



---

---

## **Wpływ ciśnienia oraz odległości od dyszy na gęstość strumienia ciepła przejmowanego podczas chłodzenia laminarnego**

**Kamil Jasiewicz, Elżbieta Jasiewicz, Beata Hadała,  
Agnieszka Cebo-Rudnicka, Zbigniew Malinowski**

Akademia Górniczo-Hutnicza im. Stanisława Staszica w Krakowie,  
Katedra Techniki Ciepłej i Ochrony Środowiska

e-mail: [kjasiewi@agh.edu.pl](mailto:kjasiewi@agh.edu.pl)

### **Streszczenie**

Celem pracy było wyznaczenie średniego współczynnika przejmowania ciepła i średniej gęstości strumienia ciepła podczas procesu chłodzenia laminarnego na powierzchni cylindrycznego czujnika, wykonanego ze stopu Inconel 600, nagrzanego do 900°C. W celu identyfikacji tych parametrów użyto programu komputerowego, który wykorzystuje zagadnienie odwrotne do równania przewodzenia ciepła. Podczas eksperymentu zmierzono temperatury w trzech punktach, umieszczonych wewnątrz czujnika, w trakcie przebiegu procesu chłodzenia laminarnego. Wyniki pomiarów posłużyły jako dane wejściowe do obliczeń numerycznych. Średnie wartości współczynnika przejmowania ciepła oraz średnie gęstości strumienia ciepła, zostały wyznaczone dla trzech obszarów ograniczonych przez promienie równe 1,6, 5,6 i 10 mm. Otrzymane wyniki obliczeń numerycznych zaprezentowano w formie wykresów zależności średnich wartości współczynnika przejmowania ciepła i gęstości strumienia ciepła od temperatury powierzchni. Przedstawiono również wykresy charakterystyk termicznych chłodziwa dla analizowanych obszarów. Analiza tych wykresów pozwoliła określić wpływ ciśnienia chłodziwa i odległości dyszy od powierzchni chłodzonej, na zdolność przejmowania ciepła przez ciecz chłodzącą z powierzchni czujnika.

Słowa kluczowe: chłodzenie strugą wody, współczynnik przejmowania ciepła, gęstość strumienia ciepła, zagadnienie odwrotne do równania przewodzenia ciepła

# 1. Wprowadzenie

W licznych procesach technologicznych zachodzi konieczność szybkiego odprowadzenia dużych ilości ciepła. Wiele takich procesów przeprowadzanych jest w przemyśle metalurgicznym. Są to m.in. procesy ciągłego odlewania, walcowania blach czy różnego rodzaju obróbki cieplnej. Obecnie, wraz z rozwojem technologii i przemysłu rosną również wymagania stawiane komponentom wykonanym z metali i ich stopów. Ważne jest otrzymanie produktu o odpowiednich własnościach mechanicznych oraz o określonej mikrostrukturze. Otrzymanie określonych własności oraz pożądanej mikrostruktury jest uwarunkowane zastosowaniem nie tylko odpowiedniej metody chłodzenia, ale także szybkością wymiany ciepła między medium chłodzącym a rozgrzaną powierzchnią komponentu. Do metod chłodzenia pozwalających zapewnić te wymagania należy chłodzenie laminarne strugami wody. Ten rodzaj chłodzenia jest wykorzystywany m.in. w walcowniach blach w celu chłodzenia pasma po odkształcaniu.

## Oznaczenia

$c_p$	ciepło właściwe, J/(kg·K)	$t$	temperatura czujnika, °C
$h$	wysokość czujnika, m	$t_b$	temperatura powierzchni zewnętrznej bocznej osłony, °C
$L_o$	średnica zewnętrzna osłony, m	$t_{ij}^o$	temperatura czujnika obliczona w punkcie odpowiadającym położeniu termoelementu $i$ w czasie $\tau_i$ , wyznaczona zagadnienia odwrotnego, °C
$L_p$	odległość między czujnikiem a osłoną, m	$t_{ij}^z$	temperatura czujnika zmierzona przez termoelement $i$ w czasie $\tau_p$ , °C
$p_i$	wektor poszukiwanych parametrów	$t_m$	temperatura medium chłodzącego, °C
$Pr$	liczba Prandtla	$t_s$	temperatura powierzchni chłodzonej, °C
$\dot{q}$	gęstość strumienia ciepła na powierzchni chłodzonej, W/m <sup>2</sup>	$\alpha_b$	współczynnik przejmowania ciepła na powierzchni bocznej osłony, W/(m <sup>2</sup> ·K)
$\dot{q}_d$	gęstość strumienia ciepła, przejmowanego z powierzchni dolnej osłony, W/m <sup>2</sup>	$\varepsilon_c$	emisyjność powierzchni czujnika
$\dot{q}_s$	gęstość strumienia ciepła, wymianianego w szczelinie powietrznej, W/m <sup>2</sup>	$\varepsilon_o$	emisyjność powierzchni osłony
$R$	promień czujnika, m	$\eta$	bezwymiarowy czas
$R_{max}$	maksymalny promień czujnika wraz z osłoną, m	$\vartheta$	bezwymiarowy promień czujnika
$Ra$	liczba Rayleigha	$\lambda$	współczynnik przewodzenia ciepła, W/(m·K)
$r, y$	współrzędne cylindryczne	$\lambda_p$	współczynnik przewodzenia ciepła powietrza, W/(m·K)
$T_c$	temperatura powierzchni bocznej czujnika, K	$\rho$	gęstość materiału czujnika, kg/m <sup>3</sup>
$T_o$	temperatura powierzchni osłony, K	$\sigma$	stała promieniowania Stefana-Boltzmann, W/(m <sup>2</sup> ·K <sup>4</sup> )
$T_{ot}$	temperatura otoczenia, K		

Proces chłodzenia strugą sprowadza się do skierowania strumienia cieczy o określonej średnicy i położeniu względem rozgrzanej powierzchni, na powierzchnię chłodzoną. W przypadku tej metody chłodzenia możliwe jest zastosowanie wielu rodzajów płynów chłodzących. Ze względu na swoje własności termiczne, względy środowiskowe oraz ekonomiczne, najczęściej wykorzystywana jest woda z sieci wodociągowej. Powierzchnię, na którą oddziałuje struga cieczy można podzielić na trzy główne obszary. Strefa stagnacji, znajdująca się w osi padającego strumienia płynu, stanowi obszar najbardziej intensywnego odbioru ciepła. Wraz ze wzrostem odległości od punktu stagnacji zmienia się charakter przepływu medium chłodzącego. Występuje strefa przyspieszenia przepływu oraz strefa przepływu równoległego, w których odnotowuje się znacznie niższe wartości współczynnika przejmowania ciepła, definiującego intensywność odbioru ciepła z powierzchni [1]. Pozwala to wywnioskować, że rozkład współczynnika przejmowania ciepła w przypadku tego rodzaju chłodzenia jest nierównomierny, co odróżnia go od procesu chłodzenia natryskowego. Proces chłodzenia laminarnego w przemyśle metalurgicznym stosowany jest zazwyczaj w celu schłodzenia komponentów nagranych do wysokich temperatur, sięgających nawet 1200°C. Gdy wartość temperatury chłodzonego obiektu jest wyższa od 100°C, wówczas podczas styku rozgrzanej powierzchni komponentu z medium chłodzącym występuje proces wrzenia. Został on dokładnie opisany przez Nukiyamę [2].

