

Wojciech CIEŚLIK
Ireneusz PIELECHA
Łukasz KAPUSTA

PTNSS–2015–3333

The concept of combustion system with use of recirculated exhaust gas in the spark ignition engine

The system of exhaust gas recirculation in compression ignition engines is used to reduce the emission of nitrogen oxides, and in spark ignition engines it can be used to reduce the fuel consumption. The maximum value of the volumetric recirculation of exhaust gases in compression ignition engine amounts to approximately 50%. In spark ignition engines the share of recirculated exhaust gases is much smaller. The aim of the article is to simulation analysis of the ways of supplying exhaust gases into the cylinder of the spark ignition system in order to obtain a combustible mixture. The problem, which was to be solved, was the method of supplying the air and exhaust gases in order to obtain the required spacial distribution of the air and exhaust gases in a cylinder. The simulation analysis was conducted with the use of AVL Fire simulation package. Tests concerned three methods of supplying exhaust gases into the cylinder, which are characterised by different way of generating the mixture of flammable and inflammable gases. Test results for the different strategies of introducing gases into the combustion chamber were considered in the aspect of the possibility of initiating and the course of combustion process. The summary of the article is the choice of the strategy of supplying the exhaust gases into the cylinder. The adaptation of the simulation tests will be conducted on the Rapid Compression Machine.

Key words: *exhaust gas recirculation, AVL Fire, simulation adaptation of the Rapid Compression Machine*

Koncepcja systemu spalania z wykorzystaniem recyrkulowanych spalin w silniku o zapłonie iskrowym

Układy recyrkulacji spalin w silnikach o zapłonie samoczynnym są stosowane głównie w celu ograniczenia emisji tlenków azotu, a w silnikach o zapłonie iskrowym mogą być sposobem zmniejszenia zużycia paliwa. Maksymalna wielkość objętościowego udziału recyrkulowanych spalin w silnikach o zapłonie samoczynnym wynosi około 50%. W silnikach o zapłonie iskrowym udział recyrkulowanych spalin jest znacznie mniejszy. Celem artykułu jest symulacyjna analiza sposobów dostarczenia spalin do wnętrza cylindra układu o zapłonie iskrowym w celu uzyskania zapalnej mieszanki. Problemem, który starano się rozwiązać był dobór sposobu dostarczania powietrza i gazów spalinowych w celu uzyskania porządanego przestrzennego rozkładu powietrza i spalin w cylindrze. Analizy symulacyjne prowadzono z wykorzystaniem pakietu symulacyjnego AVL Fire. Badania dotyczyły trzech wariantów dostarczenia spalin do cylindra, które cechują się odmiennym sposobem tworzenia mieszaniny gazy palne-gazy niepalne. Wyniki badań dotyczące różnych strategii wprowadzenia gazów do komory spalania rozważano pod kątem możliwości inicjowania i przebiegu procesu spalania. Podsumowaniem artykułu jest wybór strategii dostarczania spalin do cylindra silnika. W dalszych etapach prac przewiduje się adaptację badań symulacyjnych na maszynie pojedynczego cyklu.

Słowa kluczowe: *recyrkulacja spalin, AVL Fire, symulacyjna adaptacja maszyny pojedynczego cyklu*

1. Wstęp

Obecne silniki spalinowe o zapłonie samoczynnym oraz iskrowym używane do napędu pojazdów osobowych charakteryzują się znacznymi podobieństwami konstrukcyjnymi. Podobnymi stają się nie tylko obecne już systemy doładowania, ale także systemy spalania. Podobieństwa zauważalne są również w systemach oczyszczania spalin, ze względu na pracę silników o zapłonie iskrowym również z wartościami współczynnika nadmiaru powietrza większymi od jedności (dla ładunku uwarstwionego). Dlatego też coraz powszechniejszym systemem stosowanym w omawianych jednostkach napędowych jest system recyrkulacji spalin (EGR – *exhaust gas recirculation*).

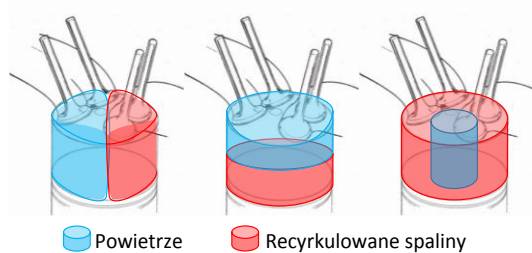
Stosowanie systemu recyrkulacji spalin w silnikach spalinowych podyktowane jest możliwością ograniczenia emisji tlenków azotu w wyniku zmniejszenia maksymalnej temperatury spalania. Kolejnym atutem używania systemu EGR jest ograniczenie spalania stukowego [2, 12] (w silnikach ZI) w zakresie dużych obciążeń tych jednostek. Wadą stosowania recyrkulowanych spalin jest w miarę zwiększania ich udziału w komorze spalania zmniejszanie współczynnika napełnienia, co prowadzi do redukcji momentu obrotowego.

