

# PORÓWNANIE EFEKTYWNOŚCI REGENERATORA O NIERUCHOMYM WYPEŁNIENIU WYZNACZONEJ NA PODSTAWIE MODELU TEORETYCZNEGO ORAZ DANYCH DOŚWIADCZALNYCH

Grzegorz WOŁKOWYCKI\*

\*doktorant, Politechnika Białostocka, Wydział Mechaniczny, Zakład Techniki Ciepłej i Chłodnictwa,  
ul. Wiejska 45 C, 15-351 Białystok

[g.wolkowycki@interia.pl](mailto:g.wolkowycki@interia.pl)

**Streszczenie:** W niniejszej pracy pokazano efektywność regeneratora o nieruchomym wypełnieniu wyznaczaną na podstawie modelu teoretycznego z efektywnością określoną na podstawie pomiarów parametrów eksploatacyjnych regeneratorów pracujących w Hucie Szkła Biaglass w Białymstoku. Zakres pracy obejmuje charakterystykę wypełnień regeneratorów, metodologię wyznaczania sprawności na podstawie modelu teoretycznego, doświadczalne wyznaczanie efektywności regeneratorów oraz porównanie wyników obliczeń i pomiarów.

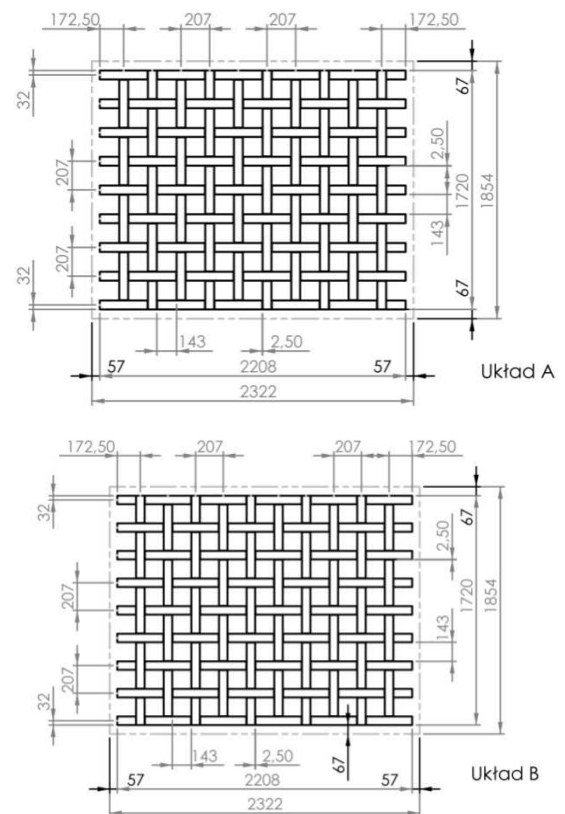
## 1. WSTĘP

W niniejszej pracy pokazano efektywność regeneratora o nieruchomym wypełnieniu wyznaczaną na podstawie modelu teoretycznego z efektywnością określoną na podstawie pomiarów parametrów eksploatacyjnych regeneratorów pracujących w Hucie Szkła Biaglass w Białymstoku. Zakres pracy obejmuje charakterystykę wypełnień regeneratorów, metodologię wyznaczania sprawności na podstawie modelu teoretycznego zaproponowanego przez Bačlica i Dragutinovica (1998) metodologię doświadczalnego wyznaczania efektywności regeneratorów oraz porównanie wyników obliczeń i pomiarów. Szczegółowy układ przepływu powietrza i spalin przez komory regeneratora oraz cały układ pieca szklarskiego znajdującego się w Hucie Szkła w Białymstoku przedstawiono już w pracy Wołkowyckiego, (2011), a zatem tutaj pominięto.

## 2. KONSTRUKCJA REGENERATORÓW ZAINSTALOWANYCH W HUCIE SZKŁA W BIAŁYMSTOKU

Masę akumulacyjną regeneratorów stanowi ceramiczny materiał ogniotrwały w formie prostek (cegieł) tworzących kratownicę, a to w celu umożliwienia przepływu spalin oraz powietrza. Kratownice regeneratorów zainstalowanych w Hucie Szkła w Białymstoku pokazano na Rys. 1.

Jedna warstwa kratownicy składa się w sumie z 99 prostek o trzech różnych wymiarach. Najwięcej prostek jest o wymiarach 345 x 114 x 64 i jest ich 80 szt. W jednej warstwie. Do dopasowania i zakończenia jednej warstwy tak, aby pasowały do ściany komory służą cegły o wymiarach 205 x 114 x 64 (10 sztuk) i 140 x 144 x 64 (9 sztuk). Cegły są ułożone w naprzemiennym układzie A i B Rys.1 tak, aby prostki jednej konfiguracji opierały się na drugiej.



Rys.1. Naprzemiennie układy cegieł kratownicy regeneratora

Porowatość  $\varepsilon$  układu cegieł definiuje się, jako:

$$\varepsilon = \frac{V_p}{V_t} \quad (1)$$

Podstawiając do wzoru (1):  $V_p = 207,42 \text{ m}^3$  oraz  $V_t = 432,94 \text{ m}^3$ , a stąd otrzymuje się wartość porowatości równą  $\varepsilon = 0,479$ .

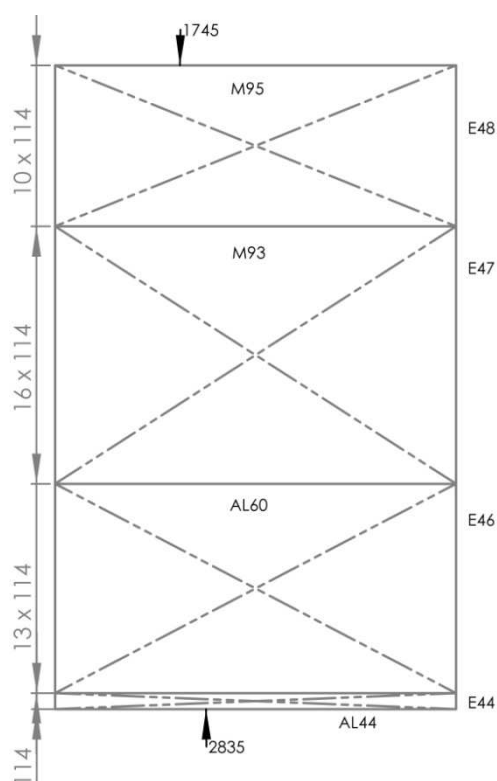
Natomiast  $Y$  jest powierzchnią wymiany ciepła w jednostce objętości, którą wyznacza się dzieląc powierzchnię kontaktu wszystkich cegieł w warstwie ze spalinami / powietrzem przez objętość zajętej warstwy.

Zatem:

$$Y = \frac{A}{V} = \frac{44,5m^2}{0,43m^3} = 103,5 \frac{m^2}{m^3} \quad (2)$$

Regenerator jest zbudowany z 4 warstw różnych materiałów ogniotrwałych (Rys. 2), które są różne pod względem składu chemicznego, od którego zależy odporność na oddziaływanie wysokiej temperatury gazów przepływających przez regenerator.

Najniżej, a więc w strefie najmniejszych temperatur usytuowane są cegły glinowo-krzemianowe AL44, których jest jedna warstwa, a jej skład chemiczny zawiera:  $SiO_2$  – 50%,  $Al_2O_3$  – 46%,  $Fe_2O_3$  – 1,8%,  $TiO_2$  – 0,9%.



**Rys.2.** Przekrój poprzeczny kratownicy z uwzględnieniem kolejnych warstw wykonanych z różnych materiałów

Dalej w górę w kierunku wyższych temperatur, ułożonych jest kolejnych 13 warstw prostek wykonanych z materiału, również glinowo - krzemianowego AL60. W składzie chemicznym zawiera głównie  $Al_2O_3$  – 60% oraz  $SiO_2$  – 37,5%. Następnie umieszczonych jest 16 warstw cegieł z materiału M93, którego głównym składnikiem jest magnez 92,4%. Ostatnich 10 warstw z materiału M95 jest najbardziej odporne na działanie wysokich temperatur, których skład chemiczny zawiera 96, 2% MgO. Kratownice regeneratora konstruuje się z różnych warstw ze względów czysto ekonomicznych, gdyż cegły usytuowane w strefie niższych temperatur są tańsze, bo różnią się składem chemicznym od prostek znajdujących się wyżej. Niżej w Tab. 1 przedstawiono wartości ciepła właściwego, prze-

wodności cieplnej oraz porowatości otwartej (stosunek objętości otwartych porów materiału do całkowitej jej objętości, łącznie materiałów porami) dla materiałów użytych w każdej warstwie.

