

## ZASTOSOWANIE METOD NUMERYCZNYCH W OPTYMALIZACJI KOLEKTORA POWIETRZNEGO KOTŁA NA BIOMASĘ

### OPTIMIZATION OF AIR COLLECTOR FOR BIOMASS BOILER USING NUMERICAL METHODS

**Grzegorz Basista**

**Mateusz Szubel**

**Paweł Czarnecki**

Akademia Górniczo-Hutnicza im. Stanisława Staszica w Krakowie

Wydział Energetyki i Paliw

Katedra Zrównoważonego Rozwoju Energetycznego

30-055 Kraków

ul. Kawiory 40

e-mail: basistag@agh.edu.pl

**Abstract:** Incomplete combustion loss in biomass batch boilers affects the reduction of its efficiency, as well as a high level of carbon monoxide (CO) emission to the atmosphere. Optimization of the air feeding system is one of the proper methods to improve the efficiency of the combustion process. The paper presents the optimization process of the primary air collector in 180 kW batch boiler, powered by straw. Due to the results obtained with Computational Fluid Dynamics (CFD) methods, some modifications in construction of manifold have been prepared. It resulted in reduction of pressure drops in the collector. The analysis have been performed with ANSYS CFX and ANSYS Fluent solvers, and a dedicated tool – Direct Optimization module.

**Keywords:** Air manifold, boiler, biomass, flow, CFD, optimization.

#### Wprowadzenie

Jednym z podstawowych problemów związanych z eksploatacją kotłów wsadowych na biomasę, jest stonkowo wysoka strata niepełnego spalania. Wynika ona z dużej zawartości gazów palnych – przede wszystkim tlenku węgla (CO) w spalinach. Powoduje obniżenie sprawności urządzenia, przez stratę energii chemicznej zawartej w w/w gazach [4]. Poza tym, dopuszczalne poziomy emisji CO dla tego typu urządzeń podlegają coraz bardziej restrykcyjnym ograniczeniom ze strony Unii Europejskiej, co wymusza na producentach konieczność optymalizacji produkowanych jednostek grzewczych, pod kątem spełnienia w/w przepisów [5].

Proces spalania biomasy można podzielić na cztery zasadnicze etapy. Pierwszym z nich jest ogrzewanie paliwa, na skutek promieniowania płomieni oraz ścian komory. W wyniku ogrzewania następuje suszenie i odparowanie zawartej w paliwie wilgoci, która w postaci pary wodnej opuszcza palenisko z gazami wylotowymi. Kolejnym etapem, który ma największy wpływ na konstrukcję urządzeń, jest rozkład termiczny paliwa. Ze względu na charakterystyczną dla biomasy dużą zawartość części lotnych, etap ten ma bardzo duży wpływ na przebieg całego procesu. Rozpoczyna się on w

temperaturze około 150°C, od rozkładu hemicelulozy, następnie, w temperaturze przekraczającej 220°C, dekompozycji ulegają celuloza i lignina. W ostatnim etapie następuje natomiast dopalanie stałej pozostałości – karbonizatu [6].

Wysoki poziom emisji CO wynika bezpośrednio z dużej zawartości części lotnych w biomacie. Konstrukcja kotłów przystosowanych do spalania biomasy musi uwzględniać charakter przebiegu tego procesu, przede wszystkim poprzez duże wymiary komory spalania, czy jej podział na dwie części – pierwotną i wtórną. W celu zredukowania straty niepełnego spalania, konieczne jest odpowiednie zaprojektowanie wydajnego układu doprowadzenia powietrza, który zapewni właściwy poziom wymieszania palnych składników gazu z tlenem [6].

#### Biomasa jako paliwo dla urządzeń grzewczych

Biomasa była pierwszym nośnikiem energii wykorzystywanym przez człowieka, głównie do celów grzewczych i przyrządzania posiłków. W obecnych czasach wciąż jest popularna, przede wszystkim w krajach rozwijających się, gdzie jej udział w ogólnym bilansie energii sięga 38%. W większości przypadków sposób jej

wykorzystania w prostych paleniskach jest jednak mało efektywny. W krajach rozwiniętych biomasę stosuje się również do wytwarzania energii elektrycznej, m.in. poprzez współspalanie z węglem kamiennym [2].

