



Dynamika wymienników ciepła i niestabilności w obiegu ORC

Jarosław Mikielawicz

Instytut Maszyn Przepływowych PAN, Gdańsk

Dariusz Mikielawicz

Politechnika Gdańska

1. Wprowadzenie

Z zagadnieniami odparowania czynników niskowrzących w parowniku mikrośiłowni związane są zagadnienia dynamiki i stabilności hydrodynamiczno-termicznej kanału rekuperatora-parownika, jak też i parownika pary jako całości [1÷4].

Niestabilność przepływu dwufazowego w kanale, w którym odparowuje czynnik wiąże się z wystąpieniem wahań ciśnienia i natężenia przepływu. Zbyt duże wahania ciśnienia są groźne. Mogą powodować deformację ścianek kanału, a w konsekwencji i awarię parownika. Towarzyszące pulsacjom ciśnienia, zmiany natężenia przepływu, mogą z kolei powodować kryzysy form wrzenia, co w rezultacie powoduje obniżenie efektywności wymiany ciepła w rekuperatorze. Niestabilność przepływu pary produkowanej przez parownik może prowadzić do niestabilnej pracy turbiny pracującej na ten czynnik. Stąd też zagadnienie stabilności

lokalnej (przepływu w kanale, w którym odparowuje czynnik) jak i ogólnej parownika jako całości, jest ważne dla projektantów parowników mikroślowni.

Zagadnienie stabilności przepływu dwufazowego w kanale odparowującym czynnik było analizowane w literaturze przedmiotu w aspekcie kotłów parowych. Analiza opierała się o badania charakterystyki hydraulicznej kanału. Stwierdzono, że przyczyną niestabilności przepływu w kanale jest niejednoznaczność charakterystyki spadku ciśnienia w kanale w zależności od zmian natężenia przepływu. Początkowo sądzono, że wystarczy usunąć tę niejednoznaczność, aby zapewnić stabilny przepływ, jednakże jak wykazały późniejsze badania eksperymentalne, tą drogą nie uniknie się niestabilności przepływu typu periodycznego [1÷4].

Niemniej wydaje się, że wstępne rozpatrzenie charakterystyki hydraulicznej kanału będącej źródłem niestabilności, ze względu na prostotę zagadnienia jest uzasadnionym. Takie badanie jest proste i w przypadku stwierdzenia niejednoznaczności charakterystyki hydraulicznej kanału, pozwala na uniknięcie pracochłonnego badania dynamiki układu.

Proces wrzenia w przepływie jest złożony. Występuje w nim szereg skomplikowanych zjawisk. Równania dynamiki, jak też i własności czynnika są silnie nieliniowe.

W pracy przedstawiono prosty hydrauliczny model pozwalający na analizę niestabilności przepływu. Model taki może służyć do zaprojektowania układu regulacji w mikroślowni ORC.

2. Analiza charakterystyki hydraulicznej kanału rekuperatora parownika

Badanie charakterystyki hydraulicznej kanału odparowującego czynnik było przeprowadzone przez Ledinegg'a dla rur kotłowych [5]. Jednoznaczność charakterystyki hydraulicznej kanału odparowującego czynnik stanowi warunek konieczny stabilności przepływu w kanale, rys. 1. Charakterystyka A kanału wrzącego jest niejednoznaczna na rys. 1. Dla takich kanałów mogą wystąpić niestabilności typu aperiodycznego przy przejściach ze stanów a do b i c. Natomiast charakterystyka kanału typu B jest stabilna, posiada tylko jeden punkt pracy. Niestabilność przepływu w mikrokanalach parownika wynika z gwałtownego wzrostu pęcherzy parowych. Mają tu duży wpływ własności termofizyczne czynni-

ka takie jak stosunek gęstości cieczy do pary oraz napięcie powierzchniowe [6]. Statyczna niestabilność Ledinegg'a, jak wynika z rys. 1, wiąże się charakterystyką przepływu w kanale oraz charakterystyką wymuszenia (pompy).