**Tab.1.** Właściwości materiałów kratownicy regeneratora

Materiał ogniotrwały	Ciepło właściwe [kJ/kg·K]	Przewodność cieplna [W/m·K]			Porowatość otwarta [%]	Gęstość masy [g/cm <sup>3</sup> ]
		700°C	1000° C	1200° C		
AL44	1,05	1,4	1,5	-	17	2,24
AL60	1	1,6	1,7	-	16	2,52
M93	1,2	3,7	3,1	2,4	19	2,83
M95	1,16	4,2	3,7	3	18	2,86

Na podstawie znanej gęstości, gabarytów pojedynczych prostek oraz ich ilości w danej warstwie ustalono masy kolejnych warstw z różnych materiałów zastosowanych na wypełnienie komory regeneratora. Masę każdej z warstw prezentuje Tab. 2.

**Tab. 2.** Masa poszczególnych warstw wypełnienia kratownicy regeneratora

Masa materiału wypełnienia regeneratora				
Materiał	Al. 44 (1 warstwa)	Al. 60 (13 warstw)	M93 (14 warstw)	M95 (10 warstw)
masa [kg]	505	7388	8935	6450
masa razem [kg]	23278			

Do zastosowania w celu obliczania efektywności na podstawie modelu teoretycznego wyznaczono średnie ważone właściwości wypełnienia regeneratora wg. poniższej zależności:

$$\bar{x} = \frac{\sum_{i=1}^4 x_i \cdot C_i}{\sum_{i=1}^4 C_i} \quad (3)$$

gdzie  $x_i$  jest własnością odnoszącą się do i-tej warstwy, zaś  $C_i$  jest iloczynem masy i-tej warstwy i jej pojemności cieplnej obliczanej, jako  $C_i = m_i \cdot c_{wi}$ .

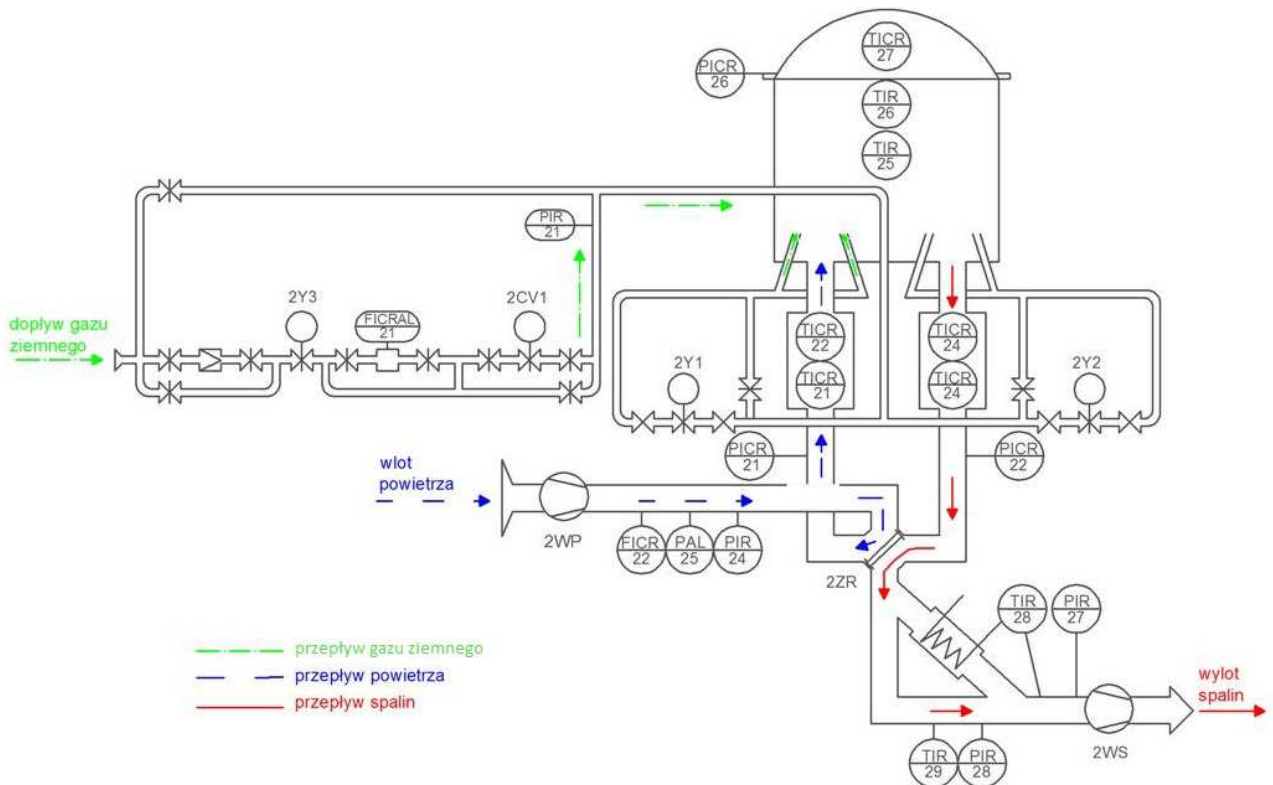
Po podstawieniu wartości liczbowych właściwości otrzymano:

- średnia przewodność cieplną  $\bar{k}_w = 2,325$  W/m · K;
- średnia gęstość  $\bar{\rho}_w = 2738,93$  kg/m<sup>3</sup>;
- średnie ciepło właściwe  $\bar{c}_w = 1,128$  kJ/kg · K.

Właściwości te, jako uśrednione odnoszą się do całego wypełnienia regeneratora.

### 3. OPRZYRZĄDOWANIE POMIAROWE PIECA SZKLARSKIEGO I KOMÓR REGENERACYJNYCH

Na Rys.3. przedstawiono schemat rozmieszczenia czujników pomiarowych.



Rys. 3. Schemat układu przepływowego pieca szklarskiego i rozmieszczenie oprzyrządowania pomiarowego (Karolczak, 2004)

Do pomiaru temperatury gazów w komorach regeneracyjnych w Hucie Szkła Biaglass w Białymstoku zastosowano dwa różne termoelementy. W górnej części regeneratora znajduje się termoelement platyna – 10% rod/platyna oznaczonego symbolem S lub Pt Rh 10 – Pt, maksymalna temperatura stosowania wynosi 1540°C, zaś jego błąd pomiarowy wynosi  $\pm 0.0025|t|$ . W dolnej części komory znajduje się termoelement nikiel-chrom/nikiel-aluminium oznaczonego symbolem K lub NiCr-NiAl, którego maksymalna temperatura stosowania wynosi 1200°C, w którym błąd pomiarowy wynosi  $\pm 0.0075|t|$ .

W Tab. 3 podano zestawienie czujników pomiarowych zastosowanych w piecu szklarskim.

Tab. 3. Czujniki pomiarowe pieca szklarskiego pracującego w Hucie Szkła Biaglass

Lp	Symbol	Producent/model	Przeznaczenie	Dokładność (błąd pomiarowy)
1.	TICR 27	PtRh10 - Pt	Pomiar temperatury spalin w części wyrobowej	$\pm 0.0025 t $
2.	TIR 26	PtRh10 - Pt	Pomiar temperatury w części wyrobowej	$\pm 0.0025 t $
3.	PICR 26	AKAPIS typ PRC-1	Pomiar ciśnienia spalin w części wyrobowej wanny	$(-30...+30)Pa$ - błąd 0,3%
4.	TIR 25	PtRh10 - Pt	Pomiar temperatury w części topliwej	$\pm 0.0025 t $
5.	TICR 22	PtRh10 - Pt	Pomiar temperatury spalin w komorze strona L - góra	$\pm 0.0025 t $
6.	TICR 24	PtRh10 - Pt	Pomiar temperatury spalin w komorze strona P - góra	$\pm 0.0025 t $

7.	TICR 23	NiCr - NiAl	Pomiar temperatury spalin w komorze strona L - dół	$\pm 0.0075 t $
8.	TICR 21	NiCr - NiAl	Pomiar temperatury spalin w komorze strona P - dół	$\pm 0.0075 t $
9.	PICR 21	APLISENS typ PC50	Pomiar ciśnienia spalin komora lewa	PC-50/-0,5÷+0,5kPa - błąd 0,3%
10.	PICR 22	APLISENS typ PC50	Pomiar ciśnienia spalin komora prawa dół	PC-50/-0,5÷+0,5kPa - błąd 0,3%
11.	PIR 27	LABOR typ UDL-7K	Pomiar ciśnienia spalin – czopach	$(0 \dots 600)^\circ C - KW-L$
12.	PIR 28	LABOR typ UDL-7K	Pomiar ciśnienia spalin – kanał spalin	$(0 \dots 600)^\circ C - KW-L$
13.	PIR 23	APLISENS typ PC-28/EEEx	Ciśnienie gazu	PC-28/EEEx/0÷10kPa/PD/M - błąd 0,4%
14.	FICRAL 01	YOKOGAWA typ DY050	Pomiar natężenia przepływu gazu do wanny	$\pm 1\%$
15.	PIR 24	APLISENS typ PC-28	Ciśnienie powietrza	$0 \div 2kPa/PD/M$ - błąd 0,4%
16.	FICR 02	FUJI typ FKK	Pomiar natężenia przepływu powietrza do wanny	$\pm 0,75\%$
17.		BN-76/5531/-09	Pomiar temperatury powietrza wlotowego do komór regeneratora	$\pm 0.02 t $

Szczegółową charakterystykę poszczególnych układów pomiarowych przedstawiono już w publikacji Wołkowyckiego (2011).

