

## **TECHNOLOGIA STEROWANIA SILNIKAMI POJAZDÓW OFF-ROAD**

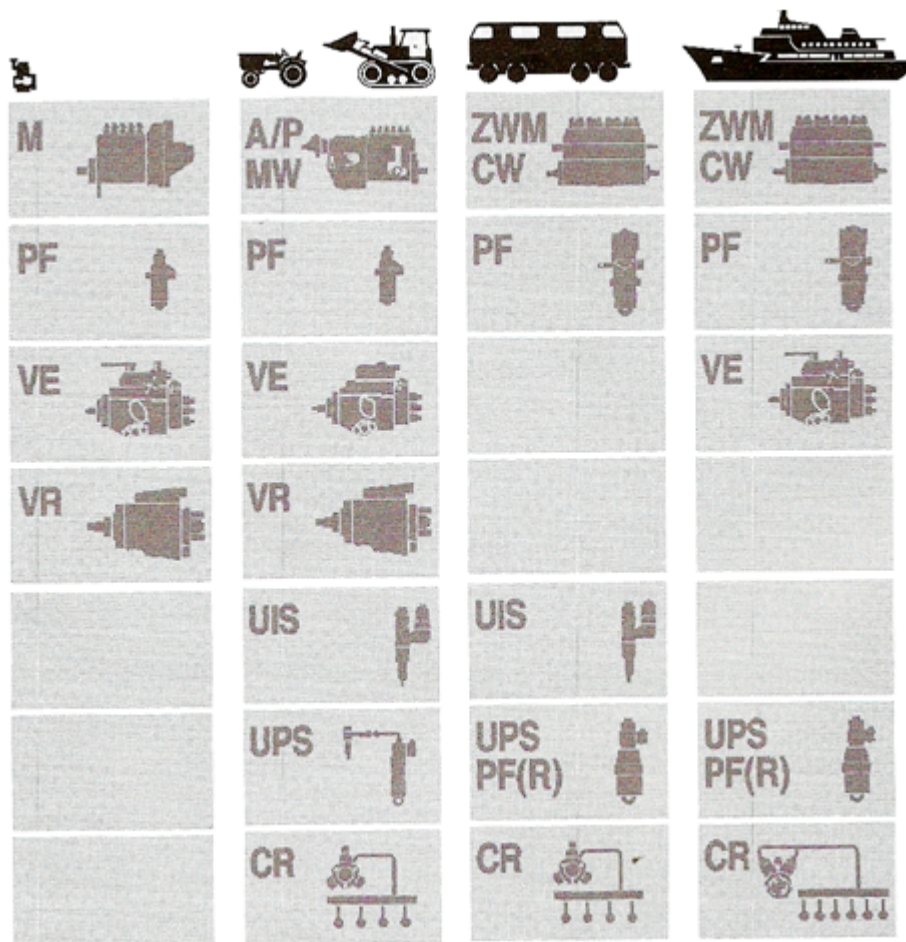
### **1. Wstęp**

Wśród wielu rodzajów pojazdów i maszyn wyposażonych w tradycyjne silniki spalinowe można wyróżnić te, które poruszają się i wykonują swoje zadania głównie poza drogami utwardzonymi. Grupa ta nazywana jest często pojazdami typu off-road [47, 70] bądź też w ustawodawstwie dotyczącym między innymi norm emisji spalin jako nonroad [14-16, 33, 67]. Obie nazwy określające tę grupę pojazdów można spotkać w literaturze obcojęzycznej, ale również w polskich publikacjach dotyczących omawianej grupy pojazdów [47]. Czasami proponuje się alternatywne określenie ich jako pojazdy pozadrogowe lub o zastosowaniach pozadrogowych [45]. Do rozważanej grupy można zaliczyć szeroki wachlarz różnego rodzaju pojazdów począwszy od spalinowych kosiarek do trawy przez stacjonarne i mobilne agregaty i zespoły prądotwórcze oraz szereg pojazdów używanych w rolnictwie czy leśnictwie (ciągniki, kombajny, zrywarki itp.), maszyny i pojazdy budowlane (koparki, spychacze, ładowarki, itp.), aż po lokomotywy spalinowe czy jednostki pływające. Ta bardzo szeroka grupa pojazdów posiada podgrupy o bardzo zróżnicowanych cechach użytkowych, co przekłada się na potrzebę zastosowania różnego rodzaju rozwiązań szczegółowych jeżeli chodzi o silnik oraz jego osprzęt. Specyfika zastosowań poszczególnych grup pojazdów predysponuje jednak głównie do zastosowania (z nielicznymi wyjątkami) silnika o zapłonie samoczynnym. W praktyce więc spotyka się współcześnie głównie silniki wysokoprężne zasilane olejem napędowym, choć coraz częściej pojawiają się konstrukcje, które mogą być zasilane również innymi paliwami – tzw. paliwami alternatywnymi, do których możemy zaliczyć np. alkohole (metanol, etanol), estry metylowe wyższych kwasów tłuszczowych, paliwa uzyskane z biomasy itp. Przystosowanie poszczególnych grup do wykonywania specyficznych zadań posiada swoje odbicie w różnorodności konstrukcyjnej jednego z najistotniejszych systemów silnika jakim jest układ wtryskowy (rys. 1.1.).

Dominujący w przypadku pojazdów drogowych trend do stosowania zasobnikowego wysokociśnieniowego układu zasilania paliwem typu Common Rail, jest w niektórych grupach pojazdów pozadrogowych znacznie mniej wyraźny. Jest to związane z wieloma aspektami użytkowania tego typu pojazdów oraz przepisami emisji substancji szkodliwych. W wielu przypadkach istotne jest zapewnienie bardzo wysokiej trwałości, niezawodności oraz znacznej tolerancji na warunki eksploatacji (m.in. jakość stosowanego paliwa, możliwość zastosowania paliw alternatywnych, zapylenie, itp.). Nie bez znaczenia jest także łatwość obsługi, sprostanie niektórym przyzwyczajeniom użytkowników oraz cena końcowa danego rozwiązania. W związku z tym na rynku można znaleźć wiele konstrukcji opartych na

Projekt współfinansowany przez Unię Europejską ze środków Europejskiego Funduszu Rozwoju Regionalnego  
w ramach Regionalnego Programu Operacyjnego Województwa Opolskiego na lata 2007 – 2013  
"Inwestujemy w Twoją przyszłość"

klasycznych bardzo trwałych rozwiązaniach (rzędowe bądź indywidualne pompy wtryskowe, indywidualne zespoły wtryskowe).



Rys. 1.1. Zastosowanie układów wtryskowych do różnych rodzajów pojazdów nonroad: (M, A/P, MW, ZWM, CW -rzędowe pompy wtryskowe; PF – indywidualne pompy wtryskowe, VE – osiowe rozdzielaczowe pompy wtryskowe, VR- promieniowe rozdzielaczowe pompy wtryskowe, UIS – pompowtryskiwacze, UPS, PF(R) – indywidualne zespoły wtryskowe, CR – zasobnikowe układy Common Rail [9]

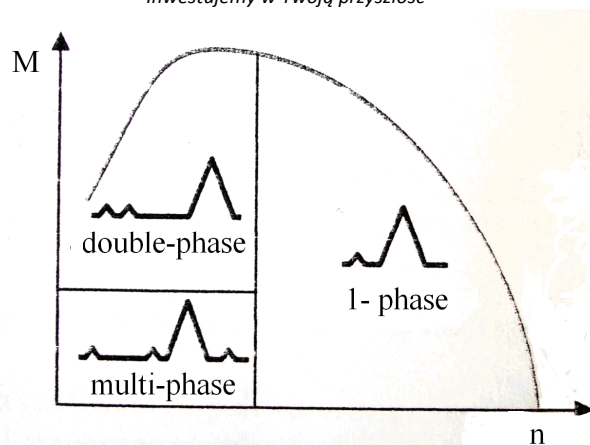
Rozwiązania te choć posiadają pewne ograniczenia (m.in. jeżeli chodzi o podział dawki na fazy), próbują konkurować z zaawansowanymi technicznie układami zasobnikowymi. Jednym z istotnych aspektów konkurencyjności klasycznych układów wtryskowych jest spełnienie coraz bardziej rygorystycznych norm emisji spalin wprowadzanych z całą stanowczością przepisach regulujących emisję pojazdów nonroad [14-16, 67]. Spełnienie przyszłościowych norm emisji wymaga zastosowania pozasilnikowych metod ograniczenia