Rozpatrzmy jednowymiarowe homogeniczne równanie ruchu dla przepływu dwufazowego w kanale:

$$\frac{\partial \dot{m}}{\partial t} + \frac{\partial(pA)}{\partial z} + \frac{1}{A} \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{\dot{m}^2}{\rho} \right) + F_f + A \frac{\partial p_h}{\partial z} \sin \alpha = 0 \quad (1)$$

gdzie $\dot{m} = GA$, F_f jest siłą tarcia, a α – kątem nachylenia kanału do poziomu.

Całkując wzdłuż kanału otrzymujemy:

$$\frac{dG}{dt} = \frac{\Delta p_p}{L} - \frac{1}{L} \left(\frac{G^2}{\rho_{out}} - \frac{G^2}{\rho_{in}} \right) - \frac{\Delta p_f}{L} - \frac{\Delta p_h}{L} = \frac{\Delta p_p}{L} - \frac{\Delta p_k}{L} \quad (2)$$

Pierwszy człon w równaniu (2) to spadek ciśnienia wymuszony przez pompę, a drugi to spadek ciśnienia w kanale, w którym przebiega proces wrzenia i składa się z przyspieszeniowego, tarciovego i hydrostatycznego spadku ciśnienia. Człon przyspieszeniowy jest dodatni dla procesu wrzenia, a ujemny dla procesu kondensacji.

Linearyzując (2) otrzymuje się:

$$L \frac{d(\delta G)}{dt} = \left[\frac{\partial(\Delta p_p)}{\partial G} - \frac{\partial(\Delta p_k)}{\partial G} \right] \delta G \quad (3)$$

Warunkiem stabilnego przepływu w kanale przy stałej entalpii na wejściu kanału oraz stałej ilości ciepła doprowadzonego do kanału jest, aby:

$$\frac{\partial(\Delta p_p)}{\partial G} \leq \frac{\partial(\Delta p_k)}{\partial G} \quad (4)$$

Niestabilność przepływu w kanale odparowującym czynnik pojawia się wówczas gdy zwiększonemu natężeniu przepływu towarzyszy nieznaczny wzrost oporów tarcia przy jednoczesnym niedużym spadku ciśnienia koniecznym do wywołania przyspieszenia czynnika. W rezulta-

cie następuje spadek całkowitej różnicy ciśnień potrzebnej na przetłoczenie czynnika.

Przyjęto, że, skraplanie i parowanie odbywa się wewnątrz mini-kanalów rekuperatora. Należy, więc w obliczeniach termodynamicznych i przepływowych uwzględnić spadek ciśnienia spowodowany głównie przepływem dwufazowym. Głównymi parametrami opisującymi przepływ dwufazowy jest tzw. mnożnik dwufazowy R , stopień zapełnienia kanału φ , zdefiniowany, jako udział objętości lub przekroju zajmowanego przez fazę parową, stopień suchości x , ($x = (h-h_L)/h_{LG}$, gdzie h to entalpia w danej lokalizacji przepływu, h_L – entalpia cieczy, a h_{LG} ciepło parowania) i poślizg $s = w_G/w_L$, wyrażony, jako stosunek średniej prędkości pary do średniej prędkości cieczy [7]. Te trzy parametry są ze sobą związane zależnością (dla $x < 1$):

$$\frac{x}{1-x} = \frac{\varphi}{1-\varphi} s \frac{\rho_G}{\rho_L} \quad (5)$$

Dla stopnia suchości $x = 1$ stopień zapełnienia $\varphi = 1$. Wyznaczając zawartość fazy parowej φ :

$$\varphi = \frac{x \frac{\rho_l}{\rho_v}}{x \frac{\rho_l}{\rho_v} + s - sx} \quad (6)$$

poślizg s może być wyznaczony z zależności Ziviego:

$$s = \sqrt[3]{\frac{\rho_l}{\rho_v}} \quad (7)$$

Średnia wartość objętościowej zawartości fazy parowej w kanale w zakresie $0 \div x$ wynosi:

$$\bar{\varphi}(x) = \frac{\eta}{\eta - s} x - \eta \frac{s}{(\eta - s)^2} \ln(x\eta + s - sx) \quad (8)$$

gdzie $\eta = \frac{\rho_l}{\rho_v}$. Dla całkowitego odparowania ($x = 1$) otrzymuje się:

$$\bar{\varphi}(1) = \frac{\eta}{\eta - s} - \eta \frac{s}{(\eta - s)^2} \ln \eta \quad (9)$$