#### 4. METODOLOGIA WYZNACZANIA SPRAWNOŚCI NA PODSTAWIE MODELU TEORETYCZNEGO

##### 4.1. Wyznaczanie parametrów $\Lambda - \Pi$ określających efektywność regeneratora

Dla modelowego ujęcia procesów w regeneratorze, wyrażonego równaniami bilansowymi, rezultaty obliczeń efektywności przedstawia się w postaci zależności efektywności od wartości pewnego zestawu parametrów bezwymiarowych. W odniesieniu do regeneratorów o nieruchomym wypełnieniu przyjmowany jest najczęściej przez zestaw parametrów  $\Lambda - \Pi$ . Pierwszym prekursorem stosowania do obliczeń regeneratorów za pomocą parametrów  $\Lambda - \Pi$  był Hausen (1928), który rozpatrywał przypadki  $\Lambda_1 = \Lambda_2$ ,  $\Pi_1 = \Pi_2$ . Współczynniki  $\Lambda$  oraz  $\Pi$  wyznacza się na podstawie takich własności jak masa wypełnienia, ciepło właściwe, wysokość wypełnienia, współczynniki wnikańia ciepła, czas trwania okresów oraz powierzchnia wymiany ciepła. Zatem dla okresu  $j$  parametr  $\Lambda$  wyznacza się na podstawie zależności:

$$\Lambda_j = \frac{h_j \cdot F}{W_j} \quad (4)$$

Parametr  $\Lambda_j$  nazywany jest zredukowaną długością regeneratora. Podstawiając dla przykładu wartości liczbowe niezbędne do wyznaczenia parametru  $\Lambda_j$  dla regeneratorów pracujących w Hucie Szkła w Białymstoku otrzymuje się:

$$\Lambda_j = \frac{18,7162 \cdot 282,2092}{0,6673 \cdot 1327} = 6,0600$$

Natomiast parametr  $\Pi_j$  zdefiniowany jest wzorem:

$$\Pi_j = \frac{h_j \cdot F}{m_w \cdot c_w / \tau_j} \quad (5)$$

nazywany jest zredukowanym okresem pracy regeneratora, stosując wartości wyznaczone jak wyżej dla regeneratorów zainstalowanych w Hucie Szkła Biaglass dostaje się:

$$\Pi_j = \frac{18,7162 \cdot 282,2092}{23278 \cdot 1128,93} = 0,3617$$

##### 4.2. Wyznaczanie efektywności na podstawie parametrów $\Lambda - \Pi$

Dla regeneratorów przeciwprądowych Hausen (1929) przedstawił graficznie (Rys. 4.) zależność efektywności od wartości parametrów  $\Lambda$  oraz  $\Pi$ .

Jednak wyniki uzyskane przez Hausena (1928) dotyczą przypadków charakteryzujących się  $\Lambda_1 = \Lambda_2$ ,  $\Pi_1 = \Pi_2$ , stąd posiadanie daje ograniczony zakres zastosowania. Dlatego Bačić i Dragutinović (1998) przedstawili tablice określające efektywność dla przypadków  $\Lambda_1 \neq \Lambda_2$ ,  $\Pi_1 \neq \Pi_2$ . Wówczas efektywność określają następujące parametry  $U_1$ ,  $\Lambda_1$ ,  $\beta$ ,  $\sigma$ , które wyznacza się na podstawie formuł:

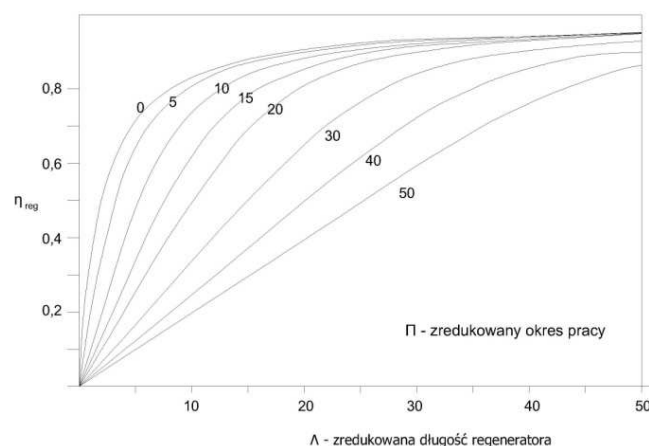
$$U_1 = \frac{\Pi_1}{\Lambda_1} \quad (6)$$

$$\Lambda_1 = \frac{h_j \cdot F}{W_j} \quad (7)$$

$$\beta = \frac{\min(\Pi_1 / \Lambda_1, \Pi_2 / \Lambda_2)}{\max(\Pi_1 / \Lambda_1, \Pi_2 / \Lambda_2)} \quad (8)$$

$$\sigma = \frac{\Lambda_1}{\Lambda_2} \quad (9)$$

Zatem aby wyznaczyć efektywność należy, obliczyć parametry  $U_1$ ,  $\Lambda_1$ ,  $\beta$  oraz  $\sigma$ .



Rys. 4. Efektywność regeneratora jako funkcje parametrów  $\Lambda - \Pi$  (Hausen, 1929)

##### 4.3. Wyznaczanie współczynnika wnikańia ciepła $h$

Zgodnie z formułą (7) wielkość współczynnika  $h$  jest konieczna do wyznaczenia parametru  $\Lambda$ . Współczynnik wnikańia ciepła  $h$  wyznacza się zgodnie z poniższym wzorem Hausena (1982):

$$\frac{1}{h} = \frac{1}{h_c + h_R} + \frac{\delta}{6k_w} \Phi \quad (10)$$

gdzie  $h_c$  oraz  $h_R$  są współczynnikami wnikańia ciepła przez konwekcję i promieniowanie zaś  $\Phi$  jest współczynnikiem kształtu wypełnienia.

Współczynnik  $\Phi$  oblicza się na dwa różne sposoby w zależności od wartości członu:

$$\frac{\delta^2}{a_m} \left( \frac{1}{p_1} + \frac{1}{p_2} \right) \quad (11)$$

Zatem gdy:

$$\frac{\delta^2}{a_m} \left( \frac{1}{p_1} + \frac{1}{p_2} \right) \leq 5 \quad (12)$$

to używany jest wzór:

$$\Phi = 1 - \frac{\delta^2}{15 \cdot a_m} \left( \frac{1}{p_1} + \frac{1}{p_2} \right) \quad (13)$$

Jeżeli jest spełniony warunek:

$$\frac{\delta^2}{a_m} \left( \frac{1}{P_1} + \frac{1}{P_2} \right) > 5 \quad (14)$$

to współczynnik  $\Phi$  oblicza się ze wzoru:

$$\Phi = \frac{2,142}{\sqrt{0,3 + 4w^2(1/P_1 + 1/P_2)/2 \cdot a_m}} \quad (15)$$

W powyższych zależnościach  $a_m$  jest dyfuzyjnością cieplną wyznaczaną ze średnich ważonych właściwości takich jak przewodność cieplna, ciepło właściwe, gęstość wypełnienia komory regeneratora według wzoru:

$$a_m = \frac{\bar{k}_w}{c_w \cdot \rho} \quad (16)$$

W przypadku regeneratorów pracujących w Hucie Szkła Biaglass, po podstawieniu wartości liczbowych otrzymano:

$$\frac{0,064^2}{7,52014 \cdot 10^{-7}} \left( \frac{1}{1800} + \frac{1}{1800} \right) = 6,0518$$

czyli został spełniony warunek z zależności (14). Współczynnik kształtu wyznaczono zgodnie z formułą (15):

$$\Phi = \frac{2,142}{\sqrt{0,3 + 4 \cdot 1,0827^2 \cdot (1/1800 + 1/1800)/2 \cdot 7,52014 \cdot 10^{-7}}} = 0,0363$$

natomiast wartość dyfuzyjności wynosi:

$$\alpha_m = \frac{2,325}{1128,93 \cdot 2738,93} = 7,52014 \cdot 10^{-7} \frac{m^2}{s}$$

co daje wynik współczynnika wnikania ciepła:

$$\frac{1}{h} = \frac{1}{7,3053 + 11,4696} + \frac{0,064}{6 \cdot 2,325} \cdot 0,0363 = 0,0534$$

$$h = 18,7162 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

#### 4.3.1. Wyznaczanie konwekcyjnego współczynnika wnikania ciepła

Współczynnik konwekcyjny  $h_c$  z racji na przepływ laminarny wyznacza się na podstawie formuły, która zaproponował Böhm (1933):

$$h_c = T^{0,25} \cdot \left( 0,9617 + \frac{0,243 \cdot w_0}{d_h^{0,4}} \right) \frac{W}{m^2 \cdot K} \quad (17)$$

gdzie  $T[K]$  jest średnią temperaturą gazu,  $w_0[m/s]$  jest prędkością masową spalin zaś  $d_h[m]$  to średnica hydrauliczna.