Z przeprowadzonej wstępnej analizy literatury [4, 5, 7, 10, 12] i osiągnięć naukowych oraz rozwoju bieżących systemów spalania wynika, iż problem sterowania procesami spalania z wykorzystaniem części gazów niepalnych jest wciąż aktualny. Mo-

tywacją do podjęcia tematu są dotychczas przeprowadzone przez autorów badania [4] zarówno symulacyjne jak i eksperymentalne. Analiza badań wpływu dużego udziału gazów niepalnych podczas spalania oleju napędowego wykazuje konieczność rozpoznania podstawowych zjawisk zachodzących podczas omawianego procesu. Szczególną motywacją do realizacji tego typu badań jest osiągnięcie w wyniku poprzednich badań obniżenia emisji tlenków azotu i cząstek stałych przy dużym udziale gazów niepalnych wynoszącym nawet 60% [4].

Obecny udział systemów recyrkulacji spalin w konstrukcji jednostek napędowych wykorzystujących silniki spalinowe nie budzi żadnych wątpliwości. Do niedawna systemy EGR stosowane jedynie w silnikach o zapłonie samoczynnym znalazły również swoje zastosowanie w silnikach o zapłonie iskrowym w aspekcie rosnących rygorystycznych norm ograniczających emisję spalin. Szeroki przegląd konstrukcyjny został przedstawiony w publikacji [2].

Bieżący artykuł ma na celu analizę różnych strategii wprowadzania gazów do komory spalania w aspekcie możliwości inicjowania przebiegu spalania. Celem badań symulacyjnych jest analiza możliwości otrzymania rozkładu mieszanki palnej z udziałem zawirowanych gazów niepalnych w taki sposób, aby ograniczyć dostęp płomienia do ścianek cylindra otrzymując w ten sposób spalanie adiabatyczne. Przedstawione w pracy [7] możliwości uwarstwienia ładunku z gazami niepalnymi (rozdzielenie powietrza i spalin) pozwoliły Autorom na wybór koncepcji systemu spalania. Różne możliwości tego uwarstwienia przedstawiono na rysunku 1. Uwarstwienie to można podzielić na boczne (kolejno od lewej), osiowe oraz promieniowe.



Rys. 1. Możliwości uwarstwienia ładunku EGR:
a) boczne, b) osiowe, c) promieniowe [7]

Boczne uwarstwienie (rys. 1a) składa się z mieszanki paliwowo-powietrznej w okolicy kanałów dolotowych, natomiast spaliny (gazy niepalne) znajdują się w okolicy kanałów wylotowych. Takie uwarstwienie pozwala na dobre rozdzielenie mieszanin gazowych. Jednakże metoda ta wymaga silnego zawirowania ładunku typu *tumble*, w celu utrzymania pionowego przepływu spalin o dużej dynamice. W sytuacji tej podczas suwu sprężania jest możliwe zakłócenie rozdzielenia mieszanin

przez efekt zawirowania i ściskania spowodowanego ruchem tłoka.

Osiowe uwarstwienie ładunku (rys. 1b) dzieli cylinder na górną strefę powietrza i dolną – recyrkulowanych spalin. Wtryskiwane paliwo ma możliwość wnikania do strefy czystego powietrza, następnie mieszania gazów oraz zapłonu. W tej metodzie pionowy przepływ powietrza taki jak *tumble* lub wyciskający (*squish*) będzie powodować mieszanie się gazów.

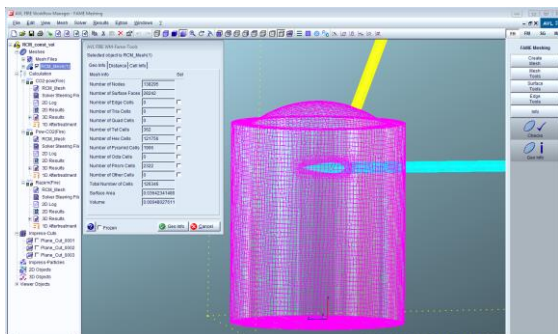
Promieniowe uwarstwienie (rys. 1c) omawianych ładunków z punktu widzenia suwu sprężania jest najbardziej odpowiednim wyborem w aspekcie zachowania uwarstwienia w trakcie ruchu tłoka. Wewnętrzny obszar mieszaniny paliwowo-powietrznej otoczony jest zewnętrznym obszarem spalin. Oba przestrzenne obszary są współosiowe w cylindrze silnika, dlatego suw sprężania nie powinien zakłócić uwarstwienia ładunku (rozdzielenia ładunku powietrza i spalin). Dodatkowo, jeżeli podczas sprężania momenty pędu ładunków zostaną zachowane to wirujący ładunek powietrza i spalin w tym samym kierunku spowoduje znacznie dłuższe utrzymanie rozwarstwienia mieszanin pod koniec suwu sprężania.

