

Paweł WOŚ
Krzysztof BALAWENDER
Mirosław JAKUBOWSKI
Artur JAWORSKI
Hubert KUSZEWSKI
Kazimierz LEJDA
Adam USTRZYCKI

PTNSS–2013–SC–113

Analysis of in-cylinder fuel distribution in DI variable compression ratio (VCR) engine

Abstract: Designing variable compression ratio engine resulted with selection of combustion chamber and high pressure common rail fuel injection components. Using available engine aftermarket parts, an eccentric position of combustion chamber, and relatively to its shape and cylinder axes an asymmetric location of the fuel sprays has been obtained. Research task is to determine the distribution of vapor and liquid fuel injected into the cylinder for various distances of the piston plane and the cylinder head, according to the set way for changing the compression ratio. The other variable parameter in the analysis is fuel injection timing. During research the amount of fuel reaching the walls of the cylinder liner, head surface, piston plane and piston bowl surface has been analyzed. Studies were conducted using a simulation software of piston engine working cycle. The aim of this work is to determine the strategy of fuel supplying for different levels of compression ratio to avoid particularly the phenomenon of cylinder wall wetting.

Keywords: *in-cylinder fuel distribution, wall wetting, direct fuel injection, variable compression ratio engine*

Analiza rozprzestrzeniania paliwa w cylindrze silnika z wtryskiem bezpośrednim o zmiennym stopniu sprężania

Streszczenie: W procesie projektowania silnika o zmiennym stopniu sprężania dokonano doboru komory spalania i wysokociśnieniowego systemu wtrysku paliwa typu common-rail. Korzystając z dostępnych komponentów silnikowych, uzyskano acentryczną pozycję komory spalania względem osi cylindra a także asymetryczne usytuowanie strug wtryskiwanego paliwa względem osi cylindra, jak również względem płaszczyzny prostopadłej do osi cylindra. Zadanie badawcze polega na określeniu dystrybucji wtryskiwanego paliwa wewnątrz cylindra dla różnych odległości denka tłoka od płaszczyzny głowicy, zgodnie z przyjętą technologią zmiany stopnia sprężania. Parametrem zmiennym w przedstawionej analizie jest także kąt wyprzedzenia wtrysku paliwa. W badaniach określano m.in. ilość paliwa osiadającego na ściankach tulei cylindrowej, głowicy, denku oraz ściankach komory spalania w tłoku. Badania przeprowadzono z wykorzystaniem programu do symulacji cyklu roboczego silnika tłokowego. Celem prowadzonych prac jest ustalenie strategii zasilania silnika przy różnych stopniach sprężania tak, aby przede wszystkim zminimalizować zjawisko osiadania ciekłego paliwa na ściankach tulei cylindrowej.

Słowa kluczowe: *dystrybucja paliwa w komorze spalania, zwilżanie ścianek cylindra, bezpośredni wtrysk paliwa, silnik o zmiennym stopniu sprężania*

1. Wprowadzenie

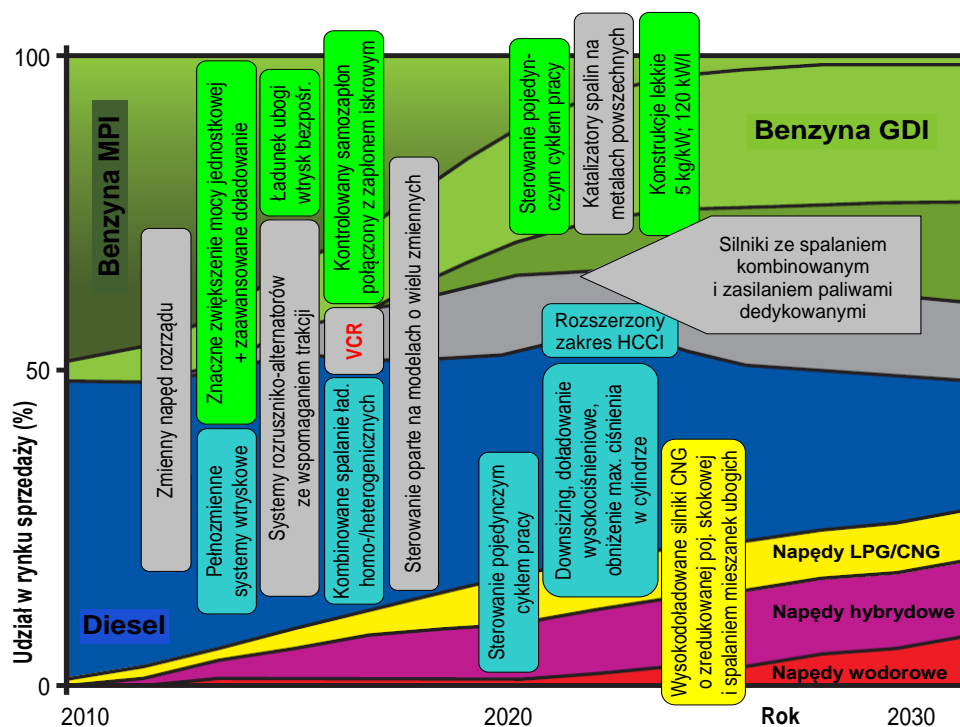
Rozwój silników spalinowych warunkowany jest głównie względami ekologicznymi i ekonomiki zużycia paliwa. Wymagania w tym zakresie znajdują odzwierciedlenie w postaci permanentnie obniżanych limitów emisji składników spalin, tj. tlenku węgla CO, węglowodorów HC, tlenków azotu NO_x, cząstek stałych PM, zadymienia, a także dwutlenku węgla CO₂, którego emisja pozostaje w bezpośredniej relacji z ilością zużywanego przez pojazd paliwa. Dwutlenek węgla wprawdzie nie jest gazem toksycznym, lecz sądzi się, że odgrywa on znaczącą rolę w generowaniu efektu cieplarnianego. Dlatego stałym trendem jest

dążenie do dalszego podniesienia sprawności układów napędowych pojazdów samochodowych oraz sukcesywne zastępowanie paliw pochodzenia kopalnego paliwami odnawialnymi.

