

Marcin TROJAN¹

MODELOWANIE CFD KONWEKCYJNEGO PRZEGRZEWACZA PARY

W artykule przedstawiono wyniki symulacji CFD w programie ANSYS-CFX przegrzewacza pierwszego stopnia w kotle OP-210M. Wyznaczono rozkład temperatury pary i spalin wzdłuż drogi ich przepływu, rozkład temperatury pary i spalin na wylocie z przegrzewacza oraz rozkład temperatury na ścianie. Znajomość tych temperatur ma duże znaczenie praktyczne, ponieważ pozwala prawidłowo dobrać gatunek stali na dany stopień przegrzewacza. Korzystając z opracowanego modelu przegrzewacza do wyznaczenia stopnia jego zanieczyszczenia popiołem w trybie on-line można sterować częstotliwością aktywacji parowych zdmuchiwaczy sadzy.

Słowa kluczowe: modelowanie CFD, przegrzewacz pary, zanieczyszczenia popiołowe, kocioł,

1. Wstęp

Zadaniem przegrzewaczy pary jest wytworzenie pary przegrzanej z pary nasyconej dopływającej z parownika. W przypadku opalania kotłów węglem, stosunkowo mała ilość popiołu powoduje problemy z odkładaniem się zanieczyszczeń na ich powierzchniach ogrzewalnych [1, 2], w tym również na przegrzewaczach. W przypadku niższej temperatury spalin zanieczyszczenia popiołowe są sypkie lub spieczone. Zanieczyszczenia przegrzewaczy zmniejszają nie tylko strumień ciepła przepływający od spalin do rur, ale także powodują większy spadek ciśnienia na drodze przepływu spalin, przyczyniając się do większego zużycia energii przez wentylator wyciągowy spalin. W przypadku zanieczyszczania powierzchni przegrzewaczy temperatura pary przegrzanej za poszczególnymi stopniami przegrzewacza spada, co w konsekwencji prowadzi do zmniejszania strumienia masy wody wtryskiwanej do schładzaczy pary. Następuje również wzrost temperatury spalin za poszczególnymi stopniami przegrzewacza oraz obniżenie sprawności kotła.

¹ Autor do korespondencji: Marcin Trojan, Politechnika Krakowska, Al. Jana Pawła II 37, 31-864 Kraków, tel. 507 710 662, e-mail: trojan_marcin@interia.pl.

2. Równania zachowania masy, pędu i energii oraz model turbulencji

Podstawą modelowania procesów przepływowo-ciepłych są równania zachowania masy, pędu i energii, które mają następującą postać:

- równanie zachowania masy

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{U}) = 0 \quad (1)$$

- równanie zachowania pędu

$$\frac{\partial (\rho \mathbf{U})}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{U} \otimes \mathbf{U}) = -\nabla p + \nabla \cdot \boldsymbol{\tau} + \mathbf{S}_M \quad (2)$$

- równanie zachowania energii

$$\frac{\partial (\rho h)}{\partial t} - \frac{\partial p}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{U} h) = \nabla \cdot (\lambda \nabla T) + \mathbf{U} \cdot \nabla p + \boldsymbol{\tau} : \nabla \mathbf{U} + S_E \quad (3)$$

gdzie: ρ - gęstość płynu, kg/m^3 , \mathbf{U} - wektor prędkości płynu, p - ciśnienie, Pa, $\boldsymbol{\tau}$ - tensor naprężeń, \mathbf{S}_M - jednostkowa moc źródła pędu, $\text{kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s}^2)$, h - entalpia właściwa, J/kg , λ - współczynnik przewodzenia ciepła, $\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})$, T - temperatura, K, S_E - jednostkowa moc ciągłego źródła energii, $\text{kg}/(\text{m} \cdot \text{s}^3)$.

Tensor naprężeń $\boldsymbol{\tau}$ będący funkcją prędkości odkształcenia opisuje zależność:

$$\boldsymbol{\tau} = \mu \left(\nabla \mathbf{U} + (\nabla \mathbf{U})^T - \frac{2}{3} \delta \nabla \cdot \mathbf{U} \right) \quad (4)$$

gdzie: δ oznacza macierz jednostkową.