Wartość opałowa paliw biomasowych jest znacznie niższa, niż węgla kamiennego. W przypadku drewna sięga 19 MJ/kg, natomiast dla słomy jest to maksymalnie 16 MJ/kg. Z kolei średnia wartość opałowa węgla kamiennego wynosi ok. 28 MJ/kg. Zatem, aby pozyskać taką samą ilość energii trzeba wykorzystać dwa razy więcej słomy niż węgla. Biorąc pod uwagę fakt, że znacznie mniejsza jest również gęstość słomy, dużą wadą tego typu paliwa jest problem z magazynowaniem [1]. Jednak spalanie słomy w wielu przypadkach niesie za sobą również wiele korzyści, takich jak dobra dostępność i niski koszt paliwa. Jest to również paliwo o znacznie mniej uciążliwym wpływie na środowisko – przyjmuje się, że ilość emitowanego dwutlenku węgla jest równa ilości pochłoniętego przez roślinę w procesie fotosyntezy. Właściwości biomasy (w tym również wartość opałowa) mogą się zmieniać w bardzo szerokim zakresie, w zależności od zawartości wilgoci, która może przekraczać 50%. Z uwagi na to, w wielu przypadkach niezbędne jest suszenie paliwa przed jego energetycznym wykorzystaniem [3].

### Kotły na biomasę

Kotły przystosowane do spalania biomasy różnią się w pewnym stopniu od jednostek przeznaczonych do spalania węgla kamiennego. Wynika to z różnic między tymi dwoma paliwami – przede wszystkim dużej zawartości części lotnych i niektórych pierwiastków (m.in. chlor czy potas) w biomacie. Urządzenia przeznaczone do użytkowania biomasy muszą mieć konstrukcję odpowiednio przystosowaną do suszenia wilgotnego paliwa, dopalania dużej ilości wydzielanych części lotnych, oraz utrzymywania odpowiednich warunków wynikających z niskiej temperatury mięknięcia popiołu. Najpopularniejszą konstrukcją kotłów na biomasę stanowią kotły z paleniskiem rusztowym. Charakteryzują się one prostą budową i możliwością wykorzystania różnych rodzajów paliw – m.in. o wysokiej zawartości wilgoci, ale z drugiej strony również wysokim poziomem emisji CO, węglowodorów i tlenków azotu, a także stosunkowo niską sprawnością.

W przypadku urządzeń małej i średniej mocy stosuje się zwykle kotły z rusztem stałym. Wśród nich wyróżnić można przede wszystkim kotły zasypowe. Ich podstawową częścią jest komora spalania, do której ładowany jest wsad paliwa wystarczający na okres pracy trwający od kilku do kilkunastu godzin. W zależności od sposobu prowadzenia procesu można je podzielić na kotły spalania dolnego, górnego, oraz górno-dolnego. Kotły spalania dolnego osiągają wyższą sprawność, emitują mniej szkodliwych zanieczyszczeń i są wygodniejsze w obsłudze, ale wymagają paliwa dobrej jakości – suchego i sypkiego, takiego jak węgiel typu groszek. Do spalania biomasy wykorzystuje się kotły spalania górnego, które charakteryzują się niższą sprawnością (do 60%). Proces

spalania w urządzeniach tego typu odbywa się w przeciwnym kierunku – powietrze jest dostarczane od spodu rusztu, natomiast paliwo zasypuje się od góry. Sposób ten powoduje, że produkty niepełnego spalania nie mają kontaktu z utleniaczem, w wyniku czego emisja CO jest stosunkowo wysoka.

Dużą popularność zyskują również kotły zgazowujące. Ich konstrukcja składa się z dwóch oddzielnych komór spalania. W komorze pierwotnej (załadowczej), przy ograniczonym dostępie powietrza, zachodzi zgazowanie paliwa. Głównym składnikiem powstałego w ten sposób gazu jest CO, poza tym, w mniejszych ilościach występują również wodór ( $H_2$ ), metan ( $CH_4$ ), dwutlenek węgla ( $CO_2$ ) i para wodna ( $H_2O$ ). Następnie produkty zgazowania trafiają do komory wtórnej, w której są dopalane w wysokiej temperaturze i przy odpowiednim nadmiarze powietrza. Urządzenia tego typu osiągają sprawność przekraczającą 85% [7].