Podsumowując, promieniowa metoda uwarstwienia ładunku gazów palnych i niepalnych została wybrana jako najwłaściwsza i poddana dalszym analizom. Z tego względu uzyskanie promieniowego uwarstwienia ładunku było celem prowadzonych badań symulacyjnych, które pozwolą na ich adaptację techniczną na maszynie pojedynczego cyklu (MPC).

2. Model układu dolotu gazów do MPC

Geometrię komory maszyny utworzono przy pomocy oprogramowania Autodesk Inventor, w którym odtworzono model MPC w oparciu o rzeczywiste jej wymiary. Projektowane elementy konstrukcyjne MPC zamieniono na objętościowy model komory znajdującej się wewnątrz maszyny. Import modelu z programu Autodesk Inventor do programu AVL Fire wykonano z użyciem zapisu modelu 3D w formacie stl (*stereolithography*). Siatkę objętościową komory (rys. 2) wraz z układem dolotowym wykonano przy użyciu narzędzia FAME Advanced Hybrid oprogramowania AVL Fire [1]. Maksymalny rozmiar komórki ustawiono na 2 mm, przy czym w kanałach siatkę zagęszczono, zmniejszając rozmiar komórek do 0,5 mm. Spowodowało to uzyskanie całkowitej liczbą komórek o wartości 126 tys. elementów.

Badany model układu dolotowego składa się z dwóch kanałów dolotowych, z czego pierwszy (niebieski) jest kanałem stycznym doprowadzającym gaz niepalny do komory cylindra, natomiast drugi (żółty) jest kanałem doprowadzającym powietrze.

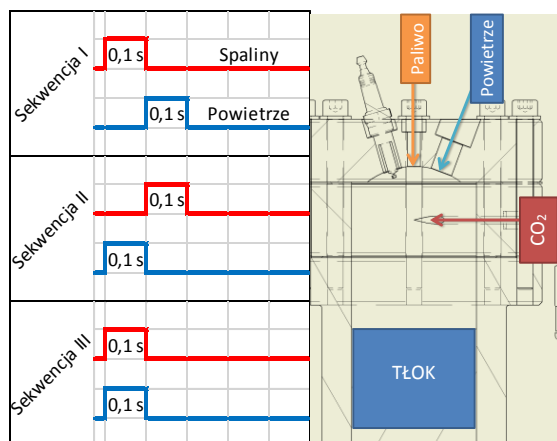


Rys. 2. Siatka objętościowa komory MPC z zaznaczonymi powierzchniami selekcji

3. Symulacja numeryczna zawirowania gazów w komorze MPC

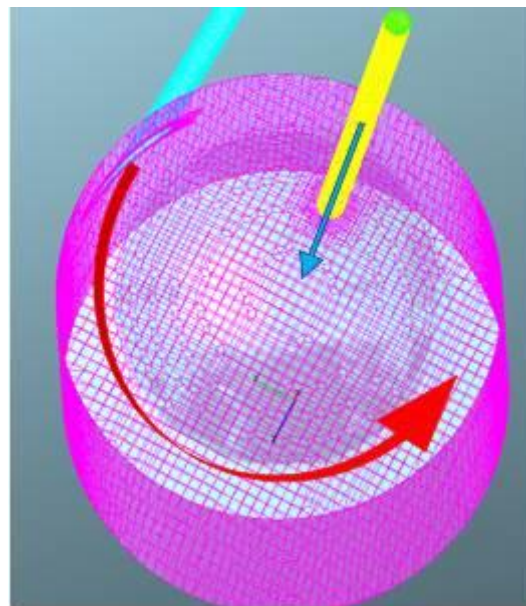
Analizowany w poniższym rozdziale przypadek dostarczenia gazów odnosi się do sprawdzenia możliwości uzyskania zawirowania typu obwodowego w komorze MPC. Badano wpływ wybranych sekwencji dostarczania gazów do komory w odniesieniu do sposobu zawirowania w cylindrze. Sposoby dostarczania gazów palnych i niepalnych do komory MPC (rys. 3) podzielono na kilka rozwiązań:

- sekwencja I – dostarczenie gazów niepalnych a następnie powietrza do cylindra,
- sekwencja II – dostarczenie powietrza a następnie gazów niepalnych do cylindra,
- sekwencja III – równoczesne dostarczanie gazów palnych i niepalnych do cylindra.