Turbulentny przepływ spalin i pary w rurach przegrzewacza symulowano za pomocą modelu $k - \varepsilon$ [3], który skupia się na mechanizmach wpływających na energię kinetyczną turbulencji. Jest to model dwuwymiarowy, wprowadzający dwa dodatkowe równania: na energię kinetyczną turbulencji k oraz na prędkość jej dyssypacji ε . Dla energii kinetycznej turbulencji k możemy zapisać:

$$\frac{\partial (\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial (\rho k u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{\mu_t}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + 2\mu_t E_{ij} E_{ij} - \rho \varepsilon \quad (5)$$

Dla dyssypacji ε możemy zapisać:

$$\frac{\partial(\rho\varepsilon)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho\varepsilon u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right) + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} 2\mu_t E_{ij} E_{ij} - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (6)$$

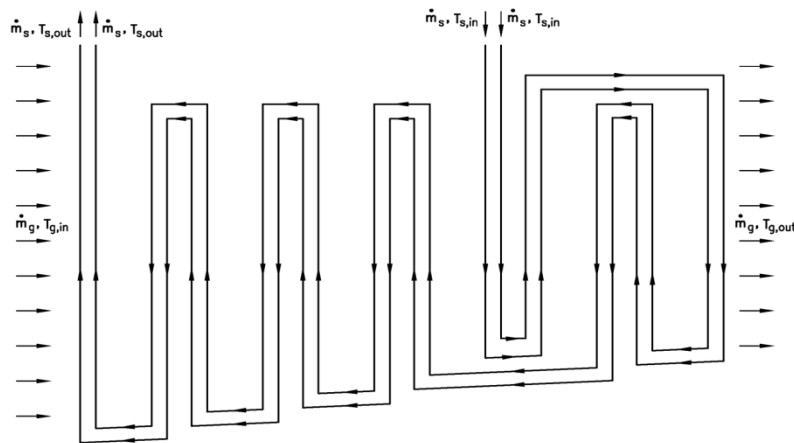
gdzie: u_i - składowa prędkości w odpowiednim kierunku, E_{ij} - składowa szybkości odkształcania, μ_t - dynamiczny współczynnik lepkości turbulentnej:

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (7)$$

Współczynniki występujące we wzorach (5) – (7) wyznaczone zostały empirycznie i wynoszą odpowiednio: $\sigma_k = 1.0$, $\sigma_\varepsilon = 1.3$, $C_{1\varepsilon} = 1.44$, $C_{2\varepsilon} = 1.92$, $C_\mu = 0.09$.

3. Przykład modelowania CFD konwekcyjnego przegrzewacza pary

Symulacja CFD przeprowadzona została dla przegrzewacza pierwszego stopnia w kotle OP210M przy użyciu oprogramowania ANSYS-CFX. Przegrzewacz pierwszego stopnia to dwunastobiegowy wiszący przegrzewacz pary, który można sklasyfikować jako mieszany krzyżowo-prądowy wymiennik ciepła [4]. Rury przegrzewacza rozmieszczone są w 74 rzędach. Każdy rząd składa się z dwóch rur, przez które para przepływa równolegle. Schemat przegrzewacza pierwszego stopnia w kotle OP-210M pokazano na rysunku 1.



Rys. 1. Schemat przegrzewacza pierwszego stopnia w kotle OP210M

Fig. 1. Schema of first stage superheater in OP210M boiler

Przegrzewacz pierwszego stopnia wykonany jest z rur o średnicy zewnętrznej $d_z = 42\text{mm}$ i grubości ścianki $g = 5\text{mm}$. Materiał rur to rosyjska stal 20, dla której współczynnik przewodzenia ciepła λ_{st} przybliżony został wzorem:

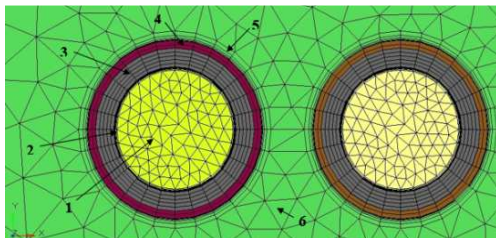
$$\lambda_{st}(T) = 51.7465 - 0.006704T - 0.0000419T^2, \text{ W/(m}\cdot\text{K)} \quad (8)$$

Zależność (8) wyznaczona została na podstawie danych eksperymentalnych przy użyciu programu TableCurve.