Badania, mające na celu dokładniejsze poznanie procesu chłodzenia strugą wody, prowadzone są przez naukowców od wielu lat, jednak w dalszym ciągu mechanizmy zachodzące podczas wrzenia cieczy na rozgrzanej powierzchni nie zostały całkowicie poznane. Jest to związane ze złożonością procesu i uzależnieniem jego przebiegu od występującej w danym momencie fazy wrzenia, która determinuje wartości współczynnika przejmowania ciepła oraz gęstości strumienia ciepła. Przeglądu literatury dotyczącej chłodzenia strumieniem wody oraz obecnego stanu wiedzy dokonali Qiu i in. [3]. W pracy dokonano analizy rozwoju chłodzenia strugą w ciągu ostatnich dwóch dekad. Przegląd koncentruje się głównie na badaniach eksperymentalnych. Na wartość gęstości strumienia ciepła podczas chłodzenia strumieniem duży wpływ ma temperatura wody, wykorzystanej w procesie chłodzenia. Wraz ze spadkiem temperatury wody wzrasta gęstość strumienia ciepła [4], [5]. Kolejnym parametrem, który wpływa na proces chłodzenia jest prędkość uderzenia wody o powierzchnię chłodzoną. Li i in. [6] potwierdzili, że wraz ze wzrostem tej prędkości wzrasta współczynnik przejmowania ciepła. Mahmoudi i in. [7] badali wpływ odległości dyszy od powierzchni na przebieg krzywej wrzenia. W wyniku przeprowadzonych badań stwierdzili, że przy małych prędkościach strumienia wody zwiększenie odległości spowodowało zmniejszenie współczynnika przejmowania ciepła. Natomiast przy dużych prędkościach strumienia wody wpływ odległości dyszy był znikomy. Omawiany rodzaj chłodzenia często wykorzystywany jest w procesie

walcowania blach na gorąco, dlatego ważne stało się określenie warunków przenoszenia ciepła podczas tego procesu. Hauksson i in. [5] wyznaczyli gęstość strumienia ciepła w punkcie stagnacji oraz w pewnych odległościach od tego punktu. Określili również, jak natężenie strumienia wody wpływa na całkowitą wymianę ciepła na powierzchni. Udowodnili, że najwyższe wartości gęstości strumienia ciepła występują w punkcie stagnacji oraz w jego otoczeniu.

W procesach chłodzenia często występują skomplikowane i trudne do opisanie warunki brzegowe. W tych przypadkach w celu ich identyfikacji stosuje się zagadnienia odwrotne do równania przewodzenia ciepła. Jednym z pierwszych naukowców, zajmujących się tym zagadnieniem był Beck [8]. W swoich badaniach przedstawił metodę odwrotną, za pomocą której określił zmiany strumienia ciepła w czasie, z wykorzystaniem pomiaru temperatury wewnątrz chłodzonego miedzianego czujnika. Sagheby i in. [9] wykorzystali dwuwymiarowy model do wyznaczenia lokalnych wartości współczynnika przejmowania ciepła podczas chłodzenia strumieniem wody płyty wykonanej ze stali AISI 304. W swoich badaniach potwierdzili, że zastosowany do obliczeń model pozwala uzyskać zadawalającą dokładność wyznaczania lokalnego współczynnika przejmowania ciepła. Inni badacze również wykorzystali dwuwymiarowy model odwrotny przewodzenia ciepła, w celu wyznaczenia warunków brzegowych podczas chłodzenia strugą wody [10–12]. Hadała i in. [13] opracowali trójwymiarowy model wykorzystany do określenia rozkładu strumienia ciepła na powierzchni stalowej płyty. Przedmiotem badań naukowców [14] było również porównanie dokładności jednowymiarowego i trójwymiarowego modelu przewodzenia ciepła, stosowanych do identyfikacji współczynnika przejmowania ciepła podczas chłodzenia płyty wykonanej z Inconelu. Zastosowanie modelu 3D pozwoliło uzyskać większą dokładność rozwiązania w stosunku do modelu 1D.

Kontrola procesu chłodzenia jest przeprowadzana w celu zapewnienia optymalnych warunków chłodzenia, które determinują jakość wytwarzanych komponentów. Aby móc ją przeprowadzić, niezbędne jest wykonanie numerycznych symulacji procesu wymiany ciepła, dzięki którym możliwe jest wyznaczenie warunków brzegowych wymiany ciepła, takich jak gęstość strumienia ciepła, czy współczynnik przejmowania ciepła na powierzchni chłodzonej, w określonych warunkach. Warunki brzegowe opisują szybkość wymiany ciepła między rozgrzaną powierzchnią komponentu, a płynem chłodzącym. Na wymianę ciepła podczas chłodzenia strugą wody wpływa szereg parametrów, określających m.in. ilość wykorzystywanej wody, kształt strumienia oraz jego prędkość. Należą do nich także odległość dyszy podającej wodę od powierzchni chłodzonej oraz ciśnienie wody. Wpływ tych parametrów na średnie wartości gęstości strumienia ciepła oraz współczynnika przejmowania ciepła na powierzchni chłodzonej został zbadany w niniejszej pracy.

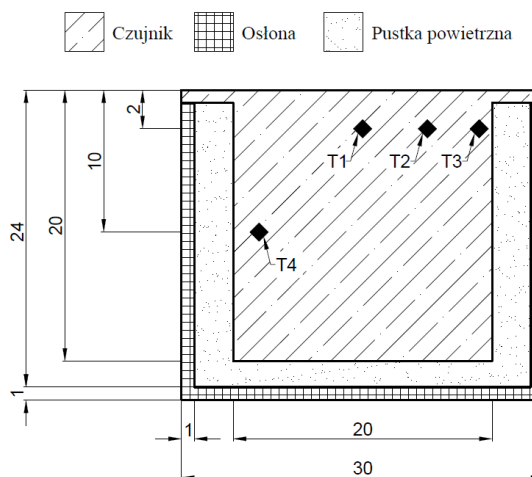
## 2. Badania eksperymentalne

Identyfikacja warunków brzegowych wymiany ciepła, tj. współczynnika przejmowania ciepła oraz gęstości strumienia ciepła podczas chłodzenia laminarnego, następowała w dwóch etapach. Pierwszy etap obejmował przeprowadzenie badań eksperymentalnych na stanowisku laboratoryjnym. W drugim etapie dane uzyskane podczas badań eksperymentalnych, posłużyły jako dane wejściowe do programu numerycznego. Działanie programu opierało się na rozwiązaniu zagadnienia odwrotnego osiowosymetrycznego przewodzenia ciepła. Rozwiązanie tego zagadnienia pozwoliło na wyznaczenie gęstości strumienia ciepła na powierzchni chłodzonej, na podstawie pomiarów zmian temperatury w trzech punktach wewnątrz badanego czujnika w czasie chłodzenia.

Badania pomiaru zmian temperatury czujnika podczas chłodzenia przeprowadzono dla cylindrycznego czujnika, wykonanego ze stopu Inconel 600 [15]. Średnica czujnika oraz jego wysokość wynosiły 20 mm. W celu zmniejszenia strat ciepła do otoczenia czujnik umieszczono w osłonie wykonanej z tego samego materiału (rys. 1). Między powierzchnią boczną czujnika, a osłoną znajdowała się pustka powietrzna (rys. 2). Układ, składający się z czujnika oraz osłony, umieszczono w metalowym uchwycie, który wypełniono częściowo materiałem izolacyjnym na bazie glinokrzemianów [16]. Materiał izolacyjny pełnił funkcję stabilizatora, utrzymującego czujnik w wyznaczonym miejscu podczas uderzenia medium chłodzącego w chłodzoną powierzchnię.



