



ZESZYTY ENERGETYCZNE, TOM VII

*Wyzwania naukowe w dobie światowej  
transformacji energetycznej*

2020, s. 335–353

---

---

## **Modelowanie numeryczne układu rura w rurze wykorzystywanego do chłodzenia rurociągu pary o parametrach ultranadkrytycznych**

**Mariusz Granda**

Politechnika Krakowska,  
Katedra Procesów Ciepłych, Ochrony Powietrza i Utylizacji Odpadów  
e-mail: mariusz.granda@pk.edu.pl

### **Streszczenie**

Odpowiedzią przemysłu energetycznego na wzrost ograniczeń emisji zanieczyszczeń do atmosfery jest dążenie do poprawy sprawności obiegu Rankine'a oraz zastosowanie innowacyjnych rozwiązań technologicznych przy produkcji energii elektrycznej. Coraz częściej projektuje się zaawansowane jednostki o parametrach ultra-nadkrytycznych, w których parametry pary przekraczają 30 MPa i 650°C. Wymusza to stosowanie niezwykle drogich stali stopowych, aczkolwiek są też rozwiązania, które pozwalają na redukcję kosztów budowy elementów kotła przy zastosowaniu tańszych materiałów. Jednym z takich rozwiązań jest układ rura w rurze, w którym rurociąg pary świeżej chłodzony jest parą o niższych parametrach. Chłodzenie ścianki rury wewnętrznej umożliwia zastosowanie powłokowej bariery cieplnej (TBCs – Thermal Barrier Coatings). Niniejsza praca przedstawia matematyczny model cieplny powyższego rozwiązania, dzięki któremu możliwe jest określenie parametrów jego pracy w stanie ustalonym oraz nieustalonym.

Słowa kluczowe: TBCs, MES, ultranadkrytyczny, stan nieustalony

## 1. Wprowadzenie

Życie w świecie, gdzie społeczeństwo potrzebuje coraz to więcej mocy przy zachowaniu zerowej emisji zanieczyszczeń, stawia spore wyzwania zarówno dla świata nauki, jak i przemysłu energetycznego, który do wytwarzania energii elektrycznej wciąż w znacznej części wykorzystuje paliwa kopalne [1], [2]. Produkcja energii opiera się na zamianie formy jej źródła. W przypadku konwencjonalnych elektrowni energia chemiczna paliwa zamieniana jest w procesie spalania na energię cieplną, wykorzystywaną do produkcji pary, która napędza sprzężoną z generatorem turbinę. Proces zamiany energii cieplnej na mechaniczną został opisany przez Carnota. Zaproponował on obieg, składający się z odwracalnych przemian termodynamicznych (rys. 1):

- izotermicznego procesu dostarczania ciepła do czynnika roboczego ( $dT = 0$ ),
- adiabatycznej, izentropowej ekspansji czynnika ( $ds = 0$ ),
- przekazania ciepła do otoczenia przy stałej temperaturze ( $dT = 0$ ),
- adiabatycznego, izentropowego sprężania czynnika ( $ds = 0$ ).

Sprawność obiegu Carnota uzależniona jest od temperatury górnego i dolnego źródła ciepła (1):

$$\eta = \frac{T_H - T_L}{T_H} = 1 - \frac{T_L}{T_H} \quad (1)$$

Proces przemiany energii cieplnej na mechaniczną realizowany w elektrowniach odzwierciedla obieg Rankine'a, w którym czynnikiem roboczym jest para wodna. Z uwagi na problemy techniczne związane ze sprężaniem czynnika będącego mieszaniną pary i wody, do stanu, w którym czynnik jest cieczą nasyconą zaproponowano kompresję czynnika w stanie ciekłym [1], [2]. Kolejną osobliwością tego obiegu jest proces dostarczania ciepła przy stałym ciśnieniu. Pozostałe przemiany nie różnią się od obiegu opisanego przez Carnota. Jak można zauważyć na podstawie wzoru (1), sprawność obiegu można podnieść dzięki obniżeniu temperatury dolnego źródła ciepła  $T_L$ , gdzie jedynym ograniczeniem jest temperatura otoczenia, do którego ciepło ma zostać przekazane. W przypadku obiegu Rankine'a, obniżenie temperatury kondensacji pary  $T_L$  uzyskuje się dzięki rozprężaniu czynnika do ciśnienia niższego od atmosferycznego. Obieg jest wtedy nazywany obiegiem zamkniętym [2]. Kolejnym sposobem podniesienia sprawności obiegu jest podnoszenie parametrów górnego źródła ciepła  $T_H$ . Wraz ze wzrostem parametrów pary świeżej zaczęto stosować wtórny przegrzew pary, który pozwolił nie tylko uniknąć zbyt dużego zawilgocenia pary na ostatnich stopniach turbiny [1], [2], ale też w wyniku karnotyzacji [3] obiegu zwiększał jego sprawność. W przypadku projektowania bloków energetycznych o parametrach nadkrytycznych, dla temperatur powyżej 538°C, każde podniesienie temperatury pary pierwotnej lub wtórnej o 4,7%, odpowiada wzrostowi

sprawności układu odpowiednio o 1,4%, podczas gdy taki sam przyrost ciśnienia daje zaledwie 0,3% poprawy sprawności [2]. Korzystniejszym jest zatem podnoszenie temperatury pary z uwagi na zdecydowanie większy przyrost sprawności, aczkolwiek wraz ze wzrostem temperatury musi iść też wzrost ciśnienia. Pozwoli to uniknąć wprowadzenia pary przegrzanej do kondensatora. Coraz wyższe parametry pary, a tym samym wyższa sprawność, niższe zużycie paliwa i niższa emisja zanieczyszczeń, pozwalają przyporządkować bloki energetyczne do niższych kategorii [4]:

- bloki podkrytyczne o parametrach pary 17–22 MPa/540°C, o sprawności poniżej 38%,
- bloki nadkrytyczne o parametrach pary 25 MPa/600–615°C, o sprawności do 42%,
- bloki ultra-nadkrytyczne o parametrach pary 30 MPa/620°C, o sprawności 42–46%,
- zaawansowane bloki ultra-nadkrytyczne o parametrach pary 35 MPa/700–760°C, o sprawności powyżej 50%.

W przypadku projektowania elementów kotła głównym wyzwaniem jest dobór odpowiednich materiałów, które posiadają wysoką odporność na utlenianie oraz wysoką wytrzymałość na pełzanie dla 100 000 h. Bez ciągłego rozwoju inżynierii materiałowej rozwój technologii energetycznych byłby wręcz niemożliwy. Liczne programy badawcze skutkowały wprowadzeniem na rynek hutniczy nowych materiałów energetycznych. Tym samym w przemyśle energetycznym można wyróżnić cztery podstawowe grupy materiałów, tj. niskostopowe stale, wysokostopowe stale martenzytyczne, stale chromowo-niklowe o strukturze austenitycznej oraz nadstopy niklu. Do budowy kotłów pracujących na parametrach podkrytycznych wykorzystywane są zazwyczaj stale niskostopowe. Praca elementów narażonych na wysokie temperatury i ciśnienia wymaga stosowania stali martenzytycznych. W przypadku bloków o parametrach nadkrytycznych i ultra-nadkrytycznych zdecydowana większość elementów ciśnieniowych wykonana jest ze stali wysokostopowych. Pojawia się też konieczność wykorzystania nadstopów niklu, co zdecydowanie podnosi koszt inwestycji. Tabela 1 przedstawia udział materiałów jakościowych w elementach ciśnieniowych kotła o podanych parametrach pracy [5]. Dalszy wzrost temperatury i ciśnienia powoduje gwałtowny wzrost udziału drogich i wyrafinowanych stopów. Wynika to nie tylko z faktu podniesienia wymagań wobec materiałów wskutek wzrostu parametrów pary, ale przede wszystkim ze zmiany udziału powierzchni ogrzewalnych kotła. W kotłach podkrytycznych, spory udział powierzchni ogrzewalnej zajmuje parownik.

