

## Analysis of combustion process at multiphase injection at nonroad diesel engine

### Abstract:

*Introduction of multiphase fuel injection to nonroad vehicles allow to shape of combustion process, which has significant influence on engine operating indexes. Beside of ecological properties essential importance has also fuel consumption or culture of engine operating.*

*In the paper is prototype of multiphase injection system of nonroad engine presented. The study include also analysis of combustion process at control of multiphase injection in aspect of obtained engine operating indexes. At presented analysis also influence of injection regulation parameters at incylinder pressure were take into account.*

*Key words: combustion process, nonroad engine, operating indexes*

## Analiza procesu spalania przy zastosowaniu wielofazowego wtrysku w silniku diesla pojazdu nonroad

### Streszczenie:

*Wprowadzenie do silników pojazdów nonroad wielofazowego wtrysku paliwa pozwala na kształtowanie przebiegu procesu spalania, co istotnie wpływa na uzyskiwane wskaźniki jego pracy. Oprócz własności ekologicznych istotne znaczenie ma też zużycie paliwa czy np. kultura pracy silnika.*

*W pracy przedstawiono prototypowy system wtrysku wielofazowego silnika pojazdu nonroad. Praca zawiera także analizę procesu spalania przy zastosowaniu sterowania wielofazowym wtryskiem paliwa w aspekcie uzyskiwanych wskaźników pracy silnika. W analizie zwrócono również uwagę wpływu parametrów oraz sposobu podziału dawki wtryskiwanego paliwa na przebieg ciśnienia indykowanego.*

*Słowa kluczowe: proces spalania, pojazd nonroad, wskaźniki pracy*

## 1. Wprowadzenie

Pojazdy poruszające się głównie poza drogami utwardzonymi, a w szczególności ciągniki i maszyny rolnicze powinny charakteryzować się cechami, które umożliwiają wykonywanie zadań zgodnie z ich przeznaczeniem (wysoka niezawodność i trwałość, niskie koszty eksploatacji). W ostatnich latach rosnące wymogi związane z emisją szkodliwych substancji spowodowały znaczne zaawansowanie prac nad rozwiązaniami pozwalającymi m.in. na poprawę wskaźników jednostek napędowych tych pojazdów. Mimo, że niektóre rozwiązania zostały przejęte z pojazdów drogowych, ciągle poszukuje się jednak rozwiązań pozwalających na uzyskanie wysokiej trwałości i niezawodności przy równoczesnym obniżeniu kosztów wytwarzania i uproszczeniu obsługi i serwisowania. Specyfika pojazdów nonroad wymaga uwzględnienia niekorzystnych warunków ich pracy oraz ograniczenia wpływu innych czynników o charakterze eksploatacyjnym (jakość paliwa, staranność obsługi, itp.). Wśród użytkowników tego typu pojazdów istotne znacze-

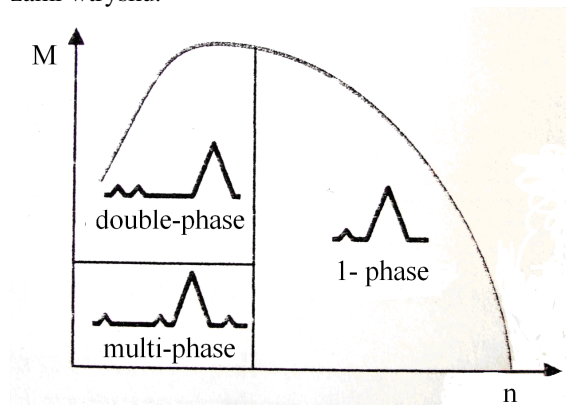
nie mają wskaźniki wpływające na uzyskanie wysokiej wydajności, korzystne cechy związane z ekonomią eksploatacji (m.in. niezawodność, trwałość, koszty obsługi, zużycie paliwa itp.) [9]. Znaczenia nabierają również takie cechy jak komfort użytkowania (drgania, hałaśliwość). Z drugiej strony limity emisji wprowadzane z kolejnymi normami emisji spalin EURO Stage/ TIER [1, 2, 3, 4] wymaga również znacznego nakładu pracy związanego z poprawę działania jednostki napędowej (optymalizacja systemu zasilania, procesu spalania [5] oraz dopracowania pozasilnikowych (aftertreatment) metod ograniczenia emisji szkodliwych związków spalin. Sprostanie tym częściowo sprzecznym wymaganiom wymaga szukania często kompromisowego rozwiązania.

Rozwój układów zasilania silników ZS spowodował powstanie rozwiązań umożliwiających realizowanie wtrysku paliwa w wielu fazach, dzięki czemu można uzyskać korzystny przebieg procesu spalania, a tym samym poprawić wybrane wskaźniki pracy silnika [1, 2, 5, 6, 9]. Dzięki wielofazowemu wtryskowi paliwa można wpływając na prze-

bieg ciśnienia indykowanego w cylindrze ograniczyć powstanie niekorzystnych warunków sprzyjających np. emisji tlenków azotu, równocześnie uzyskując obniżenie hałaśliwości pracy oraz ograniczenie drgań jednostki napędowej [6, 8]. Wśród rozwiązań pozwalających na wielofazowy wtrysk można wyróżnić układy zasobnikowe, układy indywidualnych zespołów wtryskowych (pompowtryskiwacz, pompa-przewód-wtryskiwacz) oraz inne rozwiązania. Każde z wymienionych rodzajów systemu zasilania posiada nieco inne możliwości kształtowania wtrysku paliwa (liczba faz oraz przebieg ciśnienia wtrysku).