Wprowadzając poślizg s wg (7) do (9) otrzymuje się:

$$\bar{\varphi}(1) = \frac{\eta}{\eta - \eta^{1/3}} - \eta \frac{\eta^{1/3}}{(\eta - \eta^{1/3})^2} \ln \eta \quad (10)$$

Mnożnik dwufazowy R , zdefiniowany jest zależnością:

$$R = \frac{\Delta p_{TP}}{\Delta p_0} \quad (11)$$

W zależności (11) Δp_{TP} oznacza straty ciśnienia w przepływie dwufazowym, a Δp_0 całkowity spadek ciśnienia w przepływie, w którym występowałyby tylko ciecz lub gaz, czyli $\Delta p_0 = \Delta p_{LO}$ dla cieczy lub $\Delta p_0 = \Delta p_{GO}$ dla pary.

Całkowity spadek ciśnienia w kanale Δp_{TP} jest sumą trzech składowych:

$$\Delta p_{TP} = \Delta p_f + \Delta p_{ac} + \Delta p_h \quad (12)$$

W zależności (12) $\Delta p_f = R \Delta p_{LO}$, oznacza spadek ciśnienia spowodowany tarciem, człon związany z przyspieszeniem przepływu (fazy ciekłej i parowej) w związku ze zmianą stopnia suchości x przepływu jest

opisany wyrażeniem $\Delta p_{ac} = \Delta \left[\frac{x^2}{\rho_G \varphi} + \frac{(1-x)^2}{\rho_L (1-\varphi)} \right]$, oraz spadek ciśnienia

spowodowany pokonaniem ciśnienia hydrostatycznego $\Delta p_h = [\rho_L(1 - \varphi) + \rho_G \varphi]gl$. Spadek ciśnienia w przypadku przepływu samej tylko cieczy w ilości całkowitego natężenia przepływu wynosi $\Delta p_{LO} = (l/d)c_{fLO}G^2/(2\rho_L)$, gdzie w przypadku przepływu turbulentnego współczynnik tarcia wyznacza się z zależności Blasiusa $c_{fLO} = 0.3164 \text{ Re}^{-0.25}$, gdzie $\text{Re} = Gd/\mu_L$, a w przypadku przepływu laminarnego $c_{fLO} = 64/\text{Re}$. Pozostałe oznaczenia to: d – średnica hydrauliczna minikanalu, G [$\text{kg}/\text{m}^2\text{s}$] – całkowity masowy strumień przepływu cieczy dwufazowej, C_{fLO} – współczynnik oporu tarcia cieczy jednofazowej liczony dla całkowitego natężenia przepływu cieczy dwufazowej G , ρ_1 – gęstość cieczy.

Największy problem stanowi wyznaczenie „tarcowego” spadku ciśnienia Δp_f . W literaturze występuje wiele korelacji eksperymentalnych i teoretycznych opisujących ten człon, lecz ich użyteczność jest ograniczona, bądź to do konkretnych czynników, bądź też do określonych stopni suchości pary [7]. Przejmowanie ciepła podczas wrzenia w parowniku można wyznaczyć na przykład, z modelu przepływu dwufazowego, Mikielwicz i inni [8].

Projektowanie wymienników wymaga określenia długości jednego kanału, a co za tym idzie długości wymiennika. Wymiennik taki składa się z warstw połączonych ze sobą równolegle, co zwiększa możliwość uzyskania dużych natężeń przepływu przy małych spadkach ciśnienia, rys. 2. Podstawowym zadaniem mikrośiłowni kogeneracyjnej jest dostarczenie odpowiedniej, założonej ilości ciepła do celów użytkowych. Stąd też proces obliczeniowy rozpoczyna się od określenia wymiarów skraplacza, który musi zapewnić określoną ilość ciepła przekazywanego wodzie użytkowej Q_s . Mikrokanaly wymienników ciepła charakteryzują się średnicą hydrauliczną d_h .