Średnica hydrauliczna dla kanału o przekroju niekołowym wyznacza się przy pomocy zależności:

$$d_h = \frac{4 \cdot K}{O_{zw}} \quad (18)$$

$$D_h = \frac{4 \cdot K}{O_{zw}} = \frac{4 \cdot (143 \cdot 143)}{(2 \cdot 143) + (2 \cdot 143)} = 143mm = 0,143m$$

Prędkość  $w_0$  otrzymano korzystając z poniższej zależności:

$$w_0 = \frac{G_f}{\rho_N}, \quad w_0 = \frac{0,3667}{1,2302} = 0,2981 \quad (19)$$

Gdzie:

$$G_f = \frac{m}{F}, \quad G_f = \frac{0,6673}{1,8195} = 0,3667 \quad (20)$$

Przekrój dla przepływu  $F = a \times b$  – (powierzchnia zajęta przez cegły).

Natomiast średnią temperaturę wyznacza się na podstawie zależności:

$$T_f = \sqrt{(273 + T_{gazu\_wlot}) \cdot (273 + T_{gazu\_wylot})} \quad (21)$$

gdzie temperatury  $T_{gazu\_wlot}$  oraz  $T_{gazu\_wylot}$  są wyrażone w °C.

Strumień masy gazu wyznacza się z zależności:

$$m = V \cdot \rho_N, \quad m = 0,5424 \cdot 1,2302 = 0,6673 \quad (22)$$

gdzie  $V$  jest strumieniem objętości gazu określonym w warunkach normalnych,

oraz gęstość w warunkach normalnych:

$$\rho_N = \frac{M}{V_{sp\_N}}, \quad \rho_N = \frac{M}{V_{sp}} = \frac{27,5820}{22,42} = 1,2302 \frac{kg}{m^3} \quad (23)$$

Kolejno sprawdzono na podstawie powyższych obliczonych składowych, czy przepływ jest laminarny korzystając z liczby Reynoldsa:

$$Re = \frac{w \cdot d_h}{\mu_{sp}}, \quad Re = \frac{1,0827 \cdot 0,143}{184,335 \cdot 10^{-6}} = 839,84 \quad (24)$$

gdzie:

$$w = w_0 \cdot \frac{T_f + 273}{273}, \quad w = 0,2981 \cdot \frac{718,39 + 273}{273} = 1,0827 \quad (25)$$

co daje wynik  $Re = 839,84$  i tym samym potwierdzając zasadność korzystania z zależności przy przepływie laminarnym.

Po wyznaczeniu wszystkich zależności wpływających na wartość konwekcyjnego współczynnika wnikania ciepła podstawiono do wzoru Böhma (17) wartości liczbowe:

$$h_c = 991^{0,25} \cdot \left( 0,9617 + \frac{0,243 \cdot 0,2981}{0,143^{0,4}} \right) = 7,3053 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

#### 4.3.2. Wyznaczenie radiacyjnego współczynnika wnikania ciepła

Ponieważ spaliny zawierają aktywne radiacyjnie gazy takie jak  $CO_2$  oraz  $H_2O$  to przepływowi spalin przez wypełnienie towarzyszy radiacyjna wymiana ciepła. W celu wyznaczenia współczynnika radiacyjnego  $h_R$  zastosowano metodę Hottela (1954):

$$h_R = \frac{q_R}{T_f - T_w} \quad (26)$$

gdzie  $q_R$  jest gęstością strumienia ciepła przekazywanego radiacyjnie:

$$q_R = \varepsilon'_s \cdot \sigma_o \cdot (\varepsilon_g \cdot T_f^4 - a_g \cdot T_w^4) \quad (27)$$

### Wyznaczanie zastępczej zdolności emisyjnej spalin $\varepsilon_g$

Zdolność emisyjną spalin definiuje się wzorem:

$$\varepsilon_g = \beta_{CO_2} \cdot \varepsilon_{g(CO_2)} + \beta_{H_2O} \cdot \varepsilon_{g(H_2O)} \quad (28)$$

We wzorze (28) należy określić poprawki  $\beta$  zarówno dla dwutlenku węgla ( $CO_2$ ) jak i pary wodnej ( $H_2O$ ).

Poprawkę  $\beta_{H_2O}$  wyznacza się z zależności Kulakowski (1998):

$$\beta_{H_2O} = 0,9883 + 0,5157 \cdot p_{H_2O} - 0,028 \cdot \log_{10}(p_{H_2O} \cdot l) \quad (29)$$

$$\beta_{H_2O} = 0,9883 + 0,5157 \cdot 0,186 - 0,028 \cdot \log_{10}(0,186 \cdot 0,0858) = 1,1345$$

ciśnienie cząstkowe pary wodnej  $p_{H_2O} = 0,186 Pa$

ciśnienie cząstkowe dwutlenku węgla  $p_{CO_2} = 0,086 Pa$

Wartość  $\beta_{CO_2}$  zgodnie z Kostowskim (1986) może być przyjęta około równa 1.

$$\beta_{CO_2} = 1$$

Następnie wyznaczono emisyjności składników spalin  $\varepsilon_{g(H_2O)}$  i  $\varepsilon_{g(CO_2)}$  na podstawie zależności, którą podają Hottel and McAdams (1954):

$$\begin{aligned} \log_{10} \varepsilon_{g(H_2O)} = & 0,73379 - 3,16112 \cdot 10^{-4} \cdot T_f - \\ & - 2,24564 \cdot 10^{-7} \cdot T_f^2 + 1,41525 \cdot 10^{-10} \cdot T_f^3 - \\ & - 3,32594 \cdot 10^{-14} \cdot T_f^4 + 2,76995 \cdot \log_{10}(p_w \cdot l_e) + \\ & + 2,25384 \cdot \log_{10}^2(p_w \cdot l_e) + 1,28106 \cdot \log_{10}^3(p_w \cdot l_e) + \\ & + 0,227482 \cdot \log_{10}^4(p_w \cdot l_e) \end{aligned} \quad (30)$$

$$\begin{aligned} \log_{10} \varepsilon_{g(H_2O)} = & 0,73379 - 3,16112 \cdot 10^{-4} \cdot 718,39 - \\ & - 2,24564 \cdot 10^{-7} \cdot 718,39^2 + 1,41525 \cdot 10^{-10} \cdot 718,39^3 - \\ & - 3,32594 \cdot 10^{-14} \cdot 718,39^4 + 2,76995 \cdot \log_{10}(0,186 \cdot 0,09) \\ & + 2,25384 \cdot \log_{10}^2(0,186 \cdot 0,09) + 1,28106 \cdot \log_{10}^3(0,186 \cdot 0,09) \\ & + 0,227482 \cdot \log_{10}^4(0,186 \cdot 0,09) = -1,4538 \end{aligned}$$

$$\varepsilon_{g(H_2O)} = 0,03517$$

$$\begin{aligned} \log_{10} \varepsilon_{g(CO_2)} = & 0,797188 + 1,08089 \cdot 10^{-3} \cdot T_f - \\ & 1,07743 \cdot 10^{-6} \cdot T_f^2 + 2,53564 \cdot 10^{-10} \cdot T_f^3 + \\ & + 0,575608 \cdot \log_{10}(p_c \cdot l_e) + \end{aligned} \quad (31)$$

$$\begin{aligned} & + 0,193918 \cdot \log_{10}^2(p_c \cdot l_e) + 0,054624 \cdot \log_{10}^3(p_c \cdot l_e) \\ \log_{10} \varepsilon_{g(H_2O)} = & 0,797188 + 1,08089 \cdot 10^{-3} \cdot 718 \\ & - 1,07743 \cdot 10^{-6} \cdot 718^2 + 2,53564 \cdot 10^{-10} \cdot 718^3 + \\ & + 0,575608 \cdot \log_{10}(0,086 \cdot 0,09) + 0,193918 \cdot \log_{10}^2 \\ & (0,086 \cdot 0,09) + 0,054624 \cdot \log_{10}^3(0,086 \cdot 0,09) = \\ & = -1,2918 \end{aligned}$$

$$\varepsilon_{g(CO_2)} = 0,05107$$

W zależnościach (30) i (31) należy określić zastępczą drogę promieniowania oraz ciśnienie cząstkowe pary wodnej i dwutlenku węgla. Zgodnie z Kostowskim (1986):

$$l_e = 0,6 \cdot a[m], \quad l_e = 0,6 \cdot a = 0,6 \cdot 0,143m = 0,0858m \quad (32)$$

gdzie  $a = 0,143 m$  – jest to długość boku kanału kratownicy regeneratora.