3.1. Modelowany fragment przegrzewacza

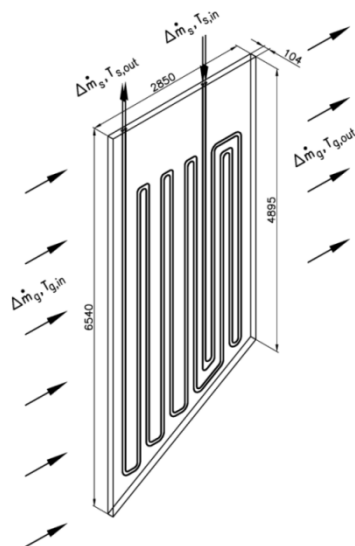
Siatkę do obliczeń CFD przygotowano przy użyciu programu HyperMesh 11. Zbudowany model zawierał 7809105 elementów. Tak duża liczba elementów wynika z faktu, iż obliczenia przeprowadzono na rzeczywistych wymiarach przegrzewacza pierwszego stopnia. Na rysunku 2 pokazano fragment siatki z uwzględnieniem warstwy przyścienniej dla pary i spalin.

Obliczenia numeryczne przeprowadzono dla powtarzalnego fragmentu przegrzewacza pierwszego stopnia złożonego z jednego rzędu rur przegrzewacza w rzeczywistych wymiarach (rys. 3). Na zewnętrznej powierzchni każdej z rur wchodzących w skład rzędu przyjęto warstwę zanieczyszczeń popiołowych o jednakowej grubości $\delta_a = 1.8\text{mm}$ i współczynnika przewodzenia ciepła $\lambda_a = 0.18\text{W/(m}\cdot\text{K)}$. Temperatura spalin na wlocie do przegrzewacza wynosiła $T_{g,in} = 771.5^\circ\text{C}$. Strumień masy spalin przepływających przez cały przegrzewacz wynosił $\dot{m}_g = 64.5\text{ kg/s}$, co daje strumień masy spalin wpływających do powtarzanego fragmentu przegrzewacza złożonego z jednego rzędu rur $\Delta\dot{m}_g = 0.871\text{ kg/s}$. Spaliny zamodelowane zostały jako mieszanina gazów: N_2 , CO_2 , SO_2 , O_2 oraz H_2O o odpowiednich udziałach masowych i właściwościach. Temperatura pary na wlocie do przegrzewacza wynosiła $T_{g,in} = 317.2^\circ\text{C}$. Strumień masy pary przepływającej przez przegrzewacz pierwszego stopnia wynosił $\dot{m}_g = 49.5\text{ kg/s}$, a zatem na jedną rurę przypada $\Delta\dot{m}_g = 0.334\text{ kg/s}$. Właściści pary przegrzanej zdefiniowane zostały przy użyciu biblioteki IAPWS IF97.



Rys. 2. Siatka z uwzględnieniem warstwy przyścienniej dla pary i spalin; 1 – para, 2 – warstwa przyścienna dla pary przegrzanej, 3 – rura, 4 – warstwa osadu popiołowego, 5 – warstwa przyścienna dla spalin, 6 – spaliny

Fig. 2. The mesh with wall skin layer for steam and flue gas: 1 - steam, 2 - layer for superheated steam, 3 - tube, 4 - layer of ash deposit, 5 - wall skin layer for flue gas, 6 - flue gas



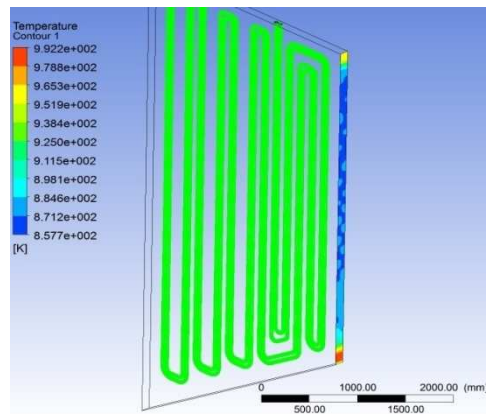
Rys. 3. Schemat powtarzalnego fragmentu przegrzewacza pierwszego stopnia złożonego z jednego rzędu rur

Fig. 3. Schema of repeatable part of first stage superheater compound with one row of tubes