Jedną z bardziej zaawansowanych ścieżek rozwoju silników spalinowych, odpowiadającą wspomnianym wyżej kierunkom poprawy ich ekologii i efektywności energetycznej, m.in. poprzez umożliwienie szerszego wykorzystania paliw alternatywnych lub niskotemperaturowych procesów spalania [11], jest konstrukcja silników, w których stopień sprężania jest parametrem regulacyjnym i może być zmieniany bezstopniowo w szerokim zakresie i stosunkowo krótkim czasie. Technologia ta określana jest mianem VCR,

wywodzącym się od anglojęzycznego terminu *Variable Compression Ratio* (zmienny stopień sprężania). Prace nad tego typu jednostkami napędowymi są prowadzone przez nieliczne ośrodki badawczo rozwojowe na świecie [3, 7], w tym przez zespół autorski [9, 10]. Pomimo tego, że idea silników o zmiennym stopniu sprężania VCR wiąże się ze znacznym skomplikowaniem konstrukcyjno-technologicznym oraz wieloma problemami eksploatacyjnymi, ocenia się [2, 8], że stanie się ona w niedalekiej przyszłości standardem technicznym w silnikach tłokowych (rys. 1.).

Zmiany stopnia sprężania w silnikach VCR z reguły wiążą się ze zmianą geometrii komory spalania, a w przypadku silników z wtryskiem bezpośrednim, także zmianą wzajemnego usytuowania ścianek komory spalania i końcówki wtryskiwacza. Dlatego w pracach optymalizacyjnych nad systemami spalania w tego typu silnikach należy uwzględnić, prócz standardowych parametrów regulacyjnych, także wartość bieżącego stopnia sprężania. Zagadnienie to jest przedmiotem niniejszej analizy.



Rys. 1. Prognozy w zakresie rozwoju i udziału wybranych zaawansowanych technologii w spalinowych źródłach napędu pojazdów samochodowych wg [2]

2. Problematyka tworzenia mieszaniny palnej w silnikach z wtryskiem bezpośrednim

Proces tworzenia mieszaniny palnej należy do zasadniczych czynników determinujących osiągi i parametry pracy napędów spalinowych, a w silnikach z wtryskiem bezpośrednim paliwa do komory spalania jest jednym z najbardziej złożonych w całym cyklu roboczym silnika. Na jego przebieg mają wpływ zjawiska wtrysku paliwa, tworzenia się strugi paliwowo-powietrznej, parowania, zawirowania ładunku, wymiany ciepła, osiadania kropel na ściankach komory spalania, spalanie i inne reakcje chemiczne itd. Z kolei efektem organizacji procesu tworzenia się mieszaniny palnej jest m.in. okres indukcji samozapłonu, przebieg wydzielania się ciepła, narastania ciśnienia w cylindrze, szybkość tworzenia się składników toksycznych spalin i sadzy, moc indykowana itd.

Szczególnie istotnym jest, aby w przestrzeni komory spalania nie występowały strefy bogatej mieszanki paliwowo-powietrznej, ponieważ są one źródłem emisji niespalonych węglowodorów HC i sadzy. Odpowiednie rozłożenie względem kształtu komory spalania strug paliwa generowanych przez system wtryskowy oraz właściwie zaprojektowana ich interakcja z ruchem powietrza wewnątrz cylindra pozwala na uzyskanie wysokiego stopnia jednorodności ładunku i wykorzystania zawartego w nim tlenu.

W silnikach typu DI nieuniknionym jest powstawanie zjawiska zwilżania ścian komory spalania wtryskiwanym paliwem. Odłożenie pewnej części wtryskiwanego paliwa na powierzchni komory spalania, zwłaszcza w jej słabo chłodzonych strefach, może mieć korzystny wpływ na przebieg spalania, powodując spowolnienie procesu odparowywania paliwa i w efekcie złagodzenie przebiegu narastania ciśnienia [13]. Jednakże, za wyjątkiem systemów spalania o

powierzchniowym tworzeniu mieszaniny palnej (jak np. system MAN-M), osiadanie większej ilości ciekłego paliwa na ściankach komory spalania, a zwłaszcza przekrycie się stref rozmywania paliwa z sąsiednich strug jest zjawiskiem niekorzystnym, prowadzącym do zmniejszenia sprawności spalania i wzrostu emisji cząstek stałych [5, 6].

Szczególnie niepożądanym zjawiskiem jest zwilżanie paliwem powierzchni tulei cylindrowej, ponieważ prowadzi to do jej szybszego zużycia, rozcieńczenia oleju smarującego paliwem oraz do wzrostu emisji węglowodorów. Dlatego przy projektowaniu systemów spalania lub optymalizacji już istniejących rozwiązań, należy poddać analizie sposób rozprzestrzeniania się paliwa wraz z określeniem ilości paliwa osiadającego na ściankach komory spalania, w szczególności na powierzchni tulei cylindrowej.

W pracach badawczych nad procesami zachodzącymi wewnątrz cylindra silników z wtryskiem bezpośrednim wykorzystywane są mniej lub bardziej zaawansowane metody wizualizacyjne, oparte głównie na [14]:

- rejestracji okresowej pojedynczych obrazów z kolejnych cykli pracy silnika za pomocą kamer szybko migawkowych i/lub w oświetleniu stroboskopowym,
- rejestracji sekwencyjnej obrazów z pojedynczego cyklu pracy za pomocą ultra-szybkich kamer w oświetleniu ciągłym lub pulsacyjnym.

W obrazowaniu strumieni przepływu, koncentracji kropeł i par paliwa, wykorzystuje się m.in. takie techniki jak [14]:

- analiza poziomów luminacji obrazu,
- fotografia Schlieren'a,
- dyfrakcja Fraunhofer'a,
- Dopplerowska anemometria fazowa PDA,
- rozwiązania Mie rozpraszania światła,
- laserowo indukowana fluorescencja LIF (w tym planarna PLIF),
- laserowo indukowana fluorescencja exciplexowa LIEF (w tym planarna PLIEF),
- analiza wygaszania/pochłaniania światła laserowego LEA.