## 2. Wtrysk wielofazowy w pojazdach nonroad

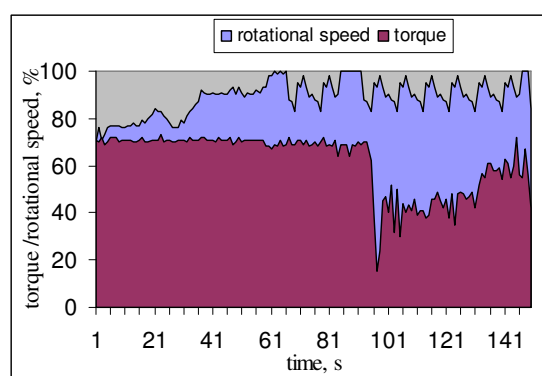
Zastosowanie wtrysku wielofazowego w silniku wysokoprężnym ma wiele zalet. Kształtowanie przebiegu wtrysku paliwa poprzez podział określonej dawki paliwa na części pozwala w rezultacie wpłynąć na przebieg procesu spalania w cylindrze. Moment zainicjowania wtrysku oraz ilość wtryskiwanego paliwa wpływają na przebieg krzywej ciśnienia indykowanego w cylindrze. Odpowiedniego doboru wymaga tutaj określenie podziału dawki paliwa oraz przesunięcie kątowe (kąt obrotu wału korbowego OWK) pomiędzy poszczególnymi fazami wtrysku.



Rys. 1. Możliwość podziału dawki paliwa na fazy silnika wysokoprężnego w polu charakterystyki zewnętrznej [10]

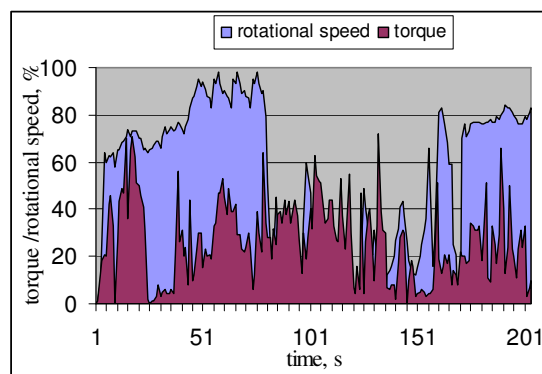
Jak widać na rysunku 1 w przypadku silników wysokoprężnych stosowanych w pojazdach mogących się poruszać poza drogami utwardzonymi podział dawki paliwa na więcej niż jedną fazę ogranicza się do dolnego zakresu prędkości obrotowych silnika, a wielofazowy wtrysk stosowany jest głównie przy obciążeniach częściowych. Dzięki temu można uzyskać zadowalające maksymalne wartości momentu obrotowego i mocy przy jednoczesnym obniżeniu emisji i poprawie wskaźników emisji hałasu głównie podczas pracy z obciążeniami częściowymi.

Uwzględniając wybrane zarejestrowane przebiegi obciążenia pojazdów nonroad, które posłużyły do budowy cyklu NRTC według regulacji EPA [3] (rys. 2, 3, 4) można przeprowadzić analizę w jakim polu pracy pracują poszczególne pojazdy i urządzenia. Zarejestrowany cykl pracy ciągnika rolniczego wykonującego orkę (rys. 2) pokazuje trudne warunki pracy odpowiadające prędkości obrotowej zbliżonej do znamionowej i równoczesnym maksymalnym wykorzystaniu momentu obrotowego (wartości ok. 70% momentu obrotowego przy prędkości znamionowej odpowiadają punktom pracy silnika położonym na zewnętrznej charakterystyce silnika). W tym przypadku obciążenia zgodnie z rys.1 zastosowanie znajduje jednofazowy wtrysk.



Rys. 2. Przykładowy przebieg obciążenia silnika podczas pracy ciągnika rolniczego

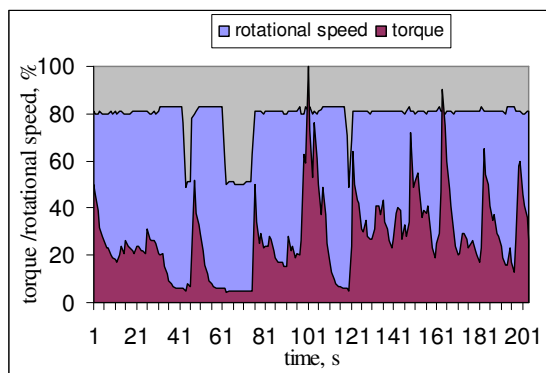
Jak widać podczas cyklu pracy koparkoładowarki pojawiają się zarówno punkty pracy odpowiadające maksymalnej prędkości obrotowej i niepełnemu obciążeniu jak i niepełnemu obciążeniu uzyskiwanemu przy prędkości obrotowej znacznie niższej niż maksymalna. Ta analiza obrazuje, że silnik pracuje we wszystkich wyszczególnionych obszarach pracy, największy zaś udział dotyczy obszaru 2 (double-phase) oraz 3 (1-phase) (rys. 3).