### Układ doprowadzania powietrza

Odpowiednie funkcjonowanie układu doprowadzenia powietrza ma kluczowe znaczenie dla przebiegu procesu spalania. Aby kocioł pracował z wysoką sprawnością, konieczne jest zapewnienie właściwej ilości powietrza, oraz dostarczenie go do obszarów komory spalania, w których występują niedopalone produkty odgazowania. Przy spalaniu biomasy zwykle stosuje się współczynnik nadmiaru powietrza równy 1,5. Zbyt mała ilość powietrza może prowadzić do niepełnego spalania i wysokiego poziomu emisji CO, z kolei zbyt duży nadmiar może za bardzo wychładzać komorę spalania, co również będzie skutkowało obniżeniem sprawności. Powietrze do komory spalania doprowadza się przy pomocy ciągu wymuszonego, lub naturalnego – stosując komin o odpowiedniej wysokości i powierzchni przekroju. Ciąg wymuszony uzyskuje się z kolei poprzez zastosowanie wentylatorów podmuchu lub ciągu. Zapewnia on wymagany przepływ powietrza, oraz pozwala kontrolować go w zależności od warunków procesu. Wymaga jednak dodatkowej energii elektrycznej. Aby zapewnić homogeniczne warunki spalania w całym obszarze komory, stosuje się wielopunktowe układy podawania powietrza. W takim wypadku istotne jest, aby w obrębie takiego systemu występowały możliwie niskie i jednakowe spadki ciśnienia we wszystkich kanałach. W dalszej części niniejszego artykułu omówiono szereg analiz poświęconych optymalizacji pracy układu podawania powietrza w/w typu.

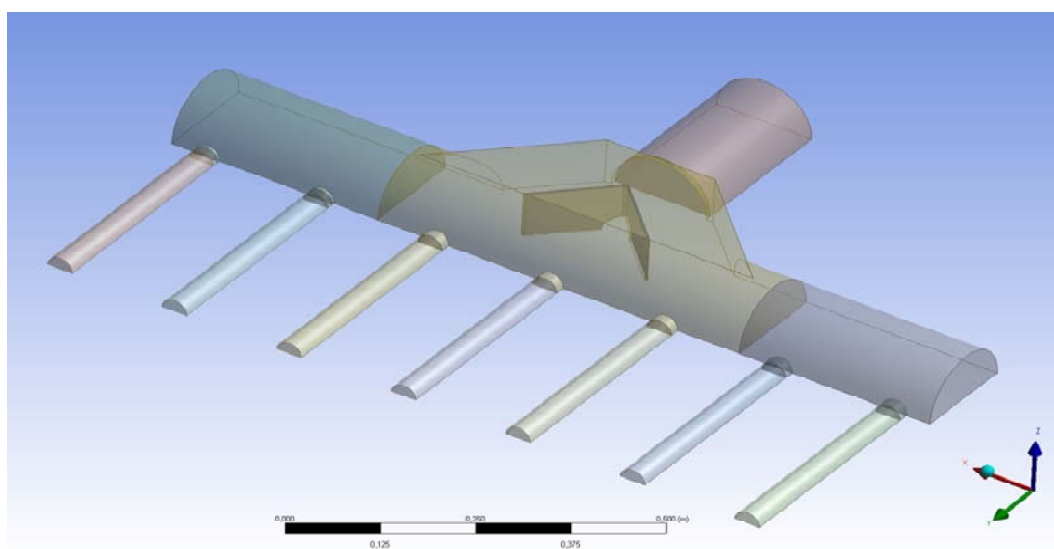
### Opis przygotowania modelu

Do wykonania modelu numerycznego wykorzystano komercyjne środowisko ANSYS Workbench 15. Obliczenia przeprowadzono przy pomocy dwóch solverów przepływowych – ANSYS CFX, oraz ANSYS Fluent. Oprogramowanie to służy do analizy zjawisk zachodzących w przepływie płynów, poprzez rozwiązywanie układów równań numerycznych, zachowania masy, pędu i energii, a także równań turbulencji.