Iloczyn  $p \cdot l$  (przy założeniu, że udziały składu spalin wynoszą 8,6%  $CO_2$  oraz 18,6%  $H_2O$ ) wynosi:

$$\text{dla } CO_2 \quad p \cdot l = 0,086 \cdot 10^5 Pa \cdot 0,6 = 0,007 \cdot 10^5 Pa \cdot m \quad (33)$$

$$\text{dla } H_2O \quad p \cdot l = 0,186 \cdot 10^5 Pa \cdot 0,6 = 0,016 \cdot 10^5 Pa \cdot m \quad (34)$$

Po wyznaczeniu emisyjności i poprawek wartość zdolności emisyjnej spalin wynosi zgodnie z wzorem (28):

$$\varepsilon_g = 1 \cdot 0,05107 + 1,1345 \cdot 0,03517 = 0,091$$

### Wyznaczanie zastępczej zdolności absorpcyjnej spalin $a_g$

Wartości poprawek  $\beta$  i  $\varepsilon_g$  dla pary wodnej i dwutlenku węgla wyznaczono tą samą metodologią jak przy zastępczej zdolności emisyjnej spalin (29-34). Po uzyskaniu tych wartości stosujemy zależność (Hobler, 1979):

$$a_g = \beta_{CO_2} \cdot \varepsilon_{g(CO_2)} \cdot \left(\frac{T_f}{T_w}\right)^{0,65} + \beta_{H_2O} \cdot \varepsilon_{g(H_2O)} \cdot \left(\frac{T_f}{T_w}\right)^{0,45} \quad (35)$$

$$a_g = 1 \cdot 0,0506 \cdot \left(\frac{991,39}{822,57}\right)^{0,65} + 1,1345 \cdot 0,042 \cdot \left(\frac{991,39}{822,57}\right)^{0,45} = 0,109$$

W celu określenia efektywnej zdolności emisyjnej ściany regeneratora należy zastosować wzór:

$$\varepsilon'_s = \frac{\varepsilon_s + 1}{2}, \quad \varepsilon'_{w,Tw} = \frac{0,8 + 1}{2} = 0,9 \quad (36)$$

gdzie teoretyczna zdolność emisyjna ściany  $\varepsilon_s \approx 0,8$ .

Mając wartości współczynników emisyjności i absorpcyjności gazów spalinowych stosując wzór (27) otrzymuje się gęstość strumienia ciepła przekazywanego radiacyjnie:

$$\begin{aligned} q_R = & 0,9 \cdot 5,67 \cdot 10^{-8} \cdot (0,091 \cdot 991,39^4 - 0,109 \cdot 822,57^4) \\ = & 1936,32 \frac{W}{m^2} \end{aligned}$$

Następnie otrzymując wartość z wzoru (27) podstawiamy wartości liczbowe do zależności Hottela (26) i otrzymujemy wartość radiacyjnego współczynnika wnikania ciepła:

$$h_R = \frac{1936,32}{991,39 - 822,57} = 11,4696 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

### 4.3.3. Wyznaczanie temperatury ściany regeneratora

Temperatura średnia powierzchni ściany regeneratora oblicza się na podstawie bilansu ciepła wymienionego. Zatem:

$$\dot{Q}_{sp1} = \dot{Q}_{sp2} \quad (37)$$

gdzie strumień ciepła wymienionego wyznacza się na podstawie poniższych wzorów:

– strumień ciepła przekazywanego w przepływie spalin

$$\dot{Q}_{sp1} = m \cdot c_{w\_sp} \cdot (\overline{T_{spalin\_gó\ ra}} - \overline{T_{spalin\_dó\ l}}) \quad (38)$$

gdzie ciepło właściwe spalin wynosi:

$$C_{w\_sp} = 0,137 \cdot 1,29 + 0,721 \cdot 1,202 + 0,019 \cdot$$

$$1,122 + 0,121 \cdot 2,1436 = 1,327 \frac{kJ}{kg \cdot K}$$

$$\dot{Q}_{sp1} = 0,6673 \cdot 1327 \cdot (1617,55 - 607,62) = 894458,69W$$

– strumień ciepła przekazywanego między powierzchnią ścianki wypełnienia i spalinami:

$$\dot{Q}_{sp2} = (h_c + h_R) \cdot A \cdot (T_f - T_w) \quad (39)$$

$$\dot{Q}_{sp2} = (7,3053 + 11,4696) \cdot 282,2092 \cdot$$

$$(991,39 - 822,57) = 894494,46W$$

#### 4.4. Wyznaczanie składu spalin

Wyznaczanie składu spalin jest konieczne dla wyznaczenia ich właściwości, od których też zależą wartości współczynników wnikania ciepła.

##### 4.4.1. Obliczenie objętości składników spalin

Obliczenia składu chemicznego spalin wykonano dla paliwa gazowego GZ50. Poszczególne składniki gazu ziemnego wysoko metanowego GZ50 przyjęto wg. danych dostawcy (PGNiG):

Tab. 4. Skład paliwa gazowego (udziały objętościowe)

Zawartość w %	Zawartość w %	Zawartość w %	Zawartość w %
Metanu CH <sub>4</sub>	Etanu C <sub>2</sub> H <sub>6</sub>	Azot N <sub>2</sub>	CO <sub>2</sub>
98,14	0,91	0,84	0,11

Poniżej przedstawiono wyznaczanie składu spalin dla jednego pomiaru, dla którego zmierzone wartości zawartości CO<sub>2</sub>, O<sub>2</sub> oraz CO w spalinach wyniosły: CO<sub>2</sub> = 10,57%, O<sub>2</sub> = 2,1%, CO = 0%.

Współczynnik nadmiaru powietrza określono ze wzoru:

$$\lambda = \frac{1}{1 - \frac{79}{21} \cdot \frac{\left(O_2 - \frac{CO}{2}\right)}{N_2}} \quad (40)$$

$$\lambda = \frac{1}{1 - \frac{79}{21} \cdot \frac{\left(2,1078 - \frac{0}{2}\right)}{87,3131}} = 1,09$$

gdzie  $N_2 = 100 - (CO_2 + O_2)$

$$N = 100 - (10,5791 + 2,1078) = 87,31$$

Następnie przy wykorzystaniu  $\lambda = 1,09$  wyznaczono kolejne własności spalin:

– Teoretyczne zapotrzebowanie powietrza do spalania:

$$V_{ps}^{(t)} = 0,0238 \cdot (H_2 + CO) + 0,0952 \cdot CH_4 + 0,0476 \cdot \sum_{\substack{\text{wszystkie} \\ \text{składniki}}} \left(m + \frac{n}{4}\right) \cdot C_m H_n + 0,0714 \cdot$$

$$\cdot H_2S - 0,0476 \cdot O_2$$

$$V_{ps}^{(t)} = 0,0238 \cdot 0 + 0,0952 \cdot 98,14 + 0,0476 \cdot$$

$$\left(2 + \frac{6}{4}\right) \cdot 0,91 + 0,0714 \cdot 0 - 0,0476 \cdot 0 = 9,49$$

– Rzeczywiste zapotrzebowania powietrza do spalania:

$$V_{ps} = \lambda \cdot V_{ps}^{(t)} = 1,1 \cdot 9,4945 = 10,44 \frac{Nm^3}{Nm^3_{pal}} \quad (42)$$

– Skład spalin:

Sumaryczna objętość dwutlenków węgla i siarki:

$$V_{RO_2} = V_{CO_2} + V_{SO_2} = 0,01 \cdot (CO + CH_4 + \sum m \cdot C_m H_n + H_2S + CO_2) \quad (43)$$

$$V_{RO_2} = 0,01 \cdot (0 + 98,14 + 2 \cdot 0,91 + 0 + 0,11) = 1 \frac{Nm^3 RO_2}{Nm^3_{pal}}$$

Objętość azotu:

$$V_{N_2} = 0,01 \cdot N_2 + 0,79 \cdot \lambda \cdot V_{ps}^{(t)} \quad (44)$$

$$V_{N_2} = 0,01 \cdot 0,84 + 0,79 \cdot 1,1 \cdot 9,4945 = 8,25 \frac{Nm^3 N_2}{Nm^3_{pal}}$$

Objętość tlenu:

$$V_{O_2} = 0,21 \cdot (\lambda - 1) \cdot V_{ps}^{(t)} \quad (45)$$

$$V_{O_2} = 0,21 \cdot (1,1 - 1) \cdot 9,4945 = 0,19 \frac{Nm^3 O_2}{Nm^3_{pal}}$$