Rys. 3. Przykładowy przebieg obciążenia silnika podczas pracy koparkoładowarki

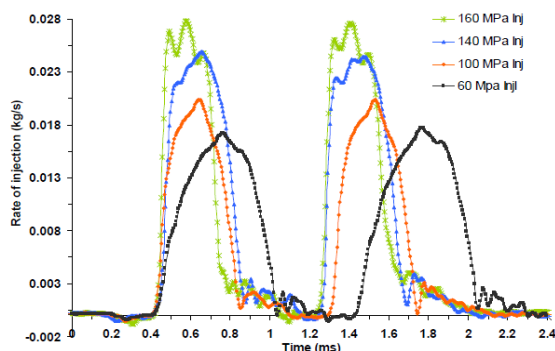
Praca agregatu prądotwórczego to z kolei głównie znaczna zmiana obciążenia podczas cyklu pracy przy prędkości obrotowej ustalonej na ok. 80% znamionowej prędkości obrotowej (rys. 4).

Zastosowanie wielu faz (3 lub więcej faz) jest zatem w przypadku pojazdów nonroad ograniczone zazwyczaj do pracy na biegu jałowym oraz wykonywania mało obciążających prac, których udział w całkowitym czasie eksploatacji jest zazwyczaj niewielki.



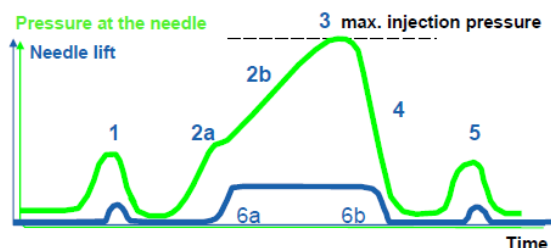
Rys. 4 Przykładowy przebieg obciążenia podczas pracy agregatu prądotwórczego

Istotną kwestią jest ciśnienie wtrysku uzyskiwane w układzie wtryskowym. Wpływ ciśnienia wtrysku na dystrybuowanie dawki paliwa do cylindra przedstawia rys. 5.



Rys. 5 Przebieg dwufazowego wtrysku paliwa w zależności od ciśnienia w układzie zasilania [7]

Z analiza wykresu wynika, że wtrysk paliwa przy niższych ciśnieniach powoduje oprócz wielu innych implikacji wydłużenie czasu potrzebnego do wtrysnięcia określonej dawki.

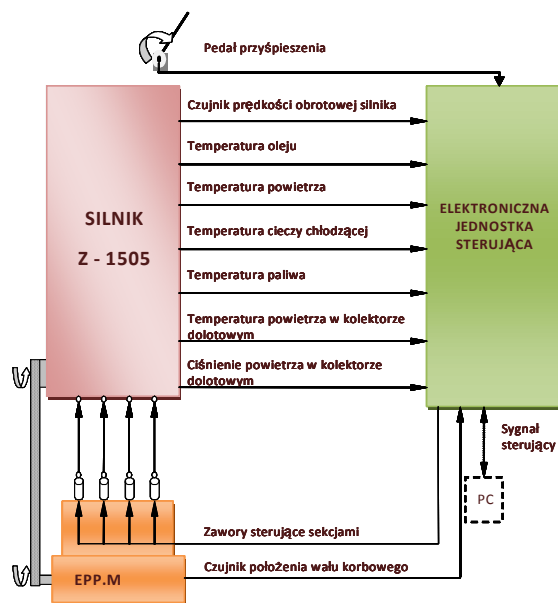


Rys. 6. Przemieszczenie iglicy wtryskiwacza podczas wielofazowego wtrysku [2]

W przypadku wtrysku wielofazowego należy także zwrócić uwagę na fakt osiągania rzeczywistych wartości ciśnienia podczas wtrysku poszczególnych faz (rys. 6). Osiągnięcie maksymalnego ciśnienia związane jest w niektórych przypadkach z potrzebą odpowiednio zastosowania długiego czasu otwarcia wtryskiwacza.

### 3. Koncepcja układu wtrysku wielofazowego pojazdu nonroad

Rosnące wymagania jeżeli chodzi o najnowsze modele pojazdów nonroad sprawiają, że zastosowań rozwiązań pozwalających na wpływanie na przebieg procesu spalania w silniku, a tym samym osiągnięcie korzystnych wskaźników pracy silnika jest nieodzowne. Wśród wprowadzanych rozwiązań znaczną uwagę zwraca się na możliwość podziału dawki paliwa na fazy oraz uzyskiwanie wysokiego ciśnienia wtryskiwanego paliwa. Standardowa sekcyjna pompa wtryskowa stwarza w tym względzie pewne ograniczenia, gdyż dawka paliwa wtryskiwana jest w całości w ciągu trwania fazy wtrysku. Możliwości osiągnięcia wysokiego ciśnienia przez tego typu układy są pochodną ich konstrukcji. W przypadku pojazdów poruszających się głównie poza drogami utwardzonymi nie bez znaczenia jest prostota, a przede wszystkim niezawodność konstrukcji przy jednoczesnej niewielkiej wrażliwości na niekorzystne warunki otoczenia, jakość stosowanych materiałów eksploatacyjnych. W tym przypadku wykorzystanie sprawdzonych komponentów układu wtryskowego można uznać za pożądane. Sprostanie wymogom jakie stawia się nowoczesnym pojazdom nonroad wiąże się jednak z opracowaniem zmodyfikowanych lub całkowicie nowych układów wtryskowych. Oprócz rozwiązań nowych układów głównie z pojazdów drogowych (układy pompowtryskiwaczy, układy zasobnikowe Common Rail) możliwy jest wybór innej drogi polegającej na wprowadzeniu do standardowych rozwiązań pewnych modyfikacji. Jedną z takich możliwości stwarza sekcyjna pompa wtryskowa, która dzięki przeprowadzeniu stosownych modyfikacji pozwala na sprostanie podstawowym wymogom. Jak wynika z analizy sposobu pracy silników pojazdów nonroad podział dawki paliwa na fazy można ograniczyć do maksymalnie 3 faz (wtrysk wstępny, zasadniczy, powtrysk). Drogą do realizacji osiągnięcia takiego celu jest zmiana powiązań kinematycznych elementów pompy (zarys krzywki napędu sekcji tłoczących) oraz wprowadzenie elementów decydujących o przebiegu wtrysku (elektrozawór upustowy każdej sekcji tłoczącej). Dalszą możliwością wpływu na proces spalania daje wprowadzenie wtryskiwaczy sterowanych elektrycznie. Koncepcję takiej konstrukcji opartej na sterowaniu za pomocą ECU przedstawia rys. 7.