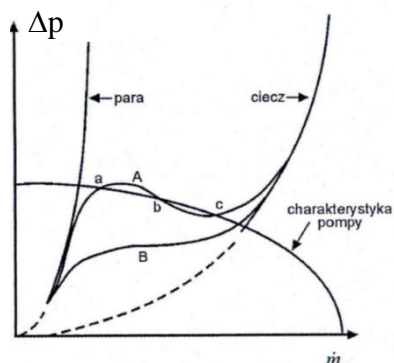
Z bilansu energetycznego przeprowadzonego przy osłonie diatermicznej obejmującej cały parownik wynika zależność wiążąca masową zawartość fazy parowej na wyjściu z kanału rekuperatora parownika z prędkością przepływu w_0 . Przy założonej stałej ilości przekazywanego ciepła i stałych entalpiach czynnika na wejściu do parownika i_L i wyjściu z parownika pary i_V , oraz wartości ciepła parowania r , stopień suchości pary można wyznaczyć z zależności:

$$x = \frac{4ql}{nd(w\rho)r} \quad (13)$$

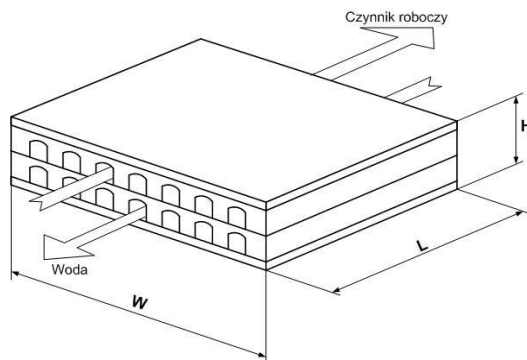
gdzie n oznacza liczbę rur w rekuperatorze (parowniku), a d – średnicę rur rekuperatora.

Całkowity spadek ciśnienia (12) w kanale parownika, przy pominięciu członu przyspieszeniowego oraz wykorzystaniu (13) jest funkcją tarcia oraz spadku ciśnienia hydrostatycznego, przedstawionych odpowiednio za pomocą funkcji f_1 i f_2 :

$$\Delta p = f_1[x(w\rho)](\rho w)^2 + f_2[x(w\rho)] \quad (14)$$



Rys. 1. Charakterystyka pompy i kanału z wrzącym czynnikiem- niestabilność Ledinegg'a
Fig. 1. Characteristics of the pump and channel featuring the boiling fluid – Ledinegg instability



Rys. 2. Dwie warstwy mikrowymiennika kanalikowego
Fig. 2. Two layers of the microchannel heat exchanger

Stosując warunek (7) do (14) otrzymano, że przepływ będzie stabilny gdy:

$$2f_1(\rho w)^2 + \frac{\partial f_1}{\partial x} \frac{dx}{d(w\rho)} + \frac{\partial f_2}{\partial x} \frac{dx}{d(w\rho)} \geq 0 \quad (15)$$

Uwzględniając (13) w (15) uzyskuje się granicę stabilności w postaci zależności $w\rho = w\rho(x)$. Analizę można znacznie uprościć nie powodując większego błędu przez pominięcie spadku ciśnienia hydrostatycznego. Wówczas całkowity spadek ciśnienia Δp po wprowadzeniu oznaczeń na odpowiednie funkcje sprowadza się do postaci:

$$\Delta p = f_1[x(w\rho)](w\rho)^2 \quad (16)$$

Stosując teraz warunek (4) i zależność (16) otrzymano, że przepływ jest stabilny, gdy:

$$2f_1 + \frac{\partial f_1}{\partial x} \frac{dx}{d(w\rho)} (w\rho) \geq 0 \quad (17)$$

Wyznaczając graniczną prędkość masową otrzymujemy

$$(w\rho) \geq - \frac{2f_1}{\frac{\partial f_1}{\partial x} \frac{dx}{d(w\rho)}} \quad (18)$$

Wykorzystując (13) można z (15) lub uproszczonej zależności (18) wyznaczyć na drodze iteracji granicę stabilności aperiodycznej przepływu w kanale parownika.