**Rys. 1.** Czujnik (po prawej) oraz osłona (po lewej)



**Rys. 2.** Schemat budowy czujnika, wraz z lokalizacją termoelementów (T1, T2, T3, T4)

Badania eksperymentalne, polegające na pomiarze zmiany temperatury czujnika w czasie procesu chłodzenia, przeprowadzono na stanowisku pomiarowym, które składało się z trzech głównych elementów: oporowego pieca elektrycznego, komory chłodzenia oraz zbiornika z wodą (rys. 3). Czujnik



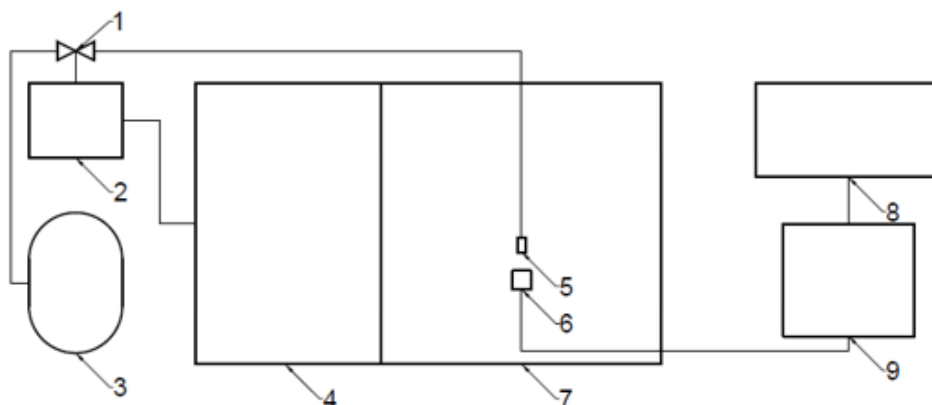
nagrzewany był w piecu elektrycznym, aż do momentu, w którym temperatura w całej jego objętości wynosiła ok. 900°C. Po osiągnięciu wymaganej temperatury, czujnik był przenoszony do komory chłodzenia za pomocą mechanicznego podajnika. Podczas przemieszczania, czujnik ulegał chłodzeniu w powietrzu. Czas chłodzenia w powietrzu wynosił około 1 s. W następnym etapie czujnik poddawany był chłodzeniu strugą wody, wypływającą z dyszy o średnicy wynoszącej 2,7 mm. Chłodzeniu poddawana była powierzchnia czołowa czujnika, a woda podawana była w kierunku prostopadłym do powierzchni chłodzącej. Temperatura wody, używanej do chłodzenia, wynosiła 16°C. Badania eksperymentalne przeprowadzono przy trzech ciśnieniach wody, wynoszących 0,05, 0,1 i 0,2 MPa oraz dla dwóch odległości dyszy od powierzchni chłodzonej, wynoszących 25 i 50 mm. Czas chłodzenia zmieniał się od 80 do 110 s dla wariantów, w których odległość od dyszy wynosiła 25 mm oraz wynosił 100 s we wszystkich wariantach, w których odległość dyszy od powierzchni wynosiła 50 mm (tab. 1).

**Tabela 1.** Parametry procesu chłodzenia

Odległość dyszy od powierzchni chłodzonej [mm]	Ciśnienie [MPa]	Temperatura początkowa czujnika [°C]	Całkowity czas chłodzenia [s]	Prędkość objętościowa wody [dm <sup>3</sup> /(m <sup>2</sup> ·s)]
25 mm	0,05	894	80	18,43
	0,1	895	100	23,89
	0,2	895	110	30,21
50 mm	0,05	904	100	15,51
	0,1	896	100	20,16
	0,2	896	100	28,28

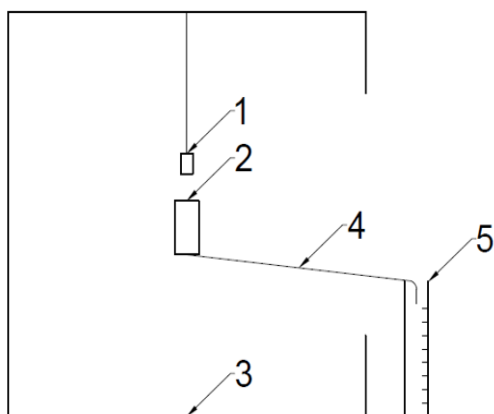
Zmiany temperatury czujnika w czasie mierzono za pomocą termoelementów NiCr-NiAl (typu K) o średnicy 1 mm [10]. Termoelementy umieszczono 2 mm pod powierzchnią chłodzoną w osi T1, w połowie promienia T2 oraz 1 mm od krawędzi T3 (rys. 2). Otwory wykonano co 120° w kierunku obwodowym. W połowie wysokości czujnika zainstalowano dodatkowy termoelement T4, który został wykorzystany jako termoelement kontrolny, służący do weryfikacji przyjętych warunków brzegowych. Znajdował się on w odległości 2 mm od powierzchni bocznej czujnika. Maksymalny błąd pomiaru temperatury przy użyciu termoelementu wynosił ±0,4% zmierzonej temperatury [17]. Maksymalna wartość temperatury zmierzonej za pomocą termoelementu wynosiła 904°C. Z tego względu maksymalny błąd pomiaru temperatury wynikający z dokładności wskazania termoelementu wynosił ±3,6°C. Pomiary zmiany temperatury w czasie rejestrowano za pomocą miernika MGCplus, o klasie dokładności wynoszącej 0,2. Maksymalny błąd pomiaru temperatury, wynikający z klasy dokładności miernika, jest równy ±3,1°C [18]. Maksymalny błąd pomiaru temperatury definiowany był jako

suma maksymalnych błędów pomiaru temperatury, wynikających z klasy dokładności miernika i termoelementu i wynosił  $\pm 6,7^{\circ}\text{C}$ .



**Rys. 3.** Schemat stanowiska pomiarowego: 1 – zawór wody, 2 – regulator ciśnienia wody i temperatury pieca, 3 – zbiornik z wodą, 4 – elektryczny piec oporowy, 5 – dysza, 6 – czujnik, 7 – komora chłodzenia, 8 – komputer PC, 9 – układ pomiaru temperatury (MGCplus)

Na stanowisku pomiarowym przeprowadzono również dodatkowe badania, pozwalające określić ilość wody padającej na powierzchnię czujnika podczas chłodzenia. Pomiaru te zostały wykonane w temperaturze otoczenia bez wykorzystania pieca oporowego. W tym celu na stanowisku eksperymentalnym zainstalowano dodatkowy układ pomiarowy (rys. 4). W miejscu, w którym osadzony był czujnik, zamontowano zbiornik, którego średnica wynosiła 20 mm (rys. 5). Woda zebrana w zbiorniku była odprowadzana za pomocą gumowego węża do cylindra miarowego. Pole powierzchni obszaru, z którego odbierano ciecz chłodzącą, odpowiadało polu powierzchni wymiany ciepła zastosowanego w obliczeniach odwrotnych. Zmierzono również czas, w którym woda gromadziła się w cylindrze miarowym. Następnie, na podstawie uzyskanej ilości wody zebranej w cylindrze w zmierzonym czasie, wyznaczono prędkość objętościową wody (tab. 1).



**Rys. 4.** Schemat układu do pomiaru ilości wody: 1 – dysza, 2 – zbiornik wody, 3 – komora chłodzenia, 4 – gumowa rurka, odprowadzająca wodę, 5 – cylinder miarowy



**Rys. 5.** Układ do pomiaru ilości wody

### 3. Model przewodzenia ciepła, stosowany do identyfikacji warunków brzegowych wymiany ciepła

Określenie warunków brzegowych wymiany ciepła przeprowadzono na podstawie obliczeń pola temperatury cylindrycznego czujnika [19], [20]:

$$\rho c_p(t) \frac{\partial t(r, y, \tau)}{\partial \tau} = \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left[ \lambda(t) r \frac{\partial t(r, y, \tau)}{\partial r} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[ \lambda(t) \frac{\partial t(r, y, \tau)}{\partial y} \right] \quad (1)$$

zakładając, że  $0 < r < R$ ;  $0 < y < h$ ;  $\tau > 0$ .