Rys. 3. Analizowane sekwencje dostarczania gazów do komory podczas symulacji numerycznych

Przyjęta koncepcja zawirowania gazów (rys. 4) zakłada realizację zawirowania obwodowego przez kanał umieszczony w ścianie cylindra. Za doprowadzenie powietrza w okolice świecy zapłonowej oraz wtryskiwacza do wnętrza zawirowanych spalin odpowiada kanał dolotowy umieszczony w głowicy cylindra.



Rys. 4. Koncepcja doprowadzenia gazów do maszyny pojedynczego cyklu

Zadane warunki brzegowe oraz wybrane modele do analizy symulacyjnej zestawiono w tabelicy 1.

Tabela 1. Ustawienia pliku solwera dla analizowanej symulacji

Wielkość	Wartość
Typ kroku obliczeniowy	czas
Model turbulencji	k-zeta-f
Temperatura	293,15 K
Kinetyczna energia turbulencji	$1 \text{ m}^2/\text{s}^2$

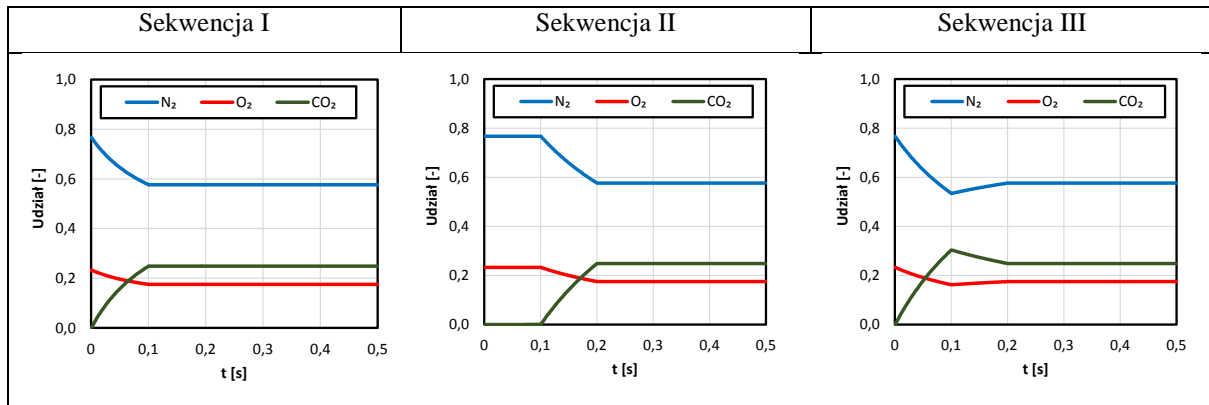
W rozważanych przypadkach przepływ miał charakter turbulentny. Do zasymulowania przepływu w o takim charakterze w niniejszych symulacjach wykorzystano metodę RANS (Reynolds Averaged NavierStokes). Jest to metoda, która w obliczeniach numerycznych dominuje już od ponad 30 lat [8]. Polega ona na statystycznym uśrednieniu w czasie równań Naviera-Stokesa. Uśrednienie to powoduje pojawienie się tzw. naprężeń Reynoldsa, które muszą być wyznaczone za pomocą modelu turbulencji [11].

W programie AVL Fire dostępnych jest kilka znanych modeli turbulencji. W analizowanych przypadkach celem było uzyskanie silnego przepływu przyściennego, dlatego w obliczeniach wykorzystano model k- ζ -f opracowany przez Hanjalića i in. [6]. Model ten lepiej odwzorowuje oddziaływanie ścianek niż powszechnie stosowany model k- ϵ .

Analiza rozkładu udziału masy poszczególnych składników w komorze spalania wskazuje na ich ustabilizowanie już po około 0,2 s (rys. 5). Jednak w przypadku sekwencji I oraz II stabilizacja występuje już po 0,1 s od wprowadzenia ostatniego z czynników. Oznacza to, że strategie te uzyskują szybko określony (stały) udział czynnika, co może

powodować dłuższe w czasie utrzymywanie uwarstwienia ładunku. Wcześniejsze dostarczenie powietrza może skutkować równomiernym rozkładem dostarczanych spalin. Jednak pełna analiza tych

rozkładów wymaga symulacji przestrzennego rozkładu czynnika. Badania takie przeprowadzono w dalszej części artykułu.