Rys. 7 Schemat zmodyfikowanego układu wtryskowego z sekcijną pompą wtryskową

Jednostka sterująca tak skonfigurowanego układu współpracuje z czujnikami, z których najistotniejsze znaczenie mają czujnik prędkości obrotowej silnika i położenia wału korbowego oraz elektroniczny pedał przyspieszenia. Oprócz tego sygnały z pozostałych czujników (rys. 7) są traktowane jako korygujące. W sekcyjnej pompie zastosowano natomiast tłoczki o stałej krawędzi tłoczącej, uzupełnionej o elektrozawory zamontowane w każdej z sekcji. Rolą tych aktuatorów jest regulacja ciśnienia w układzie wtryskowym, co pozwala w rezultacie osiągnięcie podziału dawki na fazy oraz decydowanie o początku wtrysku danej fazy. Podstawowe parametry pompy wtryskowej przedstawiono w tabeli 1

Tabela 1. Podstawowe parametry pompy Motorpal

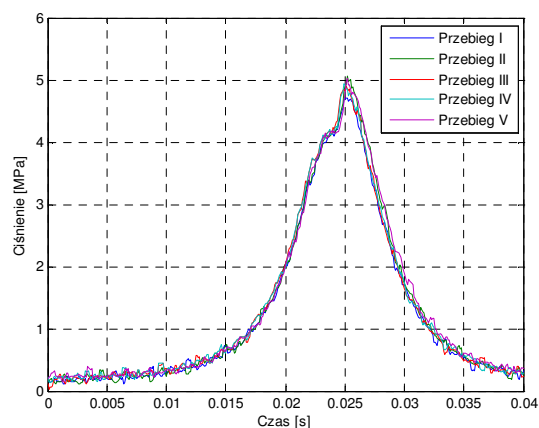
Lp.	Parametr/ jednostka	wartość
1	Maksymalna moc cylindra, kW	35
2	Liczba sekcji tłoczących	4
3	Skok tłoka sekcji, mm	15
4	Maksymalne ciśnienie robocze pompy, MPa	180
5	Maksymalna prędkość obrotowa wałka pompy, obr/min	1200
6	Rozstaw sekcji tłoczących, mm	45
7	Średnica zewnętrzna sekcji tłoczącej, mm	35
8	Moc maksymalna napędu pompy, kW	5,4

Jak wynika z danych zawartych tabeli maksymalne ciśnienie jakie może wytworzyć opisywany układ wynosi 180 MPa, co zwracając uwagę na specyfikę silników pojazdów nonroad, należy uznać

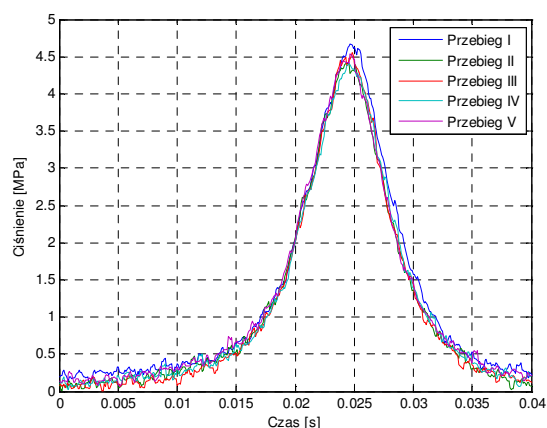
za wartość zadowalającą. Należy jednak zwrócić uwagę, że jest to maksymalna wartość ciśnienia paliwa w układzie wtryskowym nie zaś wartość występująca podczas całego procesu wtrysku. Zastosowanie standardowych wtryskiwaczy może spowodować znaczne ograniczenie wartości tego ciśnienia do poziomu zbliżonego do ciśnienia otwarcia wtryskiwacza.

#### 4. Analiza wyników badań

Badania wpływu sposobu podziału dawki paliwa na fazy w silniku pojazdu nonroad przeprowadzono na stanowisku do symulacji obciążenia silnika. Zarejestrowano przebiegi ciśnienia indykowanego przy wtrysku jednorazowo do cylindra całej przygotowanej dawki paliwa (rys. 8) oraz w drugim przypadku przy jej podziale na 2 fazy (rys. 9).