Rozwiązanie równania (1) uzyskano za pomocą metody elementów skończonych [21].

W celu rozwiązania zagadnienia odwrotnego do równania przewodzenia ciepła, w pierwszym etapie obliczeń przyjęto ogólną postać funkcji aproksymującej zmianę współczynnika przejmowania ciepła w czasie. Rola obliczeń opierała się na wyznaczeniu postaci szczególnej tej funkcji. Funkcję celu przyjęto w postaci normy błędu:

$$E(p_i) = \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^m \left[ \frac{t_{ij}^z(\tau) - t_{ij}^o(p_i, \tau)}{\sqrt{1 + \left( \frac{\Delta t_{ij}^z}{\Delta \tau} \right)^2}} \right]^2 \quad (2)$$

Warunek brzegowy na powierzchni chłodzonej poszukiwano w postaci:

$$\dot{q} = \alpha(r, \tau)(t_s - t_m) \left[ \frac{W}{m^2} \right] \quad (3)$$

W celu minimalizacji normy błędu zastosowano metodę Broydena–Fletcher–Goldfarba–Shanno. Wartości nieznanymi parametrów zostały określone dzięki minimalizacji funkcji celu [22]. Założono, że zastosowanie wielomianu trzeciego stopnia pozwala na aproksymację rozkładu współczynnika przejmowania ciepła na powierzchni chłodzonej z wystarczającą dokładnością. Takie założenie jest odpowiednie dla powierzchni o względnie małych promieniach. Z powodu symetrii, w osi czujnika ( $r = 0$ ), pochodna współczynnika przejmowania ciepła względem promienia czujnika wynosi zero. Uwzględniając te założenia, rozkład współczynnika przejmowania ciepła wzdłuż promienia czujnika można opisać jako:

$$\alpha(r, \tau) = (1 - 3\vartheta^2 + 2\vartheta^3)P_1(\tau) + (3\vartheta^2 - 2\vartheta^3)P_2(\tau) + R_{\max}(\vartheta^3 - \vartheta^2)P_3(\tau) \quad (4)$$



Bezwymiarowy promień czujnika, obliczano ze wzoru:

$$\vartheta = \frac{r}{R_{\max}} \quad (5)$$

Zadaniem parametru  $P_1(\tau)$  jest określenie wartości współczynnika przejmowania ciepła w osi czujnika ( $r = 0$ ), natomiast parametru  $P_2(\tau)$  wartości tego współczynnika w funkcji czasu, dla  $r = R_{\max}$ . Parametr  $P_3$  określa pochodną tego współczynnika względem promienia, dla  $r = R_{\max}$ . Zmienność parametrów  $P_1(\tau)$ ,  $P_2(\tau)$  oraz  $P_3(\tau)$  w czasie została przybliżona następującymi funkcjami [15]:

$$P_1(\tau) = \sum_{i=1}^4 H_i p_{1i}(\tau_i) \quad (6)$$

$$P_2(\tau) = \sum_{i=1}^4 H_i p_{2i}(\tau_i) \quad (7)$$

$$P_3(\tau) = \sum_{i=1}^4 H_i p_{3i}(\tau_i) \quad (8)$$

Aby zapewnić odpowiednią dokładność przybliżenia współczynnika przejmowania ciepła w czasie, całkowity czas chłodzenia podzielono na przedziały, w których  $\tau \in (\tau_1, \tau_2)$ . W określonych przedziałach czasu funkcja aproksymująca złożona była z wielomianów trzeciego stopnia, zwanych wielomianami Hermite'a [22]:

$$H_1 = \frac{(1 - \eta)(9\eta^2 - 1)}{16} \quad (9)$$

$$H_2 = \frac{9(1 - 3\eta)(1 - \eta^2)}{16} \quad (10)$$

$$H_3 = \frac{9(1 + 3\eta)(1 - \eta^2)}{16} \quad (11)$$

$$H_4 = \frac{(1 + \eta)(9\eta^2 - 1)}{16} \quad (12)$$

Bezwymiarowy czas wyrażony był jako:

$$\eta = \frac{2\tau - \tau_1 - \tau_2}{\tau_2 - \tau_1} \quad (13)$$

Zbiór nieznanych parametrów  $p_{1i}$ ,  $p_{2i}$  oraz  $p_{3i}$  zawarty w wektorze  $p_i$ , określono podczas minimalizacji funkcji celu. Zestaw parametrów  $p_i$ , który daje minimalną wartość funkcji celu, jest wynikiem określającym zmianę współczynnika przejmowania ciepła na chłodzonej powierzchni w funkcji czasu oraz promienia czujnika.

## 4. Obliczenia numeryczne

W drugim etapie badań wyniki pomiarów uzyskane na stanowisku badawczym zostały zaimplementowane w programie numerycznym, stworzonym przez pracowników Katedry Techniki Ciepłej i Ochrony Środowiska Akademii Górniczo-Hutniczej. Program ten pozwolił na wyznaczenie rozkładu współczynnika przejmowania ciepła oraz gęstości strumienia ciepła na powierzchni chłodzonej. Na podstawie rozkładów tych wielkości wyznaczono ich wartości średnie w obszarach, wyznaczonych przez promienie wynoszące: 1,6, 5,6 oraz 10 mm. W programie numerycznym założono zmianę właściwości termofizycznych materiału czujnika wraz z temperaturą. Zmianę współczynnika przewodzenia ciepła oraz ciepła właściwego za pomocą równań [23]:

$$\lambda = 2 \cdot 10^{-8}t^3 - 3 \cdot 10^{-5}t^2 + 0,0285t + 15,124 \left[ \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}} \right] \quad (14)$$

$$c_p = 3 \cdot 10^{-5}t^2 + 0,1818t + 442,85 \left[ \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \right] \quad (15)$$

Przyjęto, że gęstość materiału czujnika nie zmieniała się wraz z temperaturą i wynosiła  $\rho = 8470 \text{ kg/m}^3$  [16]. Do obliczeń przyjęto również stałą wartość emisyjności materiału czujnika oraz osłony wynoszącą 0,2.

W modelu przewodzenia ciepła zastosowanym w programie numerycznym, wykorzystano 33 elementy w kierunku wysokości czujnika oraz 9 elementów w kierunku jego promienia. Ilość przedziałów aproksymacji warunku brzegowego w zależności od długości czasu chłodzenia zmieniała się od 9 do 15 przedziałów czasu (tab. 2).

**Tabela 2.** Liczba przedziałów aproksymacji warunku brzegowego

Odległość dyszy od powierzchni chłodzonej [mm]	Ciśnienie [MPa]	Liczba przedziałów czasu
25	0,05	9
	0,1	10
	0,2	14
50	0,05	13
	0,1	15
	0,2	13

Podczas badań eksperymentalnych czujnik umieszczony został w osłonie, co powodowało minimalizację strat ciepła do otoczenia. W celu uzyskania prawidłowych wyników identyfikacyjnych, w modelu numerycznym zaimplementowano warunek brzegowy, uwzględniający wymianę ciepła między powierzchnią boczną czujnika a powierzchnią osłony, stosując równanie [22]:

$$\dot{q}_d = \sigma \cdot \varepsilon_o \cdot (T_o^4 - T_{ot}^4) + \frac{\lambda_p}{L_o} \cdot 0,474 \cdot Ra^{0,25} \cdot Pr^{0,047} \cdot (T_o - T_{ot}) \left[ \frac{W}{m^2} \right] \quad (16)$$

Właściwości termofizyczne powietrza, niezbędne do wyznaczenia wartości liczb kryterialnych wyznaczono dla średniej temperatury płynu.