Wyżej wymienione techniki wizualizacyjne wymagają zastosowania, prócz zaawansowanej aparatury rejestrująco-pomiarowej, silnika z optycznym dostępem do komory spalania, co znacznie ogranicza ich stosowalność. Alternatywą mogą być tutaj symulacyjne techniki obliczeniowe, które, rozwijane od wielu dziesiątek lat, pozwalają na stosunkowo dokładne określenie rozprzestrzeniania się paliwa w cylindrze dowolnego silnika. Dotyczy to w szczególności aplikacji modeli trójwymiarowych, wielostrefowych, opartych o analizę elementów skończonych FEA. Do tej grupy należą takie programy symulacyjne jak: KIVA, STAR-CD, FLUENT, AVL FIRE.

W modelach prostszych, quasi-, jedno- i dwuwymiarowych, jedno-, dwu- lub wielo-strefowych,

do określenia zasięgu i kształtu strugi wtryskiwanego paliwa, prędkości penetracji i rozkładu wymiarowego kropeł paliwa, szybkości parowania paliwa itd. stosuje się teoretyczno-empiryczne formuły matematyczne, wykorzystujące bezwymiarowe liczby kryterialne. I tak np. zależność na jeden z zasadniczych parametrów strugi wtryskiwanego paliwa, tj. drogę S czoła strugi w funkcji czasu t podaje Heywood [4] w następującej postaci:

$$S = 3,07 \cdot \left(\frac{\Delta p}{\rho_g}\right)^{\frac{1}{4}} \cdot (t \cdot d_r)^{\frac{1}{2}} \cdot \left(\frac{294}{T_g}\right)^{\frac{1}{4}} \quad (1)$$

gdzie:

S - droga czoła strugi [m],

Δp - różnica ciśnień wtryskiwanego paliwa i ośrodka gazowego [Pa],

ρ_g - gęstość ośrodka gazowego [kg/m³]

t - czas, jaki upłynął od chwili początku wtrysku [s],

d_r - średnica otworka rozpylacza [m],

T_g - temperatura ośrodka gazowego [K].

Badania zasięgu strugi rozpylanego paliwa w funkcji czasu dla różnych parametrów procesu wtrysku obszernie prezentuje Zabłocki [13]. Na rysunku 2 przedstawiono wybrane wyniki, obejmujące wpływ różnicy pomiędzy ciśnieniem wtrysku a ciśnieniem ośrodka gazowego oraz wpływ średnicy otworka w rozpylaczu na zasięg czoła strugi.

Podobnie, empiryczną formułę dla kąta wierzchołkowego strugi, opracowaną przez Arai i in., podano w publikacji [12]:

$$\alpha = 0,05 \cdot \left(\rho_g \cdot \Delta p \cdot \frac{d_r}{\mu_g}\right)^{\frac{1}{4}} \quad (2)$$

gdzie:

α - kąt wierzchołkowy strugi [rad],

Δp - różnica ciśnień wtryskiwanego paliwa i ośrodka gazowego [Pa],

ρ_g - gęstość ośrodka gazowego [kg/m³],

μ_g - lepkość ośrodka gazowego [kg/(m·s)]

d_r - średnica otworka rozpylacza [m].

Z kolei powszechnie przyjęta w pracach symulacyjnych zależność na średnią średnicę kropeł rozpylanego paliwa wg definicji Sautera ma następującą postać [4]:

$$d_{32} = A \cdot \Delta p^{-0,135} \cdot \rho_g^{0,121} \cdot Q_{vf}^{0,131} \quad (3)$$

gdzie:

d_{32} - średnia średnica kropeł wg Sautera [μm],

A - stała dla danego typu wtryskiwacza [-]; dla rozpylacza otworkowego $A = 23,9$,

Δp - nadciśnienie wtrysku [MPa],

ρ_g - gęstość ośrodka gazowego [kg/m³],

Q_{vf} - objętość dawki wtryskiwanego paliwa [mm³/wtrysk]

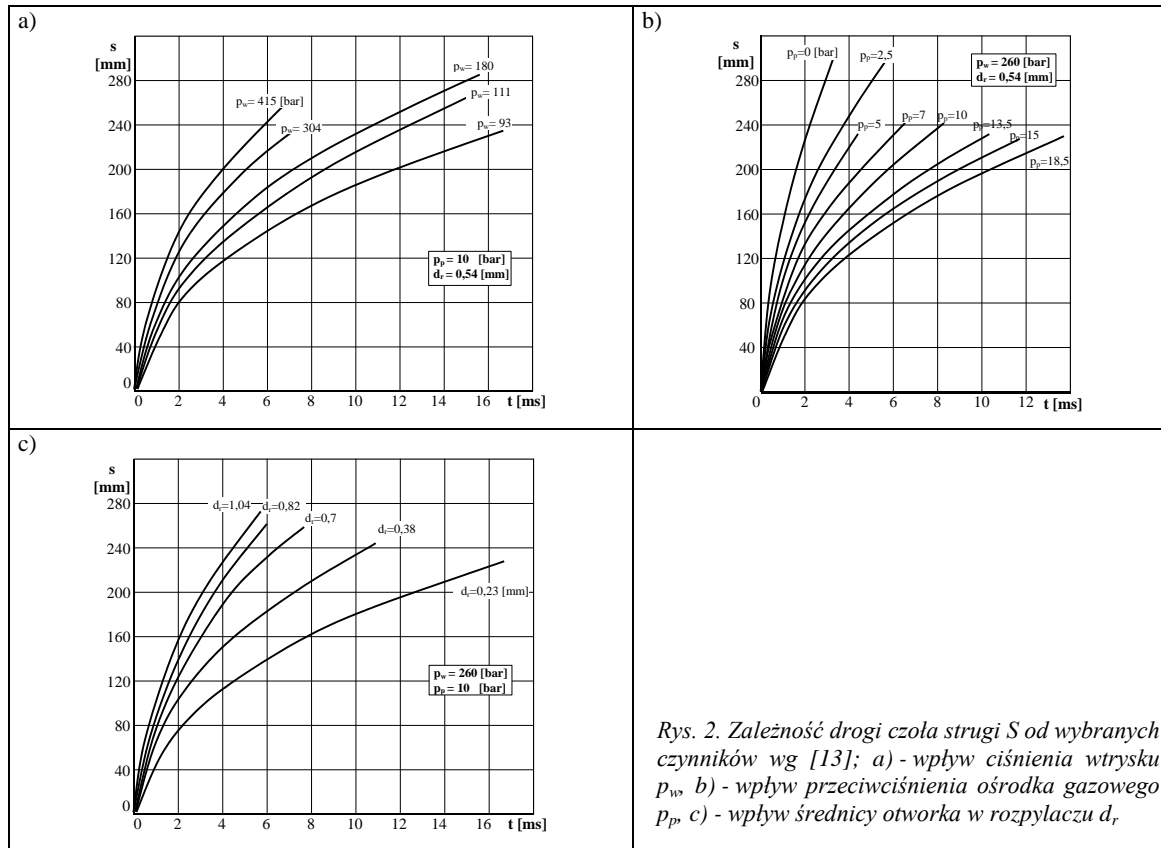
Przedstawione powyżej równania opisują podstawowe parametry rozpylonej strugi w oparciu