Wraz ze wzrostem ciśnienia udział ten maleje. Powoduje to wzrost udziału powierzchni odpowiedzialnej za przegrzew pary. Należy pamiętać o tym, że skutkuje to również przesunięciem tych powierzchni w stronę płomienia. Przy zaawansowanej technologii jednostek o parametrach ultra-nadkrytycznych powierzchnia parownika jest niewielka, dlatego też pozostała część

powierzchni musi zostać wykorzystana na przegrzewacze, które nie są już chłodzone wodą, a parą o coraz wyższej temperaturze. Udział materiałów takich jak Sanicro 25, Inconel 617, Inconel 740H, HR6W, od których wymaga się wysokiej wytrzymałości na pełzanie (powyżej 100 MPa w temperaturze 700°C dla 100 000 h [6], [7]), rośnie do nawet 30% [6]. Koszty i ograniczenia materiałowe zmuszają przemysł do szukania nowych rozwiązań, które pozwolą zredukować zużycie kosztownych stopów do minimum.

**Tabela 1.** Udział materiałów jakościowych w elementach ciśnieniowych kotła

Materiał	Udział elementów ciśnieniowych			
	stale niskostopowe	stale martenzytyczne	stale austenityczne	nadstopowy niklu
18 MPa/540°C	80%	20%	-	-
28,5 MPa/600°C	52%	31%	17%	-
30,3 MPa/650°C	35%	45%	15%	8%

Wraz ze wzrostem ciśnienia udział ten maleje. Powoduje to wzrost udziału powierzchni odpowiedzialnej za przegrzew pary. Należy pamiętać o tym, że skutkuje to również przesunięciem tych powierzchni w stronę płomienia. Przy zaawansowanej technologii jednostek o parametrach ultranadkrytycznych powierzchnia parownika jest niewielka, dlatego też pozostała część powierzchni musi zostać wykorzystana na przegrzewacze, które nie są już chłodzone wodą, a parą o coraz wyższej temperaturze. Udział materiałów, takich jak Sanicro 25, Inconel 617, Inconel 740H, HR6W, od których wymaga się wysokiej wytrzymałości na pełzanie (powyżej 100 MPa w temperaturze 700°C dla 100 000 h [6], [7]), rośnie do nawet 30% [6]. Koszty i ograniczenia materiałowe zmuszają przemysł do szukania nowych rozwiązań, które pozwolą zredukować zużycie kosztownych stopów do minimum.

## 2. Powłokowe bariery cieplne

### 2.1. Zastosowanie powłokowych barier cieplnych

Niskie wartości współczynnika przewodzenia ciepła (rys. 1), stosunkowo niewielka gęstość (rys. 2), ułatwiający redukcję naprężeń cieplnych mały moduł sprężystości oraz wysoka odporność na erozję powłokowych barier cieplnych TBCs [9] zadecydowały o tym, że z powodzeniem są one wykorzystywane w różnych gałęziach przemysłu, począwszy od kosmicznego, lotniczego, przez branżę automotive, aż po przemysł energetyczny. Powłoki TBCs traktowane są jako podstawowe zabezpieczenie metali narażonych

na wysokie temperatury, a przy dostatecznym chłodzeniu materiału można zredukować temperaturę jego pracy o 100–300°C [9], [10]. Zastosowanie powłokowych barier cieplnych pozwoliło zwiększyć sprawność lotniczych silników turbinowych poprzez podniesienie temperatury sekcji zasilania powyżej temperatury topnienia wykorzystywanych stali wysokostopowych. Wraz ze wzrostem sprawności oczekiwano redukcji emisji zanieczyszczeń oraz wzrostu żywotności lub wytrzymałości łopatek turbin. Resurs silników odrzutowych wykorzystywanych w lotnictwie cywilnym wzrósł do 30 000 h [10]. W [11] zwrócono uwagę nie tylko na zdecydowaną redukcję tlenków azotu, tlenku węgla oraz cząstek stałych w spalinach silnika tłokowego o obiegu Diesla, ale przede wszystkim na 5% mniejsze zużycie paliwa oraz wydłużoną trwałość osprzętu silnika. Redukcja transferu ciepła z komory oraz odbicie od jej ścianek (w wyniku promieniowania) powoduje szybszy wzrost temperatury samozapłonu i lepsze spalanie ciężkich frakcji oleju napędowego. W konsekwencji zapotrzebowanie na paliwo maleje, a wysoka temperatura powłoki powoduje szybsze utlenianie cząstek sadzy. Kolejnym obszarem wykorzystania powłokowych barier cieplnych jest przemysł energetyczny. W pierwszej kolejności skupiono się na powlekanii łopatek turbin gazowych, co pozwoliło podnieść temperaturę spalin na wlocie do turbiny. W [12] skoncentrowano się na budowie i właściwościach warstw, które chronią łopatki turbiny parowej. Autor zwraca uwagę nie tylko na możliwość wykorzystania powłok ochronnych w celu zabezpieczenia materiału właściwego przed utlenianiem, ale również na możliwość zmiany dynamiki pracy turbin parowych. Autorzy artykułu [13] zwracają uwagę na możliwość zastosowania barier cieplnych do ochrony rurociągu pary świeżej, którego ścianka zewnętrzna może być chłodzona parą o niższych parametrach. W tym przypadku ścianka wewnętrzna rurociągu pary świeżej pokryta jest barierą ochronną. Rozwiązanie to daje możliwość poprawy sprawności obiegu przy minimalizacji kosztów inwestycyjnych. Ponadto może wpływać również na poprawę elastyczności bloków parowych, która jest coraz bardziej istotna w dobie rosnącego udziału mocy odnawialnych źródeł energii.

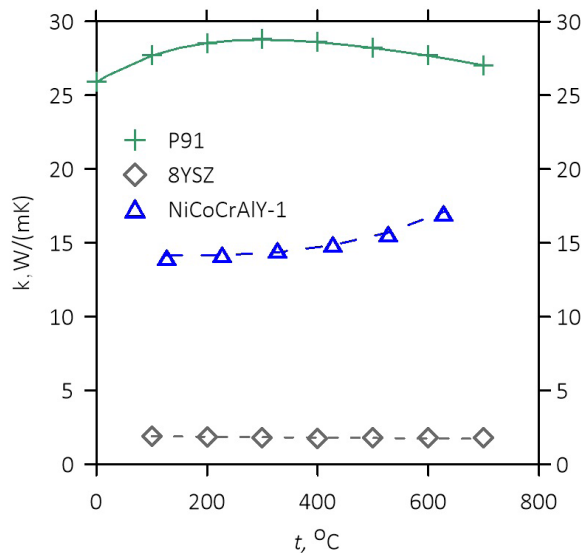
## 2.2. Budowa i właściwości powłokowych barier cieplnych