W programie numerycznym zdefiniowano również warunek brzegowy na powierzchni dolnej zewnętrznej powierzchni osłony. Warunek ten uwzględniał straty ciepła spowodowane konwekcją swobodną oraz promieniowaniem ciepła do otoczenia i został zapisany równaniem [22]:

$$\dot{q}_d = \sigma \cdot \varepsilon_o \cdot (T_o^4 - T_{ot}^4) + \frac{\lambda_p}{L_o} \cdot 0,474 \cdot Ra^{0,25} \cdot Pr^{0,047} \cdot (T_o - T_{ot}) \left[ \frac{W}{m^2} \right] \quad (17)$$

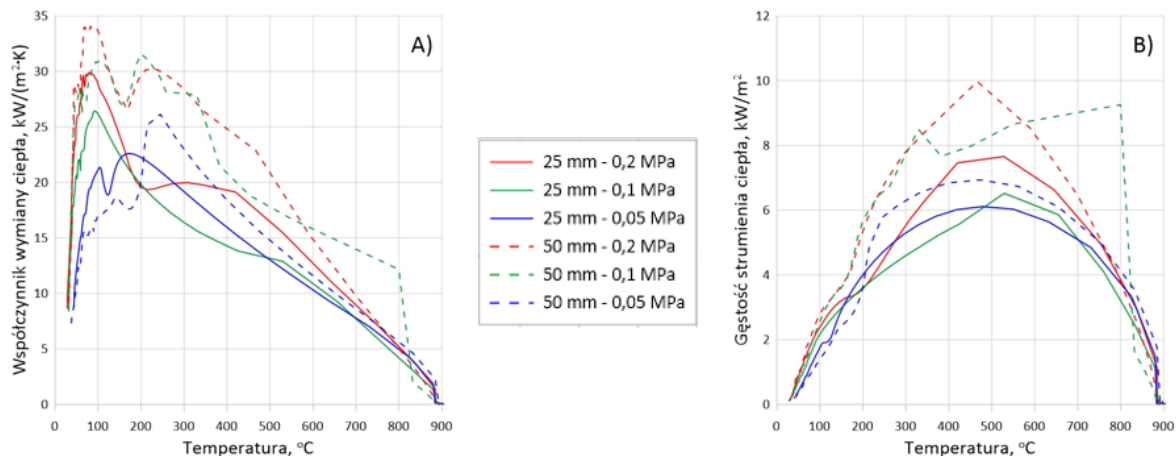
Kryterialne liczby podobieństwa, które zawarte były w równaniu (17), wyznaczono dla średniej temperatury płynu.

Na powierzchni zewnętrznej bocznej osłony również zdefiniowano warunek brzegowy, który wyrażono w postaci [24]:

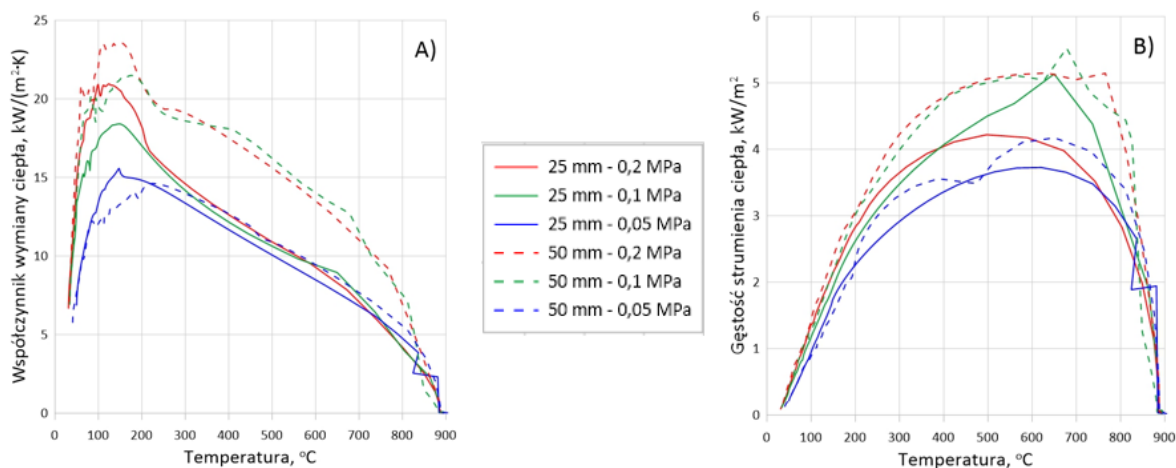
$$\alpha_b = 0,117487t_b - 0,466701 \cdot 10^{-3}t_b^2 + 6,932216 \cdot 10^{-7}t_b^3 - 3,661325 \cdot 10^{-10}t_b^4 \left[ \frac{W}{m^2 \cdot K} \right] \quad (18)$$

## 5. Wyniki obliczeń numerycznych

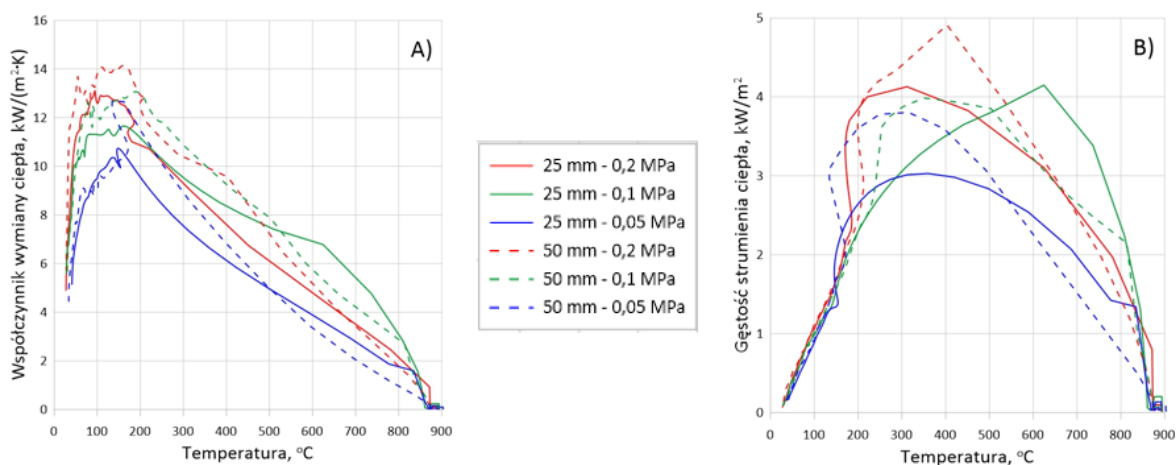
Wyniki obliczeń numerycznych w postaci zależności średnich wartości współczynnika przejmowania ciepła oraz średnich gęstości strumienia ciepła od temperatury powierzchni chłodzonej w obszarach wyznaczonych przez promienie 1,6, 5,6 oraz 10 mm, przedstawiono na wykresach (rys. 6–8). Punkty, definiujące długość promieni, dobrano w taki sposób, by znajdowały się jak najbliżej punktów, w których umieszczono termoelementy (T1–T3). Dodatkowo zaprezentowano również wykresy, przedstawiające charakterystyki termiczne chłodziwa, w zależności od zastosowanego ciśnienia oraz odległości dyszy od powierzchni chłodzonej (rys. 9, 10).