*Projekt współfinansowany przez Unię Europejską ze środków Europejskiego Funduszu Rozwoju Regionalnego  
w ramach Regionalnego Programu Operacyjnego Województwa Opolskiego na lata 2007 – 2013  
"Inwestujemy w Twoją przyszłość"*

emisji (katalizator zasobnikowy, filtr cząstek stałych). W tym aspekcie nie bez znaczenia pozostaje wpływ układów zasilania oraz napełniania silnika (recykulacja spalin, system doładowania silnika, układ wtryskowy) na przebieg samego procesu spalania. Bardzo ważne z punktu widzenia wpływu na przebieg procesu spalania ma sterowanie wtryskiem paliwa z możliwością podziału dawki paliwa na fazy. Połączenie zalet rozwiązań klasycznych z poprawą możliwości sterowania dawką paliwa dzięki zmodyfikowaniu konstrukcji daje realne możliwości dalszego rozwoju układów opartych na rzędowych bądź indywidualnych pompach wtryskowych.

Dla użytkowników rozważanego typu pojazdów bardzo istotne są koszty eksploatacji obejmujące oprócz zużycia paliwa, również naprawy oraz związane z nimi koszty nieplanowanych przestojów. Klasyczne układy dzięki bardzo dużej trwałości i niezawodności, ale także dużej tolerancji na jakość paliwa, mogą tutaj stanowić konkurencję do nowoczesnych układów zasobnikowych. Połączenie korzystnych ze względu na eksploatację cech konstrukcyjnych sprawdzonych od wielu lat klasycznych układów zasilania paliwem ze zwiększonymi choć ograniczonymi możliwościami sterowania dawkowaniem paliwa charakterystycznymi dla wysokociśnieniowych układów zasobnikowych wydaje się być w przypadku pojazdów nonroad rozwiązaniem bardzo pożądanym. Z tego względu uzyskanie takiego rozwiązania układu zasilania paliwem, które spełni postawione powyżej podstawowe wymagania wiąże się z modyfikacją klasycznych konstrukcji układów wtryskowych. Głównym celem takiej modyfikacji powinna być wobec tego minimalna ingerencja w układ wytwarzania wysokiego ciśnienia, przy umożliwieniu kształtowania jego przebiegu w taki sposób, aby możliwe stało się wtryskiwanie paliwa w kilku fazach. Podział dawki na odpowiednią liczbę faz powinien zapewnić ograniczenie emisji substancji szkodliwych, a równocześnie poprawić inne istotne wskaźniki pracy silnika (m.in. zmniejszenie zużycia paliwa, ograniczenie hałaśliwości). Jak pokazują wyniki badań niektórych badaczy [67] wystarczająca w przypadku pojazdów nonroad może okazać się możliwość podziału dawki maksymalnie na 3 fazy (rys. 1.2).

Projekt współfinansowany przez Unię Europejską ze środków Europejskiego Funduszu Rozwoju Regionalnego  
 w ramach Regionalnego Programu Operacyjnego Województwa Opolskiego na lata 2007 – 2013  
 "Inwestujemy w Twoją przyszłość"



Rys. 1.2. Możliwość podziału dawki paliwa na fazy silnika pojazdu nonroad w polu charakterystyki zewnętrznej [10]

Analizując przewidywane główne pole pracy silnika rozważanych pojazdów można stwierdzić, że pracują one znaczną część czasu w polu, w którym wystarcza wtrysnięcie dawki podzielonej na maksymalnie 2 fazy. Podział na większą liczbę faz może przyczynić się oprócz ograniczenia emisji substancji szkodliwych także do znacznego ograniczenia drgań silnika, a w rezultacie zmniejszenia jego hałaśliwości. Rozpatrywana wynikowa konstrukcja zmodyfikowanego klasycznego układu zasilania powinna więc zapewnić wtrysk dawki paliwa w kilku fazach (przynajmniej w 2 fazach) z możliwością zmian zarówno ilości paliwa jak i położenia danej fazy wtrysku. Liczba faz, ich położenie oraz udział całkowitej dawki paliwa w poszczególnych fazach wymaga jednak przeprowadzenia bardzo szczegółowych badań.

## 2. Sterowanie układem wtryskowym

### 2.1. Charakterystyka systemu sterowania

We współczesnych rozwiązaniach konstrukcyjnych silnika, znaczącą rolę odgrywa elektroniczna jednostka zarządzająca jego pracą zwana ECU silnika. Dzięki znacznemu w ostatnich latach rozwojowi układów elektronicznych i mikroprocesorowych możliwe stały się pomiary wielkości, które do niedawna ze względu na swoją szybkozmiennność lub złożoność były niemożliwe. Znajomość tych wielkości pozwoliła na precyzyjne sterowanie elementami wykonawczymi, co znacznie przyczyniło się do poprawy własności dynamicznych, ekologicznych, ekonomicznych oraz własności eksploatacyjnych silników spalinowych. Głównym zadaniem ECU jest sterowanie w oparciu o dane pomiarowe z czujników, elementami wykonawczymi, którymi są w nowoczesnych silnikach spalinowych np. wtryskiwacze paliwa, zawory recyrkulacji spalin, przepustnice, cewki zapłonowe i inne

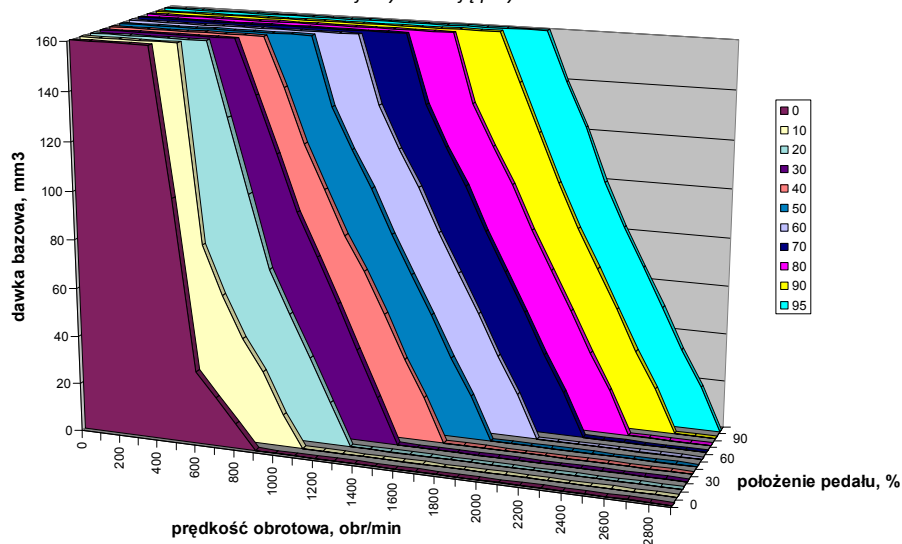
*Projekt współfinansowany przez Unię Europejską ze środków Europejskiego Funduszu Rozwoju Regionalnego  
w ramach Regionalnego Programu Operacyjnego Województwa Opolskiego na lata 2007 – 2013  
"Inwestujemy w Twoją przyszłość"*