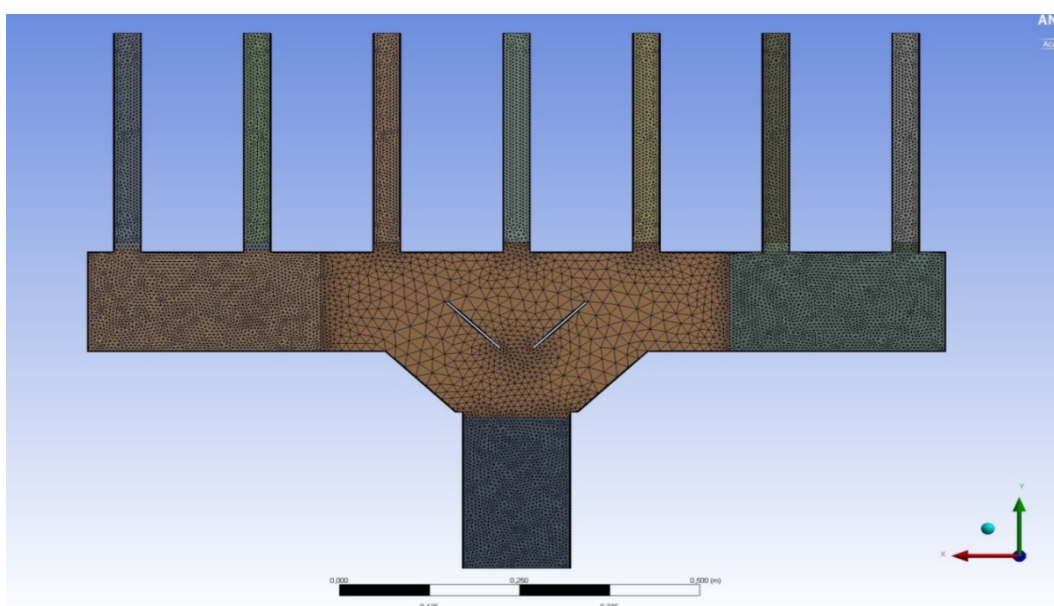
Na całość badań składały się trzy kroki: analiza pracy kolektora powietrznego w wersji istniejącej, optymalizacja w oparciu o wartość odchylenia standardowego z wartości prędkości na każdym z wylotów oraz budowa i analiza modelu kolektora w optymalnym wariantcie. Optymalizację przeprowadzono przy pomocy narzędzia Direct Optimization, wchodzącego w skład programu ANSYS Workbench 15.

W pierwszym etapie przygotowano geometrię przestrzenną badanego urządzenia w programie Autodesk Inventor 2015, a następnie zaimportowano ją do modułu Design Modeler w środowisku ANSYS Workbench. Jest to narzędzie służące do tworzenia i edycji geometrii. Na podstawie przygotowanej bryły przestrzennej zdefiniowano domenę powietrza wypełniającego objętość kolektora. W celu usprawnienia przebiegu obliczeń, przygotowaną domenę podzielono na dwie części,

wzdłuż płaszczyzny symetrii, aby w dalszych etapach prac rozpatrywać tylko jedną z nich, nadając na w/w płaszczyźnie warunek symetrii. Domena powietrza, będąca przedmiotem analizy, została przedstawiona na rys. 1. Badany kolektor posiada jeden wlot o średnicy wewnętrznej 300 mm, oraz siedem dysz wylotowych, o średnicy 39 mm każda. W środku znajduje się dławik, mający na celu równomierne rozdzielenie strumienia powietrza do wszystkich dysz wylotowych. Aby usprawnić proces dyskretyzacji domeny, na etapie przygotowania geometrii podzielono ją na mniejsze części, o w miarę możliwości regularnych kształtach. Kolejnym krokiem, po przygotowaniu domeny ciągłej, była jej dyskretyzacja (rys. 2). Służy do tego osobny moduł ANSYS Meshing. Ze względu na złożony kształt, oraz konieczność zastosowania warstwy przyściennej,



Rys. 1 Geometria przestrzenna domeny powietrza wypełniającego kolektor.