3.2. Wyniki obliczeń

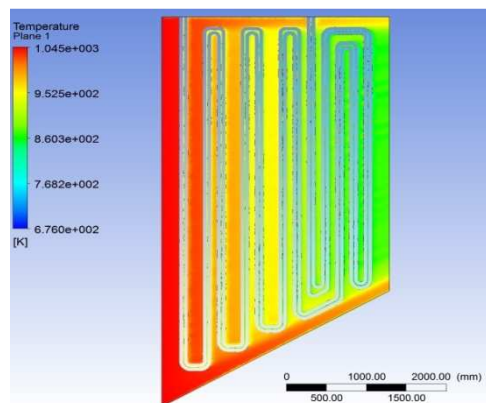
Wyniki obliczeń CFD wykonanych za pomocą programu ANSYS-CFX przedstawione zostaną poniżej. Symulacja wymiany ciepła dla zadanych warunków brzegowych pozwoliła na wyznaczenie rozkładu temperatury pary na wylocie z przegrzewacza, rozkładu temperatury spalin za przegrzewaczem, maksymalnej temperatury ścianki rur przegrzewacza pierwszego stopnia. Znajomość tych wielkości jest niezbędna do prawidłowego zaprojektowania przegrzewacza. Na rys. 4 przedstawiono rozkład temperatury spalin za przegrzewaczem pierwszego stopnia. Widać, że w obszarze, w którym znajdują się rury przegrzewacza spaliny wychładzają się najbardziej. W pobliżu ścian kanału spalinowego ich temperatura jest znacznie wyższa. Średnia temperatura spalin na wylocie z fragmentu przegrzewacza, dla którego przeprowadzono obliczenia wynosi $\bar{T}_{g,out} = 608.5^{\circ}\text{C}$.

Na rys. 5 przedstawiono rozkład temperatury spalin w przekroju znajdującym się w osi jednego rzędu rur przegrzewacza pierwszego stopnia (w środku powtarzalnego fragmentu przegrzewacza). Widać na nim doskonale w jaki sposób spaliny wychładzają się wzdłuż kierunku ich przepływu przez przegrzewacz. W obszarze, w którym znajdują się rury przegrzewacza ciepło przekazywane jest od spalin do pary.



Rys.4. Rozkład temperatury spalin na wylocie z powtarzalnego fragmentu przegrzewacza (za przegrzewaczem pierwszego stopnia)

Fig. 4. The flue gas temperature distribution at the outlet of the repeatable part of superheater (behind the first stage superheater)



Rys.5. Rozkład temperatury spalin w przekroju biegnącym przez środek powtarzalnego fragmentu przegrzewacza

Fig. 5. The flue gas temperature distribution in the center of repeatable part of the superheater

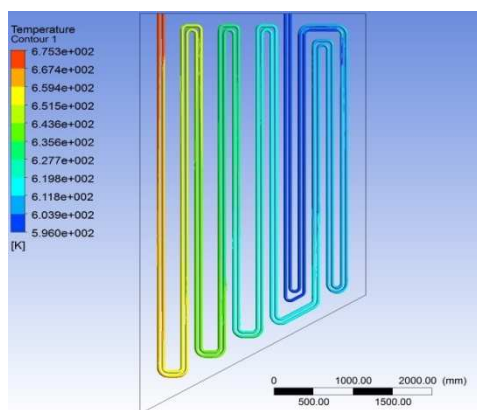
Na rysunku 6 pokazano jak zmienia się temperatura ścianki rur przegrzewacza wzdłuż drogi przepływu pary. Widać, że temperatura ścianki najniższa jest w miejscu, gdzie para wpływa do przegrzewacza, następnie stopniowo zwiększa się i w rejonie wylotu pary z przegrzewacza, a zarazem rejonie najwyższych temperatur spalin, temperatura ścianki osiąga największe wartości. Maksymalna temperatura ścianki pierwszej rury wynosi $T_{w1,max} = 402.0^{\circ}\text{C}$, natomiast maksymalna temperatura ścianki drugiej rury wynosi $T_{w1,max} = 396.3^{\circ}\text{C}$. Znajomość tych temperatur jest niezwykle istotna, ponieważ pozwala podczas projektowania właściwie dobrać materiał, z którego wykonane będą rury przegrzewacza. W celu zbadania, czy dla przeprowadzonych obliczeń zachowany został bilans energii dla wybranego fragmentu przegrzewacza pierwszego stopnia wyznaczony został przejmowany strumień ciepła od strony spalin i od strony pary. Strumienie ciepła wynoszą odpowiednio: od strony spalin $Q_g = 176.0$ kW oraz od strony pary $Q_g = 178.2$ kW. Jak widać, różnice pomiędzy tymi strumieniami są niewielkie, można więc przyjąć, że bilans energii został zachowany. Wyznaczony został również rozkład temperatury pary przegrzanej oraz

jej średnia temperatura na wylocie z przegrzewacza pierwszego stopnia, która wynosi $\bar{T}_{s,out} = 383.0^{\circ}\text{C}$.