nastawniki [12, 20, 25, 27, 40, 64, 65]. Kluczowym sygnałem wejściowym do ECU silnika o zapłonie samoczynnym, jak już przedstawiono w rozdziale 3 jest informacja o położeniu wału korbowego silnika w danym cyklu pracy. We współczesnym elektronicznie sterowanym silniku jest to sygnał z czujnika położenia wału korbowego i położenia wałka rozrządu w tym przypadku położenia wałka krzywkowego pompy. To właśnie w oparciu o te sygnały jednostka sterująca oblicza precyzyjnie moment wtrysku paliwa dla aktualnego punktu pracy silnika spalinowego, w zależności od prędkości obrotowej jego wału korbowego oraz obciążenia silnika. Sterownik w oparciu o algorytm zapisany w ECU oblicza czas trwania wtrysku (co ma bezpośrednie przełożenie na dawkę paliwową) oraz kąt wyprzedzenia wtrysku. Aby wykorzystać w pełni możliwości sterowania mechatronicznej pompy wtryskowej i spełnić wymogi emisji spalin, została ona wyposażona w taki sterownik silnika. Nowa rzędowa pompa wtryskowa oprócz ECU została wyposażona w dwa czujniki tj. czujnik położenia wałka krzywkowego oraz czujnik prędkości obrotowej wału korbowego, a sekcje tłoczące doposażono w elektrozawory. Dzięki takiemu rozwiązaniu sterownik otrzymuje informację o punkcie pracy silnika i fazie tłoczenia poszczególnych sekcji pompy. Elektrozawory sekcji tłoczącej podłączono indywidualnie do sterownika w taki sposób, że mogą być one sterowane niezależnie.

Na wielkość dawki paliwa mają również wpływ inne parametry silnika jak temperatura i ciśnienie powietrza w kolektorze dolotowym, temperatura paliwa i cieczy chłodzącej, dlatego wyposażono silnik w czujniki do pomiaru tych wielkości. Oprócz wyjść sterujących elektrozaworami sekcji tłoczących, sterownik ECU ma również wyjście sterowania zaworem recyrkulacji spalin EGR. Wyjście to generuje sygnał PWM (modulacja szerokości impulsu) lub pracuje w trybie dwustanowym w zależności od rodzaju podłączonego zaworu.

Sygnały z wszystkich czujników rozmieszczonych na silniku są przetwarzane i wykorzystywane przez ECU silnika do generowania sygnałów sterujących pracą układu wtryskowego. W sterowniku zawarte są podstawowe mapy sterujące, na podstawie, których następuje sterownie elektrozaworami umieszczonymi w pompie wtryskowej oraz dodatkowe charakterystyki korygujące dawkę paliwa. Jedną z omawianych map sterowania jest ustalenie dawki bazowej w zależności od położenia pedału mocy oraz prędkości obrotowej wału korbowego silnika (rys. 2.1).

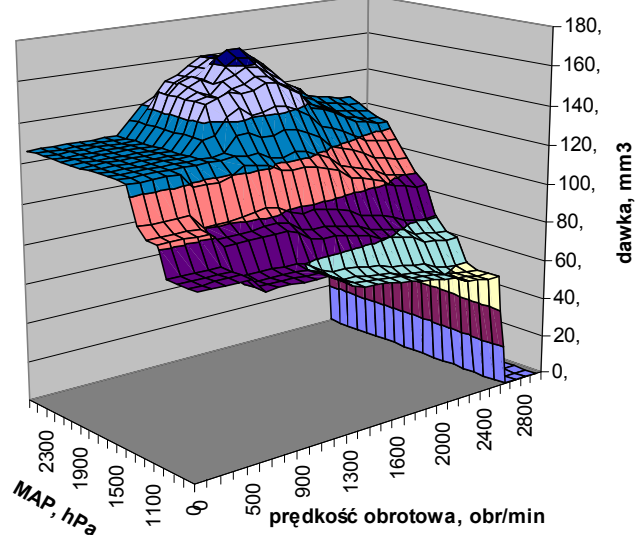
Projekt współfinansowany przez Unię Europejską ze środków Europejskiego Funduszu Rozwoju Regionalnego  
 w ramach Regionalnego Programu Operacyjnego Województwa Opolskiego na lata 2007 – 2013  
 "Inwestujemy w Twoją przyszłość"



Rys. 2.1. Podstawowa mapa sterowania elektrozaworem dawkowania umieszczonym w pompie wtryskowej w zależności od położenia pedału i prędkości obrotowej wału korbowego silnika [42].

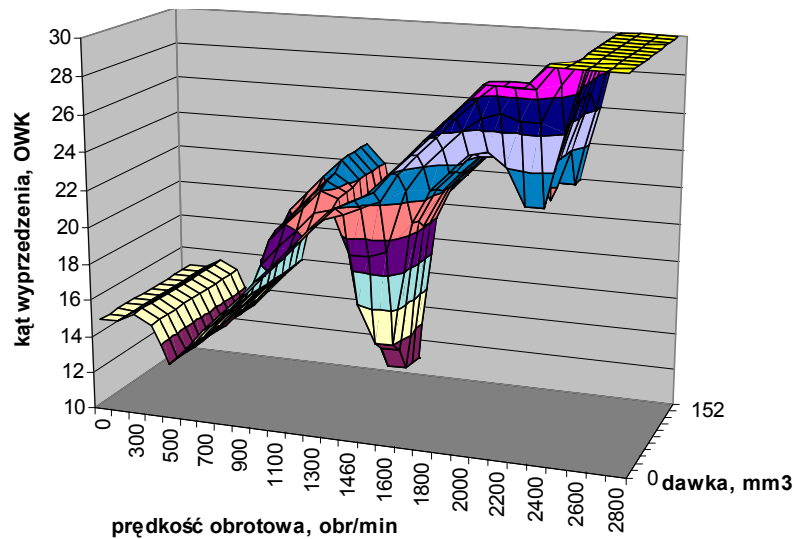
Tak wygenerowana wartość bazowej dawki paliwa jest korygowana w oparciu o kolejne mapy przedstawiające zależność dawki paliwa od ciśnienia powietrza w kolektorze dolotowym. Temperatura i ciśnienie powietrza jest odczytywana ze zintegrowanego czujnika ciśnienia i temperatury (MAP-sensor) umieszczonego w układzie dolotowym (rys. 2.2). Zatem maksymalna dawka paliwa wtryskiwana jest przy średnich prędkościach obrotowych wału korbowego silnika oraz wysokich wartościach ciśnienia w układzie dolotowym. Odpowiada to pracy silnika w obszarze zbliżonym do pola maksymalnego momentu obrotowego.

Projekt współfinansowany przez Unię Europejską ze środków Europejskiego Funduszu Rozwoju Regionalnego  
w ramach Regionalnego Programu Operacyjnego Województwa Opolskiego na lata 2007 – 2013  
"Inwestujemy w Twoją przyszłość"



Rys. 2.2. Mapa sterowania elektrozaworem w zależności od prędkości obrotowej i ciśnienia w kolektorze dolotowym [42]

Moment wtrysku paliwa sterowany jest za pomocą kolejnej mapy z wykorzystaniem czujników położenia wałka krzywkowego pompy wtryskowej oraz wału korbowego silnika przy kącie wyprzedzenia wtrysku, który jest określony na podstawie mapy opisującej go w funkcji prędkości obrotowej wału korbowego silnika i dawki paliwa (rys. 2.3.).