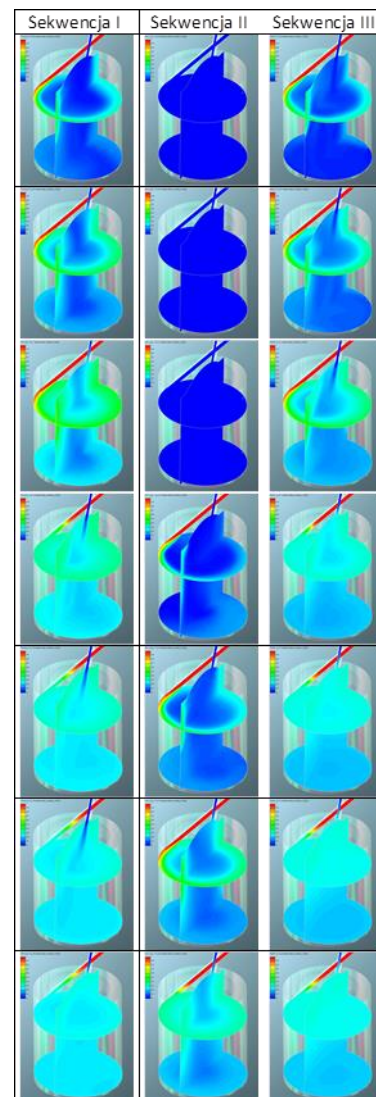
Rys. 5. Rozkład udziału masy składników komory spalania: niebieski – N_2 , zielony – CO_2 , czerwony – O_2

Analiza rozkładu przestrzennego trzech wspomnianych wcześniej strategii wskazuje na odmienny charakter ich przebiegu (rys. 6). Dla sekwencji I dotyczącej dostarczenia najpierw gazów niepalnych a następnie powietrza obserwuje się znaczny udział gazów spalinowych w obszarze zewnętrznym komory spalania. Udział ten jest największy ze wszystkich trzech analizowanych strategii. Oznacza to możliwość uzyskania dużej adiabatyzacji spalania, gdyż warstwa spalin skutecznie może ograniczyć przepływ ciepła do ścianek komory spalania.

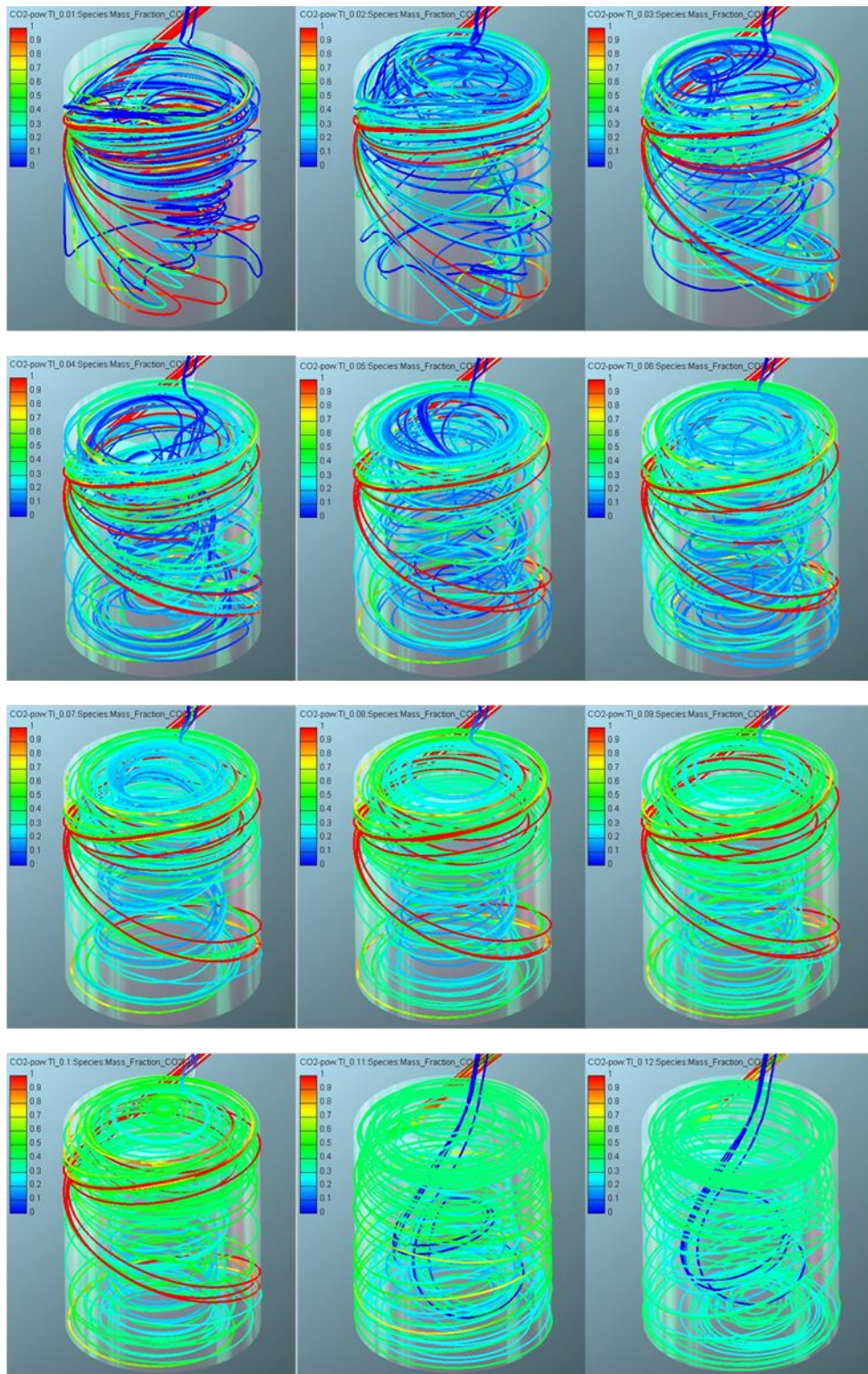
Sekwencja II, w której spaliny dostarczane są do komory spalania jako ładunek już po dostarczeniu powietrza, wskazuje na mniejszy udział masy tej warstwy. Może to wywołać ograniczenie pożądanego przebiegu procesu spalania.