**Rys. 6.** Zmiana średniego współczynnika przejmowania ciepła (A) i średniej gęstości strumienia ciepła (B) na obszarze powierzchni, wyznaczonym przez promień wynoszący 1,6 mm, w zależności od średniej temperatury powierzchni



**Rys. 7.** Zmiana średniego współczynnika przejmowania ciepła (A) i średniej gęstości strumienia ciepła (B) na obszarze powierzchni, wyznaczonym przez promień wynoszący 5,6 mm, w zależności od średniej temperatury powierzchni



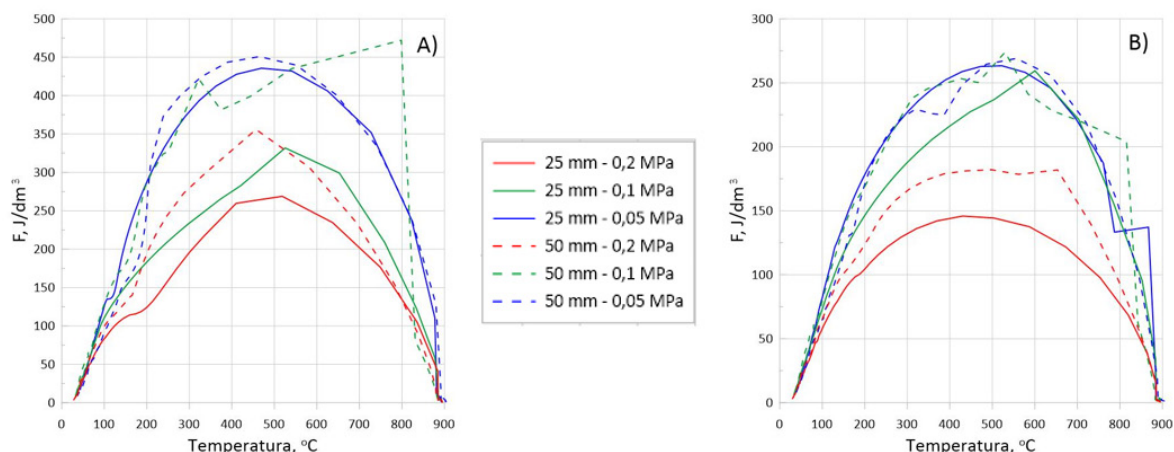
**Rys. 8.** Zmiana średniego współczynnika przejmowania ciepła (A) i średniej gęstości strumienia ciepła (B) na obszarze powierzchni, wyznaczonym przez promień wynoszący 10 mm, w zależności od średniej temperatury powierzchni

Przebiegi zmian średniego współczynnika przejmowania ciepła oraz średniej gęstości strumienia ciepła w zależności od średniej temperatury powierzchni (rys. 6–8) pozwoliły stwierdzić brak występowania fazy wrzenia błonkowego podczas chłodzenia laminarnego. Oznacza to, że prędkości chłodziwa na całej powierzchni czujnika są na tyle wysokie, by móc zniwelować występowanie na powierzchni błony pary, skutecznie ograniczającej wymianę ciepła. Krzywe współczynnika przejmowania ciepła i gęstości strumienia ciepła w momencie rozpoczęcia chłodzenia wykazują gwałtowny wzrost wraz ze spadkiem temperatury powierzchni. Jest to związane z występowaniem na powierzchni chłodzonej fazy wrzenia przejściowego, w której ciecz bardzo intensywnie zwilża powierzchnię chłodzoną, a ilość tworzących się pęcherzyków pary wzrasta, co jest bezpośrednią przyczyną gwałtownego wzrostu współczynnika przejmowania ciepła oraz gęstości strumienia ciepła. Po osiągnięciu maksimum krzywe gęstości strumienia ciepła wskazują na występowanie fazy wrzenia pęcherzykowego, w której wraz ze spadkiem temperatury powierzchni zmniejsza się ilość pęcherzyków pary, co powoduje spadek współczynnika przejmowania ciepła i gęstości strumienia ciepła wraz ze spadkiem temperatury powierzchni.

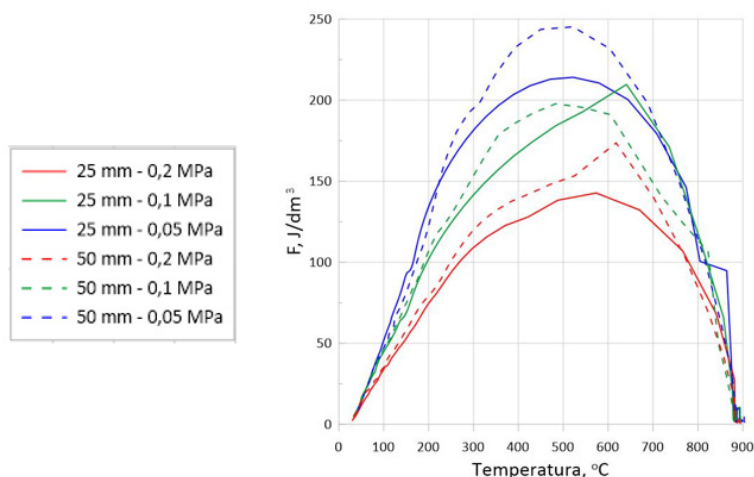
Podczas chłodzenia laminarnego uzyskane maksima średnich wartości współczynnika przejmowania ciepła oraz gęstości strumienia ciepła są silnie związane z odległością od punktu stagnacji. Maksima średnich wartości gęstości strumienia ciepła na obszarze powierzchni, wyznaczonym przez promień wynoszący 1,6 mm, wynoszą od ok. 6,1 kW/m<sup>2</sup> do ok. 10 kW/m<sup>2</sup> (rys. 6B), dla obszaru wyznaczonego przez promień wynoszący 5,6 mm wynoszą od ok. 3,7 kW/m<sup>2</sup> do ok. 5,5 kW/m<sup>2</sup> (rys. 7B), natomiast dla obszaru uwzględniającego całą powierzchnię chłodzoną od ok. 3 kW/m<sup>2</sup> do ok. 4,9 kW/m<sup>2</sup> (rys. 8B). Najwyższe średnie wartości gęstości strumienia ciepła uzyskano w strefie stagnacji, która odpowiada obszarowi wyznaczonemu przez promień wynoszący 1,6 mm. W tej strefie proces wymiany ciepła zachodzi w sposób najbardziej intensywny. Wraz ze zwiększeniem się obszaru oznaczania maksima średnich wartości gęstości strumienia ciepła zmniejszały się. Związane jest to ze zmniejszaniem się wartości gęstości strumienia ciepła wraz z odległością od punktu stagnacji. Podobna zależność ma miejsce w przypadku wykresów, przedstawiających przebieg zmian średniej wartości współczynnika przejmowania ciepła (rys. 6A, 7A, 8A).

Charakterystyki termiczne chłodziwa podczas chłodzenia za pomocą strugi wypływającej z dyszy, wyznaczone dla obszaru o odległości od osi czujnika odpowiednio 1,6, 5,6 oraz 10 mm, zostały zaprezentowane na rys. 9, 10. Wspomniane charakterystyki zostały przedstawione w postaci funkcji  $F$ , która określa zdolność płynu do przejmowania ciepła z powierzchni chłodzonej. Funkcja ta przedstawia średni strumień ciepła dla prędkości objętościowej wody, wynoszącej 1 dm<sup>3</sup>/(m<sup>2</sup>·s). Zdolność strugi do odbierania ciepła w znacznej mierze zależy od ciśnienia chłodziwa oraz od odległości między dyszą i powierzchnią chłodzoną.