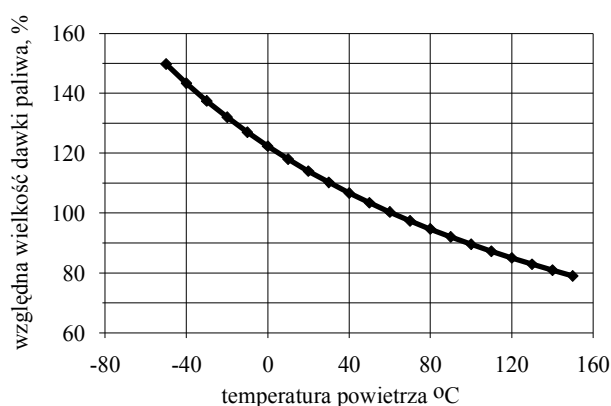


Rys. 2.3 Mapa kąta wyprzedzenia wtrysku w zależności od prędkości obrotowej wału korbowego i ciśnienia w kolektorze dolotowym [42]

Projekt współfinansowany przez Unię Europejską ze środków Europejskiego Funduszu Rozwoju Regionalnego  
w ramach Regionalnego Programu Operacyjnego Województwa Opolskiego na lata 2007 – 2013  
"Inwestujemy w Twoją przyszłość"

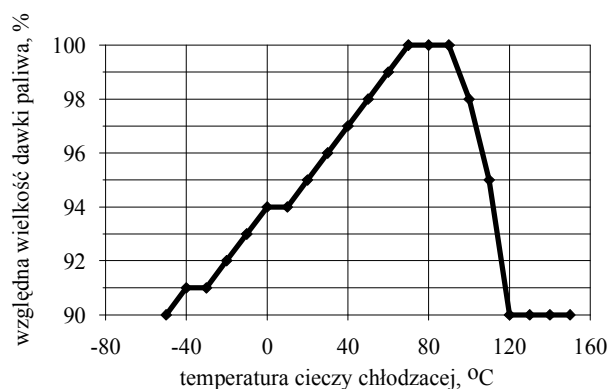
Dodatkowe parametry mające wpływ na wielkość dawki paliwa oraz kąt wyprzedzenia wtrysku to:

- temperatura powietrza w kolektorze dolotowym (rys. 2.4),



Rys. 2.4. Względna wielkość dawki paliwa w zależności od temperatury powietrza [42]

- temperatura cieczy chłodzącej (rys. 2.5),

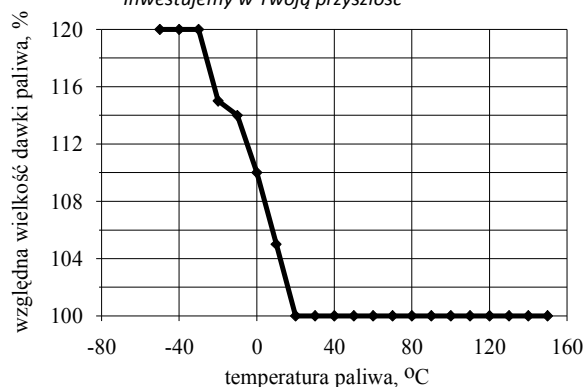


Rys. 2.5. Względna wielkość dawki paliwa w zależności od temperatury cieczy chłodzącej [42]

- temperatura paliwa doprowadzona do pompy wtryskowej (rys. 2.6),

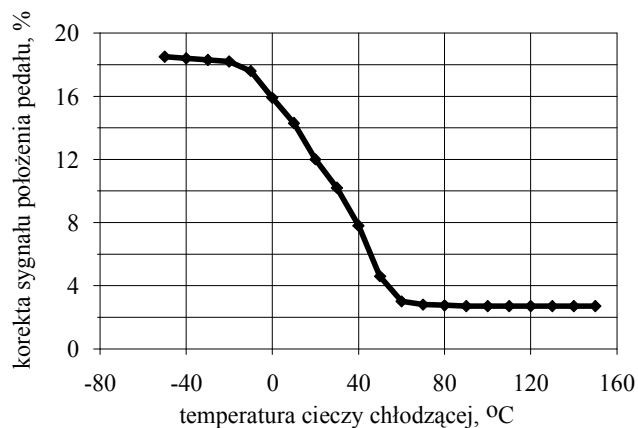


Projekt współfinansowany przez Unię Europejską ze środków Europejskiego Funduszu Rozwoju Regionalnego w ramach Regionalnego Programu Operacyjnego Województwa Opolskiego na lata 2007 – 2013  
"Inwestujemy w Twoją przyszłość"



Rys. 2.6. Względna wielkość dawki paliwa w zależności od temperatury paliwa [42]

Dodatkowo przy korekcie dawki paliwa pod uwagę brany jest również sygnał położenia pedału przyspieszenia, którego wartość jest zależna od temperatury cieczy chłodzącej (rys. 2.7).



Rys. 2.7. Korekta sygnału położenia pedału w zależności od cieczy chłodzącej [42]

Uwzględnienie map sterujących oraz wszystkich korekt pozwala na wygenerowanie odpowiedniego sygnału sterującego kierowanego do elementów wykonawczych układu wtryskowego.

*Projekt współfinansowany przez Unię Europejską ze środków Europejskiego Funduszu Rozwoju Regionalnego  
w ramach Regionalnego Programu Operacyjnego Województwa Opolskiego na lata 2007 – 2013  
"Inwestujemy w Twoją przyszłość"*

## 2.2. Układy pomiarowo-sterujące

Realizacja nowych strategii sterowania mechatroniczną pompą wtryskową jest możliwa dzięki opracowaniu układów pomiarowo-sterujących współpracujących z ECU silnika. Taka konfiguracja sprzężona z ECU silnika oraz układem pomiarowo-sterującym hamowni pozwoli na elastyczne oraz powtarzalne sterowania w czasie rzeczywistym [25, 27, 39, 65]. Taki układ wymaga wysokowydajnej wbudowanej platformy sterowania i zbierania danych, którą zrealizowano w oparciu o system Compact Rio firmy National Instruments. System ten oparty jest na technologiach LabVIEW FPGA oraz LabVIEW/Real-Time a kontrolowany przez interfejs graficzny. Pozwala on na realizowanie zaawansowanych zastosowań rozszerzających możliwości całego systemu o wtrysk wielofazowy i zintegrowane sterownie zaworem recyrkulacji spalin. Równocześnie omawiana platforma służy jako rozbudowany system pomiarowy do rejestracji szybko zmiennych sygnałów pomiarowych. Dzięki dużej szybkości przetwarzania informacji na platformie, pamięci operacyjnej oraz pamięć masowej umożliwia tworzenie wymagających aplikacji oraz późniejsze ich testowanie.

Na potrzeby badań wybrano sterownik czasu rzeczywistego Compact Rio oparty na kontrolerze cRIO-9022, charakteryzujący się następującymi własnościami:

- procesor 533 MHz, pamięć nielotna 2GB, 2 porty Ethernet,
- port Hi-Speed USB – podłączenie dodatkowej pamięci,
- port RS 232 – podłączenie dodatkowych urządzeń peryferyjnych,
- wejścia 9-35 VDC.

Duża ilość pamięci nie ulotnej zapewnia przepustowość magistrali danych i umożliwia obsługę złożonych algorytmów przetwarzania sygnałów wykorzystywanych w aplikacjach sterowania i monitorowania parametrów pracy silnika Z 1505. Kontroler osadzono obudowie sprzętowej posiadającej osiem wejść na dodatkowe moduły pomiarowe:

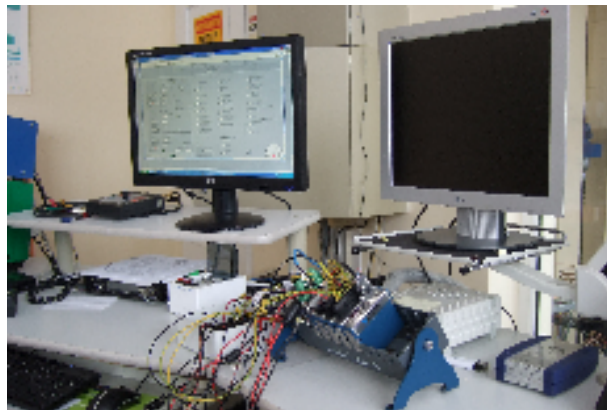
- moduł NI 9401 wejścia/wyjścia sygnałów cyfrowych,
- moduł NI 9411 wejściowych sygnałów cyfrowych,
- dwa moduły NI 9201 wejść analogowych,
- moduł NI 9853, który zapewnia komunikację z magistralą CAN z sondą pomiarową NO<sub>x</sub> firmy Bosch,
- dwa moduły wyjść końcówek mocy dla wtryskiwaczy firmy Driven.