o zebrane dane eksperymentalne. Dla jeszcze lepszego odwzorowania zjawisk fizycznych w procesie wtrysku paliwa do komory spalania, jednak adekwatnie do założonej dokładności całego modelu cyklu roboczego silnika, należy uwzględnić takie zjawiska jak:

- interakcja strugi paliwa z wirami powietrza,
- odparowywanie chmury kropeł paliwa w strudze,

- rozmywanie strugi uderzającej o ścianki komory spalania,
- parowanie paliwa osiadającego na ściankach komory spalania itp.

Podmodele matematyczno-fizyczne dla tego rodzaju procesów są zaimplementowane w zaawansowanych pakietach symulacyjnych, m.in. w oprogramowaniu Diesel-RK [6], które zostało wykorzystane do wykonania bieżącej analizy.



Rys. 2. Zależność drogi czola strugi S od wybranych czynników wg [13]; a) - wpływ ciśnienia wtrysku p_w , b) - wpływ przeciwnościenia ośrodka gazowego p_p , c) - wpływ średnicy otworka w rozpylaczu d_r .

3. Obiekt i wybrane wyniki badań

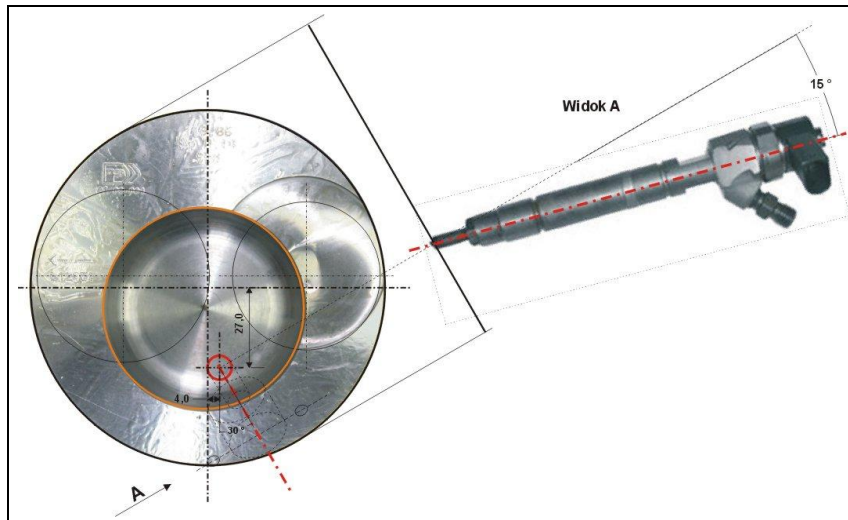
Obiektem, dla którego prowadzono obliczenia był projektowany silnik czterocylindrowy o zmiennym stopniu sprężania VCR [9]. Jego konstrukcja powstaje na bazie średnioobrotowej wysokoprężnej jednostki napędowej typu 4 VD 14,5/12-1 SRW. Zasadnicze parametry konstrukcyjne silników typu 4 VD są następujące: średnica cylindra - 120 mm, skok tłoka - 145 mm, pojemność skokowa - 6560 cm³, oryginalny, geometryczny stopień sprężania - 1:18, oryginalny kształt komory spalania – półotwarta, kulista, system spalania typu MAN-M z powierzchniowym tworzeniem mieszanki paliwowo-powietrznej (wtrysk na ściankę), oryginalny układ zasilania z pompą rzędowną, rozpylaczem jednootworkowym. Układ rozrządu: górnozaworowy OHV z wałkiem rozrządu umieszczonym w kadłubie obok wału korbowego, przeniesienie napędu z krzywek za pośrednictwem popychaczy ślizgowych, drążków, dźwigni zaworowych osadzonych na wspólnej

osi w głowicy. Jednak unikalną cechą konstrukcyjną tego silnika, decydującą o jego wyborze do celów badawczych, jest fizycznie istniejąca płaszczyzna podziału kadłuba pomiędzy skrzynią korbową a zespołem cylindrów. Pozwala to w stosunkowo prosty sposób realizować zmianę stopnia sprężania poprzez przesuw zespołu cylinder-głowica względem korpusu dolnego silnika, w którym ułożyskowany jest wał korbowy.