Objętość pary wodnej:

$$V_{H_2O} = 0,01 \cdot \left(H_2 + 2 \cdot CH_4 + \frac{n}{2} \cdot C_m H_n + H_2S + W_r\right) + 0,0161 \cdot \lambda \cdot V \quad (46)$$

$$V_{H_2O} = 0,01 \cdot \left(0,84 + 2 \cdot 98,14 + \frac{6}{2} \cdot 0,91 + 0 + 0\right) +$$

$$+ 0,0161 \cdot 1,1 \cdot 9,4945 = 2,16 \frac{Nm^3 H_2O}{Nm^3_{pal}}$$

Objętość spalin:

$$V_{sp} = V_{RO_2} + V_{N_2} + V_{O_2} + V_{H_2O} \quad (47)$$

$$V_{sp} = 1,0007 + 8,2592 + 0,1994 + 2,1666 = 11,62 \frac{Nm^3}{kg}$$

Objętość spalin suchych:

$$V_{sp\_suchych} = V_{sp} - V_{H_2O} \quad (48)$$

$$V_{sp\_suchych} = 11,6259 - 2,1666 = 9,45 \frac{Nm^3}{kg}$$

#### 4.4.2. Mieszanki gazów doskonałych, wyznaczenie gęstości, ciepła właściwego, lepkości spalin

Skład objętościowy mieszaniny jest opisany za pomocą udziałów objętościowych  $r_i$ , które są równe:

$$r_i = \frac{V_i}{V} \quad (49)$$

gdzie  $V_i$  oznacza objętość, jaką zajmowałby składnik  $i$  przy ciśnieniu równym całkowitemu ciśnieniu mieszaniny,  $V$  zaś jest całkowitą objętością zajmowaną przez mieszaninę.

$$r_{CO_2} = \frac{V_{CO_2}}{V} = \frac{1,0007}{11,6248} = 0,086 \quad (50)$$

$$r_{N_2} = \frac{V_{N_2}}{V} = \frac{8,2583}{11,6248} = 0,710 \quad (51)$$

$$r_{O_2} = \frac{V_{O_2}}{V} = \frac{0,1992}{11,6248} = 0,017 \quad (52)$$

$$r_{H_2O} = \frac{V_{H_2O}}{V} = \frac{2,1666}{11,6248} = 0,186 \quad (53)$$

Zgodnie z definicją udziały objętościowe spełniają zależność:

$$\sum_i r_i = 1 \quad (54)$$

Udziały masowe wynoszą:

$$g_i = \frac{M_i r_i}{\sum_i M_i r_i} = \frac{M_i r_i}{M_m} \quad (55)$$

$$M = M_{CO_2} \cdot r_{CO_2} + M_{N_2} \cdot r_{N_2} + \quad (56)$$

$$+ M_{O_2} \cdot r_{O_2} + M_{H_2O} \cdot r_{H_2O}$$

$$M = 44 \cdot 0,086 + 28 \cdot 0,710 +$$

$$32 \cdot 0,017 + 18 \cdot 0,186 = 27,58 \frac{kg}{kmol}$$

Stała gazowa:

$$R = \frac{B}{M} = \frac{8,3147}{27,5820} = 0,30 \frac{kJ}{kg \cdot K} \quad (57)$$

Obliczanie gęstości w warunkach normalnych na podstawie prawa Avogadra:

$$\frac{M}{\rho} = V_m \quad (58)$$

$$\rho = \frac{M}{V_{sp}} = \frac{27,5820}{22,42} = 1,23 \frac{kg}{m^3} \quad (59)$$

Ciepło właściwe spalin obliczono ze wzoru:

$$C_p = \sum_i g_i \cdot c_{pi} \quad , \quad C_{p-CO_2} = 1,29 \frac{kJ}{kg \cdot K} \quad (60)$$

$$C_{p-N_2} = 1,202 \frac{kJ}{kg \cdot K} \quad , \quad C_{p-O_2} = 1,122 \frac{kJ}{kg \cdot K}$$

$$C_{p-H_2O} = 2,1436 \frac{kJ}{kg \cdot K}$$

$$C_p = 0,137 \cdot 1,29 + 0,721 \cdot 1,202 + 0,019 \cdot$$

$$1,122 + 0,121 \cdot 2,1436 = 1,327 \frac{kJ}{kg \cdot K}$$

Lepkość dynamiczna mieszaniny gazowej pod niskim ciśnieniem oblicza się przy pomocy półempirycznego równania Wilkego (Pohorecki i Wroński, 1979):

$$\mu_{sp} = \frac{\sum_{i=1}^n x_i \cdot \mu_i}{\sum_{j=1}^n x_j \cdot \Phi_{ij}} \quad (61)$$

gdzie:  $\mu_{sp}$  – lepkość dynamiczna mieszaniny;  $n$  – liczba składników mieszaniny;  $x_i(x_j)$  – ułamek molowy składnika  $i(j)$ ;  $\mu_i(\mu_j)$  – lepkość dynamiczna składnika  $i(j)$ ;  $M_i(M_j)$  – masa molowa składnika  $i(j)$  oraz :

$$\Phi_{ij} = \frac{1}{2\sqrt{2}} \cdot \left(1 + \frac{M_i}{M_j}\right)^{-1/2} \cdot \left[1 + \left(\frac{\mu_i}{\mu_j}\right)^{1/2} \cdot \left(\frac{M_i}{M_j}\right)^{1/4}\right]^2 \quad (62)$$

$x \rightarrow r$

Przyjmując następujące oznaczenia dla poszczególnych składników mieszaniny:

$$CO_2 \rightarrow 1 \quad \mu_{CO_2} = 116 \cdot 10^{-6} \quad M_{CO_2} = 44$$

$$N_2 \rightarrow 2 \quad \mu_{N_2} = 177 \cdot 10^{-6} \quad \frac{m^2}{s} \quad M_{N_2} = 28 \quad \frac{kg}{kmol}$$

$$O_2 \rightarrow 3 \quad \mu_{O_2} = 184 \cdot 10^{-6} \quad s \quad M_{O_2} = 32 \quad \frac{kg}{kmol}$$

$$H_2O \rightarrow 4 \quad \mu_{H_2O} = 1322 \cdot 10^{-6} \quad M_{H_2O} = 18$$

$$\mu_{sp} = \frac{x_1 \cdot \mu_1}{x_1 \cdot \Phi_{11} + x_2 \cdot \Phi_{12} + x_3 \cdot \Phi_{13} + x_4 \cdot \Phi_{14}} +$$

$$+ \frac{x_2 \cdot \mu_2}{x_1 \cdot \Phi_{21} + x_2 \cdot \Phi_{22} + x_3 \cdot \Phi_{23} + x_4 \cdot \Phi_{24}} + \quad (63)$$

$$+ \frac{x_3 \cdot \mu_3}{x_1 \cdot \Phi_{31} + x_2 \cdot \Phi_{32} + x_3 \cdot \Phi_{33} + x_4 \cdot \Phi_{34}} +$$

$$+ \frac{x_4 \cdot \mu_4}{x_1 \cdot \Phi_{41} + x_2 \cdot \Phi_{42} + x_3 \cdot \Phi_{43} + x_4 \cdot \Phi_{44}}$$

$$\mu_{sp} = \frac{0,086 \cdot 116}{0,086 \cdot 1 + 0,710 \cdot 0,8013 + 0,017 \cdot 0,7935 + 0,186 \cdot 0,3578} +$$

$$+ \frac{0,710 \cdot 177}{0,086 \cdot 1,2226 + 0,710 \cdot 1 + 0,017 \cdot 0,9803 + 0,186 \cdot 0,4388} +$$

$$+ \frac{0,017 \cdot 184}{0,086 \cdot 1,2586 + 0,710 \cdot 1,0191 + 0,017 \cdot 1 + 0,186 \cdot 0,4343} +$$

$$+ \frac{0,186 \cdot 1322}{0,086 \cdot 4,0777 + 0,710 \cdot 3,2778 + 0,017 \cdot 3,1205 + 0,186 \cdot 1}$$

$$\mu_{sp} = 184,335 \cdot 10^{-6} Pa \cdot s$$



## 5. WYZNACZANIE SPRAWNOŚCI REGENERATORA NA PODSTAWIE POMIARÓW

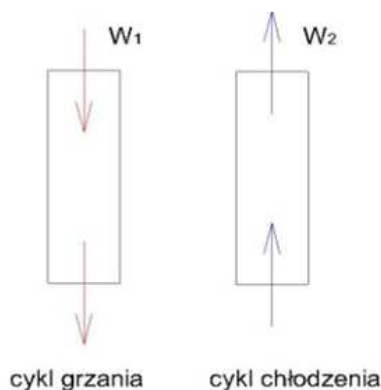
Całkowanie równań bilansowych regeneratora dostarcza rozwiązań w postaci pól temperatury gazów i wypełnień. Jednak ze względów aplikacyjnych istotna jest wielkość wymienianego strumienia ciepła. Metodologia obliczeń takiego strumienia regeneratorów opiera się na pojęciu efektywności wymiany ciepła wymiennika, nazywanej w rozważanym przypadku efektywnością regeneratora (Skiepmo i Shah, 2005). Efektywność ta definiowana jest, jako stosunek, obliczanego na podstawie wyznaczanych temperatur gazów, ilości ciepła  $Q$  wymienianego w regeneratorze podczas cyklu do ilości ciepła  $Q_{max}$ , którą byłaby wymieniana przy tych samych wlotowych właściwościach czynników wymieniających ciepło w rekuperatorze przeciwprądowym z wbudowaną nieskończenie wielką powierzchnią wymiany ciepła.