Rys. 2. Siatka obliczeniowa domeny płynu – widok płaszczyzny symetrii modelu.

siatka została wygenerowana metodą automatyczną, w której dominowały elementy tetragonalne. Warstwa przyścienna składa się z 5 poziomów, o maksymalnej szerokości 2 mm i współczynnika wzrostu szerokości równym 1,2. Została ona wygenerowana na wszystkich powierzchniach zewnętrznych domeny. Całkowita liczba elementów w siatce wyniosła 950 671, natomiast liczba węzłów była równa 246 238.

W trzecim etapie zdefiniowano domenę oraz warunki brzegowe. Jako materiał domeny wybrano powietrze (o parametrach fizycznych określonych dla 25°C). Wybrano model turbulencji SST (Shear Stress Transport). Na wlocie do kolektora zdefiniowano wartość nadciśnienia dla trzech przypadków – odpowiednio 1400 Pa, 2 700 Pa, oraz 4 000 Pa. Z kolei dla każdej z dysz wylotowych założono ciśnienie 0 Pa.

Po wykonaniu obliczeń i przeanalizowaniu wyników stwierdzono, że w celu obniżenia strat ciśnienia w przepływie przez urządzenie, oraz osiągnięcie możliwie homogenicznej dystrybucji powietrza pierwotnego w obszarze komory spalania, konieczne jest podjęcie działań mających na celu poprawę sprawności kolektora. Optymalizację konstrukcji kolektora przeprowadzono przy pomocy solvera ANSYS Fluent, oraz modułu ANSYS Direct Optimization. W tym celu przygotowano geometrię w wersji dwuwymiarowej, na podstawie kon-

turu kolektora na płaszczyźnie symetrii. Przedmiotem optymalizacji były długości rur wylotowych z kolektora, tak więc na etapie przygotowania geometrii zostały one zdefiniowane jako parametry.

W pierwszej kolejności przeprowadzono obliczenia przepływowe, zadając warunki brzegowe w analogiczny sposób jak w modelu pierwotnym (1 400 Pa na wlocie). Po uzyskaniu wstępnych wyników obliczeń, wprowadzono założenia optymalizacyjne: przedział długości rur 25-40 cm (ze względu na uwarunkowania montażowe i wielkość komór spalania kotła) oraz warunek równej długości dla poszczególnych par przeciwległych rur. Jako funkcję celu zdefiniowano minimalizację odchylenia standardowego prędkości średniej na powierzchniach wylotów rur. Uzyskane w ten sposób parametry przepływu powinny zapewnić homogeniczne warunki w komorze spalania.

Na podstawie zdefiniowanych w ten sposób założeń, rozpoczęto obliczenia optymalizacyjne, które polegały na rozwiązaniu 100 przypadków odpowiadającym różnym zestawom długości i wyborze najkorzystniejszego z nich. Długości poszczególnych rur (L1- L7), zaproponowane przez moduł optymalizacyjny przedstawiono w tabeli 1. Wartość odchylenia standardowego prędkości wyniosła w tym przypadku  $10,22 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ .

Tabela 1. Długości rur wylotowych.

Nr rury	L1	L2	L3	L4	L5	L6	L7
Długość [m]	0,258	0,263	0,268	0,281	0,268	0,263	0,258