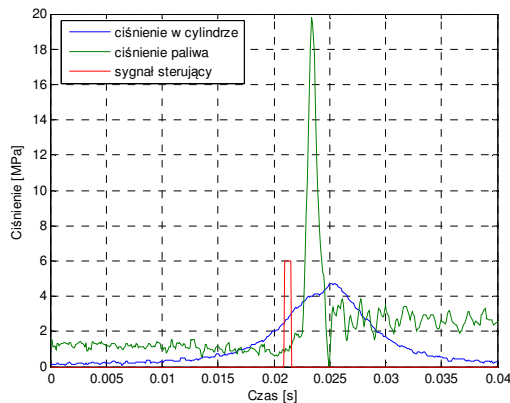
Rys. 8 Przebieg ciśnienia indykowanego kilku następujących po sobie cyklach pracy (wtrysk 1-fazowy)



Rys. 9 Przebieg ciśnienia indykowanego kilku następujących po sobie cyklach pracy (wtrysk 2-fazowy)

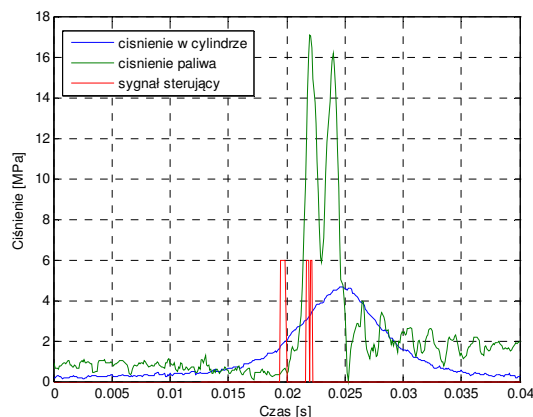
Analizując wyniki badań wstępnych (rys. 8 i 9) widać nierównomierność pracy pomiędzy następującymi po sobie cyklami pracy, równocześnie można stwierdzić, że maksymalna wartość ciśnienia w

przypadku wtrysku 1-fazowego jest ok. 10% większa (ok. 5 MPa) niż w przypadku wtrysku 2-fazowego (ok. 4,5 MPa). Jednocześnie zastosowanie wtrysku podzielonego na 2 fazy pozwala uzyskać łagodniejszy przyrost ciśnienia indykowanego, co objawia się m.in. mniejszą hałaśliwością oraz drganiami generowanymi podczas pracy silnika. Zarejestrowane przebiegi ciśnienia w układzie wtryskowym (w przewodzie łączącym sekcję tłoczącą z wtryskiwaczem) oraz znacznik sygnału sterującego pozwalają na analizę procesu wtrysku. Przebieg ciśnienia wtrysku (rys. 10) pokazuje szybki jego przyrost do wartości ok. 20 MPa oraz następujące drgania po zakończeniu wtrysku. Z wykresu (rys. 10) można również wyznaczyć opóźnienie jakie powstaje pomiędzy sygnałem sterującym elektrozaworem sekcji tłoczącej, a rzeczywistym zainicjowaniem wtrysku.



Rys. 10 Przebieg ciśnienia wtrysku oraz sygnału sterującego sekcją tłoczącą (wtrysk 1-fazowy)

Porównując przebiegi ciśnienia w układzie zasilania paliwem przy jedno- i dwufazowym wtrysku (rys. 10 i 11) widać spadek maksymalnego ciśnienia do ok. 17 MPa przy pierwszej fazie oraz ok. 16 MPa w drugiej fazie wtrysku.



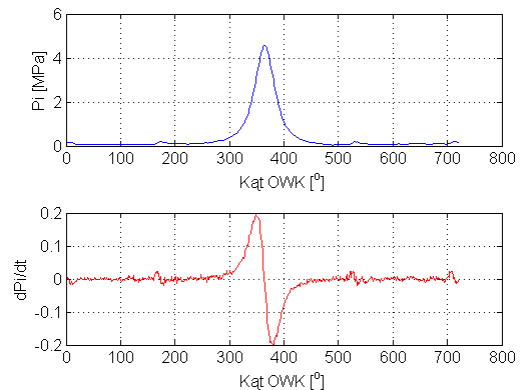
Rys. 11 Przebieg ciśnienia wtrysku oraz sygnału sterującego sekcją tłoczącą (wtrysk 2-fazowy)

Zbadano również przebieg ciśnienia indykowanego oraz ciśnienia wtrysku w przypadku róż-

nych sposobów podziału dawki paliwa. Analizę uzupełniono o przedstawienie przyrostów odpowiednich ciśnień w czasie, co pozwoliło na porównanie procesu spalania przy uwzględnieniu sposobów podziału dawki paliwa na fazy. Przebiegi odpowiednich ciśnień dla prędkości obrotowej 1200 obr/min przedstawiono na rys. 12-25. Badania wykonano dla kilku ustawień wtrysku dawki paliwa (tab.2).

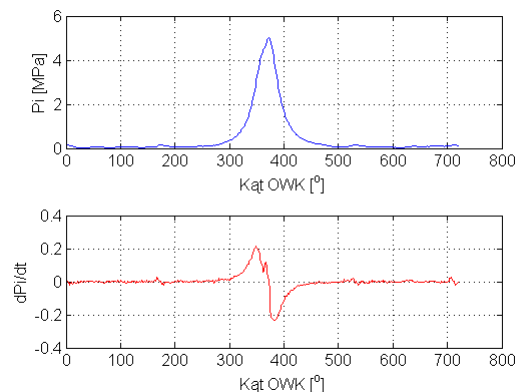
Tabela 2. Podstawowe parametry wybranych ustawień wtrysku dawki paliwa

Oznaczenie sposobu wtrysku	Kąt wtrysku dawki głównej, °OWK	Kąt wtrysku predawki, °OWK
1-faz	9	-
2-faz I	9	15
2-faz II	9	18
2-faz III	9	21