**Rys. 9.** Charakterystyka termiczna chłodziwa podczas chłodzenia za pomocą strugi swobodnie wypływającej z dyszy, na obszarze powierzchni wyznaczonym przez promień wynoszący 1,6 mm (A) oraz 5,6 mm (B)



**Rys. 10.** Charakterystyka termiczna chłodziwa podczas chłodzenia za pomocą strugi swobodnie wypływającej z dyszy, na obszarze powierzchni wyznaczonym przez promień wynoszący 10 mm

W przypadku wszystkich analizowanych obszarów, dla których odległość między dyszą i powierzchnią wynosiła 25 mm, zdolność chłodziwa do przyjmowania ciepła w okolicy maksimum średniej gęstości strumienia ciepła maleje wraz ze wzrostem ciśnienia wody. Jest to związane ze wzrostem prędkości przepływu cieczy na powierzchni czujnika, spowodowanym wzrostem ciśnienia podawania chłodziwa, co wiąże się ze skróceniem czasu przebywania porcji cieczy na chłodzonej powierzchni. Wpływ ciśnienia ma kluczowe znaczenie w obszarze wyznaczonym przez promień o długości 1,6 mm. Wartość ciśnienia zmniejsza się w kierunku ruchu chłodziwa, stąd zdolność płynu do przyjmowania ciepła w obszarach wyznaczonych przez promienie wynoszące 5,6 oraz 10 mm jest niższa, niż w obszarze wyznaczonym przez promień wynoszący 1,6 mm. Na obszarach wyznaczonych przez promień wynoszący 5,6 oraz 10 mm, zwiększenie ciśnienia z 0,05 do

0,1 MPa, w przypadku, w którym odległość dyszy od powierzchni wynosiła 25 mm, nie spowodowało znaczącego spadku zdolności chłodziwa do przejmowania ciepła. Wzrost ciśnienia z 0,05 do 0,1 MPa, w przypadku pomiarów, w których odległość dyszy od powierzchni wynosiła 50 mm, dla obszarów wyznaczonych przez promienie o długości 1,6 oraz 5,6 mm nie wpłynął znacząco na zdolność chłodziwa do przejmowania ciepła. Dopiero dalszy wzrost ciśnienia w tych obszarach spowodował zmniejszenie zdolności chłodziwa do przejmowania ciepła. W obszarze obejmującym całą powierzchnię chłodzoną (wyznaczonym przez promień wynoszący 10 mm) wzrost ciśnienia wody spowodował spadek zdolności przejmowania ciepła przez wodę, niezależnie od zastosowanej podczas badań odległości dyszy od powierzchni chłodzonej.

Oprócz ciśnienia wody wpływ na jej zdolność do przejmowania ciepła ma również odległość dyszy od powierzchni chłodzonej. Wzrost odległości dyszy od powierzchni doprowadził do zwiększenia zdolności przejmowania ciepła przez płyn chłodzący we wszystkich rozpatrywanych obszarach. Jedynie w obszarze wyznaczonym przez promień równy 10 mm wzrost odległości w przypadku pomiaru, w którym ciśnienie wynosiło 0,1 MPa spowodował spadek zdolności chłodziwa do przejmowania ciepła. Największy wpływ zwiększenia odległości dyszy od powierzchni przy ciśnieniu wynoszącym 0,05 MPa odnotowano na obszarze obejmującym całą powierzchnię chłodzoną. W obszarach, wyznaczonych przez promienie wynoszące 1,6 oraz 5,6 mm, zwiększenie odległości przy tym ciśnieniu nie wpłynęło znacząco na zdolność chłodziwa do przejmowania ciepła. Największy wpływ wzrostu odległości na zdolność przenoszenia ciepła przez wodę dla pomiarów, w których ciśnienie wynosiło 0,1 MPa miał miejsce na obszarze, obejmującym strefę stagnacji. Przy ciśnieniu wynoszącym 0,2 MPa wpływ odległości na zdolność przenoszenia ciepła przez wodę zmniejszył się wraz ze zwiększeniem obszaru, dla którego przeprowadzono obliczenia.

## 6. Podsumowanie i wnioski

Dzięki wyznaczeniu wartości współczynnika przejmowania ciepła oraz gęstości strumienia ciepła podczas chłodzenia możliwe jest wyznaczenie szybkości wymiany ciepła, która jest szczególnie ważna w przemyśle metalurgicznym. Zapewnienie optymalnej szybkości chłodzenia jest niezbędne w celu ograniczenia wad produktu oraz otrzymania wyrobu o określonej mikrostrukturze i właściwościach.

W artykule dokonano identyfikacji współczynnika przejmowania ciepła oraz gęstości strumienia ciepła na powierzchni chłodzonej cylindrycznego czujnika podczas chłodzenia laminarnego wodą. Identyfikacji dokonano, wykorzystując program numeryczny, oparty o zagadnienie odwrotne do

równania przewodzenia ciepła. Wyznaczono średnie wartości współczynnika przejmowania ciepła oraz średnie gęstości strumienia ciepła na powierzchni chłodzonej w trzech obszarach, wyznaczonych przez promienie o długości 1,6, 5,6 oraz 10 mm. Obliczenia identyfikacyjne przeprowadzono przy trzech wartościach ciśnienia, wynoszących 0,05, 0,1 oraz 0,2 MPa oraz dla dwóch wartości odległości dyszy od powierzchni chłodzonej, wynoszących 25 i 50 mm. W artykule zaprezentowano charakterystyki termiczne, przedstawione w postaci funkcji  $F$ , określające zdolność płynu do przejmowania ciepła z powierzchni chłodzonej. Wyznaczenie tej funkcji pozwoliło wyeliminować wpływ prędkości objętościowej wody na średnią gęstość strumienia ciepła, dzięki czemu możliwe było określenie wpływu ciśnienia oraz odległości dyszy od powierzchni chłodzonej na średnią gęstość strumienia ciepła, przejmowanego podczas chłodzenia w analizowanych obszarach.

Analiza zaprezentowanych badań pozwoliła na wyciągnięcie następujących wniosków:

- Przebiegi zmian współczynnika przejmowania ciepła oraz gęstości strumienia ciepła dla każdego z pomiarów, wskazują na występowanie podczas chłodzenia fazy wrzenia przejściowego oraz pęcherzykowego. Podczas chłodzenia nie odnotowano występowania fazy wrzenia błonkowego. Jest to spowodowane zapewnieniem takich prędkości chłodziwa, które pozwalają zniwelować występowanie błony pary ograniczającej wymianę ciepła między chłodziwem a rozgrzaną powierzchnią.
- Intensywność przejmowania ciepła na powierzchni chłodzonej jest różnorodna. Najwyższe średnie wartości, zarówno gęstości strumienia ciepła, jak i współczynnika przejmowania ciepła, osiągnięto w strefie stagnacji, czyli w obszarze, wyznaczonym przez promień równy 1,6 mm. Zwiększanie obszaru uśredniania spowodowało zmniejszenie maksimum średniej gęstości strumienia ciepła oraz współczynnika przejmowania ciepła. Spowodowane jest to zmniejszaniem się wartości współczynnika przejmowania ciepła oraz gęstości strumienia ciepła wraz ze wzrostem odległości od punktu stagnacji.
- Maksyma średnich wartości gęstości strumienia ciepła wahają się od ok. 3 do ok. 10 kW/m<sup>2</sup>, natomiast maksima średnich wartości współczynnika przejmowania ciepła mieszczą się w zakresie od ok. 10,7 do 34 kW/(m<sup>2</sup>·K), w zależności od ciśnienia medium chłodzącego oraz odległości dyszy od powierzchni chłodzonej.
- Wpływ odległości dyszy od powierzchni chłodzonej oraz ciśnienia płynu na zdolność płynu do przejmowania ciepła jest uzależniony od rozpatrywanego obszaru na powierzchni chłodzonej. Wpływ odległości dyszy od powierzchni na zdolność przejmowania ciepła jest największy w strefie stagnacji, czyli obszarze wyznaczonym przez promień wynoszący 1,6 mm. Wpływ odległości jest najbar-