Ilość ciepła wymienionego w okresie grzania w przedziale czasu  $\tau_1$  dla regularnie periodycznego stanu pracy jest zbilansowana równoważną ilością ciepła przenieszonego w okresie chłodzenia regeneratora w przedziale czasu  $\tau_2$ , stąd:

$$Q = (\dot{W}_1 \cdot \tau_1) \cdot (\bar{t}_1' - \bar{t}_1'') = (\dot{W}_2 \cdot \tau_2) \cdot (\bar{t}_2'' - \bar{t}_2') \quad (64)$$

Zaś:

$$\dot{Q}_{max} = (\dot{W} \cdot \tau)_{min} \cdot (\bar{t}_1' - \bar{t}_2') \quad (65)$$



Rys. 5. Kierunek przepływu gazu przez regeneratore

Zatem, efektywność  $\varepsilon$  regeneratora wyznacza się na podstawie następującej zależności (Skiepmo, 1998):

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{max}} = \frac{(\dot{W}_1 \cdot \tau_1) \cdot (\bar{t}_1' - \bar{t}_1'')}{(\dot{W} \cdot \tau)_{min} \cdot (\bar{t}_1' - \bar{t}_2')} = \frac{(\dot{W}_2 \cdot \tau_2) \cdot (\bar{t}_2'' - \bar{t}_2')}{(\dot{W} \cdot \tau)_{min} \cdot (\bar{t}_1' - \bar{t}_2')} \quad (66)$$

W rezultacie bazując na cyklu grzania do wyznaczenia efektywności regeneratora stosuje się wzór:

$$\varepsilon = \frac{(\dot{W}_1 \cdot \tau_1) \cdot (\bar{t}_1' - \bar{t}_1'')}{(\dot{W} \cdot \tau)_{min} \cdot (\bar{t}_1' - \bar{t}_2')} \quad (67)$$

Zatem przy danych z eksperymentu strumieni pojemności cieplnej gazów  $\dot{W}_1$  oraz  $\dot{W}_{min}$  można wyznaczyć efektywność regeneratora dla cyklu grzania, jeśli doświadczenie zostaną określone temperatury spalin wlotową i wylotową oraz powietrza.

Zazwyczaj występuje następująca zależność (Skiepmo, 1998):

$$W_1 \cdot \tau_1 > W_2 \cdot \tau_2 \quad (68)$$

Przy zastosowaniu formuły (66) z uwzględnieniem (68) wyznaczenie efektywności regeneratora na podstawie cyklu chłodzenia, dla którego  $\dot{W}_2 \tau_2 = (\dot{W} \tau)_{min}$  prowadzi do wzoru:

$$\varepsilon = \frac{\bar{t}_2'' - \bar{t}_2'}{\bar{t}_1' - \bar{t}_2'} \quad (69)$$

W rezultacie wyznaczając doświadczalnie temperatury powietrza na wylocie i wlocie do/z regeneratora można w oparciu o wzór (69) wyznaczyć efektywność regeneratora dla cyklu chłodzenia.

## 6. KOMENTARZ UZYSKANYCH WYNIKÓW

Dokonano 10 niezależnych pomiarów w odniesieniu do prawego i lewego regeneratora zainstalowanego w Hucie Szkła Biaglass w Białymstoku. Wyniki obliczeń efektywności na podstawie metody  $\Lambda - \Pi$  oraz danych doświadczalnych obrazuje Tab. 5. Następnie wykonano obliczenia prowadzące do określenia efektywności regeneratorów na podstawie przedstawionej metodologii w punkcie 4 i 5 niniejszego opracowania.

Wyniki obliczeń efektywności wykazują znaczną rozbieżność między efektywnością wyznaczoną tylko i wyłącznie na podstawie danych doświadczalnych, a modelem teoretycznym zaproponowanym przez Baclica i Dragutinovica (1998). Prawdopodobnie różnica efektywności jest spowodowana tym, iż wynik oparty na parametrach eksploatacyjnych regeneratorów jest obarczony zbyt dużym błędem pomiarowym.

## 7. PODSUMOWANIE

W pracy pokazano jak wyznaczyć efektywność regeneratora na podstawie cyklu grzania i chłodzenia opierając się o parametry eksploatacyjne regeneratorów oraz na podstawie modelu teoretycznego. Pozytskane wyniki porównano z danymi określającymi efektywność na podstawie eksploatacyjnych danych pomiarowych zamieszczonych w Tab. 5.

Stwierdzono ich znaczną rozbieżność. Jako przyczynę wskazano zbyt duże błędy pomiarowe przyrządów eksploatacyjnych regeneratorów.

Tab. 5. Wyniki sprawności regeneratorów zainstalowanych w Hucie Szkła Biaglass w Białymstoku

Lp.	Data pomiaru	Cykl	Regenerator	Temperatura Spalin / Powietrza góra [°C]	Temperatura Spalin / Powietrza dół [°C]	Efektywność eksperymentalna	Wartość współczynnika wnikania ciepła $h$	Parametr $A$	Parametr $\Pi$	$U_1 = \frac{\Pi_1}{\Lambda_1}$	$\beta = \frac{U_1}{U_2}$	$\sigma = \frac{\Lambda_1}{\Lambda_2}$	Efektywność modelu $\eta_{REG}$
1.	08.08.2010	chłodzenia	lewy	1259,9	248,6	0,9478	7,0089	2,4036	0,1355	0,0564	0,9442	0,3970	0,8301
	08.08.2010	grzania	lewy	1334,3	326,0	0,9270	18,6975	6,0540	0,3614	0,0597			
2.	08.08.2010	chłodzenia	prawy	1242,6	235,9	0,9297	6,9779	2,3928	0,1349	0,0564	0,9442	0,3968	0,8310
	08.08.2010	grzania	prawy	1327,7	280,8	0,9674	18,6231	6,0299	0,3600	0,0597			
3.	12.08.2010	chłodzenia	lewy	1280,4	267,7	0,9477	7,0523	2,4184	0,1363	0,0564	0,9442	0,3986	0,8319
	12.08.2010	grzania	lewy	1345,8	349,6	0,9092	18,7391	6,0675	0,3622	0,0597			
4.	12.08.2010	chłodzenia	prawy	1278,8	273,2	0,9490	7,0603	2,4212	0,1365	0,0564	0,9442	0,3999	0,8314
	12.08.2010	grzania	prawy	1349,4	320,9	0,9361	18,6983	6,0543	0,3614	0,0597			
5.	19.08.2010	chłodzenia	lewy	1274,6	237,9	0,9431	6,9991	2,4002	0,1353	0,0564	0,9442	0,3950	0,8325
	19.08.2010	grzania	lewy	1354,7	364,3	0,8944	18,7654	6,0760	0,3627	0,0597			
6.	19.08.2010	chłodzenia	prawy	1259,1	252,9	0,9280	7,0157	2,4059	0,1356	0,0564	0,9442	0,3969	0,8319
	19.08.2010	grzania	prawy	1349,8	334,6	0,9203	18,7191	6,0610	0,3618	0,0597			
7.	30.08.2010	chłodzenia	lewy	1272,4	249,4	0,9409	7,0175	2,4065	0,1356	0,0564	0,9442	0,3971	0,8318
	30.08.2010	grzania	lewy	1344,6	334,6	0,9170	18,7162	6,0601	0,3618	0,0597			
8.	30.08.2010	chłodzenia	prawy	1272,7	268,5	0,9456	7,0492	2,4174	0,1363	0,0564	0,9442	0,3988	0,8317
	30.08.2010	grzania	prawy	1350,9	336,9	0,9164	18,7231	6,0623	0,3619	0,0597			
9.	03.09.2010	chłodzenia	lewy	1299,6	262,8	0,9476	7,0551	2,4194	0,1364	0,0564	0,9442	0,3986	0,8320
	03.09.2010	grzania	lewy	1365,9	347,9	0,9083	18,7479	6,0703	0,3624	0,0597			
10.	03.09.2010	chłodzenia	prawy	1294,9	279,2	0,9471	7,0791	2,4276	0,1368	0,0564	0,9442	0,3996	0,8320
	03.09.2010	grzania	prawy	1370,2	356,7	0,9015	18,7630	6,0752	0,3627	0,0597			