Zestawiona aparatura pozwala na pomiar 16 kanałów analogowych z częstotliwością 500 kS/s, 8 wejściowych kanałów cyfrowych z częstotliwości 10 MHz, 8 wej/wyj kanałów

*Projekt współfinansowany przez Unię Europejską ze środków Europejskiego Funduszu Rozwoju Regionalnego  
w ramach Regionalnego Programu Operacyjnego Województwa Opolskiego na lata 2007 – 2013  
"Inwestujemy w Twoją przyszłość"*

cyfrowych z częstotliwością 2MHz oraz komunikacje z urządzeniami za pomocą magistrali CAN.

Dzięki tak rozbudowanemu systemowi na platformie CompactRio istnieje możliwość monitorowania sygnałów z 22 czujników zamontowanych na silniku (rys. 2.8).



Rys. 2.8. Stanowisko pomiarowe parametrów silnika CompactRio

Na potrzeby badań wykonano aplikacje monitorującą wyznaczone parametry silnika w środowisku Labview. Aplikacja zbudowana jest w formie projektu i podzielona jest na dwie główne części:

- **HOST** – aplikacja uruchamiana na komputerze PC (interfejs użytkownika), która pozwala na wymianę danych ze sterownikiem. Host VI zawiera panel frontowy, za pomocą którego można odczytywać mierzone parametry, jak również sterować procesem ich zapisu.
- **RT TARGET** – aplikacja Real-Time wykonywana na sterowniku CompactRio, który pracuje jako samodzielne urządzenie wykonawcze.

Aplikacja uruchomiona na sterowniku Compact Rio (RT Target) monitoruje wyznaczone parametry silnika z określoną częstotliwością. Monitorowane są parametry silnika w zależności od dynamiki konkretnego układu. Ze względu na wymaganą szybkość i dużą moc obliczeniową operacji wykonywanych w sterowniku aplikacja uruchomiona na urządzeniu **RT TARGET** wykonana została w trybie **FPGA MODE**. Tryb ten wymagał wykonania dwóch niezależnych aplikacji. Pierwsza aplikacja **FPGA CODE** odczytuje, filtruje i przetwarza sygnały odczytywane z modułów zainstalowanych w urządzeniu. Aplikacja ta jest następnie konwertowana do kodu VHDL i synteżowana do układu FPGA urządzenia Compact Rio. Zapewnia to bardzo dużą prędkość działania i wysoki poziom niezawodności pracy. Druga aplikacja **HOST CODE.vi** pracuje na sterowniku czasu rzeczywistego Compact Rio. Odczytuje wcześniej przygotowane dane z układu FPGA.

*Projekt współfinansowany przez Unię Europejską ze środków Europejskiego Funduszu Rozwoju Regionalnego  
w ramach Regionalnego Programu Operacyjnego Województwa Opolskiego na lata 2007 – 2013  
"Inwestujemy w Twoją przyszłość"*

Próbkowanie tych danych odbywa się z wykorzystaniem dwóch częstotliwości próbkowania odpowiednio 100Hz i 5kHz. W tym celu w programie wykonano dwie niezależne pętle taktowane różną częstotliwością w których mierzone parametry są buforowane, zapisywane na dysku wewnętrznym sterownika i następnie przekazywane za pomocą protokołu TCP/IP na sieć ethernetową i interfejs graficzny użytkownika (rys. 2.9).

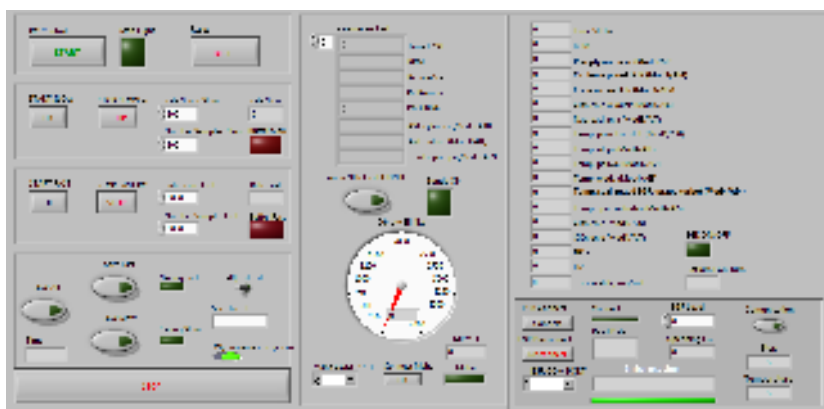
Szybka pętla próbkowana pracuje z częstotliwością 5kHz i odczytuje sygnały szybkozmiennie z :

- czujnika prędkości obrotowej wału korbowego,
- czujnika prędkości obrotowej wałka krzywkowego pompy wtryskowej,
- cewki wtryskiwacza,
- czujnika ciśnienia wewnątrz cylindra nr 4,
- czujnika ciśnienie paliwa przed wtryskiwaczem nr 4,
- zegara czasu systemu pomiarowego.

Druga pętla monitoruje i zapisuje pozostałe sygnały z częstotliwością 100 Hz, do których należą między innymi sygnały z:

- przepływomierza powietrza,
- czujników ciśnienia powietrza w kolektorze, przed turbiną, za turbiną, za EGR,
- czujnika temperatury: oleju, powietrza w kolektorze, paliwa, cieczy chłodzącej, spalin przed turbiną, spalin za turbiną,
- zintegrowanego czujnika stężenia NO<sub>x</sub> i O<sub>2</sub>
- zegara czasu systemowego.

Platforma sprzętowa CompactRio odpowiada również za komunikację i sterowanie programowalnym zaworem EGR na którym w sposób powtarzalny możemy zadać dowolny krok otwarcia zaworu. Panel umożliwia również odczyt informacji o błędach, stopieniu otwarcia zaworu oraz zmierzonej temperaturze pracy zaworu EGR.



Rys. 2.9. Aplikacja (Host) do monitorowania parametrów silnika i sterowania sterownikiem Compact Rio

Projekt współfinansowany przez Unię Europejską ze środków Europejskiego Funduszu Rozwoju Regionalnego  
w ramach Regionalnego Programu Operacyjnego Województwa Opolskiego na lata 2007 – 2013  
"Inwestujemy w Twoją przyszłość"

Ponadto do obsługi zintegrowanego czujnika tlenu i tlenków azotu (sonda  $O_2/NO_x$ ) zastosowano magistralę CAN przy użyciu bibliotek FPGA i Real Time.