Dodatkowo przeprowadzona została weryfikacja otrzymanych wyników modelowania CFD z wynikami otrzymanymi na podstawie pomiarów. W celu zbadania wpływu siatki dobranej dla wybranego powtarzalnego fragmentu przegrzewacza na jakość obliczeń, przeprowadzono również obliczenia dla modelu o siatce zagęszczonej w stosunku do modelu wyżej opisanego. Model kontrolny składał się z 8490342 elementów. Wykonane obliczenia dały następujące wyniki:

- średnia temperatura spalin na wylocie z powtarzalnego fragmentu przegrzewacza wynosi $\bar{T}_{g,out} = 607.8^{\circ}\text{C}$
- średnia temperatura pary na wylocie z przegrzewacza pierwszego stopnia wynosi $\bar{T}_{s,out} = 383.6^{\circ}\text{C}$
- maksymalna temperatura ścianki pierwszej rury wynosi $T_{w1,max} = 402.6^{\circ}\text{C}$
- maksymalna temperatura ścianki drugiej rury wynosi $T_{w2,max} = 396.6^{\circ}\text{C}$.

Widać, że obliczenia przeprowadzone dla obydwóch modeli dały wyniki bardzo zbliżone do siebie, co świadczy o tym, że siatka została dobrana prawidłowo.



Rys.6. Rozkład temperatury ścianek rur przegrzewacza pierwszego stopnia

Fig. 6. The tube wall temperature distribution of the first stage superheater

4. Wnioski

Obliczenia przeprowadzone zostały na modelu o wymiarach rzeczywistych z uwzględnieniem warstwy zanieczyszczeń popiołowych na zewnętrznych powierzchniach rur przegrzewacza pierwszego stopnia. W wyniku modelowania przepływu i wymiany ciepła w powtarzalnym elemencie przegrzewacza pierwszego stopnia za pomocą programu ANSYS-CFX wyznaczone zostały lokalne i średnie wartości:

- temperatury spalin za przegrzewaczem pierwszego stopnia,
- temperatury pary na wylocie z przegrzewacza,
- temperatur ścianek rur.

Dla ścianek rur przegrzewacza wyznaczone zostały również maksymalne wartości osiąganych temperatur. Znajomość wyżej wymienionych wielkości jest bardzo istotna. Pozwala bowiem w prawidłowy sposób zaprojektować przegrzewacz. Otrzymane za pomocą symulacji CFD wyniki porównane zostały z wynikami pomiarów.

Literatura

- [1] Wessel B., Rüsenberg D., Schlenkert J.U., Thiele I., Karkowski G.: Betriebserfahrungen mit dem Block Niederaußem K, VGB PowerTech 2006, No. 11, 47 – 51.
- [2] Procesy cieplne i przepływowe w dużych kotłach energetycznych. Modelowanie i monitoring, praca zbiorowa pod redakcją naukową J. Talera, PWN, Warszawa 2010.
- [3] Launder B. E., Spalding D. B.: The numerical computation of turbulent flows. Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering, 3(2), 1974, pp: 269-289.
- [4] Taler D., Trojan M., Taler J.: Mathematical modeling of cross_flow tube heat exchangers with the complex flow arrangement. Heat Transfer Engineering. An International Journal, Vol. 35 (2014) Issues 11-12.

CFD MODELING OF CONVECTIVE STEAM SUPERHEATER

Summary

The paper presents the results of CFD simulations of the first stage superheater of the OP-210M boiler by using the ANSYS CFX software. The temperature distributions of the steam and flue gas along the way they flow will be determined. Furthermore, the temperature of the tube walls and temperature distribution of the steam and flue gas superheater outlet have been determined. Knowledge of these temperatures has great practical importance, because it allows to choose the grade of steel for a given superheater stage. Using the developed model of the superheater to determine its degree of ash fouling in on-line mode one can control the activation frequency of steam soot blowers.

Keywords: CFD modeling, steam superheater, ash fouling, boiler

DOI: 10.7862/rm.2014.30

Otrzymano/received: 15.05.2014

Zaakceptowano/accepted: 20.06.2014