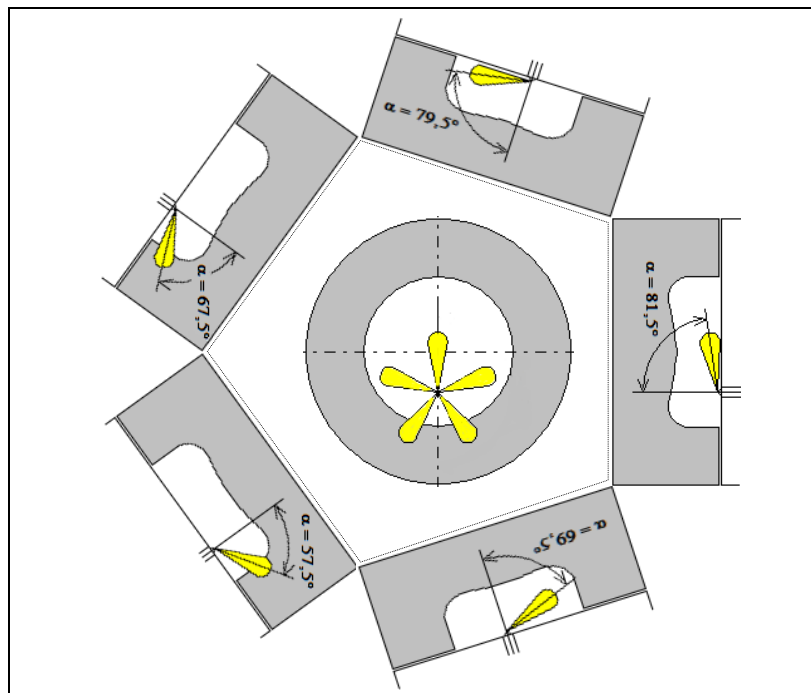
W procesie modyfikacji konstrukcji silnika, prowadzonym pod kątem przewidywanego, wielokierunkowego zakresu prac badawczych [11], dokonano zmiany rodzaju komory spalania na komorę otwartą typu „mexican hat”, zaś istniejący, konwencjonalny układ zasilania zastąpiono wysokociśnieniowym układem wtrysku typu „common-rail” z wtryskiwaczami sterowanymi elektromagnetycznie. Osiągnięto to poprzez odpowiednie zmiany konstrukcyjne, zastosowanie nowych tłoków o numerze referencyjnym MAHLE 055 57 00 oraz systemu wtryskowego, w skład którego wchodzi m.in. wysokociśnieniowa pompa

wtryskowa typu CR/CP1S3 (nr kat. BOSCH 0 445 020 002) oraz wtryskiwacze pięcioletkowe typu CR, nr katalogowy BOSCH 0 445 110 084 z rozpylaczami typu DLLA 143 P1069 o kącie wierzchołkowym stożka osi wtryskiwanych

strug wynoszącym 143° . Uzyskany zakres zmienności geometrycznego stopnia sprężania, odpowiadający przesunięciu cylindrów 0...10 mm wynosi od 1:19 do 1:9, co pozwala na realizację stosunkowo szerokiego zakresu prac badawczych.



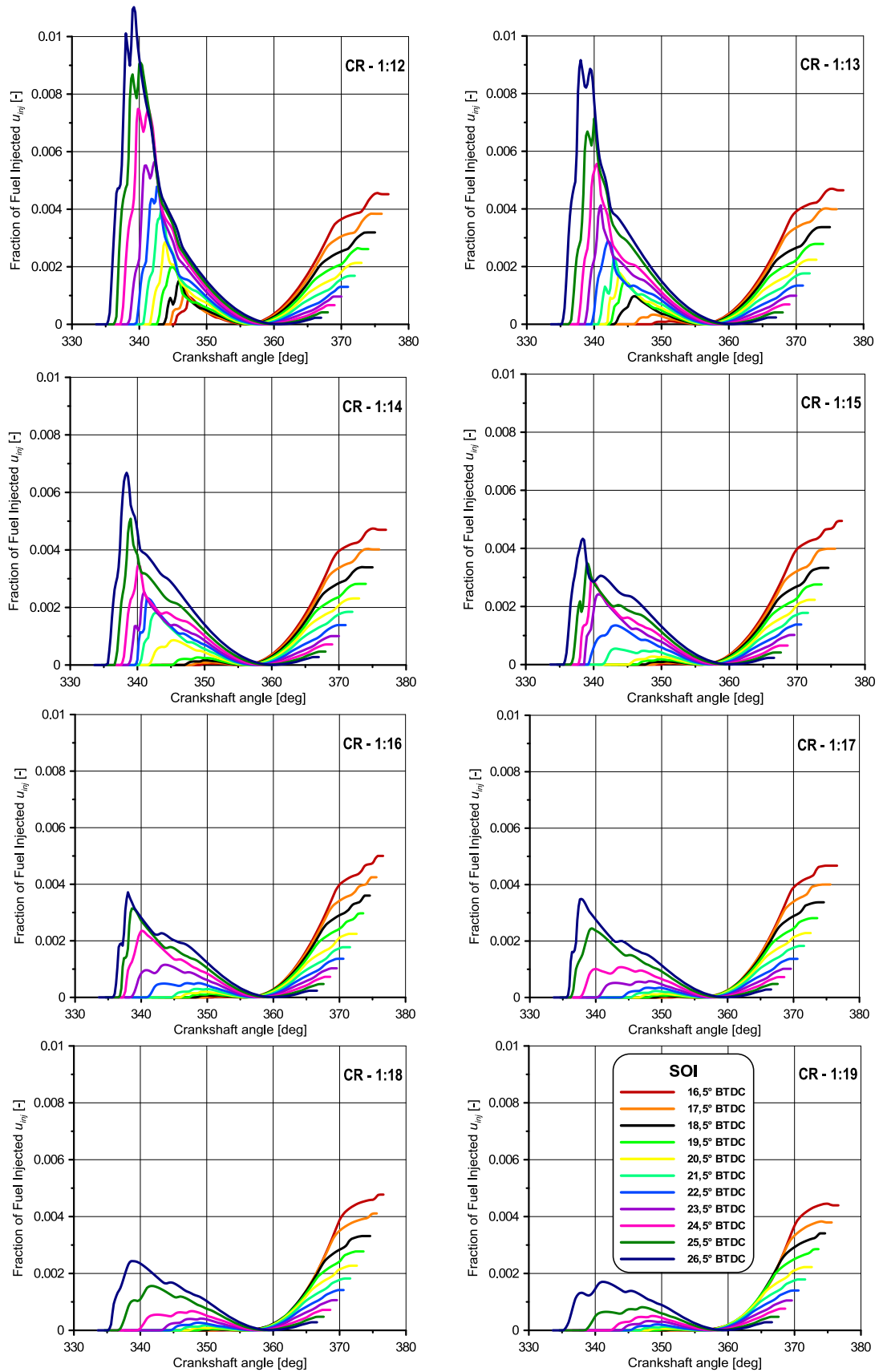
Rys. 3. Wzajemne usytuowanie denka tłoka z otwartą komorą spalania, zaworów oraz wtryskiwacza paliwa typu common-rail w eksperymentalnym silniku badawczym o zmiennym stopniu sprężania 4 VD 14,5/12-1 SRW VCR