### 2.3. Wpływ sterowania na wybrane wskaźniki pracy silnika

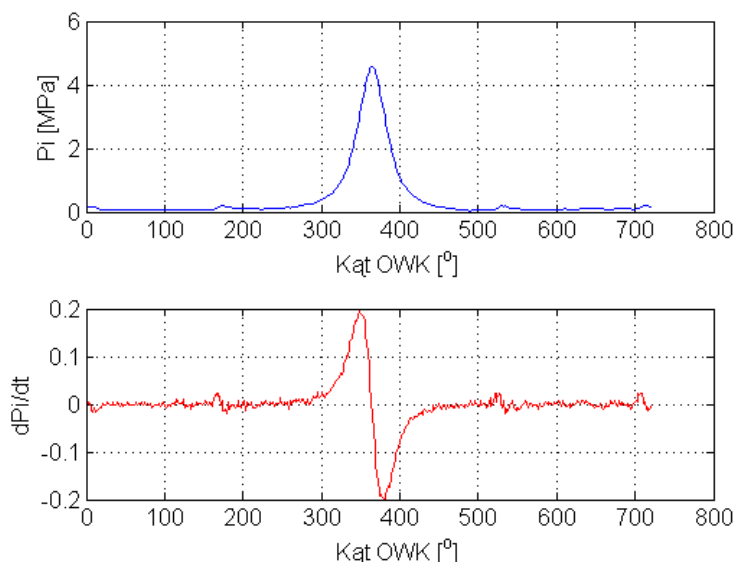
Prawidłowy dobór parametrów sterowania silnika o zapłonie samoczynnym, takich jak kąty wyprzedzenia wtrysku paliwa, dawka paliwa i dobór ilości faz wtrysku paliwa mają bezpośredni wpływ na wskaźnik pracy silnika. Realizując odpowiednią strategię sterowania można ograniczyć zużycie paliwa i emisję substancji szkodliwych przy zachowaniu własności dynamicznych jednostki napędowej, a tym samym poprawie sprawności jednostki. W celu analizy procesu spalania w silniku ZS, przeprowadzono badania stanowiskowe dla różnych ustawień mechatronicznej rzędowej pompy wtryskowej. Analizowano zmiany ciśnienia spalania w cylindrze, wprowadzając bezpośrednio do komory spalania piezoelektryczny czujnik firmy AVL służący do pomiaru ciśnienia. W trakcie eksperymentu rejestrowane były również takie parametry jak zużycie paliwa, moment obrotowy oraz rozkład temperatur w wybranych punktach pomiarowych rozmieszczonych na silniku. Zbyt gwałtowny przyrost ciśnienia spalania w cylindrze jest niekorzystny gdyż sprzyja oprócz wzrostu emisji hałasu i drgań silnika, pogorszeniu własności emisyjnych (wzrostowi emisji tlenków azotu). Dlatego w celu dokładniejszej analizy procesu spalania przeanalizowano również przebieg pochodnej zmiany ciśnienia spalania obrazującą prędkość przyrostu tego ciśnienia.

Analizę uzupełniono o przedstawienie przyrostów odpowiednich ciśnień w czasie, co pozwoliło na porównanie procesu spalania przy uwzględnieniu algorytmów sterowania wtryskiem paliwa. Przebiegi odpowiednich ciśnień dla prędkości obrotowej wału korbowego 1200 obr/min przedstawiono na rys. 2.10-2.23. Badania wykonano dla kilku ustawień wtrysku dawki paliwa (tab. 2.1).

Tabela 2.1. Podstawowe parametry wybranych ustawień wtrysku dawki paliwa

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

Projekt współfinansowany przez Unię Europejską ze środków Europejskiego Funduszu Rozwoju Regionalnego  
 w ramach Regionalnego Programu Operacyjnego Województwa Opolskiego na lata 2007 – 2013  
 "Inwestujemy w Twoją przyszłość"

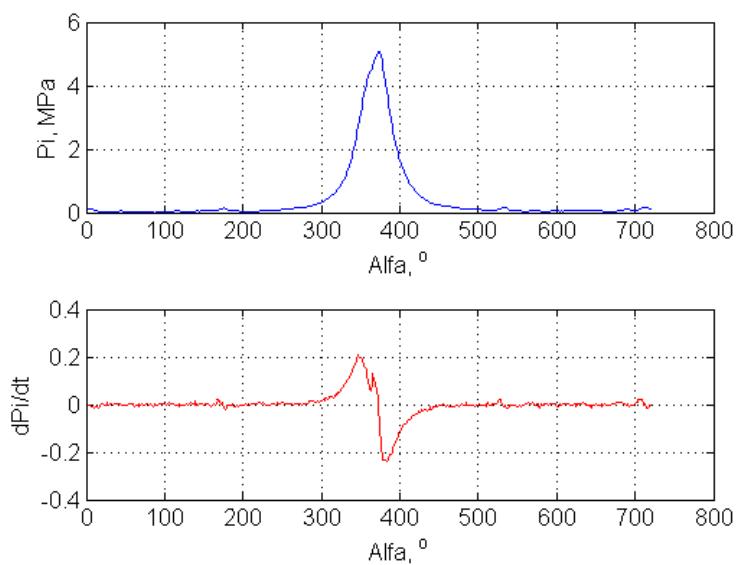


Rys. 2.10. Przebieg ciśnienia  $P_i$  oraz jego zmiany  $dP_i/dt$  przy wyłączeniu dawkowania paliwa

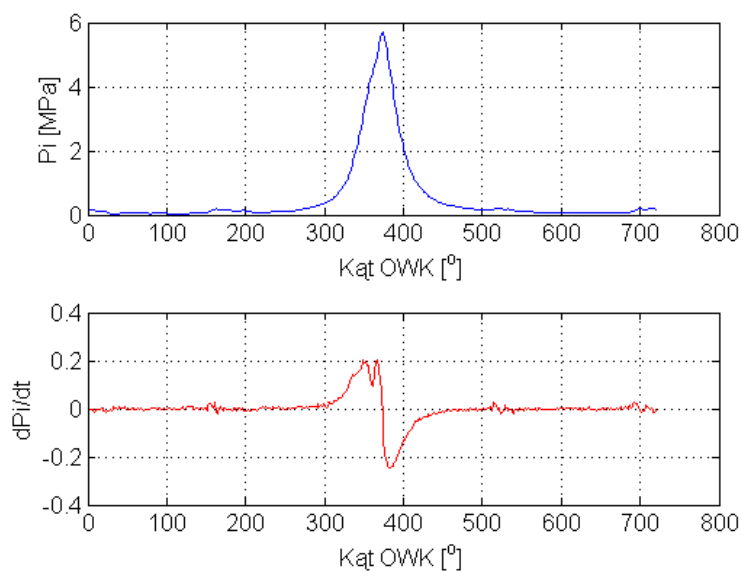
Równomierny przebieg zarówno wzrostu jak spadku ciśnienia prezentuje próba przeprowadzona podczas wyłączenia dawkowania paliwa w badanym cylindrze (rys. 2.10). Spalanie paliwa w cylindrze podczas wtrysku jednofazowego powoduje nierównomierny przyrost ciśnienia spalania wyraźnym skokiem  $dP_i/dt$ .

Poszczególne ustawienia parametrów wtrysku oznaczono jako wtrysk jednofazowy bądź dwufazowy z odpowiednimi cyframi „I”, „II” i „III” (tab. 2.1; rys. 2.11-2.13). W przypadku „I” można zauważyć łagodny przyrost ciśnienia podczas spalania przy równoczesnym obniżeniu maksymalnej jego wartości (rys. 2.11). W przypadku większego odstępu pomiędzy fazami wtrysku (przypadek „II”) można zaobserwować nierównomierność wzrostu ciśnienia  $dP_i/dt$  (rys. 2.13) przy równoczesnym wzroście maksymalnej wartości ciśnienia spalania (rys.2.13). Z kolei skrócenie czasu pomiędzy fazami przy sterowaniu wtryskiem dwufazowym „III” w stosunku do przypadku „I” powoduje łagodniejszy przyrost ciśnienia w końcowej fazie procesu spalania (rys. 2.13).