Tlenki metali, takie jak  $\text{Al}_2\text{O}_3$ ,  $\text{BeO}$ ,  $\text{CaO}$ ,  $\text{MgO}$ ,  $\text{Y}_2\text{O}_3$ ,  $\text{ZrO}_2$  charakteryzują się niskim współczynnikiem przewodzenia ciepła, a zatem mogą stanowić swoistą barierę cieplną. Nie mniej jednak od powłok cieplnych wymaga się dodatkowo wysokiej zdolności przylegania do materiału chronionego, odporności na nagłe zmiany temperatury przy zapewnieniu odporności na utlenianie i korozję. Rozwój inżynierii materiałowej pozwolił na opracowanie dwuwarstwowej powłoki cieplnej, która spełnia powyższe wymagania. Składa się ona z ceramicznej warstwy zewnętrznej (TC – *Top Coat*), która chroni materiał powlekany przed utlenianiem oraz podkładu (BC – *Bond Coat*) o osnowie metalicznej, którego zadaniem jest zwiększenie przyczep-

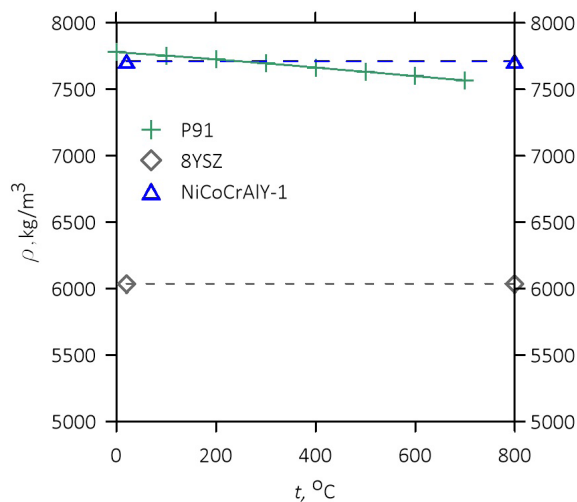


ności do materiału powlekanego oraz zmniejszenie naprężeń, wynikających z różnej wartości współczynnika rozszerzalności cieplnej [14]. Warstwa zewnętrzna to  $ZrO_2$  stabilizowany  $Y_2O_3$  (YSZ). W zależności od zastosowania warstwa może mieć grubość od 100  $\mu m$  (łopatka turbiny lotniczej) do nawet 2 mm (silniki Diesla) [15]. Na warstwy pośrednie stosuje się zazwyczaj NiAl, NiCr lub NiCrAlY. Ich grubość mieści się w zakresie od 50 do 500  $\mu m$ . Właściwości termofizyczne powłokowej bariery cieplnej 8YSZ, NiCoCrAlY, X10CrMoVNB9-1 zobrazowano na rys. 1–3 [15–17].

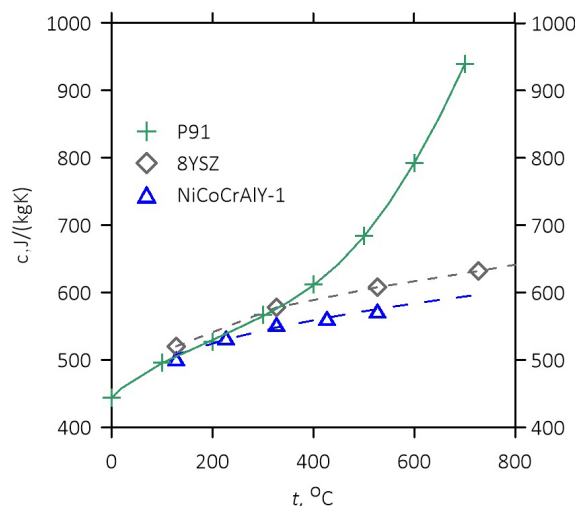
Przedstawione poniżej właściwości kolejnych warstw powłoki TBCs odzwierciedlają zasadę jej działania jako całości. Współczynnik przewodzenia ciepła rośnie stopniowo między kolejnymi warstwami, co wpływa jednocześnie na redukcję naprężeń cieplnych. Niska gęstość warstwy ceramicznej nie powoduje gwałtownego wzrostu masy elementu powlekanego.



**Rys. 1.** Współczynnik przewodzenia ciepła w funkcji temperatury: X10CrMoVNB9-1 (P91), 8YSZ, NiCoCrAlY



**Rys. 2.** Gęstość w funkcji temperatury: X10CrMoVNB9-1 (P91), 8YSZ, NiCoCrAlY



**Rys. 3.** Ciepło właściwe w funkcji temperatury: X10CrMoVNb9-1 (P91), 8YSZ, NiCoCrAlY

Przedstawione poniżej właściwości kolejnych warstw powłoki TBCs odzwierciedlają zasadę jej działania jako całości. Współczynnik przewodzenia ciepła rośnie stopniowo między kolejnymi warstwami, co wpływa jednocześnie na redukcję naprężeń cieplnych. Niska gęstość warstwy ceramicznej nie powoduje gwałtownego wzrostu masy elementu powlekanego.

### 3. Modelowanie komputerowe procesów wymiany ciepła

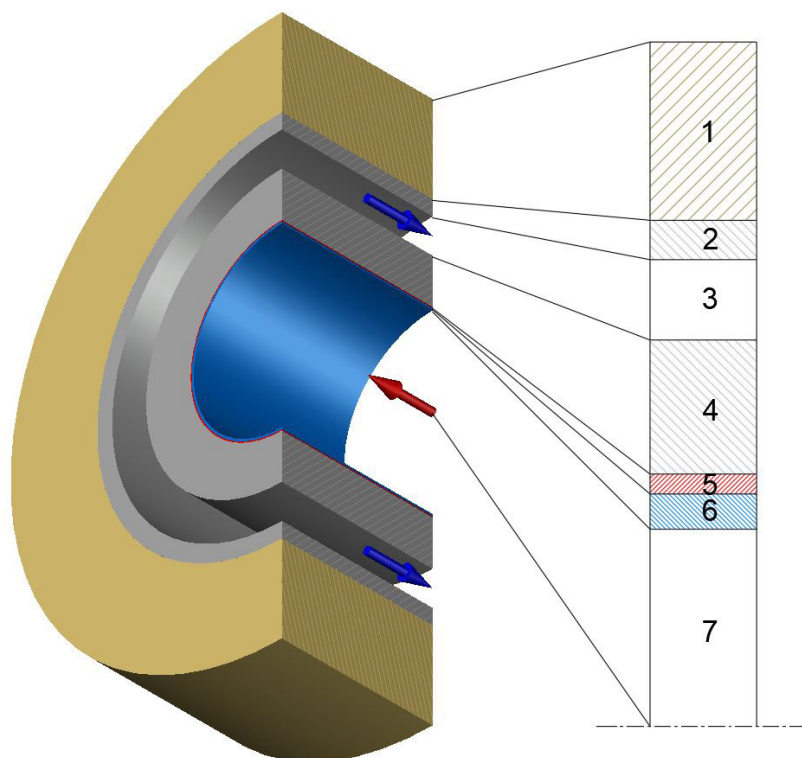
Znaczący postęp w przemyśle komputerowym sprawił, że wykorzystywanie metod numerycznych do rozwiązywania szeroko pojętych problemów fizycznych stało się coraz to bardziej powszechne. Generuje to spore oszczędności w trakcie procesu projektowania i optymalizacji, szczególnie wtedy, gdy problem dotyczy elementów o sporych rozmiarach, skomplikowanej geometrii lub gdy nie ma możliwości prowadzenia prób i badań w trakcie jego pracy. Autorzy pracy [18] zwrócili uwagę wykorzystanie numerycznej mechaniki płynów (CFD – *Computational Fluid Dynamics*) do procesu modelowania nieustalonej pracy przegrzewacza oraz jej wpływu na dobór materiałów. Parametry ustalonego stanu pracy wymiennika praktycznie nie odbiegały od danych pomiarowych. W pracy [19] badano wpływ zastosowania powłokowej bariery cieplnej na charakterystykę pracy oraz pole temperatury łopaty turbiny. I w tym przypadku wyniki symulacji komputerowej zgadzały się z danymi eksperymentalnymi. Autorzy pracy [20] idą o krok dalej i wykorzystują modelowanie komputerowe w doborze odpowiedniej grubości powłoki TBCs do zakresu temperatur powierzchni, w której pracuje łopata turbiny. W [13] rozważa się zastosowanie warstw TBCs do chłodzenia rurociągów pary świeżej zaawansowanych jednostek energetycznych o parametrach ultra-nadkrytycznych. Wykorzystując numeryczną