Rys. 4. Schemat rozkładu przestrzennego generowanych strug paliwa w komorze spalania eksperymentalnego silnika badawczego o zmiennym stopniu sprężania 4 VD 14,5/12-1 SRW VCR – implementacja w programie Diesel-RK

W wyniku tych operacji uzyskano nieznacznie acentryczną pozycję komory spalania względem osi cylindra (rys. 3). Sposób i kierunek mocowania wtryskiwacza uwarunkowany jest zaś istniejącym kanałem w głowicy, którego oś odchylona jest o 15° od osi cylindra oraz obrócona o 30° względem osi symetrii tłoka. Również położenie końcówki rozpylacza jest przesunięte w stronę krawędzi tłoka (rys. 3). Stąd występuje również asymetryczne

usytuowanie strug wtryskiwanego paliwa, zarówno względem środka symetrii cylindra jak i komory spalania, jak również względem płaszczyzny denka tłoka. Schematycznie pokazano to na rysunku 4. W rezultacie kąt odchylenia poszczególnych strug paliwa od osi cylindra zawiera się w granicach od $57,5^\circ$ do $81,5^\circ$, co odpowiada kątowi wierzchołkowym stożków osi wtryskiwanych strug od 115° do 163° .



Rys. 5. Przebiegi zmian udziału masowego paliwa osiadającego na powierzchni tulei cylindrowej w okresie wtrysku u_{inj} dla różnych stopni sprężania (CR) i kątów wyprzedzenia wtrysku (SOI); wyniki dla prędkości obrotowej $n_{Mo} = 1300$ obr/min odpowiadającej max. momentowi obrotowemu $M_{omax} = 420$ Nm, dawka jedn. $q_{inj} = 8,6$ mg/wtrysk, ciśnienie wtr. $p_{inj} = 1000$ bar, okres wtrysku $\varphi_{inj} = 28,5^\circ$ CA

Dane konstrukcyjne i eksploatacyjne, wynikające z takiego ukończenia silnika badawczego, zaimplementowano w systemie Diesel-RK [6] (rys. 4). Przeprowadzono obliczenia cyklu roboczego silnika dla różnych stopni sprężania, kątów wyprzedzenia wtrysku, ciśnień wtrysku. Korzystając z możliwości programu, szczegółowej analizie poddano sposób dystrybucji paliwa w przestrzeni cylindra w okresie trwania wtrysku. Na rysunku 5 przedstawiono przykładowe wyniki obliczeń odnośnie zmian udziału dawki paliwa osiadającego na powierzchni gładzi cylindrowej u_{inj} ; dane na rys. 5 dotyczą punktu pracy silnika odpowiadającego maksymalnemu momentowi obrotowemu, tj. $n_{Mo} = 1300$ obr/min i $M_o = 420$ Nm. Jednostkowa dawka paliwa dla tych parametrów wynosi $q_{inj} = 8,6$ mg/wtrysk, natomiast okres trwania wtrysku przy ciśnieniu 1000 bar wynosi $\varphi_{inj} = 28,5^\circ$ obrotu wału korbowego. Analizowany zakres zmian stopnia sprężania zawierał się w granicach od 1:12 do 1:19, natomiast kąta wyprzedzenia wtrysku od $26,5^\circ$ do $16,5^\circ$ przed ZZ.

Na załączonych przebiegach (rys. 5) uwidocznione są dwa charakterystyczne obszary zwiększonej koncentracji paliwa na powierzchni tulei cylindrowej. Mechanizm powstawania pierwszego z nich, pojawiającego się przed zwrotem zewnętrznym tłoka, związany jest ze zjawiskiem bezpośredniego uderzenia strugi paliwa w powierzchnię tulei cylindrowej, względnie w powierzchnię denka tłoka w pobliżu jego krawędzi. Można zauważyć, że obszar ten charakteryzuje się stosunkowo dużą zmiennością w funkcji stopnia sprężania jak i kąta wyprzedzenia wtrysku. W najbardziej niekorzystnej konfiguracji obu tych parametrów (tj. CR = 1:12, SOI = $26,5^\circ$ BTDC) ilość osiadającego paliwa na powierzchni tulei cylindrowej chwilowo przekracza 1% całości wtrysniętej dawki paliwa. W trakcie ruchu tłoka w kierunku ZZ i zmniejszającej się odsłoniętej powierzchni tulei, a przy tym zgarniającego działania tłoka i pierścieni tłokowych oraz procesu parowania paliwa, ilość paliwa pozostającego na powierzchni tulei cylindrowej maleje praktycznie do zera. Po przekroczeniu przez tłok położenia ZZ ilość paliwa osiadającego na ściankach tulei cylindrowej ponownie rośnie. Na przedstawionych wykresach (rys. 5) zaczyna pojawiać się drugi obszar zwiększonej koncentracji paliwa w warstwie przyściennej tulei cylindrowej. Wizualizacja w programie Diesel-RK tej fazy cyklu roboczego silnika dowodzi, że dominującym mechanizmem osiadania paliwa na tulei cylindra jest teraz transfer paliwa poprzez płynięcie warstwy rozmytej strugi po powierzchni komory spalania i denka tłoka w kierunku krawędzi tłoka i powierzchni tulei cylindrowej. Charakterystyczne dla tego obszaru jest przy tym to, że wartość stopnia sprężania praktycznie nie wpływa na przebieg zmian ilości paliwa w warstwie przyściennej tulei – udział ten

zależy natomiast silnie od kąta wyprzedzenia wtrysku paliwa (rys. 5).