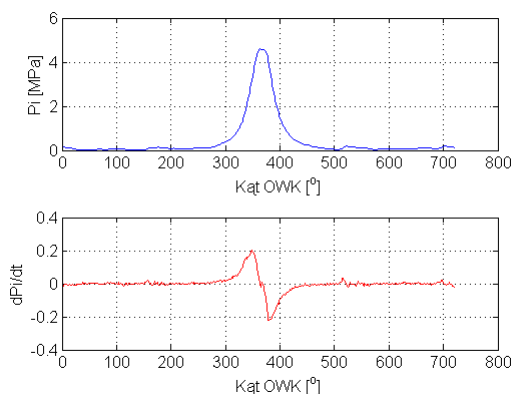
Rys. 12 Przebieg ciśnienia  $P_i$  oraz jego zmiany  $dP_i/dt$  przy wyłączeniu dawkowania paliwa

Równomierny przebieg zarówno wzrostu jak spadku ciśnienia prezentuje próba przeprowadzona podczas wyłączenia dawkowania paliwa w badanym cylindrze (rys. 12). Spalanie paliwa w cylindrze podczas wtrysku jednofazowego powoduje nierównomierny przyrost ciśnienia indykowanego wyraźnym przyrostem ciśnienia  $dP_i/dt$  (rys. 13).



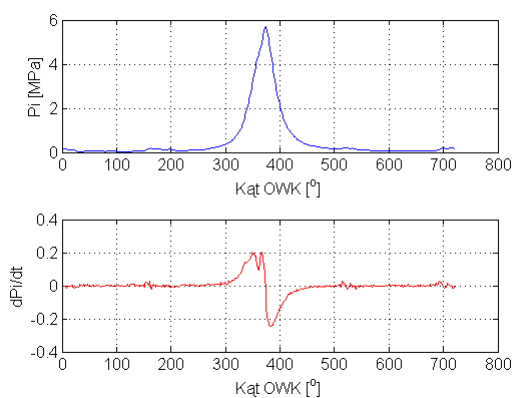
Rys. 13 Przebieg ciśnienia  $P_i$  oraz jego zmiany  $dP_i/dt$  przy wtrysku jednofazowym

Poszczególne ustawienia parametrów wtrysku oznaczono jako wtrysk jednofazowy bądź dwufazowy z odpowiednimi cyframi „I”, „II” i „III” (tab.2; rys. 14-16). W przypadku „I” można zauważyć łagodny przyrost ciśnienia podczas spalania przy równoczesnym obniżeniu maksymalnej jego wartości (rys. 14).

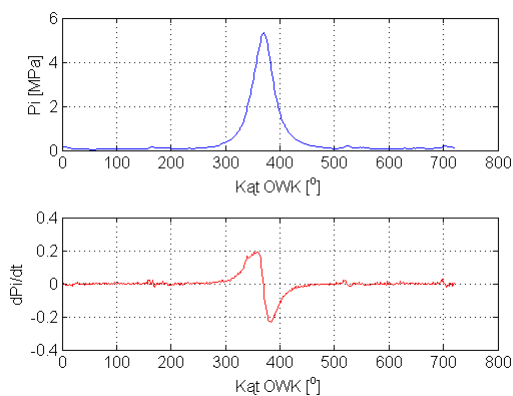


Rys. 14 Przebieg ciśnienia  $P_i$  oraz jego zmiany  $dP_i/dt$  przy wtrysku dwufazowym I

W przypadku większego odstępu pomiędzy fazami wtrysku (przypadek „II”) można zaobserwować nierównomierność wzrostu ciśnienia  $dP_i/dt$  (rys. 15) przy równoczesnym wzroście maksymalnej wartości ciśnienia indykowanego (rys. 15).

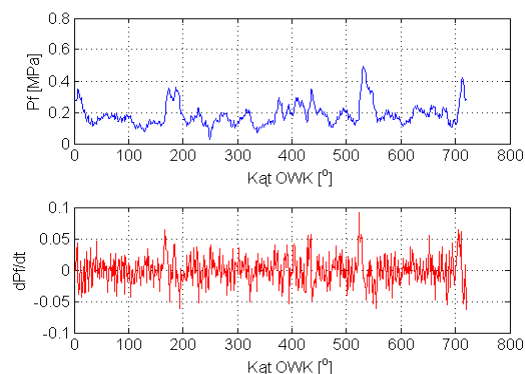


Rys. 15 Przebieg ciśnienia  $P_i$  oraz jego zmiany  $dP_i/dt$  przy wtrysku dwufazowym II

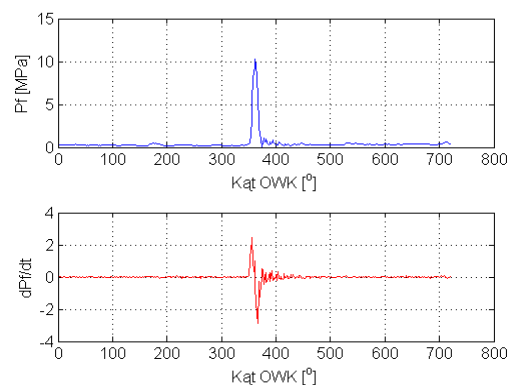


Rys. 14 Przebieg ciśnienia  $P_i$  oraz jego zmian  $dP_i/dt$  przy wtrysku dwufazowym III