3. Stabilność przepływu w kanałach parownika przy małych prędkościach

Przy małych prędkościach przepływu w pionowych równoległych kanałach istniejąca niesymetria obciążenia cieplnego może spowodować, że w jednym z kanałów uformuje się słup cieczy w rurze zablokowanej. Powoduje to z kolei zwiększenie się różnicy ciśnień między komorami na wejściu do kanału i wyjściu z kanałów rekuperatora parownika, a to wywołuje w konsekwencji przepływ cieczy w rurze zablokowanej. Pociąga to za sobą spadek ciśnienia między komorami i znów zablokowanie się kanałów, itd. Tego rodzaju pulsacji przepływu (niestabilności) można unikać przez wytworzenie przepływu o prędkości większej od minimalnej, określonej z warunku:

$$\Delta p_h \leq \Delta p \quad (19)$$

gdzie Δp_h – hydrostatyczny spadek ciśnienia cieczy między komorami rekuperatora, a Δp – całkowity spadek ciśnienia w kanale, w którym przepływa czynnik dwufazowy.

Podobne zagadnienie było analizowane dla rur kotłowych przy założeniu, że spadek ciśnienia w kanale składa się tylko z oporów tarcia i przyspieszenia czynnika [9].

Niestabilność Ledinegg'a pozwala na wyznaczenie granicy stabilności dla dużego pęczka kanałów, co ma miejsce w przypadku parowników mikroślowni. Wówczas każdy indywidualny kanał ma prawie stałą różnicę ciśnień wymuszoną pompą, gdyż dla nieskończonej ilości kanałów zachodzi $\frac{\partial(\Delta p_p)}{\partial G} \rightarrow 0$ i układ nie jest stabilny dla charaktery-

styki o nachyleniu ujemnym Dla pojedynczego kanału pompa dostarcza strumień masy niezależnie od spadku ciśnienia $\frac{\partial(\Delta p_p)}{\partial G} \rightarrow -\infty$ warunek (4) jest zawsze spełniony i układ jest stabilny [9].

4. Niestabilność przepływu typu periodycznego

Modele dynamiki mają różny stopień komplikacji. Komplikacja modelu zależy od przyjętego modelu płynu dwufazowego, ilości równań zachowania użytych w modelu. Najprostszym modelem płynu dwufazowego jest płyn opisany modelem homogenicznym. Bardziej złożony jest model dwupłynowy płynu dwufazowego. Opis dynamiki parownika lub skraplacza może opierać się na dwóch równaniach bilansu masy i bilansu pędu. Taki model opisuje tylko niestabilności typu hydrodynamicznego. Aby uwzględnić w modelu bezwładność cieplną płynu i ścianek stosuje się modele oparte o dwa równania bilansu masy i energii dla płynu i jedno równanie energii dla ścianki lub też najbardziej złożony model opisany trzema równaniami bilansowymi: masy, pędu i energii.

Do pełnego opisu modelu dynamiki potrzebne są trzy elementy:

- równania bilansowe (masy, pędu i energii),
- równania konstytutywne (spadki ciśnienia, strumienie cieplne),
- własności termofizyczne czynnika.

Modele opisujące dynamikę wymienników posiadają dwa typy stałych czasowych. Jedne z nich są związane z przepływem, czyli hydrauliką przepływu, a inne z termiką. Zaburzenia hydrauliczne są szybkie i wędrują z prędkością dźwięku. Drugi rodzaj stałych, czyli stałe czasowe związane z termiką, są związane z zaburzeniami termicznymi, które mają zdecydowanie wolniejszy charakter.