mechanikę płynów autorzy określili naprężenia termiczne, jakie występują w ścianie rury. Wyniki tego modelowania porównano z rozwiązaniem analitycznym, które stosuje autor artykułu [21] przy określaniu współczynnika przewodzenia TBCs. Powyższe prace stosują powszechne w użytku komercyjny kody, wykorzystujące metody elementów skończonych do rozwiązywania problemów związanych z wymianą ciepła. Praca [18] zwraca uwagę na zalety i wady wykorzystania komercyjnych kodów CFD. Jednym z największych ograniczeń numerycznej mechaniki płynów jest moc obliczeniowa (lub czas obliczeń), szczególnie kiedy analizowane są nieustalone stany pracy urządzenia. Modelowanie 10 s pracy jednego rzędu przegrzewacza pary trwało niespełna miesiąc. Ponadto do modelowania wymiany ciepła na granicy płyn-ciało stałe wymaga się poprawnej dyskretyzacji warstwy przyściennej, na podstawie której przy użyciu dostępnych modeli turbulencji określone są profil prędkości, temperatury, a tym samym wymiana ciepła. Praca [22] wskazywała na wpływ budowy warstwy przyściennej oraz zastosowanego modelu turbulencji na wymianę ciepła w wyniku konwekcji, przy zastosowaniu komercyjnych kodów CFD. Stosowanie metody DNS (*Direct Numerical Simulation*), z uwagi na rozmiar zagadnienia, jest praktycznie nierealne [22]. Dlatego też często budowane są odpowiednie modele matematyczne, dzięki którym możliwa jest analiza pełnego zakresu pracy urządzeń w obszarze interesujących nas problemów fizycznych. Zarówno w przypadku rurociągu doprowadzającego parę świeżą do turbiny [23], [24], jak i ekonomizera [25] przeprowadzono analizę niestacjonarnego pola temperatury w różnych stanach pracy tych urządzeń. Do powyższych rozważań wykorzystano podejście Galerkin [26], co pozwoliło na budowę zaawansowanych modeli matematycznych.

W tym artykule przedstawiono model matematyczny do rozwiązywania ustalonego i nieustalonego zagadnienia wymiany ciepła układu rura w rurze, który wykorzystuje powłokowe bariery cieplne do chłodzenia rurociągu pary o wyższych parametrach (rys. 4).

Model ten jest zaawansowanym modelem matematycznym o parametrach rozłożonych. Wykorzystuje zmienne właściwości użytych materiałów w funkcji temperatury. Pobiera aktualne parametry pary. Pozwala na zmianę parametrów wejściowych i tym samym pełną analizę rurociągu w nieustalonych stanach pracy kotła. Model ten posiada ponadto możliwość zmiany wszystkich wymiarów charakterystycznych układu rura w rurze i odpowiednią dyskretyzację zagadnienia. Kolejną zaletą zastosowania tego modelu jest wykorzystanie dowolnej korelacji, określającej współczynnik wymiany ciepła, który również zależy od parametrów wejściowych. Korelacje na liczbę Nusselta są często porównywane z badaniami eksperymentalnymi, co wskazuje na ich przewagę wobec numerycznej mechaniki płynów. Możliwe jest także stosowanie wzorów, uwzględniających wpływ odcinka rozbiegowego na wartość współczynnika wnikania [27], co w przypadku zastosowania komercyjnych kodów CFD jest sporym ograniczeniem. W modelowaniu





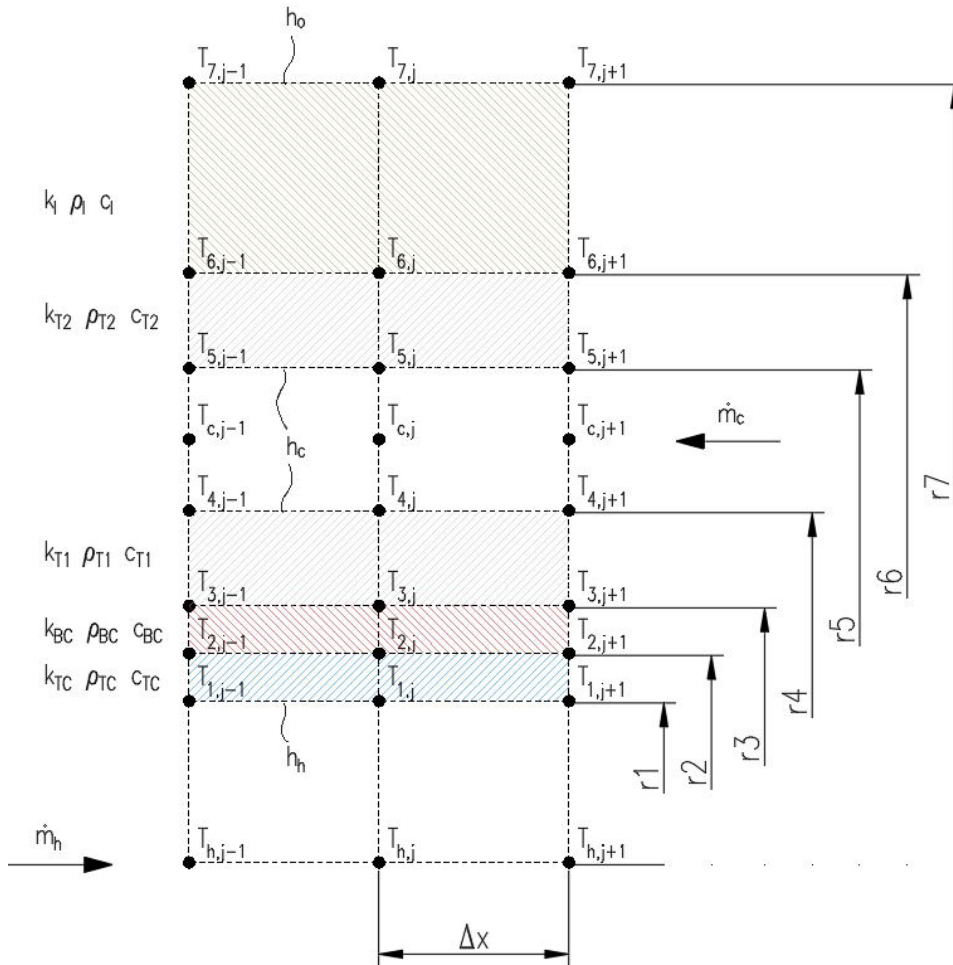
**Rys. 4.** Schemat przedstawiający zastosowanie powłokowej bariery cieplnej w układzie chłodzenia rurociągu pary świeżej: 1 – izolacja, 2 – rura zewnętrzna T2, 3 – para o parametrach podkrytycznych, 4 – rura wewnętrzna T1, 5 – podkład BC, 6 – powłoka ceramiczna – TC, 7 – para o parametrach nadkrytycznych

CFD można wyznaczyć parametry w odcinku, w którym przepływ jest już w pełni rozwinięty, jednak wymaga to zastosowania dodatkowo odcinka rozbiegowego lub wczytania profilu prędkości (temperatury), które ograniczają analizę do ustalonej.