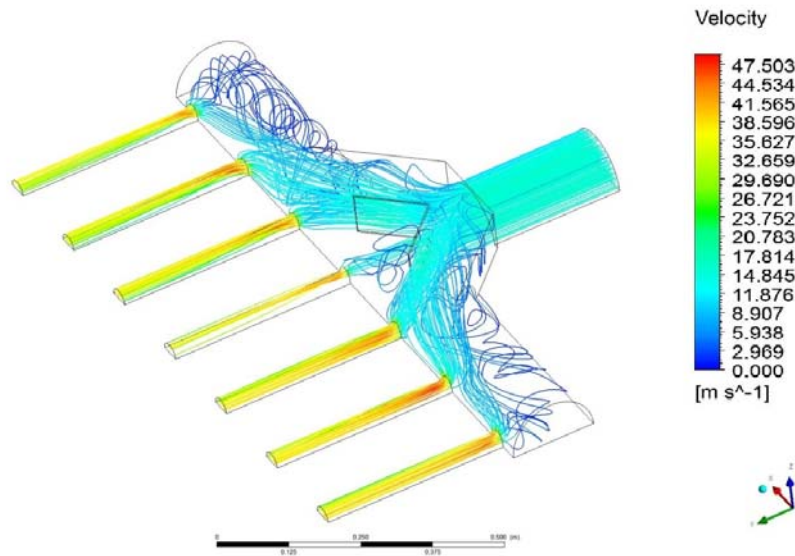
Uwzględniając otrzymane wartości długości rur, przygotowano nową wersję geometrii przestrzennej kolektora. Aby zastosować rury wylotowe o różnych długościach, rura zbiorcza została załamana pod odpowiednim kątem, w taki sposób, aby powierzchnie wszystkich siedmiu wylotów znajdowały się w jednej płaszczyźnie. W analogiczny do przypadku pierwszego sposób, przeprowadzono następnie dyskretyzację domeny ciągłej, oraz zdefiniowano model turbulencji i warunki brzegowe. Obliczenia dla zoptymalizowanej wersji kolektora również wykonano dla trzech przypadków – 1 400 Pa, 2 700 Pa, oraz 4 000 Pa.

### Prezentacja i omówienie wyników

Po wykonaniu obliczeń, otrzymano szeroki zestaw wyników, umożliwiających porównanie parametrów przepływu dla obu wersji kolektora. Z punktu widzenia oszczędności energii, oraz efektywności pracy, najistotniejszym parametrem charakteryzującym pracę urządzenia jest rozkład ciśnienia na całej długości

przepływu, a w szczególności różnica ciśnień między wlotem a danym wylotem z kolektora.

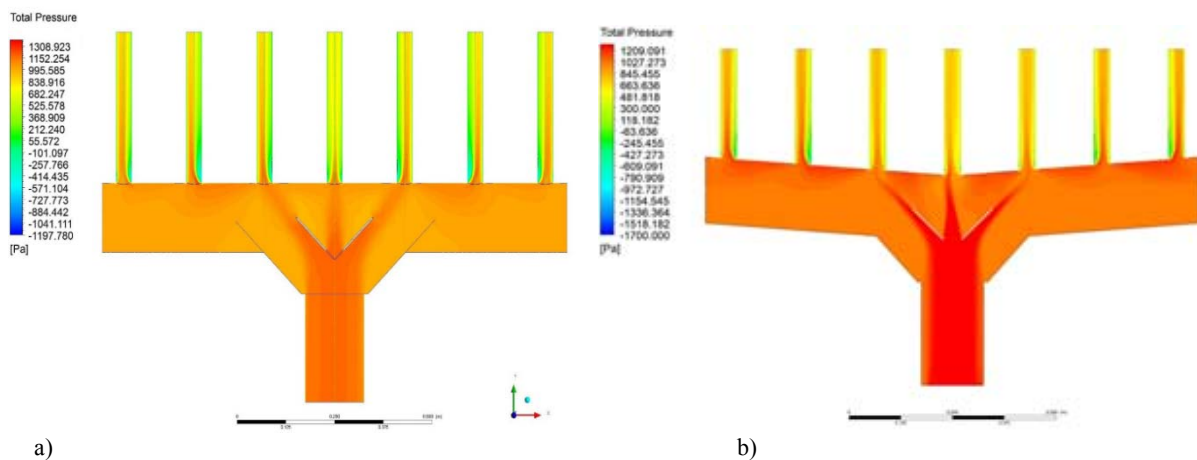
Na rys. 3. przedstawiono przebieg torów przepływu powietrza przez badane urządzenie w widoku izometrycznym. Skala oddaje również wartości prędkości w poszczególnych miejscach. Dzięki tego typu wizualizacji możliwe jest zidentyfikowanie miejsc, w których przepływ ulega załamaniu. Dobrze widoczna jest rola dławika, który rozdziela powietrze w kierunku bocznych dysz wylotowych. Jednak ze względu na dużą szerokość kolektora, przepływ w kierunku skrajnych wylotów jest znacznie mniejszy niż do pozostałych pięciu. Na zdjęciu dobrze widoczne są również obszary, w których występuje przepływ turbulentny. Występowanie wirów wynika głównie z uderzeń powietrza o ścianki wewnętrzne kolektora, w tym m.in. dławika i okolic wylotów z kanału zbiorczego do rur wylotowych. Aby ograniczyć występowanie wirów, zdecydowano, aby w procesie optymalizacji zmienić długości kanałów wylotowych i wynikający z tego kąt nachylenia kanału zbiorczego.