Przebieg sekwencji III przy jednoczesnym dostarczaniu powietrza i gazów spalinowych wskazuje także na ograniczoną wielkość warstwy spalin i jej mniejszy udział masy w ładunku zamkniętym w cylindrze.

Kolejne przedziały czasowe zmian udziałów masowych składników tworzących ładunek cylindra (rys. 6) wskazują, że sekwencja I cechuje się równomiernym rozkładem masy spalin wzdłuż osi cylindra. Może to oznaczać, że rozkład spalin na zewnątrz świeżego ładunku powietrza jest liniowy wzdłuż całej tworzącej cylindra. Sekwencja III nie wykazuje pełnej równomierności rozkładu spalin, co wynika z równoczesnego dostarczania obu gazów do cylindra, których wzajemne oddziaływanie negatywnie wpływa na ich rozkład. Ze względu na założony wtrysk paliwa w końcu suwu sprężania (wtrysk bezpośredni typu *spray-guided*) pożądane jest szybkie utworzenie wymaganego uwarstwienia ładunku, co jest możliwe w przypadku zastosowania strategii I.



Rys. 6. Przebieg zawirowania ładunku w zależności od przyjętej sekwencji



Rys. 7. Przebieg zawirowania ładunku dla sekwencji I: gazy niepalne podane jako pierwsze, następnie powietrze

Przestrzenny przebieg linii prądu dla strategii I przedstawiono na rys. 7. Wynika z niej, że strategia ta odznacza się największym udziałem masowym (dużym stężeniem) gazów spalinowych w zewnętrznej części cylindra, co może skutkować dużą adiabatyzacją procesu. Wskazuje na to utrzymywanie się przez długi okres czasu dużego stężenia

spalin w zewnętrznej części cylindra (czerwone linie na rys. 7).

Na podstawie przeprowadzonych badań symulacyjnych określono trzy strategie dostarczania gazów spalinowych. Spośród nich wybrano strategię I jako odpowiednią do adaptacji i jej weryfikacji w maszynie pojedynczego cyklu. Z tego powodu