dziej znaczący dla pomiarów, w których ciśnienie wynosiło 0,1 oraz 0,2 MPa. Poza pomiarem, w którym ciśnienie wynosiło 0,1 MPa w obszarze wyznaczonym przez promień wynoszący 10 mm, wzrost odległości dyszy od powierzchni chłodzonej doprowadził do zwiększenia zdolności przejmowania ciepła przez płyn chłodzący. Wpływ ciśnienia ma kluczowe znaczenie w obszarze wyznaczonym przez promień 1,6 mm. W przypadku wszystkich analizowanych obszarów zwiększenie ciśnienia płynu spowodowało zmniejszenie zdolności chłodziwa do przejmowania ciepła w okolicy maksimum średniej gęstości strumienia ciepła. Dla odległości 25 mm, przy zastosowanym ciśnieniu 0,1 oraz 0,05 MPa, różnica w zdolności przejmowania ciepła była znikoma. Zmniejszenie zdolności płynu do przejmowania ciepła wraz ze wzrostem ciśnienia spowodowane jest wzrostem prędkości przepływu płynu, co związane jest ze skróceniem czasu przebywania cieczy na powierzchni czujnika.

## Finansowanie

Praca została zrealizowana dzięki środkom finansowym, pozyskanym w ramach Grantu Rektora AGH nr 22/2019.

## Literatura

- [1] Telejko T., *Chłodzenie powierzchni metali za pomocą cieczy w warunkach wysokich temperatur*, Wydawnictwa AGH, Kraków 2016.
- [2] Nukiyama S., *The maximum and minimum values of the heat  $Q$  transmitted from metal to boiling water under atmospheric pressure*, International Journal of Heat and Mass Transfer 1966, 9, 1419–1433. DOI: 10.1016/0017-9310(66)90138-4.
- [3] Qiu L., Dubey S., Choo F.H., Duan F., *Recent developments of jet impingement nucleate boiling*, International Journal of Heat and Mass Transfer 2015, 89, 42–58. DOI: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2015.05.025.
- [4] Xu F., Gadala M.S., *Heat transfer behavior in the impingement zone under circular water jet*, International Journal of Heat and Mass Transfer 2006, 49, 21–22, 3785–3799. DOI: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2006.03.034.
- [5] Hauksson A.T., Fraser D., Prodanovic V., Samarasekera I., *Experimental study of boiling heat transfer during subcooled water jet impingement on flat steel surface*, Ironmaking and Steelmaking 2004, 31(1), 51–56. DOI: 10.1179/030192304225011098.
- [6] Li Y., Chen Y., Liu Z., *Correlations for boiling heat transfer characteristics of high-velocity circular jet impingement on the nano-characteristic stagnation zone*, International Journal of Heat and Mass Transfer 2014, 72, 90347–9051. DOI: 10.1615/IHTC15.tps.009060.

- 
- [7] Mahmoudi S.R., Adamiak K., Castle G.S.P., *Two-phase cooling characteristics of a saturated free falling circular jet of HFE7100 on a heated disk: effect of jet length*, International Journal of Heat and Mass Transfer 2012, 55, 6181–6190. DOI: 10.1016/J.IJHEATMASSTRANSFER.2012.06.039.
- [8] Beck J.V., *Nonlinear estimation applied to the nonlinear inverse heat conduction problem*, International Journal of Heat and Mass Transfer 1970, 13(4), 703–716. DOI: 10.1016/0017-9310(70)90044-X.
- [9] Sagheby S.H., Kowsary F., *Experimental design and methodology for estimation of local heat transfer coefficient in jet impingement using transient inverse heat conduction problem*, Experimental Heat Transfer 2009, 22(4), 300–315. DOI: 10.1080/08916150903099314.
- [10] Jha J.M., Ravikumar S.V., Sarkar I., Pal S.K., Chakraborty S., *Ultrafast cooling process with surfactant additive for hot moving steel plate*, Experimental Thermal and Fluid Science 2015, 68, 135–144. DOI: 10.1016/j.expthermflusci.2015.04.004.
- [11] Sarkar I., Behera D.K., Jha J.M., Pal S.K., Chakraborty S., *Effect of polymer additive on the cooling rate of a hot steel plate by using water jet*, Experimental Thermal and Fluid Science 2016, 70, 105–114. DOI: 10.1016/j.expthermflusci.2015.08.012.
- [12] Wang H., Yu W., Cai Q., *Experimental study of heat transfer coefficient on hot steel plate during water jet impingement cooling*, Journal of Materials Processing Technology 2012, 212(9), 1825–1831. DOI: 10.1016/j.jmatprotec.2012.04.008.
- [13] Hadała B., Malinowski Z., Telejko T., Cebo-Rudnicka A., Szajding A., *Influence of the finite element model on the inverse determination of the heat transfer coefficient distribution over the hot plate cooled by the laminar water jets*, Archives of Metallurgy and Materials 2013, 58(1), 105–112. DOI: 10.2478/v10172-012-0159-4.
- [14] Malinowski Z., Cebo-Rudnicka A., Hadała B., Szajding A., Telejko T., *Implementation of one and three dimensional models for heat transfer coefficient identification over the plate cooled by the circular water jets*, Journal of Heat and Mass Transfer 2018, 54, 2195–2213. DOI: 10.1007/s00231-017-2195-0.
- [15] Karta katalogowa stopu Inconel 600, Bibus Metals.
- [16] Karta katalogowa produktu PROMAFORM-1260, Promat.
- [17] Polska Norma PN-EN 60584-2: 1997 *Termoelementy. Tolerancje*.
- [18] Karta katalogowa urządzenia MGCplus, Hottinger Baldwin Messtechnik.
- [19] Buczek A., *Zastosowanie brzegowego zagadnienia odwrotnego do identyfikacji współczynnika przejmowania ciepła podczas chłodzenia*, Wydawnictwa AGH, Kraków 2004.
- [20] Cebo-Rudnicka A., *Wpływ warunków chłodzenia oraz przewodności cieplnej wybranych metali na współczynnik wymiany ciepła w procesie chłodzenia natryskiem wodnym*, Rozprawa doktorska, Kraków 2011.



- 
- [21] Telejko T., Malinowski Z., *Application of an inverse solution to the thermal conductivity identification using the finite element method*, Journal of Materials Processing Technology 2004, 146(2), 145–155. DOI: 10.1016/j.jmatprotec.2003.10.006.
- [22] Cebo-Rudnicka A., Malinowski Z., Buczek A., *The influence of selected parameters of spray cooling and thermal conductivity on heat transfer coefficient*, International Journal of Thermal Sciences 2016, 110, 52–64. DOI: 10.1016/j.ijthermalsci.2016.06.031.
- [23] Jasiewicz E., *Identyfikacja warunku brzegowego wymiany ciepła na powierzchni chłodzonej natryskiem wodnym*, Praca magisterska, Kraków 2020.
- [24] Malinowski Z., *Numeryczne modele w przeróbce plastycznej i wymianie ciepła*, AGH Uczelniane Wydawnictwa Naukowo-Dydaktyczne, Kraków 2005.