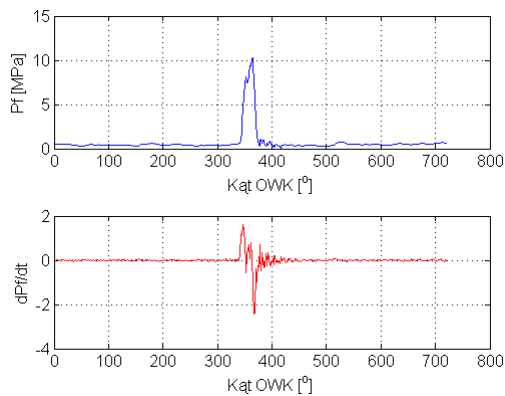
Z kolei skrócenie czasu pomiędzy fazami przy sterowaniu wtryskiem dwufazowym „III” w stosunku do przypadku „I” powoduje bardzo łagodny przyrost ciśnienia w końcowej fazie procesu spalania (rys. 16). Przebiegi ciśnienia paliwa dla poszczególnych przypadków sterowania wtryskiem pokazują rys. (17 – 21) Również w tym przypadku różnice pomiędzy odpowiednimi sposobami podziału dawki paliwa są istotne (szczególnie analizując wskaźnik  $dP_f/dt$ ). Bardzo niewielki odstęp pomiędzy poszczególnymi fazami powoduje np. niemalże ciągły wzrost ciśnienia bez widocznego podziału przebiegu na dwie fazy (rys. 21).



Rys. 17 Przebieg ciśnienia wtrysku  $P_f$  oraz przyrostu ciśnienia  $dP_f/dt$  przy wyłączeniu dawkowania paliwa

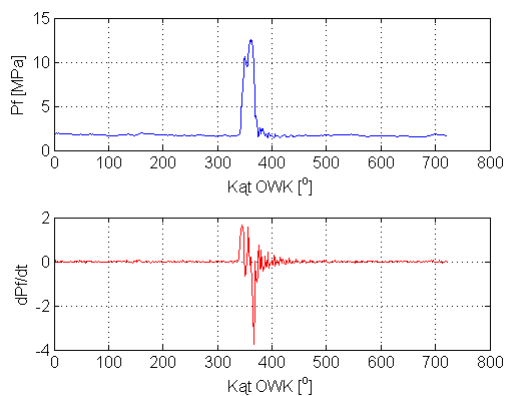


Rys. 18 Przebieg ciśnienia wtrysku  $P_f$  oraz przyrostu ciśnienia  $dP_f/dt$  przy wtrysku jednofazowym

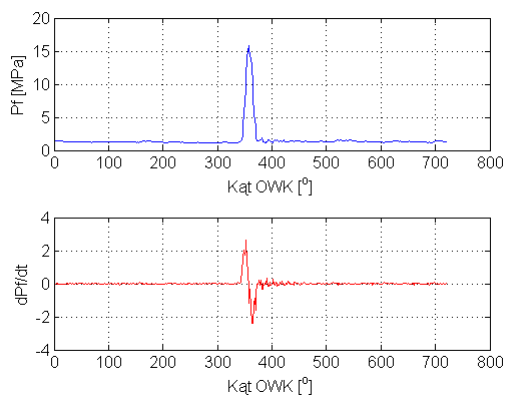


Rys. 19 Przebieg ciśnienia wtrysku  $P_f$  oraz przyrostu ciśnienia  $dP_f/dt$  przy wtrysku dwufazowym I

Z kolei sterowanie wtryskiem dwufazowym w przypadku „I” oraz „II” generuje powstanie łatwych do wyodrębnienia faz przyrostu ciśnienia wtrysku (rys. 19, 20).

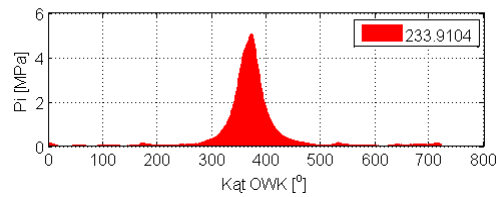


Rys. 20 Przebieg ciśnienia wtrysku  $P_f$  oraz przyrostu ciśnienia  $dP_f/dt$  przy wtrysku dwufazowym II



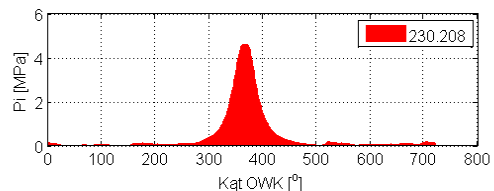
Rys. 21 Przebieg ciśnienia wtrysku  $P_f$  oraz przyrostu ciśnienia  $dP_f/dt$  przy wtrysku dwufazowym III

Przeprowadzono również analizę porównawczą pól pod krzywymi ciśnienia indykowanego dla opisywanych sposobów podziału dawki paliwa (rys. 22-25).

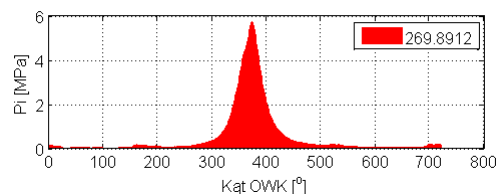


Rys. 22. Pole wykresu indykatorowego otwartego przy wtrysku jednofazowym

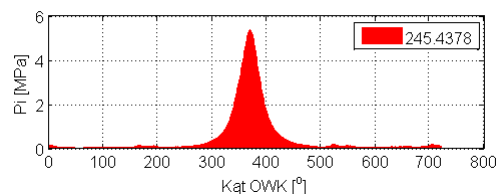
Analizując wartości obliczone w wyniku całkowania rozpatrywanych przebiegów można zauważyć znaczące różnice szczególnie porównując jednofazowy wtrysk paliwa (rys. 22) z wtryskiem dwufazowym (rys. 24 i 25). W przypadku wtrysku dwufazowego (II i III) uzyskano co prawda wzrost wartości całki o ok. kilkanaście procent, ale równocześnie zaobserwowano zwiększenie maksymalnych wartości ciśnienia wewnątrz cylindra co może niekorzystnie wpływać na kulturę pracy silnika oraz emisję niektórych składników spalin (np.  $NO_x$ ).