Rys. 3. Linie przepływu powietrza przez kolektor oraz rozkład jego prędkości.

Na rys. 4 przedstawiono kontury ciśnienia całkowitego dla kolektora w wersji pierwotnej (a), oraz po modernizacji (b) na płaszczyźnie symetrii. Można zauważyć, że druga wersja geometrii nie wpływa znacząco na charakter przepływu, natomiast pozwala na jego

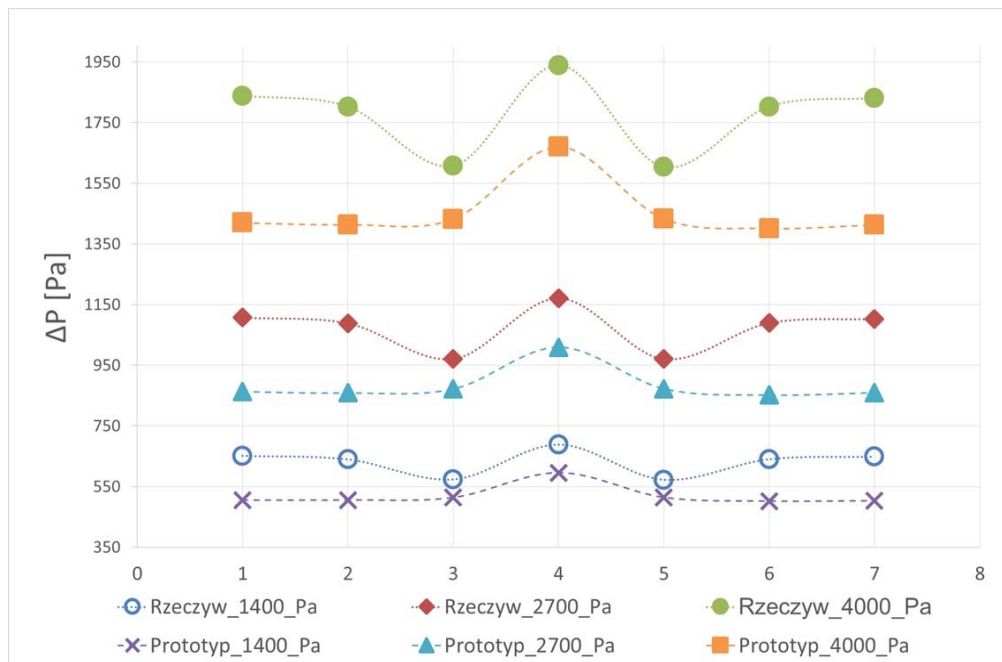
wyrównanie w przekrojach poszczególnych kanałów. Mniejszy jest również spadek ciśnienia na całej długości kolektora, dla wszystkich kanałów (rys. 5), przy czym im większa jest wartość nadciśnienia na wlocie, tym większa jest różnica między obiema wersjami geometrii.



Rys. 4. Rozkład ciśnienia całkowitego na płaszczyźnie symetrii kolektora przed (a) i po (b) optymalizacji.

Porównanie wartości spadków ciśnienia między wlotem a wylotami powietrza kolektorów w wersji rzeczywistej (przed optymalizacją) oraz prototypowej (po optymalizacji), przedstawiono na wykresie na rys. 5. Porównano wyniki z trzech wykonanych wariantów obliczeniowych, dla nadciśnienia na wlocie równego kolejno 1 400 Pa, 2 700 Pa, oraz 4 000 Pa. Można zauważyć, że w każdym z wariantów spadki ciśnienia były mniejsze w przypadku kolektora w wersji prototypowej, przy czym różnica między obiema wersjami urządzenia była tym większa, im większą wartość nadciśnienia zdefiniowano na

wlocie. Świadczy to o fakcie, że w zoptymalizowanym urządzeniu straty przepływowe są mniejsze. Analizując wysokości spadków ciśnienia w poszczególnych kanałach kolektora, można zaobserwować, że są one najwyższe w przypadku dyszy środkowej. Jest to spowodowane prawdopodobnie działaniem dławika. Warto zauważyć również, że w przypadku prototypowej konstrukcji kolektora, różnice między wartościami strat ciśnienia w poszczególnych kanałach jest znacznie mniejsza niż w przypadku urządzenia rzeczywistego. Dzięki temu możliwe jest otrzymanie bardziej jednorodnych warunków w komorze spalania.