Obliczenia udziału masowego paliwa osiadającego na powierzchni tulei cylindrowej u_{inj} , w postaci przedstawionych na rys. 5 zbiorów charakterystyk, nie dają na tym etapie możliwości prostego, jednoznacznego ustalenia optymalnych parametrów pracy systemu wtryskowego przy różnych stopniach sprężania pod względem minimalizacji ilościowej analizowanego zjawiska. Konieczna jest dalsza synteza uzyskanych wyników. W globalnej (całościowej) ocenie przebiegów zmiennych, zwłaszcza w ocenie jakości układów automatyki i regulacji [1], wykorzystywane są tzw. wskaźniki całkowite. Są to funkcjonały zawierające m.in. określoną postać całki oznaczonej, konstruowane w ten sposób, aby ich wartości posiadały jednoznaczną interpretację fizyczną dla danego przebiegu/zjawiska. Dla analizowanych zagadnień, celem wyboru najbardziej korzystnej charakterystyki kąta wyprzedzenia wtrysku w funkcji stopnia sprężania, dokonano obliczeń wartości prostego funkcjonału o następującej postaci:

$$IF = \int_{\varphi_{SOI}}^{\varphi_{EOI}} u_{inj}(\varphi) d\varphi \quad (4)$$

gdzie:

IF - wartość wskaźnika całkowitego dla danej charakterystyki udziału masowego paliwa osiadającego na powierzchni tulei cylindrowej,

$u_{inj}(\varphi)$ - przebieg zmian udziału masowego paliwa osiadającego na powierzchni tulei cylindrowej w okresie wtrysku w funkcji kąta obrotu wału korbowego silnika,

φ_{SOI} - kąt obrotu wału korbowego odpowiadający początkowi wtrysku paliwa,

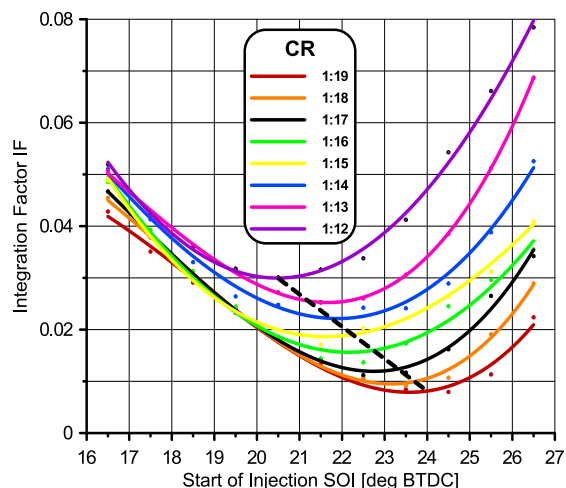
φ_{EOI} - kąt obrotu wału korbowego odpowiadający zakończeniu wtrysku paliwa,

$d\varphi$ - różniczka zmiennej całkowania φ (kąta obrotu wału korbowego).

Funkcją celu w dalszym etapie syntezy będzie minimum wskaźnika całkowitego – wartości obliczonych wg formuły (4), co przekładać się będzie na najmniejszy udział ciekłego paliwa tworzącego film na ściance tulei cylindrowej w całym okresie wtrysku paliwa.

Obliczone na podstawie przebiegów z rys. 5 wartości wskaźnika całkowitego dla różnych stopni sprężania przedstawiono na rys. 6 łącznie z ich aproksymacją za pomocą funkcji wielomianowych 3-go stopnia. Ekstrema – minima lokalne – poszczególnych krzywych wyznaczają najbardziej optymalny kąt wyprzedzenia wtrysku paliwa pod względem ograniczenia ilości osiadającego na tulei cylindrowej paliwa. Dla analizowanego punktu pracy silnika zawiera się on w granicach od ok. $24,0^\circ$ BTDC przy CR = 1:19 do ok. $20,5^\circ$ BTDC przy CR = 1:12 (linia przerywana na rys. 6).

Podobnie wg przedstawionego schematu można wyznaczyć optymalny, pod względem ilości osiadającego paliwa na tulei cylindra, kąt wyprzedzenia wtrysku dla innych warunków pracy silnika oraz innych strategii zasilania silnika paliwem.



Rys. 6. Przebiegi zmian wartości wskaźnika całkowego IF odpowiadającego globalnej ilości paliwa osiadającego na ścianie tulei cylindrowej w całym okresie wtrysku paliwa – aproksymacja wielomianami 3-go stopnia (warunki pracy silnika jak dla rys. 5); linia przerywana wskazuje optymalną charakterystykę kąta wyprzedzenia wtrysku w funkcji stopnia sprężania

4. Podsumowanie

W pracy, na podstawie analizy obliczeniowo-symulacyjnej rozprzestrzeniania się paliwa wewnątrz komory spalania, zaprezentowano skuteczną metodę wyznaczania najbardziej odpowiedniego kąta wyprzedzenia wtrysku paliwa w silniku o zmiennym stopniu sprężania VCR pod względem minimalizacji ilości paliwa zwilżającego ścianki tulei cylindra. W tym celu wykorzystano m.in. pakiet symulacyjny cyklu pracy silnika Diesel-RK, w skład którego wchodzi wiele-wymiarowe modele wtrysku i formowanie się strugi paliwa, w tym modele interakcji strugi z poszczególnymi ściankami komory spalania (tj. tłoka, cylindra i głowicy). Uzyskane wyniki wskazują, że zmniejszanie stopnia sprężania powoduje ogólny wzrost ilości osiadającego na powierzchni cylindra paliwa. Dla minimalizacji tego niekorzystnego zjawiska należy stosować odpowiednią regulację parametrów procesu wtrysku paliwa, w tym przede wszystkim sterowanie kątem wyprzedzenia wtrysku.

5. Podziękowania

Autorzy dziękują twórcom programu Diesel-RK z Moskiewskiego Państwowego Uniwersytetu Technicznego im. N.E. Baumana za możliwość wykorzystania ich oprogramowania w badaniach symulacyjnych.