Należy zwrócić uwagę na fakt, że rurociąg pary świeżej jest elementem grubościennym, dlatego też dalsze badania pozwolą ocenić wpływ zastosowania powłokowych barier cieplnych na jego nieustalony stan pracy. Po wnikliwym przeglądzie literatury stwierdzono, że rozwiązanie prezentowane w [13] nie posiada żadnego wdrożenia. Nie ma też badań, które dotyczą tego typu rozwiązań, zaś w pracy [13] podjęto analizę ustaloną, a do przeprowadzenia tej analizy wykorzystano czasochłonne i wymagające dużej mocy obliczeniowej modelowanie CFD. Zaproponowany model matematyczny pracy rurociągu pary świeżej nie tylko skraca czas analizy ustalonej i nieustalonej. Pozwala wręcz śledzić stan pracy rurociągu w trybie online, bez wpływu dyskretyzacji warstwy przyściennej na wymianę ciepła między czynnikami a ścianką rury. Dzięki temu modelowi można rozważać zagadnienia związane z wytrzymałością materiałów i wymianą ciepła. Symulacja dynamiki pracy kotła pozwoli na pełne zobrazowanie wpływu zastosowania powłok TBCs na redukcję naprężeń cieplnych oraz wzrost wytrzymałości zmęczeniowej elementów grubościennych kotła. Umożliwi też dobór odpowiednich parametrów powłoki oraz materiałów na rurociąg.

### 3.1. Model matematyczny rurociągu pary świeżej w układzie rura w rurze z powłoką TBCs

Przedstawiony na rys. 4 układ dwóch rur można podzielić na bardzo małe elementy, które są walcem (w przypadku pary świeżej) lub pierścieniami (w pozostałych przypadkach). Rysunek 5 przedstawia dyskretyzację rozpatrywanego zagadnienia, dzięki której możliwe jest rozpisanie równań bilansowych dla każdego węzła siatki objętości skończonych.

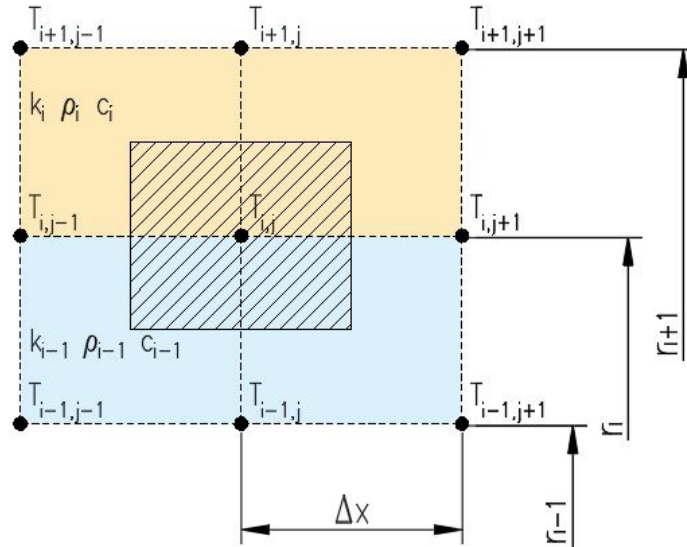


**Rys. 5.** Schemat modelu matematycznego układu chłodzenia rurociągu pary świeżej z wykorzystaniem bariery cieplnej

Równanie różniczkowe przewodzenia ciepła (2):

$$\rho(T)c(T) \frac{\partial T}{\partial t} = \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left( rk \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( k \frac{\partial T}{\partial z} \right) \quad (2)$$

jest podstawą do określenia temperatury w dowolnym węźle elementu cylindrycznego, który jest ciałem stałym. Na podstawie rys. 6 wyznaczono bilans strumieni ciepła (3), jakie docierają do węzła  $i,j$  oraz ilość ciepła zakułowanego przez ten element.



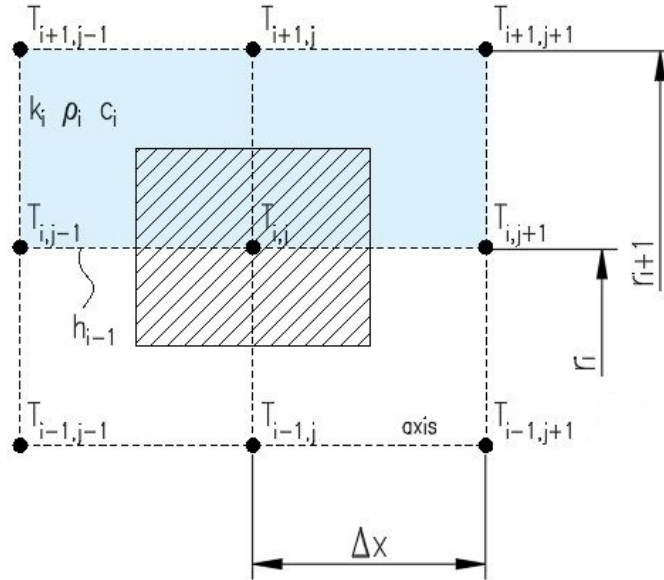
**Rys. 6.** Lokalizacja węzła na powierzchni kontaktu dwóch elementów cylindrycznych o różnych właściwościach termofizycznych

$$\begin{aligned}
 & \Delta x \pi \left( r_i^2 - \left( \frac{r_i + r_{i-1}}{2} \right)^2 \right) \rho_{i-1}(T_{i,j}) c_{i-1}(T_{i,j}) \frac{dT_{i,j}}{dt} \\
 & + \Delta x \pi \left( \left( \frac{r_i + r_{i+1}}{2} \right)^2 - r_i^2 \right) \rho_i(T_{i,j}) c_i(T_{i,j}) \frac{dT_{i,j}}{dt} \\
 & = \pi \Delta x \left( \frac{r_{i-1} + r_i}{r_i - r_{i-1}} \right) k_{i-1} \Big|_{T_{i,j}}^{T_{i-1,j}} (T_{i-1,j} - T_{i,j}) \\
 & \quad + \pi \Delta x \left( \frac{r_i + r_{i+1}}{r_{i+1} - r_i} \right) k_i \Big|_{T_{i,j}}^{T_{i+1,j}} (T_{i+1,j} - T_{i,j}) \\
 & + \frac{\pi}{\Delta x} \left( r_i^2 - \left( \frac{r_{i-1} + r_i}{2} \right)^2 \right) k_{i-1} \Big|_{T_{i,j}}^{T_{i,j-1}} (T_{i,j-1} - T_{i,j}) \\
 & + \frac{\pi}{\Delta x} \left( r_i^2 - \left( \frac{r_{i-1} + r_i}{2} \right)^2 \right) k_{i-1} \Big|_{T_{i,j}}^{T_{i,j+1}} (T_{i,j+1} - T_{i,j}) \\
 & + \frac{\pi}{\Delta x} \left( \left( \frac{r_i + r_{i+1}}{2} \right)^2 - r_i^2 \right) k_i \Big|_{T_{i,j}}^{T_{i,j-1}} (T_{i,j-1} - T_{i,j}) \\
 & + \frac{\pi}{\Delta x} \left( \left( \frac{r_i + r_{i+1}}{2} \right)^2 - r_i^2 \right) k_i \Big|_{T_{i,j}}^{T_{i,j+1}} (T_{i,j+1} - T_{i,j})
 \end{aligned} \tag{3}$$