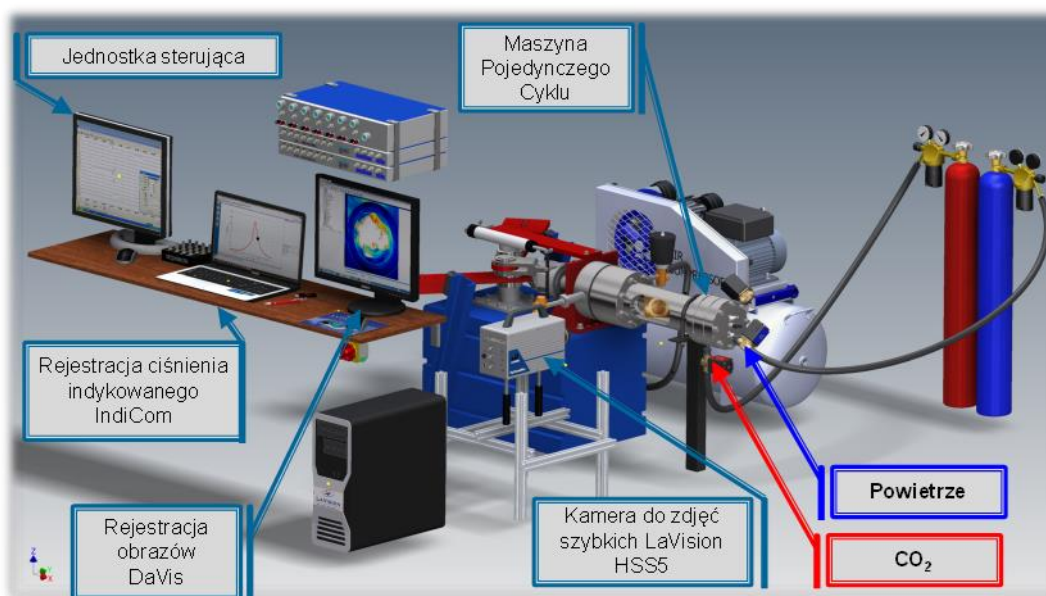
w dalszej części artykułu przedstawiono czynności związane z adaptacją MPC do badań z zastosowaniem recyrkulacji spalin w modelowym cylindrze silnika.

4. Projekt adaptacji MPC do badań koncepcyjnych

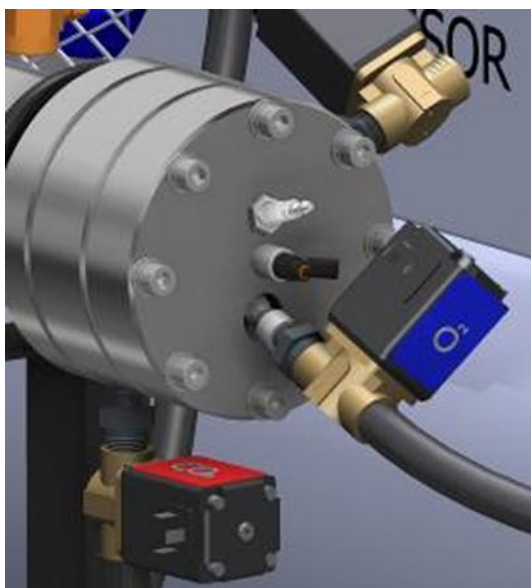
Stanowisko badawcze z maszyną pojedynczego cyklu (rys. 8) odwzorowujące warunki pracy silnika spalinowego ZI DI wybrano do badań koncepcyjnego systemu spalania z wykorzystaniem recyrkulowanych spalin. Dane techniczne wykorzystywa-

nej maszyny przedstawiono w tabelicy 2. Objętość skokowa cylindra wynosi około 500 cm^3 , co stanowi typową wartość objętości współczesnych cylindrów silników spalinowych.

Adaptacja maszyny pojedynczego cyklu wykorzystywanej do badań optycznych [9] i szybkozmiennych [3] procesów spalania wymaga zaprojektowania odpowiedniego układu dostarczania gazów dolotowych palnych i niepalnych (symulujących spaliny). Zaproponowane zmiany dotyczą umiejscowienia zaworów elektromagnetycznych w nawierconych kanałach dolotowych głowicy (rys. 9).



Rys. 8. Projekt modernizacji stanowiska badawczego maszyny pojedynczego cyklu



Rys. 9. Głowica MPC z widokiem sposobu doprowadzenia gazów podtrzymujących spalanie (O_2) oraz gazów niepalnych (CO_2)

Tabela 2. Dane techniczne maszyny do pojedynczego cyklu spalania (MPC) [9]

Wielkość	Wartość
Skok tłoka	89 mm
Średnica cylindra	80 mm
Objętość cylindra	444 cm^3
Objętość komory spalania	55 cm^3
Dostarczenie powietrza	zawory elektromagnetyczne
Wylot spalin	zawory elektromagnetyczne
Sposób wymuszenia ruchu tłoka	pneumatyczny
Stopień sprężania	9
Typ komory spalania	komora półkulista w głowicy + komora w tłoku
Sposób hamowania tłoka	pneumatyczny
Prędkość ruchu tłoka	około 1 m/s w zależności od wartości ciśnienia powietrza pod tłokiem
Uszczelnienie tłoka	pierścienie tłokowe, uszczelnienie teflonowe
Dostęp optyczny	szkło kwarcowe $\phi 48 \times 50 \text{ mm}$ umieszczone od dołu komory spalania w tłoku
Wtrysk paliwa	bezpośredni, wieloczęściowy
Ciśnienie wtrysku paliwa	regulowane, $5 \pm 30 \text{ MPa}$

Autorzy w pracy [3] dowiedli słuszności prowadzenia badań koncepcyjnych spalania w takiej maszynie, dzięki uzyskaniu powtarzalnych wyników analiz badań szybkozmiennych w istniejących konfiguracjach MPC.

