie i ciśnienia wyporu w polu grawitacyjnym. Aby obliczyć spadek ciśnienia w knocie (8) musimy wyznaczyć natężenie przepływu czynnika przez pojedynczą rurkę parownika. Całkowite natężenie przepływu wynika z bilansu cieplnego skraplacza (1) pracującego w obiegu ORC. Liczbę rur w parowniku można oszacować ze strumienia wymiennego w parowniku ciepła, co wynika z bilansu energetycznego obiegu oraz średniej różnicy temperatur pomiędzy czynnikiem grzewczym i czynnikiem roboczym obiegu i oszacowania współczynnika przenikania ciepła. Dalej, dzieląc całkowite natężenie przepływu przez liczbę rur, otrzymuje się natężenie przepływu czynnika przez pojedynczy knot i spadek ciśnienia na knocie. Inne spadki ciśnienia spowodowane dyssypacją energii obliczamy przyjmując odpowiednie średnice kanałów. Obliczenia wykonano za pomocą programu MATHCAD. Przy odpowiednim doborze por w knocie i ułożeniu poniżej skraplacza parownika możliwe jest zbilansowanie ciśnień napędowych ze spadkami ciśnienia (2). Wówczas pompa pokonuje tylko spadek ciśnienia w maszynie ekspansyjnej. Ilustruje to zamieszczony przykład obliczeniowy.

Bilans energetyczny podgrzewacza i parownika pozwala na obliczenie temperatury do której musi być podgrzany czynnik w podgrzewaczu.

5. Wnioski

W wyniku przeprowadzonych symulacji pracy wymiennika ciepła napędzanego siłami kapilarnymi można stwierdzić, że zastosowanie knota w parowniku powoduje powstanie istotnego zysku na mocy przetłaczania czynnika w obiegu ORC. W takim przypadku pompa obiegowa pracuje tylko na kompensację spadku ciśnienia spowodowanego tarciem czynnika, a knot pokrywa zapotrzebowanie na moc na pokonanie spadku ciśnienia w maszynie ekspansyjnej. Mamy więc do czynienia z oszczędnością mocy pompy do napędu obiegu. Najlepszym rezultatem zastosowania knota i sił termosyfonowych jest uzyskanie takich warunków pracy, w których możliwe jest pokrycie wszystkich spadków ciśnienia w instalacji (bez pompy).

Podgrzew w podgrzewaczu odbywa się do niższej temperatury niż w obiegu z parownikiem bez knota. Nowa temperatura wynika z bilansu ciepła w parowniku i podgrzewaczu. W przeprowadzonych obliczeniach przykładowych jest ona niższa o około 17°C od tej, która byłaby potrzebna do uzyskania, gdyby nie było knota. Sytuacja taka prowadzi to do zmniejszenia wymiarów podgrzewacza, kosztem zastosowania większych średnic rur w parowniku (i powiększeniu jego wymiarów). Niemniej uzyskany jest także zysk energetyczny w postaci mniejszej mocy pompy.

Spadek ciśnienia na kolektorze dolotowym i wylotowym jest inny dla mniejszej liczby rurek niż dla większej ich liczby. Zagadnienie to wymaga oddzielnej analizy, gdyż przestrzeń kolektora dolotowego pełni w obiegu rolę przestrzeni kompensacyjnej. Wskutek doprowadzenia ciepła do obiegu zmienia się objętość zajęta przez czynnik roboczy. Zmiana objętości kompensowana jest przez objętość kolektora dolotowego.

Literatura

1. **Mikielwicz D., Mikielwicz J.:** *Cogenerative micro power plants – a new direction for development of power engineering?* Archives of Thermodynamics, 29(4), 109÷132, 2008.
2. **Mikielwicz J., Mikielwicz D.:** *Comparative study of selected fluids for use in supercritical Organic Rankine Cycles.* Archives of Thermodynamics, 30(2), 3÷15. 2009.

3. **Mikielewicz D., Mikielewicz J., Ihnatowicz E.:** *Analiza możliwości wykorzystania sił grawitacji oraz kapilarnych do przetłaczania cieczy przez wymiennik mini kanałowy.* oprac. IMP PAN. 2009.
4. **Akbarzadeh A., Johnson P., Nguen T., Mochizuki M., Mashiko M., Sauciuc I., Kusaba S., Suzuki H.:** *Formulation and analysis of the heat pipe turbine for production of Power from renewable resources.* Applied Thermal Engineering, 21, 1551÷1563. 2001.
5. **Ziapour B.M.:** *Performance analysis of an enhanced thermosyphon Rankine cycle using impulse turbine.* Energy, 34, 1636÷1641. 2009.
6. **Mikielewicz J., Mikielewicz D.:** *Algorytm obliczeń mini wymienników ciepła typu kanałowego dla obiegu mikrośilowni.* oprac. wewn. IMP PAN, 2009.

New Concept of Evaporator Working in the ORC Circuit with Flow Assisted by Capillary and Gravitational Forces

Abstract

The paper presents studies on the possibility of application of loop heat pipes to a modern concept of evaporator. The potential application of such evaporator is a domestic micro CHP. One of the problems in the micro CHP is excessive demand for pumping power. The design under scrutiny here helps in overcoming that issue. In the proposed evaporator there is a possibility of reducing the demand for pumping power as the evaporator will produce the extra pressure effect due to capillary forces. In such case the circulation pump operates only to compensate the pressure drop due to friction losses and the wick covers the demand for overcoming the pressure drop in the expansion device. Out of 14 tested fluids 3 were selected for further scrutiny, namely ethanol, water and ammonia. It has been assumed that the fluid should work in the evaporator at temperature of 160°C, whereas the condensation temperature is 50°C. The results of surface tension distributions with respect to temperature have been presented in figures. Preliminary analysis of the results indicates water as having the best potential, however taking into account all issues it can be said that the best effect is obtained using ethanol.