**Oznaczenia:**  $h_c$  – konwekcyjny współczynnik wnikania ciepła [ $W/m^2 \cdot K$ ],  $D_h$  – średnica hydrauliczna [m],  $T_f$  – średnia temperatura spalin [K, °C],  $T_w$  – średnia temperatura powierzchni ścian regeneratora [K, °C],  $G_f$  – gęstość strumienia masy spalin [ $kg/m^2 \cdot s$ ],  $\rho_f$  – gęstość rzeczywista spalin [ $kg/m^3$ ],  $\rho_N$  – gęstość spalin w warunkach normalnych [ $kg/Nm^3$ ],  $\dot{m}$  – strumień masowy spalin [ $kg/s$ ],  $\dot{V}$  – strumień objętości spalin [ $Nm^3/s$ ],  $h_R$  – radiacyjny współczynnik wnikania ciepła [ $W/m^2 \cdot K$ ],  $q_R$  – gęstość strumienia ciepła wymienionego [ $W/m^2$ ],  $\varepsilon'_s$  – efektywna zdolność emisyjna powierzchni ściany regeneratora,  $\sigma_o$  – stała Stefana Boltzmanna [ $W/m^2 \cdot K^4$ ],  $\varepsilon_g$  – zastępcza zdolność emisyjna spalin,  $a_g$  – zastępcza zdolność absorpcyjna spalin,  $w_0$  – prędkość masowa spalin w 0°C [m/s],  $w$  – prędkość masowa spalin [m/s],  $Re$  – liczba Reynoldsa,  $l_e$  – zastępcza droga promieniowania [m],  $C_w$  – ciepło właściwe spalin [kJ/kg · K],  $A$  – pole powierzchni wymiany ciepła [ $m^2$ ],  $k_w$  – przewodność cieplna [ $W/m \cdot K$ ],  $\Phi$  – współczynnik kształtu,  $a_m$  – dyfuzyjność cieplna [ $m^2/s$ ],  $\bar{c}_w$  – średnie ciepło właściwe wypełnienia regeneratora [J/kg · K],  $p_1$  – cykl grzania wypełnienia regeneratora [s],  $p_2$  – cykl pracy regeneratora [s],  $\delta$  – grubość cegły wypełnienia regeneratora [m],  $\tau_1$  – czas trwania okresu

grzania [s],  $h_j$  – współczynnik wnikania ciepła w j-tym okresie pracy,  $\Lambda$  – zredukowana długość regeneratora,  $\Pi$  – zredukowany okres pracy,  $F$  – powierzchnia wymiany ciepła [ $m^2$ ],  $W_j$  – strumień pojemności cieplnej,  $m_w$  – masa wypełnienia [kg],  $U$  – współczynnik wykorzystania,  $\beta$  – współczynnik nierównoważenia,  $\sigma$  – współczynnik asymetrii,  $\eta_{REG}$  lub  $\varepsilon$  – efektywność regeneratora,  $\dot{W}_1$  – strumień masy spalin [kg/s],  $\bar{t}_1$  – średnia temperatura spalin w okresie grzania [°C],  $\bar{t}_2$  – średnia temperatura powietrza w okresie chłodzenia [°C],  $\dot{W}_2$  – strumień masy powietrza [kg/s],  $\tau_2$  – czas trwania okresu chłodzenia [s],  $\beta_{H_2O}$  – wartość poprawki dla ciśnienia cząstkowego  $H_2O$ ,  $\beta_{CO_2}$  – wartość poprawki dla ciśnienia cząstkowego  $CO_2$ ,  $p_w$  – cząstkowe ciśnienie  $H_2O$ ,  $p_c$  – cząstkowe ciśnienie  $CO_2$ ,  $V_p$  – objętość pustek w jednej warstwie [ $m^3$ ],  $V_t$  – objętość łączna pustek i (prostok) wypełnień w jednej warstwie [ $m^3$ ],  $\varepsilon$  – porowatość układu cegieł,  $Y$  – powierzchnia wymiany ciepła w jednostce objętości [ $m^2/m^3$ ],  $Y$  – przekrój dla przepływu gazów [ $m^2$ ],  $K$  – pole powierzchni kanału wypełnienia [ $m^2$ ],  $M$  – masa molowa gazów [kg/kmol],  $\mu$  – lepkość dynamiczna mieszaniny gazowej [Pa · s],

**Indeksy:** 1 – (cykl) grzania wypełnienia regeneratora,  
2 – okres (cykl) chłodzenia wypełnienia regeneratora,  
sp – spaliny.

#### LITERATURA

1. **Baclic B. S., Dragutinovic G. D.** (1998), *Operation of counter-flow regenerators*, Vol. 4, Faculty of Engineering Sciences, University of Novi Sad, Yugoslavia.
2. **Bobowski J.** (2004), *Instrukcja obsługi komputerowego systemu sterowania wanną gazową nr 2 w Hucie Szkła „Biaglass” w Białymstoku*, opracowanie niepublikowane.
3. **Böhm H.** (1933), *Versuche zur Ermittlung der konvektiven Wärmeübergangszahlen an gemauerten engen Kanälen*, Arch. Eisenhuettenwes., Vol. 6, 423-431, 1932-1933.
4. **Gogół W.** (1976), *Wymiana ciepła, Tablice i wykresy*, Wydawnictwo Politechniki Warszawskiej.
5. **Hausen H.** (1929), *Über die Theorie des Wärmeaustausches in Regeneratoren*, *Zeitschrift für angewandte Mathematik und Mechanik*, Vol. 9, 3, 173-200.
6. **Hobler T.** (1979), *Ruch ciepła i wymienniki*, Wydawnictwo Naukowo-Techniczne, wydanie V zmienione i uaktualnione.
7. **Hottel H. C., and McAdams, W.H.**, (1954) *Heat Transmission*, McGraw-Hill, New York.
8. **Husen H.** (1983), *Heat Transfer In Counterflow*, Parallel Flow and Cross Flow, McGraw-Hill, New York.
9. **Karolczak M.** (2004), *System automatyki wanny gazowej W2 w Biaglass Huta Szkła Białystok*, opracowanie niepublikowane.
10. **Kostowski E.** (1986), *Przepływ ciepła*, politechnika Śląska im. W. Pstrowskiego, Skrypty uczelniane Nr 1293, Gliwice.
11. **Kulakowski B.** (1998), *Explicit design of balanced regenerators, Regeneration and thermal energy storage*, Begell Hause, inc.
12. **Moffat R.J.** (1988), *Describing the Uncertainties In Experimental Results*, *Experimental Thermal and Fluid Science*, 1988, 1, 3-17.
13. **Pohorecki R., Wroński S.** (1979), *Kinematyka i termodynamika procesów inżynierii chemicznej*, WNT Warszawa.
14. **Skiepmo T.** (1998), *Teoria wymienników z wypełnieniem*, dodatek F, w Madejski J.: *Teoria wymiany ciepła*, Politechnika Szczecińska, Szczecin 1998, wydanie II poprawione i uzupełnione.
15. **Skiepmo T., Shah R.K.** (2005), *Modeling and effect of leakages on heat transfer performance of fixed matrix regenerators*, *International Journal of Heat and Mass Transfer* 48, (2005) 1608-1632.
16. **Staniszewski B.** (1978), *Termodynamika*, PWN Warszawa, wydanie II.
17. **Wołkowycki G.** (2008), *Układ sterowania procesem topienia wsadu w wannie szklarskiej*, Praca magisterska Politechnika Białostocka 2008.
18. **Wołkowycki G.** (2011), *Doświadczalne wyznaczanie efektywności regeneratora o nieruchomym wypełnieniu na podstawie parametrów eksploatacyjnych regeneratora pieca szklarskiego*, *Acta Mechanica et Automatica*, Vol 5, No.1, str.121-131.
19. **Wrona J., Witek E.** (1994), *Regenerator – jego znaczenie dla dobrej pracy pieca szklarskiego i problemy eksploatacyjne*, *Gospodarka Paliwami i Energią*, 12/1994, str.20-23.

#### COMPARISON OF EFFICIENCY REGENERATOR TO FILL A STATIONARY DESIGNATED UNDER THE THEORETICAL MODEL AND EXPERIMENTAL DATA

**Abstract:** In the present study showing the effectiveness of the regenerator with a stationary filling are based on a theoretical model of efficiency, determined on the basis of measurements of operating parameters of regenerators working in Biaglass glassworks in Białystok. The scope of work includes filling characteristics of regenerators, a methodology based on determining the efficiency of a theoretical model, experimental determination of the effectiveness of regenerators and to compare the results of calculations and measurement.