4.1. Równania bilansowe

Ogólne równanie bilansu masy przedstawia się następująco:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{v}) = 0 \quad (20)$$

które dla przypadku jednowymiarowego można zapisać jako:

$$\frac{\partial A\rho}{\partial t} + \frac{\partial \dot{m}}{\partial z} = 0 \quad (21)$$

Ogólne równanie bilansu pędu:

$$\frac{\partial \rho \bar{v}}{\partial t} + \bar{v} \nabla \rho \bar{v} = \nabla(\eta \nabla \bar{v}) - \nabla p \quad (22)$$

dla przypadku jednowymiarowego jest:

$$\frac{\partial \rho v}{\partial t} + v \frac{\partial \rho v}{\partial z} = \frac{\partial \tau}{\partial z} - \frac{\partial p}{\partial z} \quad (23)$$

Ogólne równanie bilansu energii dla czynnika to:

$$\frac{\partial \rho h}{\partial t} + \nabla(\rho h \bar{v}) = \nabla q + \Phi \quad (24)$$

które przy pominięciu przewodnictwa osiowego dla przypadku jednowymiarowego przedstawia się następująco:

$$\frac{\partial(A\rho h)}{\partial t} + \frac{\partial \dot{m} h}{\partial z} = \frac{\partial q}{\partial z} + \Phi \quad (25)$$

Równanie energii dla ścianki kanału można zapisać jako:

$$c_w \rho_w A_w \frac{\partial T_w}{\partial t} = Uq \quad (26)$$

Bilansowe równania jednowymiarowe często są zbyt skomplikowane w praktyce obliczeniowej. Korzysta się wówczas z równań o parametrach skupionych tzw. zero-wymiarowych. Aby uzyskać równania o parametrach skupionych całkuje się je wzdłuż współrzędnej. Poniżej przedstawiono przykładowo sposób uzyskania zero-wymiarowego bilansu masy dla strefy podgrzewu czynnika do temperatury nasycenia. Długość tej strefy ulega w czasie nagrzewania zmianom. Uwzględnienie tego faktu wymaga zastosowania formuły Leibniz'a. Tok wyprowadzenia jest następujący. Z równania (2) całkując po długości kanału otrzymuje się:

$$\int_0^{L(t)} \frac{\partial A\rho}{\partial t} dz + \int_0^{L(t)} \frac{\partial \dot{m}}{\partial z} dz = 0 \quad (27)$$

Następnie stosując formuły Leibniz'a otrzymuje się:

$$A \frac{d}{dt} \int_0^{L(t)} \rho dz - A \rho(L) \frac{dL}{dt} + \dot{m} - \dot{m}_0 = 0 \quad (28)$$

Z (28) wynika oczywisty bilans masy:

$$\frac{dm}{dt} + \dot{m} - \dot{m}_0 = 0 \quad (29)$$

4.2. Prosty model hydrauliczny

W pracy przedstawiono uproszczony opis dynamiki parownika oparty o dwa równania bilansu masy i pędu w postaci:

$$\frac{dm}{dt} + \dot{m} - \dot{m}_0 = 0 \quad (30)$$

$$\frac{dm}{dt} = \frac{A}{L} (\Delta p_0 - \Delta p) \quad (31)$$

Przyjęto: homogeniczny model przepływu dwufazowego paraciecz z możliwością uwzględnienia poślizgu między fazami parą i cieczą.

- model dwustrefowy (strefa cieczy przechłodzonej i strefa dwufazowa wrzenia),
- długość kanału jest stała i wynosi L ,
- kanał ogrzewany jest stałym strumieniem ciepła o gęstości q .

W analizie pominięto przypadek, gdy na końcu kanału tworzy się strefa pary przegrzanej. Strefa ta niewiele wpływa na dynamikę kanału, gdyż zawiera ona niewielką relatywnie masę i może z tego względu być pominięta.