W sytuacji, gdy węzeł jest umieszczony na powierzchni ścianki (rys. 7), należy uwzględnić dodatkowo warunek brzegowy trzeciego rodzaju, którego postać we współrzędnych cylindrycznych określa zależność (4):

$$k(T) \frac{\partial T}{\partial r} = h(T_b - T) \quad (4)$$

Wobec tego można zapisać równanie bilansowe (5) tego elementu:



Rys. 7. Lokalizacja węzła na powierzchni wewnętrznej elementu cylindrycznego

$$\begin{aligned} & \Delta x \pi \left( \left( \frac{r_i + r_{i+1}}{2} \right)^2 - r_i^2 \right) \rho_i(T_{i,j}) c_i(T_{i,j}) \frac{dT_{i,j}}{dt} \\ & = \pi \Delta x \left( \frac{r_i + r_{i+1}}{r_{i+1} - r_i} \right) k_i|_{T_{i,j}}^{T_{i+1,j}} (T_{i+1,j} - T_{i,j}) \\ & + \frac{\pi}{\Delta x} \left( \left( \frac{r_i + r_{i+1}}{2} \right)^2 - r_i^2 \right) k_i|_{T_{i,j}}^{T_{i,j-1}} (T_{i,j-1} - T_{i,j}) \\ & + \frac{\pi}{\Delta x} \left( \left( \frac{r_i + r_{i+1}}{2} \right)^2 - r_i^2 \right) k_i|_{T_{i,j}}^{T_{i,j+1}} (T_{i,j+1} - T_{i,j}) + 2\pi r_i \Delta x h_{i-1} (T_{i-1,j} - T_{i,j}) \end{aligned} \quad (5)$$

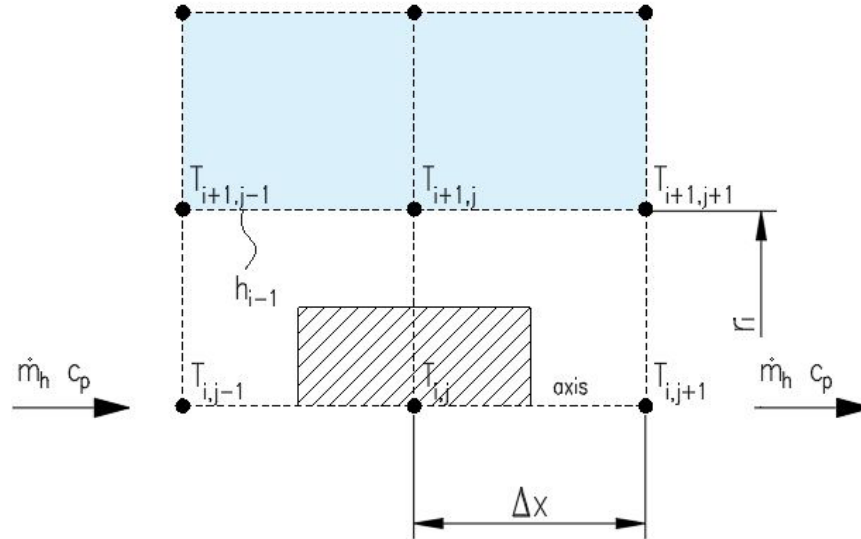
Przy założeniu zachowania ciągłości płynu (6):

$$\frac{dm}{dt} = \frac{\partial}{\partial t} \iiint \rho dV \quad (6)$$

można założyć, że gęstość płynu nie zależy od czasu i strumień czynnika nie zmienia się wzdłuż rury. Zatem prędkość czynnika na wlocie zależy od powierzchni przekroju poprzecznego kanału, przez który płynie czynnik (7):

$$w = \frac{\dot{m}}{\rho \pi r^2} \quad (7)$$

Kolejnym uproszczeniem jest założenie braku strat ciśnienia w wyniku tarcia oraz pominięcie przewodzenia ciepła w płynie, wobec czego można zapisać równanie zachowania energii (8) dla elementu pary (rys. 8):



Rys. 8. Lokalizacja węzła reprezentującego czynnik przepływający przez kanał wewnętrzny

$$\Delta x \pi r_i^2 \rho_i(T_{i,j}) c_p(T_{i,j}) \frac{dT_{i,j}}{dt} = \dot{m}_h c_p |_{T_{i,j}^{T_{i,j-1}}} \frac{1}{2} (T_{i,j-1} + T_{i,j}) - \dot{m}_h c_p |_{T_{i,j}^{T_{i,j+1}}} \frac{1}{2} (T_{i,j+1} + T_{i,j}) + 2\pi r_i \Delta x h_{i-1} (T_{i+1,j} - T_{i,j}) \quad (8)$$

Należy przy tym zwrócić uwagę, że wartość współczynnika wnikania ciepła można określić wykorzystując korelację Dittusa-Boeltera (9)  $Re > 10^4$ ,  $0.7 < Pr < 160$ ,  $L/D > 10$  [28]:

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4} \quad (9)$$

$$Re = \frac{\rho w D}{\mu}; \quad Pr = \frac{c_p \mu}{k}; \quad Nu = \frac{h D}{k} \quad (10)$$

gdzie  $D$  jest średnią hydrauliczną przewodu o ścianie zwilżonej. Model matematyczny uwzględnia zmienne w funkcji temperatury i ciśnienia parametry pary (IAPWS-IF97) oraz zmienne w funkcji temperatury właściwości materiałowe (rys. 1–3), których aproksymacje wygenerowano w programie TableCurve. Z uwagi na brak wpływu otoczenia przy dostatecznej izolacji na pracę rurociągu [24], model matematyczny zakłada idealną izolację:

$$k_I \rightarrow \infty \quad (11)$$

Podstawą do określenia nieustalonego stanu pracy jest założenie temperatury początkowej dla każdego węzła. Równania bilansowe każdego węzła rozwiązano metodą Rungego–Kutty.



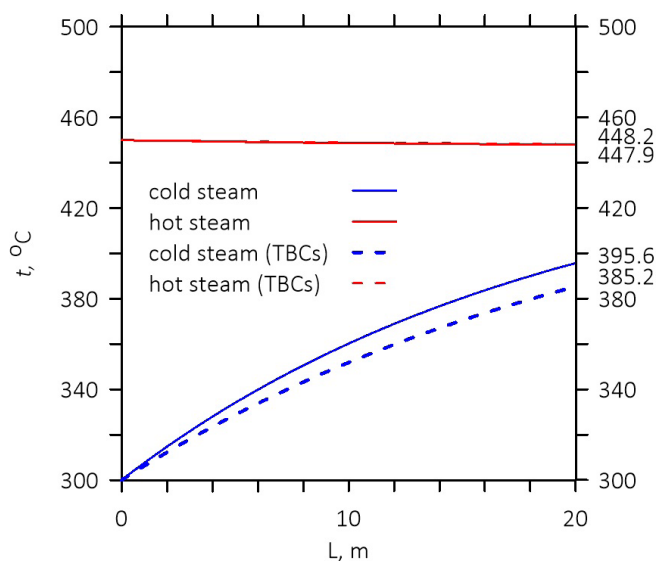
### 3.2. Parametry pracy rurociągu

W pierwszej kolejności przedstawiono zmianę temperatur, zarówno dla układu współprądowego jak i przeciwprądowego, w trakcie rozruchu kotła (rys. 9 i 10), kiedy parametry pary są jeszcze niskie. Dodatkowo pokazano wpływ zastosowania TBCs na zmianę temperatury czynnika. Następnie, w oparciu o parametry pracy kotła nadkrytycznego (tab. 2) [6], określono parametry pracy rurociągu (dla przepływu współprądowego), który zawiera (lub nie) powłokową barierę cieplną przy chłodzeniu ścianki rury parą o niższych parametrach (rys. 10). Ponadto zobrazowano rozkład temperatury w ściance rury wewnętrznej oraz wpływ bariery termicznej na jej wartość (rys. 11).