Rys. 23. Pole wykresu indykatorowego otwartego przy wtrysku dwufazowym I



Rys. 24. Pole wykresu indykatorowego otwartego przy wtrysku dwufazowym II



Rys. 25. Pole wykresu indykatorowego otwartego przy wtrysku dwufazowym III

## 5. Podsumowanie

Silniki pojazdów nonroad muszą spełniać coraz ostrzejsze wymagania odnośnie trwałości, ograniczonej emisji substancji szkodliwych, dużej mocy i momentu przy równoczesnym obniżeniu zużycia paliwa. Zastosowanie korzystnego pod względem ekonomicznym rozwiązania sekcyjnej pompy wtry-

skowej wyposażonej w elektrozawory regulujące ciśnienie w układzie wtryskowym pozwala na zrealizowanie wtrysku wielofazowego. Jak wykazują przeprowadzone badania wstępne zastosowanie opisywanego rozwiązania pozwala wpływać na proces spalania przez odpowiednią regulację sposobu wtrysku paliwa do cylindra. Jak pokazały eksperymenty możliwy jest podział dawki na fazy oraz zmiana oprócz wielkości dawki również kąta wyprzedzenia wtrysku zarówno dawki głównej jak i pozostałych faz wtrysku. Ze względu jednak na ograniczenia związane z uwarunkowaniami mechaniczno-hydraulicznymi pompy sekcyjnej możliwe

jest teoretycznie podział dawki paliwa na maksymalnie 3 fazy, co w przypadku specyfiki pracy silników pojazdów nonroad może okazać się wystarczające.

### Acknowledgements/ Podziękowania

Praca została wykonana w ramach projektu sfinansowanego z funduszu Narodowego Centrum Badań i Rozwoju w latach 2009 - 2011 jako projekt badawczy o numerze N N502447436.

### Nomenclature/Skróty i oznaczenia

Nonroad - pojazdy poruszające się poza drogami utwardzonymi  
ECU Electronic Control Unit /elektroniczna jednostka sterująca

NRTC – NonRoad Transient Cycle/ cykl dynamiczny pojazdów nonroad  
 $P_i$  – ciśnienie indykowanego, MPa  
 $P_f$  - ciśnienie wtrysku, MPa

### Bibliography/Literatura

- [1] Block M. C.: Engine technologies for nonroad Tier 3 and Tier 4, NVMA/NSHA/ NIOSH DPM Workshop Elko NV, 2007 s. 1-45
- [2] Busch R.: Advanced Diesel Common Rail Injection system for future emission legislation, 10<sup>th</sup> Diesel Emission Reduction Conference 2004 s.1- 27
- [3] Dieselnet- Emission Test Cycle: [www.dieselnet/standards/cycles](http://www.dieselnet/standards/cycles)
- [4] EPA: Nonroad diesel emission standards – Staff technical paper, United States Environmental Protection Agency 2001s. 1-40
- [5] Gauding M., Brands T., Felschl C., Hottenbach P., Hasse C., Pauls C., Gruenefeld G., Peters N.: Experimental and Numerical Investigation of Ignition Mechanisms for Multiple Injection Strategies at Diesel Engine-Like Conditions, Institut für Technische Verbrennung, RWTH Aachen University, Germany
- [6] Han Z., Uludogan A., Hampson G.J. and Reitz R.D.: Mechanism of Soot and NO<sub>x</sub> Emission Reduction Using Multiple-Injection in a Diesel Engine, SAE paper no 960633 2003 s. 1-19
- [7] Kourosh K.: Characterization of Multiple-Injection Diesel Sprays at Elevated Pressures and Temperatures, University of Brighton, Doctor of philosophy thesis, 2007 s. 1 - 190
- [8] Kulkarni M.: Multiphase mechanisms and fluid dynamics in gas injection. Enhanced oil recovery processes, Louisiana State University dissertation 2005 s. 1-258
- [9] Reitz R.D., Hanson R., Splittem D. Kokjohn S.: Improving Fuel Efficiency with Fuel-Reactivity-Controlled Combustion, ERC Symposium 2009 s. 1-28
- [10] Suzuki M., Tsuzuki N., Teramachi Y.: The New Toyota L-4 direct injection diesel engine – Toyota D-4D Clean Power Concept, 26. Internationales Wiener Motoren-Symposium Wien 2005

Andrzej Bieniek, PhD, MEng - doctor in the Faculty of Mechanical Engineering at Opole University of Technology.

*Dr. inż. Andrzej Bieniek, adiunkt na Wydziale Mechanicznym Politechniki Opolskiej.*



Mariusz Graba, MEng -PhD student in the Faculty of Mechanical Engineering at Opole University of Technology.

*Mgr inż. Mariusz Graba – doktorant na Wydziale Elektrotechniki, Informatyki i Autoamtyki Politechniki Opolskiej*



Jarosław Mamala, PhD, MEng - doctor in the Faculty of Mechanical Engineering at Opole University of Technology

*Dr. inż. Jarosław Mamala – adiunkt na Wydziale Mechanicznym Politechniki Opolskiej.*