Dla strefy podgrzewu czynnika, długość L_1 , z globalnego bilansu energii wynika:

$$\dot{m}(h_1 - h_0) = qUL_1 \quad (32)$$

Dla strefy wrzenia bilans, długość L_2 , energii ma postać:

$$\dot{m}r_x = qUL_2 \quad (33)$$

Aby nie tworzyła się para przegrzana w kanale musi być spełniony warunek:

$$L \leq L_1 + L_2 \quad (34)$$

Z bilansu masy (30) wynika:

$$m = V_1 \rho_l + V_{TP} \bar{\rho}_{TP} = A(\rho_l L_1 + \bar{\rho}_{TP} L_2) \quad (35)$$

A stąd, uwzględniając (32) i (33) oraz że:

$$\rho_{TP} = \varphi \rho_v + (1 - \varphi) \rho_l \quad \frac{dL_1}{dt} = -\frac{dL_2}{dt} \quad (36)$$

otrzymuje się:

$$\frac{dm}{dt} = A \left(\rho_l \frac{dL_1}{dt} + \frac{d\rho_{TP}}{dt} L_2 + \rho_{TP} \frac{dL_2}{dt} \right) \quad (37)$$

a następnie:

$$\frac{dm}{dt} = A \frac{\dot{m}_0 r}{qU} \frac{dx}{dt} (\rho_{TP} - \rho_l + \frac{d\rho_{TP}}{d\varphi} \frac{d\varphi}{dx} x) = \dot{m}_0 - \dot{m} \quad (38)$$

Z (38) otrzymuje się:

$$\frac{dx}{dt} = \frac{qU}{A \dot{m} r} \frac{\dot{m}_0 - \dot{m}}{(\rho_v - \rho_l) \frac{d(\varphi x)}{dx}} \quad (39)$$

W bilansie pędu (31)

$$\Delta p = \Delta p_l + \Delta p_{TP} \quad \text{gdzie} \quad \Delta p_{TP} = R \Delta p_l \quad (40)$$

Po uwzględnieniu, że:

$$\Delta p = \left(1 + \frac{L_2}{L_1} R\right) \frac{\lambda L_1 \rho w^2}{2D} = \left(1 + \frac{L_2}{L_1} R\right) \frac{\lambda L_1}{2\rho A^2} \dot{m}^2 \quad (41)$$

Otrzymuje się z (31):

$$\frac{dy}{d\tau} = 1 - \alpha f(x) y^2 \quad (42)$$

gdzie:

$$f(x) = 1 + \frac{rx}{h_l - h_0} R(x) \quad \alpha = \frac{\lambda \dot{m}_0^2}{2A^2 \Delta p_0 \rho_l} \quad \tau = \frac{A \Delta p_0}{L \dot{m}_0} t \quad (43)$$

Wprowadzając zmienne bezwymiarowe do (30) otrzymuje się

$$\frac{dx}{d\tau} = \frac{\beta(1-y)g(x)}{y} \quad (44)$$

gdzie:

$$y = \frac{\dot{m}}{\dot{m}_0} \quad \beta = \frac{qUL\dot{m}_0}{A^2 r \Delta p_0 (\rho_v - \rho_l)} \quad g(x) = \frac{1}{d(\varphi x)} \quad (45)$$

Dla stanu ustalonego z (42) zachodzi:

$$y_0 = 1 \quad f(x_0) = \frac{1}{\alpha} \quad (46)$$

Linearyzując równania (42) i (45) w otoczeniu stanu ustalonego otrzymuje się układ równań:

$$\frac{d}{d\tau} \begin{bmatrix} x \\ y \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & -\beta g(x_0) \\ -\alpha f'(x_0) y_0^2 & 2\alpha f(x_0) y_0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x \\ y \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \beta g(x_0) \\ 0 \end{bmatrix} u \quad (47)$$

gdzie: $u = \Delta \dot{m} / \dot{m}_0$.

Układ równań (47) pozwala na zbadanie stabilności układu oraz wpływ zakłócenia u na zmienne x i y . Transformując (47) przy pomocy przekształcenia Laplace'a można uzyskać równanie charakterystyczne w postaci:

$$p^2 - 2\alpha f'(x_0) p - \alpha \beta f'(x_0) y_0^2 g = 0 \quad (48)$$

Warunkiem stabilności granicznej jest, gdy część rzeczywista pierwiastka równania (48) jest równa zero tzn. $p = j\omega$. Wówczas $f' = 0$. Dla dodatnich wartości α , β , g układ jest stabilny gdy:

$$f' < 0 \quad (49)$$

Warunek ten spełniony jest dla dużych wartości x bliskich $x = 1$.