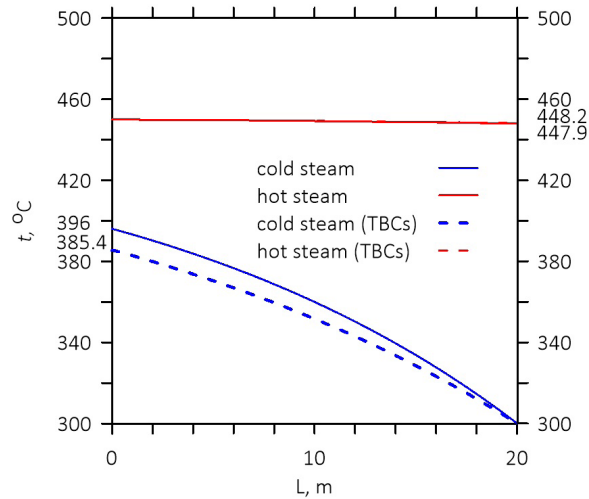
Obliczenia odnoszą się do rurociągu o długości 20 m, aczkolwiek program umożliwia wprowadzenie dowolnych wymiarów rurociągu przy stabilnej dla uzyskiwanych wyników dyskretyzacji problemu.

**Tabela 2.** Wymiary i parametry pracy układu chłodzenia rurociągu pary świeżej

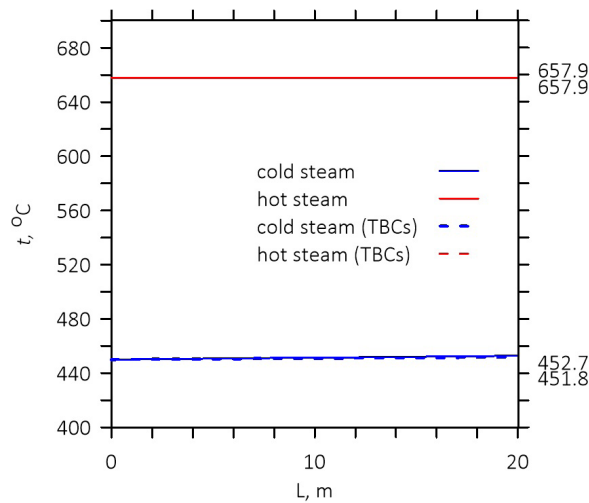
	Materiał	Temperatura (°C)	Ciśnienie (MPa)	Średnica wewnętrzna (mm)	Grubość (mm)
Para		658	31,5		
TC	8YSZ			274	2,5
BC	NiCoCrAlY			279	0,5
T1	P91			280	75
Para		450	7,5		
T2				466,8	20,8



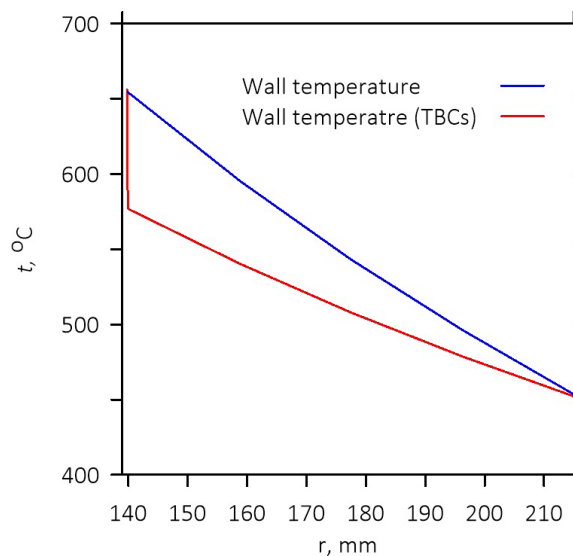
**Rys. 9.** Temperatura czynnika gorącego oraz zimnego w funkcji długości układu chłodzenia rurociągu, dla współprądowego przepływu czynników



**Rys. 10.** Temperatura czynnika gorącego oraz zimnego w funkcji długości układu chłodzenia rurociągu, dla przeciwnieprądowego przepływu czynników



**Rys. 11.** Temperatura czynnika gorącego oraz zimnego w funkcji długości układu chłodzenia rurociągu, dla współprądowego przepływu czynników, dla przyjętych w tab. 2 parametrów pracy



**Rys. 12.** Rozkład temperatury w ścianie rury wewnętrznej

## 4. Wnioski

Powłoki TBCs mogą ograniczyć wykorzystanie drogich materiałów, które spełniają najwyższe wymagania, wynikające z podnoszenia parametrów pracy zaawansowanych kotłów ultra-nadkrytycznych. Mimo tego, że przemysł kosmiczny oraz lotniczy wykorzystuje je z powodzeniem od kilkudziesięciu lat, wciąż brakuje badań skupiających się na ich wykorzystaniu w elementach wysokociśnieniowych kotła parowego. Ich właściwości mogą mieć wpływ na wzrost wytrzymałości na pełzanie oraz zmęczenie elementów grubościennych kotła. Ponadto w dobie rosnącego zapotrzebowania na moc oraz większego udziału odnawialnych źródeł energii na rynku mocy, dynamika pracy nowobudowanych jednostek jest jednym z podstawowych kryteriów stawianych przy projektowaniu tego typu obiektów. Koniecznym jest sprawdzenie wpływu barier ochronnych na pracę najbardziej wyężonych elementów, a także ich dynamikę pracy, która ograniczona jest naprężeniami termicznymi, wynikającymi z różnicy temperatur na ściankach elementu, szczególnie w nieustalonych stanach pracy, kiedy różnica ta może być większa, niż dopuszczalna. Niniejsza praca miała na celu zaproponowanie modelu matematycznego układu chłodzenia pary o wysokich parametrach, który składa się z dwóch rur. Powierzchnia rury wewnętrznej, w której płynie para o wysokich parametrach, pokryta została powłokową barierą cieplną TBCs. Przepływ pary o niższych parametrach realizowany jest przez kanał zewnętrzny, dzięki czemu można chłodzić ściankę rury wewnętrznej. Model ten wykorzystuje metodę Galerkina, dzięki czemu możliwe jest wyznaczenie, zmiennej w czasie, temperatury w każdym węźle objętości skończonej. Ponadto model uwzględnia zmienne (w funkcji temperatury) właściwości dowolnego materiału, a do określenia parametrów pary zaimplementowano tabelicę IAPWS-IF97. Wymiana ciepła na drodze konwekcji wyznaczona jest na podstawie dowolnie przyjętej korelacji (w tym przypadku Dittusa-Boeltera). Na podstawie wygenerowanych wykresów można zaobserwować poprawne zachowanie się modelu matematycznego (rys. 9 i 10). Zastosowanie przeciwprądowego charakteru przepływów powoduje wzrost temperatury czynnika chłodzącego, jak również jej spadek w przypadku czynnika gorącego. Rysunki 11 i 12 wskazują, że chłodzenie ścianki możliwe jest tylko przy użyciu izolacji cieplnej. Zastosowanie powłoki ochronnej o niskim współczynniku przewodzenia ciepła powoduje redukcję temperatury na powierzchni wewnętrznej rury, wobec czego gradient temperatury w ściance rury jest mniejszy. Dalsze prace skupiać się będą na porównaniu wyników obliczeń numerycznych z obliczeniami analitycznymi oraz pomiarami ze stanowiska badawczego. Dodatkowo zostanie stworzony model CFD. Walidacja pracy pozwoli na pełną analizę nieustalonego stanu pracy rurociągu jednostki o parametrach nadkrytycznych, co pozwoli wskazać ograniczenia i możliwości wobec zastosowania barier ochronnych.