Projekt współfinansowany przez Unię Europejską ze środków Europejskiego Funduszu Rozwoju Regionalnego  
 w ramach Regionalnego Programu Operacyjnego Województwa Opolskiego na lata 2007 – 2013  
 "Inwestujemy w Twoją przyszłość"

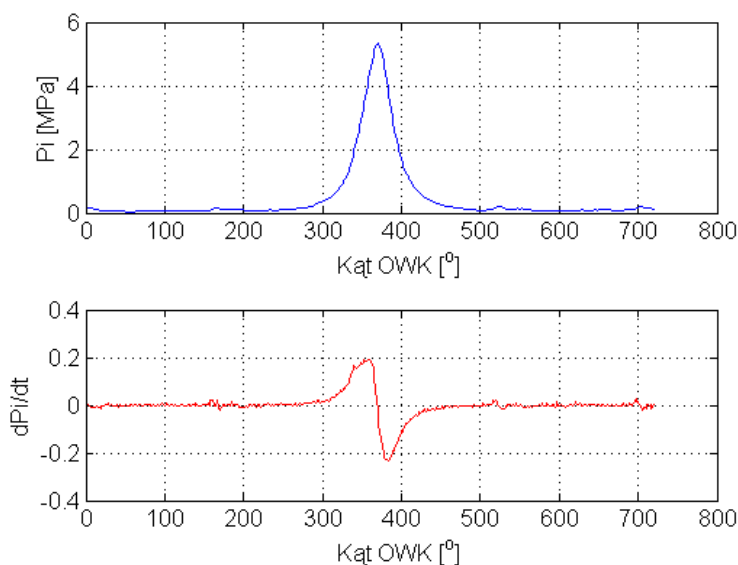


Rys.2.11. Przebieg ciśnienia  $P_i$  oraz jego zmiany  $dP_i/dt$  przy wtrysku jednofazowym



Rys.2.12. Przebieg ciśnienia  $P_i$  oraz jego zmiany  $dP_i/dt$  przy wtrysku dwufazowym I

Projekt współfinansowany przez Unię Europejską ze środków Europejskiego Funduszu Rozwoju Regionalnego  
 w ramach Regionalnego Programu Operacyjnego Województwa Opolskiego na lata 2007 – 2013  
 "Inwestujemy w Twoją przyszłość"



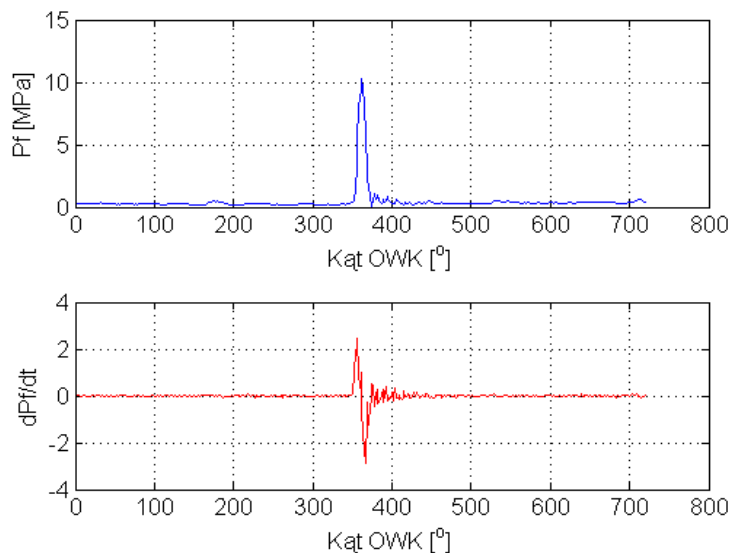
Rys.2.13. Przebieg ciśnienia  $P_i$  oraz jego zmian  $dP_i/dt$  przy wtrysku dwufazowym II

Z kolei skrócenie czasu rozumiane jako zmniejszenie kąta wtrysku dawki pomiędzy fazami przy sterowaniu wtryskiem dwufazowym „III” w stosunku do przypadku wtrysku dwufazowego „I” (tab. 2.1) powoduje bardzo łagodny przyrost ciśnienia w końcowej fazie procesu spalania (rys. 2.13).

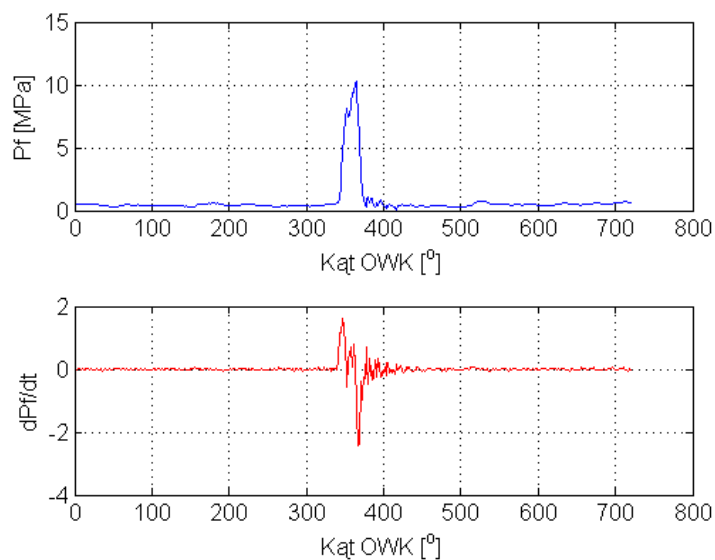
Przebiegi ciśnienia paliwa  $P_f$  dla poszczególnych przypadków sterowania wtryskiem pokazują rys. (2.14 – 2.18) Również tutaj różnice pomiędzy odpowiednimi sposobami podziału dawki paliwa są istotne (szczególnie analizując przyrost ciśnienia paliwa w czasie  $dP_f/dt$ ). Bardzo niewielki odstęp pomiędzy poszczególnymi fazami powoduje np. niemalże ciągły wzrost ciśnienia bez widocznego podziału przebiegu na dwie fazy (rys. 2.17).



Projekt współfinansowany przez Unię Europejską ze środków Europejskiego Funduszu Rozwoju Regionalnego  
 w ramach Regionalnego Programu Operacyjnego Województwa Opolskiego na lata 2007 – 2013  
 "Inwestujemy w Twoją przyszłość"



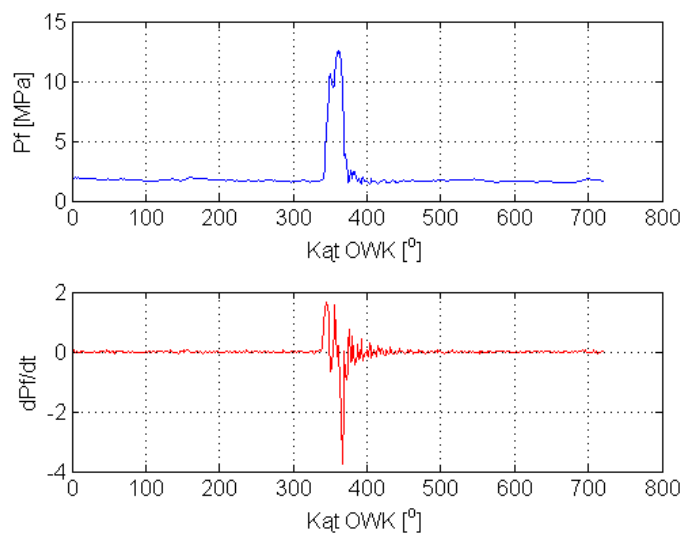
Rys. 2.14. Przebieg ciśnienia wtrysku  $P_f$  oraz przyrostu ciśnienia  $dP_f/dt$  przy wtrysku jednofazowym