4. Wnioski i kierunki dalszych prac

W wyniku przeprowadzonych wstępnych analiz symulacyjnych potwierdzono założenia autorów o sposobie modernizacji maszyny pojedynczego cyklu do badań systemu spalania ze zwiększonym udziałem recyrkulowanych spalin. Otrzymane wyniki badań symulacyjnych pozwalają stwierdzić, że istnieje możliwość uzyskania odpowiedniego zawiorowania oraz uwarstwienia promieniowego powie-

trza oraz spalin. Analiza jakościowa otrzymanych wyników wskazuje na najlepsze uwarstwienie przy wyborze sekwencji I, w której powietrze dostarczane jest do zawiorowanych spalin w komorze cylindra.

Kolejnym etapem badań jest rozważenie innych umiejscowień kanałów dolotowych oraz ich rozmiarów. Badania symulacyjne zostaną uzupełnione o analizę ruchu tłoka w maszynie lub silniku spalinyowym. Zespół badawczy dokona także wyboru gazów referencyjnych (niepalnych) pozwalających na rejestrację za pomocą kamery do zdjęć szybkich i odpowiedniego oświetlenia (laserowego) rzeczywistego rozkładu gazów w maszynie pojedynczego cyklu.

Bibliography/Literatura

- [1] AVL FIRE, Version 2013, Physics & Chemistry. Combustion, Emission, Spray, Wallfilm, Users Guide, 2013.
- [2] Cieślak W., Borowski P., Pielecha I., Bueschke W., Czajka J., Wisłocki K., Systemy recyrkulacji spalin we współczesnych konstrukcjach silnikowych, *Logistyka* 3/2014, 1118-1127, ISSN 1231-5478.
- [3] Cieslik W., Pielecha I., Borowski P., Wisłocki K., Evaluation of repeatability of rapid compression machine under selected conditions. ECM 7th – European Combustion Meeting 2015 – 30.03-4.04.2015 – Budapest.
- [4] Czajka J., Wisłocki K., Pielecha I., Borowski P., Examination of the influence of multi-injection strategy on thermodynamic indexes of engine cycle and on the emission of toxic compounds, *Combustion Engines*. 2014, 157(2), 45-59. ISSN 2300-9896.
- [5] Dingelstadt R., Ewert S., Werz M., Tremble P., Potential of exhaust gas recirculation in gasoline engines. *MTZ*, Volume 75 (9), 2014.
- [6] Hanjalić K., Popovac M., Hadžiabdić M., A robust near-wall elliptic-relaxation eddy-viscosity turbulence model for CFD. *Int. J. Heat Fluid Flow*, 25 (6) 1047–1051, Dec. 2004.
- [7] Haiqiao Wei, Tianyu Zhu, Gequn Shu, Linlin Tan, Yuesen Wang, Gasoline engine exhaust gas recirculation – a review. *Applied Energy*, 99, November 2012, 534–544, ISSN 0306-2619
- [8] Jaworski P., Żbikowski M., Modele LES w badaniach numerycznych procesów spalania w silnikach tłokowych – przegląd literatury. *Archiwum Spalania* 11, 2011.
- [9] Pielecha I., Studium bezpośredniego wieloczęściowego wtrysku i spalania benzyny. *Seria Rozprawy nr 473*, Publisher Poznan University of Technology, Poznan 2012.
- [10] Pietras D., Sobieszczański M., Problemy regulacji silnika o zapłonie iskrowym z recyrkulacją spalin. *Combustion Engines*. 2004, 119(2), 12-22. ISSN 0138-0346.
- [11] Rodi W., Comparison of LES and RANS calculations of the flow around bluff bodies. *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics* 69-71, 55–75, 1997.
- [12] Tutak W., Possibility to reduce knock combustion by EGR in the SI test engine. *Journal of KONES Powertrain and Transport* 18 (3), 2011.

Mgr inż. Wojciech Cieślak – doktorant na Wydziale Maszyn Roboczych i Transportu Politechniki Poznańskiej.



Dr hab. inż. Ireneusz Pielecha, prof. PP – profesor na Wydziale Maszyn Roboczych i Transportu Politechniki Poznańskiej.



Dr inż. Łukasz Kapusta – doktor na Wydziale Mechanicznym Energetyki i Lotnictwa Instytutu Techniki Ciepłej Politechniki Warszawskiej.