Rys. 5. Porównanie spadku ciśnienia między wlotem a wylotami kolektora w wersji przed i po optymalizacji.

Analizując wysokości spadków ciśnienia w poszczególnych kanałach kolektora, można zaobserwować, że są one najwyższe w przypadku dyszy środkowej. Jest to spowodowane prawdopodobnie działaniem dławika. Warto zauważyć również, że w przypadku prototypowej konstrukcji kolektora, różnice między wartościami strat ciśnienia w poszczególnych kanałach jest znacznie mniejsza niż w przypadku urządzenia rzeczywistego. Dzięki temu możliwe jest otrzymanie bardziej jednorodnych warunków w komorze spalania.

## Podsumowanie

Wykorzystując narzędzia obliczeniowej mechaniki płynów, możliwe jest przeprowadzenie analizy wariantowej pracy urządzeń przepływowych, bez konieczności budowy czasochłonnych i kosztownych modeli rzeczywistych. Wykonane obliczenia pozwoliły na zaprojektowanie geometrii kolektora, pozwalającej ograniczyć w pewnym zakresie straty przepływowe występujące w podstawowej wersji. Uzyskano również bardziej jednorodne warunki na wszystkich siedmiu wylotach z kolektora. Co równie istotne, zastosowane

zmiany projektowe nie wpływają znacząco na proces produkcyjny urządzenia. Otrzymane wyniki wskazują, że wskazane są dalsze badania, obejmujące inne elementy geometrii (np. pole przekroju i kąty nachylenia poszczególnych kanałów wylotowych, czy kanału głównego).

W procesie optymalizacji stwierdzono również, że wykorzystany moduł Direct Optimization jest bardzo pomocnym narzędziem przy projektowaniu tego typu urządzeń z wykorzystaniem metod obliczeniowej mechaniki płynów.

W zakresie prac omówionych w niniejszym artykule planowana jest kontynuacja analiz, przy czym modelowanie numeryczne zostanie rozbudowane o badania eksperymentalne, przeprowadzone na stanowisku będącym obecnie w budowie. Instalacja zostanie wyposażona w rzeczywisty kolektor dołączony do odpowiedniego wentylatora oraz zestaw przetworników ciśnienia i termomanometrów. Porównanie wyników prac eksperymentalnych i symulacji numerycznych pozwoli na walidację modelu, a w przyszłości ocenę funkcjonowania opracowanego prototypu.

## Literatura

1. Domański, M., Dzurenda, L., Jabłoński, M., Osipiuk, J., Drewno jako materiał energetyczny, Wydawnictwo SGGW, Warszawa, 2007.
2. Johansson, T., Kelly, H., Reddy, A., Williams, R., Renewable Energy, Sources for Fuels and Electricity, Island Press, 1993.
3. Juliszewski, T., Ogrzewanie biomasą. Powszechne Wydawnictwo Rolnicze i Leśne, Poznań, 2009.
4. Kordylewski, W., Spalanie i Paliwa, Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Wrocław, 2008.

5. Pasierba, S., i in., Potencjał efektywności energetycznej i redukcji emisji w wybranych grupach użytkowania energii. Droga naprzód do realizacji pakietu klimatyczno-energetycznego, Raport, Polski Klub Ekologiczny, Okręg Górnośląski, Katowice, 2009.
6. Rybak, W., Spalanie i współspalanie biopaliw stałych, Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Wrocław, 2006.
7. Van Loo, S., Coppejan, J., 2008. The handbook of biomass combustion and co-firing, Earthscan, London, 2008.

*Badania wykonane w ramach prac statutowych, AGH w Krakowie, Wydział Energetyki i Paliw, zadanie nr 11.11.210.217 „Badanie uwarunkowań zrównoważonego rozwoju energetycznego”.*