5. Wnioski

Prosty model hydrauliczny przedstawiony w pracy pozwala na analizę stabilności układu oraz analizę propagacji zaburzeń wywołanych zmianą skokową natężenia przepływu. Proces wrzenia w przepływie jest złożony. Występuje w nim szereg skomplikowanych zjawisk. Równania dynamiki, jak też i własności czynnika są silnie nieliniowe. Proponowany model może służyć do zaprojektowania układu regulacji mikrowymienników pracujących w mikrośiłowni kogeneracyjnej. Prowadzone są prace związane z obliczeniami oraz zastosowaniem modelu do rzeczywistej pracy mikrośiłowni.

Literatura

1. **Maulbetsch J. S., Griffith P.:** *A study of system induced instabilities in forced convection flows with subcooled boiling*. Dept. of Mechanical Engineering, MIT, Report No. 5382-35, 1965.
2. **Friedly J. C.:** *Analiza dynamiki procesów*. WNT, Warszawa 1975.
3. **Eborn J., Astrom K.J.:** *Modeling of boiling pipe with two-phase flow instabilities*. Modelica Workshop 2000, Lund, Sweden.
4. **Jensen J.M., Tummescheit H.:** *Moving Boundary Models for Dynamic Simulations of Two-Phase Flows*. 2nd International Modelica Conf. 2002, DLR Oberpfaffenhofen, Germany.
5. **Ledinegg M.:** *Instability in flow during natural and forced circulation*, *Die-Wärme*, 61 (48), 891÷898, 1938.
6. **Zhang T., Tong T., Chang J-Y, Peles Y., Prasher R., Jensen M. K. Wen J.T., Phelan P.:** *Ledinegg instability in microchannels*. *Int. Journal of Heat and Mass Transfer* 52, 5661÷5674. 2009.
7. **Whalley P.B.:** *Two-Phase Flow and Heat Transfer*. Oxford University Press, 1996.

8. **Mikielewicz D., Mikielewicz J., Tesmar J.:** *Improved semi-empirical method for determination of heat transfer coefficient in flow boiling in conventional and small diameter tubes.* Int. Journal of Heat and Mass Transfer, 50, 3949–3956, 2007.
9. **Mikielewicz J.:** *Wybrane zagadnienia generacji pary czynnika niskowrzącego w obiegu siłowni dwuczynnikowej.* Biuletyn IMP PAN, 34/720/1972.

The Dynamics of Heat Exchangers and Instabilities in ORC Circulation

Abstract

Instability of the two-phase flow in a channel where the fluid evaporates is related to occurrence of pressure and flow rate variations. Too excessive variations of pressure may be dangerous as they can lead to deformation of channel walls and in consequence to the breakdown of the evaporator. Changes of mass flow rate, which accompany the pressure pulsations can, on the other hand, lead to boiling crisis, which would reflect in reduced rates of heat exchange in the evaporator. Instabilities of produced in evaporator can lead also to the unstable operation of turbine. Therefore the issue of local and overall stability is of significant importance to the designers of micro CHP systems.

The issue of stability of two-phase flow in a channel where reagent evaporates was analyzed in the literature in terms of steam boilers. The analysis was based on studies of hydraulic characteristics of the channel. It was found that the cause of instability of flow in channel is the ambiguity of the characteristics of pressure drop in the channel, depending on changes in flow rate. Initially it was thought that removal this ambiguity would ensure that the flow is stable, however, later experimental studies showed, periodic flow instability cannot be avoided this way.

The process of boiling in the flow is complex. It includes a number of complex phenomena. The equations of dynamics, as well as medium properties are highly nonlinear.

The paper presents a simple hydraulic model enabling analysis of the system stability and propagation of disturbances induced by a step change of the flow rate. The proposed model can serve in design of the system of control of micro heat exchangers of the micro CHP. The works on implementation of the algorithm and control of operation of the real system are underway.