## Oznaczenia

$c$	ciepło właściwe, J/(kgK)
$c_p$	ciepło właściwe przy stałym ciśnieniu, J/(kgK)
$D$	średnica hydrauliczna, m
$h$	entalpia, J/kg
$h$	współczynnik konwekcyjnej wymiany ciepła, W/(m <sup>2</sup> K)
$k$	współczynnik przewodzenia ciepła, W/(mK)
$\dot{m}$	strumień masowy, kg/s
$r$	promień, m
$T_L$	temperatura dolnego źródła ciepła, K
$T_H$	temperatura górnego źródła ciepła, K
$t, T$	temperatura, °C
$T_{i,j}$	temperatura w węźle i,j elementu, °C
$T_b$	średnio-masowa temperatura czynnika, °C
$w$	prędkość, m/s
$\Delta x$	wymiar elementu w kierunku osiowym
$\eta$	sprawność obiegu cieplnego
$\mu$	współczynnik lepkości dynamicznej, Pa·s
$\rho$	gęstość, kg/m <sup>3</sup>
$Nu$	liczba Nusselta
$Pr$	liczba Prandtla
$Re$	liczba Reynoldsa

## Literatura

- [1] Stultz S.C., Kitto J.B., *Steam its generation and use. 41<sup>st</sup> edition*, The Babcock & Wilcox Company, Akron, Ohio, 2005.
- [2] Zhang D., *Ultra-supercritical coal power plants materials, technologies and optimisation*, Woodhead Publishing Series in Energy: No. 41, 2013.
- [3] Zhang D., *Introduction to advanced and ultra-supercritical fossil fuel power plants*, Woodhead Publishing Limited, 2013.
- [4] Pawlik M., F. Strzelczyk F., *Elektrownie*, Wydawnictwo WNT, Warszawa 2014.
- [5] Gianfrancesco A., *Materials for ultra-supercritical and advanced ultra-supercritical power plants*, Woodhead Publishing Series in Energy 104, 2017.
- [6] Hernas A., *Materiały do budowy kotłów na parametry nadkrytyczne*, Nowa Energia 2013, 5–6, 34–37.

- 
- [7] Zhong Z.H., Gu Y.F., Yuan Y., Shi Z., *A new wrought Ni-Fe-base superalloy for advanced ultra-supercritical power plant applications beyond 700°C*, Materials Letters 2013, 109, 38–41. DOI: 10.1016/j.matlet.2013.07.060.
- [8] Jamrozik P., Sozańska M., Pasternak J., *Właściwości mechaniczne złączy spawanych ze stali Sanicro 25 oraz stopu HR6W*, Przegląd Spawalnictwa 2013, 10, 39–45. DOI: <https://doi.org/10.26628/wtr.v85i10.188>.
- [9] Moskal G., *Przewodnictwo cieplne powłokowych barier cieplnych na bazie cyrkonianów ziem rzadkich*, Inżynieria Materiałowa 2014, 1(197), 6–12.
- [10] Padture N. P., Gell M., Jordan E.H., *Thermal barrier coatings for gas-turbine engine applications*, Material Science 2002, 296, 5566, 280–284. DOI: 10.1126/science.1068609.
- [11] Parker D.W., *Thermal barrier coatings for gas turbines, automotive engines and diesel equipment*, Materials & Design 1992, 13(6), 345–351. DOI: 10.1016/0261-3069(92)90005-3.
- [12] Hüttel T., *Investigation of the high temperature performance of thermal barrier coating systems for steam turbine applications*, 2010.
- [13] Guo X., Sun W., Becker A., Morris A., Pavier M., Flewitt P., Tierney M., Wales C., *Thermal and stress analyses of a novel coated steam dual pipe system for use in advanced ultra-supercritical power plant*, International Journal of Pressure Vessels and Piping 2019, 176, 103903. DOI: 10.1016/j.ijpvp.2019.103933.
- [14] Sosnowy P., Góral M., Dudek S., Drajewicz M., Gancarczyk T., *Mikrostruktura powłokowych barier cieplnych natryskiwanych metodą APS z zastosowaniem nowych proszków ceramicznych*, Przegląd Spawalnictwa 2012, 8, 23–27.
- [15] Schlichting K.W., Padture N.P., Klemens P.G., *Thermal conductivity of dense and porous yttria-stabilized zirconia*, Journal of Materials Science 2001, 36, 3003–3010.
- [16] Ravlchandran K.S., An K., Dutton R.E., Semlatin S.L., *Microstructure and thermal conductivity of layered thermal barrier coatings processed by plasma spray and physical vapor deposition techniques*, Cambridge University Press, 2011.
- [17] Radovic M., Lara-Curzio E., Trejo R., Wang H., Porter W.D., *Thermo-physical properties of Ni-YSZ as a function of temperature and porosity*, Ceramic Engineering and Science Proceedings 2006, 27(4), 79–85.
- [18] Granda M., Trojan M., Taler D., *CFD analysis of steam superheater operation in steady and transient state*, Energy 2020, 199, 117423. DOI: 10.1016/j.energy.2020.117423.
- [19] Liu J.H., Liu Y.B., He X., Liu L., *Study on TBCs insulation characteristics of a turbine blade under serving conditions*, Case Studies in Thermal Engineering 2016, 8, 250–259. DOI: 10.1016/j.csite.2016.08.004.
- [20] Li B., Fan X., Li D., Jiang P., *Design of thermal barrier coatings thickness for gas turbine blade based on finite element analysis*, Mathematical Problems in Engineering 2017, 2147830, 1–13. DOI: 10.1155/2017/2147830.
- [21] An K.J., *Assessment of the thermal conductivity of yttria-stabilized zirconia coating*, Materials Transactions 2014, 55(1), 188–193. DOI: 10.2320/matertrans.M2013172.



- 
- [22] Granda M., *Steady state CFD analysis of heat transfer coefficient in pressurized pipes of superheater of OP210M steam boiler*, Matec Web of Conferences 2018, 240, 05008. DOI: 10.1051/mateconf/201824005008.
- [23] Taler J., Duda P., *Solving direct and inverse heat conduction problems*, Springer, 2006. DOI: 10.1007/978-3-540-33471-2.
- [24] Kaczmarski K., *Numerical model of steam pipeline with thermal insulation*, International Journal of Numerical Methods for Heat & Fluid Flow 2019, 30(5), 2237–2253. DOI: 10.1108/HFF-11-2018-0696.
- [25] Taler D., Kaczmarski K., *Mathematical modelling of the transient response of pipeline*, Journal of Thermal Science 2016, 25(6), 549–557. DOI: 10.1007/s11630-016-0897-0.
- [26] Trojan M., Granda M., *Modeling of the boiler economizer*, Matec Web of Conferences 2018, 240, 050034. DOI: 10.1051/mateconf/201824005034.
- [27] Taler D., *Numerical modelling and experimental testing of heat exchangers*, Springer, Cham, Switzerland 2019.
- [28] Hewitt G.F., Shires G.L., Bott T.R., *Process heat transfer*, CRC Press, 1993.