Nomenclature/Skróty i oznaczenia

MPI MultiPoint Injection/wtrysk wielopunktowy benzyny (pośredni)
 GDI Gasoline Direct Injection/wtrysk bezpośredni benzyny
 HCCI Homogenous Charge Compression Ignition/samozapłon ładunku homogenicznego
 VCR Variable Compression Ratio/zmienny stopień sprężania
 DI Direct Injection/wtrysk bezpośredni
 CNG Compressed Natural Gas/sprężony gaz ziemny
 LPG Liquified Petroleum Gas/gaz skroplony
 PLIF/LIF (Planar) Laser Induced Fluorescence/laserowo indukowana fluorescencja (planarna)
 PLIEF/LIEF (Planar) Laser Induced Exciplex Fluorescence/laserowo indukowana fluorescencja exciplexowa (planarna)

PDA Phase Doppler Analyzer/Dopplerowski anemometr fazowy
 LEA Laser Extinction/Absorption Technique/analiza wygaszania/pochłaniania światła laserowego
 FEA Finite Element Analysis/analiza za pomocą elementów skończonych
 OHV Overhead valves/układ rozrządu górnorozworowy
 CR 1. Compression ratio/stopień sprężania
 2. Common Rail/system ze wspólną szyną paliwa
 SOI Start of Injection/początek wtrysku
 EOI End of Injection/koniec wtrysku
 TDC/ZZ top dead center/zwrot zewnętrzny tłoka
 BTDC Before Top Dead Center/przed zwrotem zewnętrznym tłoka
 CA/OWK Crankshaft angle/kąt obrotu wału korbowego

Bibliography/Literatura

- [1] Chłędowski M.: Wykłady z automatyki dla mechaników. Oficyna Wydawnicza Politechniki Rzeszowskiej, Rzeszów 2003.
- [2] EUCAR R&D for Europe, The European Council for Automotive R&D Conference, 2006, www.eucar.be.

- [3] Habermann K.: Demonstration Vehicle with Continuously Variable Compression Ratio (VCR). FEV Magazine "Spectrum", Issue 22, 2003; www.fev.com.
- [4] Heywood J. B.: Internal Combustion Engine Fundamentals. McGraw-Hill, New York 1988.
- [5] Kuleshov A. S.: Use of Multi-Zone DI Diesel Spray Combustion Model for Simulation and Optimization of Performance and Emissions of Engines with Multiple Injection. SAE Technical Paper No. 2006-01-1385, SAE International, Warrendale, PA, USA, 2006.
- [6] Kuleshov A. S.: DIESEL-RK Engine Simulation Software User Manual. Moscow 2004.
- [7] MCE-5 Development Tech Newsletters: www.mce-5.com.
- [8] Rault A.: Mid and Long Term Powertrains Evolution. Presentation at EUCAR Conference, 2002.
- [9] Woś P., Balawender K., Jakubowski M., Kuszewski H., Lejda K., Ustrzycki A.: Design of Affordable Multi-Cylinder Variable Compression Ratio (VCR) Engine for Advanced Combustion Research Purposes. SAE Technical Paper No. 2012-01-0414, SAE International, Warrendale, PA, USA, 2012.
- [10] Woś P., Jakubowski M.: Silnik tłokowy o zmiennym stopniu sprężania. Zgłoszenie patentowe nr P.389951 z dnia 18-12-2009 r. Biuletyn Urzędu Patentowego RP, nr 13/2011 (978), Warszawa 2011.
- [11] Woś P.: Procesy spalania niskotemperaturowego w silnikach tłokowych. [w:] Lejda K. (red.): Systemy i środki transportu samochodowego – wybrane zagadnienia. Seria: Transport, nr 3, Oficyna Wyd. Politechniki Rzeszowskiej, str. 229-234, Rzeszów 2012.
- [12] Xiaoping B., Minggao Y., Shu H., Zhixiong M.: A Multi-Zone Model for Diesel Spray Combustion. SAE Technical Paper No. 1999-01-0916, SAE International, Warrendale, PA, USA, 1999.
- [13] Zabłocki M.: Wtrysk i spalanie w silnikach wysokoprężnych. WKiŁ, Warszawa 1976.
- [14] Zhao H., Ladommatos N.: Engine Combustion Instrumentation and Diagnostics. SAE International, Warrendale, PA, USA 2001.

Praca naukowa finansowana ze środków budżetowych na naukę w latach 2010-2013 jako projekt badawczy.

Mr Paweł Woś, PhD – Assistant Professor in the Faculty of Mechanical Engineering and Aeronautics at Rzeszów University of Technology.

Dr inż. Paweł Woś – adiunkt na Wydziale Budowy Maszyn i Lotnictwa Politechniki Rzeszowskiej.



Mr Krzysztof Balawender, PhD – Assistant Professor in the Faculty of Mechanical Engineering and Aeronautics at Rzeszów University of Technology.

Dr inż. Krzysztof Balawender – adiunkt na Wydziale Budowy Maszyn i Lotnictwa Politechniki Rzeszowskiej.



Mr Mirosław Jakubowski, PhD – Assistant Professor in the Faculty of Mechanical Engineering and Aeronautics at Rzeszów University of Technology.

Dr inż. Mirosław Jakubowski – adiunkt na Wydziale Budowy Maszyn i Lotnictwa Politechniki Rzeszowskiej.



Mr Artur Jaworski, PhD – Assistant Professor in the Faculty of Mechanical Engineering and Aeronautics at Rzeszów University of Technology.

Dr inż. Artur Jaworski – adiunkt na Wydziale Budowy Maszyn i Lotnictwa Politechniki Rzeszowskiej.



Mr Hubert Kuszewski, PhD – Assistant Professor in the Faculty of Mechanical Engineering and Aeronautics at Rzeszów University of Technology.

Dr inż. Hubert Kuszewski – adiunkt na Wydziale Budowy Maszyn i Lotnictwa Politechniki Rzeszowskiej.



Prof. Kazimierz Lejda, DSc., DEng. – Professor in the Faculty of Mechanical Engineering and Aeronautics at Rzeszów University of Technology.

Prof. dr hab. inż. Kazimierz Lejda – profesor na Wydziale Budowy Maszyn i Lotnictwa Politechniki Rzeszowskiej.



Mr Adam Ustrzycki, PhD – Assistant Professor in the Faculty of Mechanical Engineering and Aeronautics at Rzeszów University of Technology.

Dr inż. Adam Ustrzycki – adiunkt na Wydziale Budowy Maszyn i Lotnictwa Politechniki Rzeszowskiej.