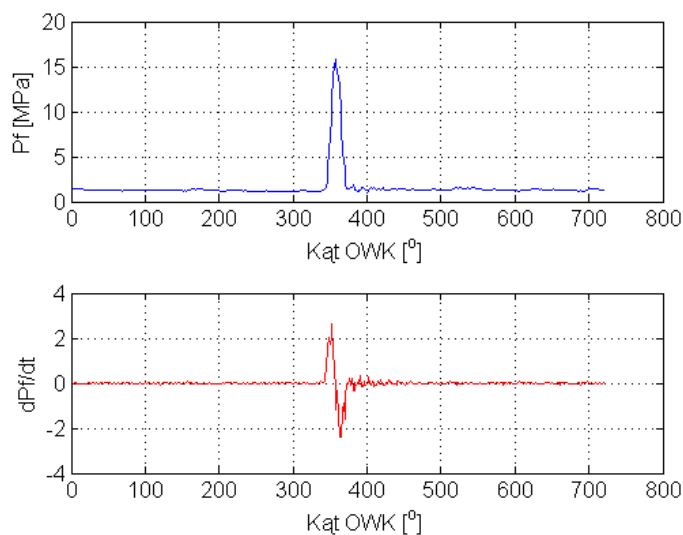
Rys. 2.15. Przebieg ciśnienia wtrysku  $P_f$  oraz przyrostu ciśnienia  $dP_f/dt$  przy wtrysku dwufazowym I

Z kolei sterowanie wtryskiem dwufazowym w przypadku „I” oraz „II” generuje powstanie łatwych do wyodrębnienia faz przyrostu ciśnienia wtrysku (rys. 2.16, 2.17).

Projekt współfinansowany przez Unię Europejską ze środków Europejskiego Funduszu Rozwoju Regionalnego  
 w ramach Regionalnego Programu Operacyjnego Województwa Opolskiego na lata 2007 – 2013  
 "Inwestujemy w Twoją przyszłość"



Rys. 2.16. Przebieg ciśnienia wtrysku  $P_f$  oraz przyrostu ciśnienia  $dP_f/dt$  przy wtrysku dwufazowym II

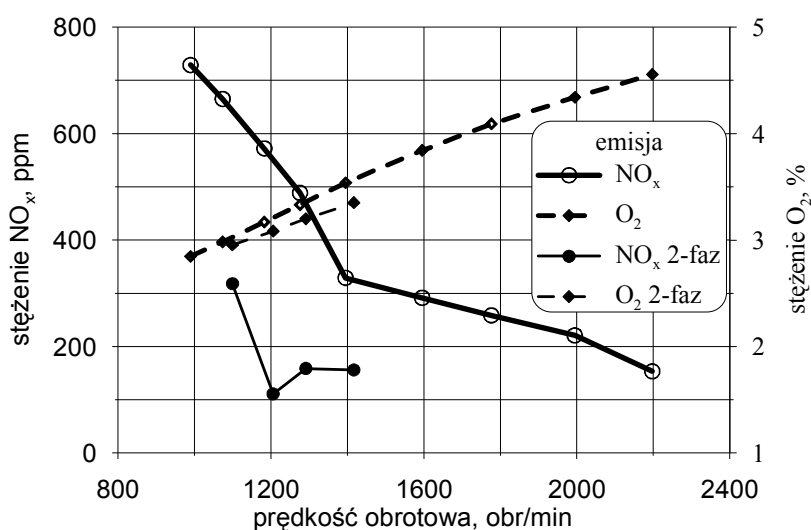


Rys. 2.17. Przebieg ciśnienia wtrysku  $P_f$  oraz przyrostu ciśnienia  $dP_f/dt$  przy wtrysku dwufazowym III

Innym bardzo istotnym aspektem sterowania wtryskiem dawki paliwa są własności ekologiczne silnika. Jak pokazują badania wstępne możliwy jest znaczący wpływ na emisję

Projekt współfinansowany przez Unię Europejską ze środków Europejskiego Funduszu Rozwoju Regionalnego  
w ramach Regionalnego Programu Operacyjnego Województwa Opolskiego na lata 2007 – 2013  
"Inwestujemy w Twoją przyszłość"

NO<sub>x</sub> (rys. 2.19). Wpływ wtrysku dwufazowego zbadano dla ograniczonego zakresu prędkości obrotowych ze względu na brak opracowanych optymalnych map sterowania w momencie wykonywania badań.

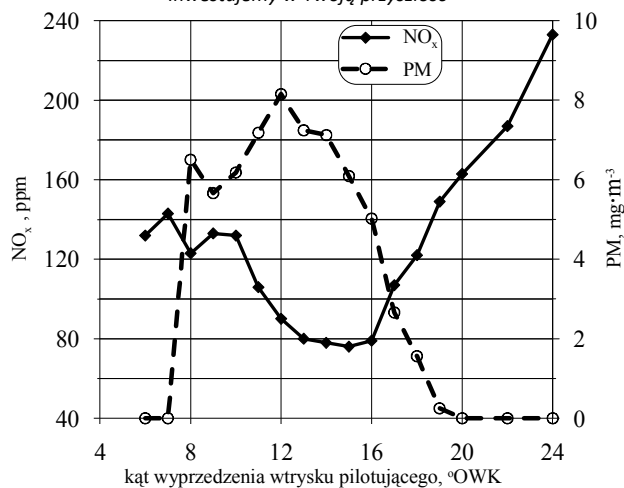


Rys.2.18. Wpływ zastosowania podziału dawki paliwa na dwie fazy na emisję składników spalin dla silnika nieobciążonego.

Punkty dotyczące emisji poszczególnych związków spalin, uzyskane podczas pracy silnika w stanach ustalonych (prezentowane na wykresach) są wynikiem uśrednienia wyników pomiarów zgodnie z normami.

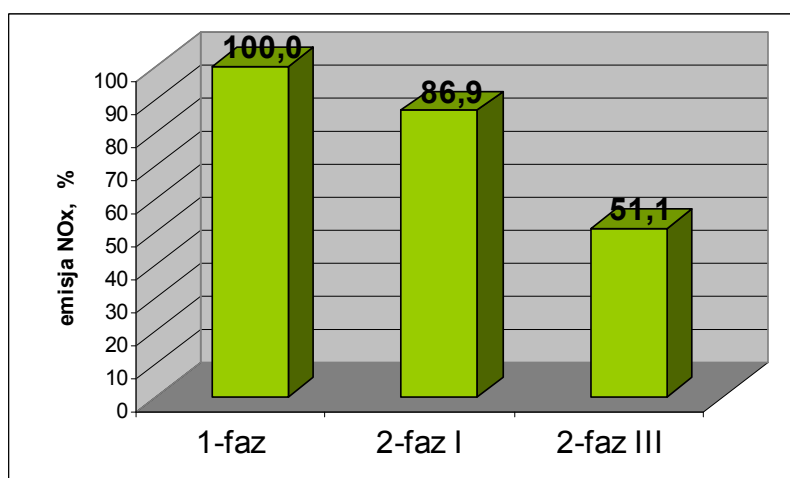
Zastosowanie wtrysku wielofazowego pozwala na ograniczenie emisji NO<sub>x</sub> (rys. 2.18 – linia ciągła). Należy jednak zwrócić uwagę na fakt, że wielofazowy wtrysk paliwa stosuje się głównie przy niepełnym obciążeniu oraz prędkościach obrotowych znacznie mniejszych od znamionowych. Podczas badań wpływu kąta wyprzedzenia dawki pilotującej na emisję substancji szkodliwych zmieniano kąt odstępu dawki pilotującej, w wyniku czego uzyskano zależność pomiędzy rozpatrywanym kątem, a emisją NO<sub>x</sub> oraz PM (rys. 2.19).

Projekt współfinansowany przez Unię Europejską ze środków Europejskiego Funduszu Rozwoju Regionalnego w ramach Regionalnego Programu Operacyjnego Województwa Opolskiego na lata 2007 – 2013  
"Inwestujemy w Twoją przyszłość"



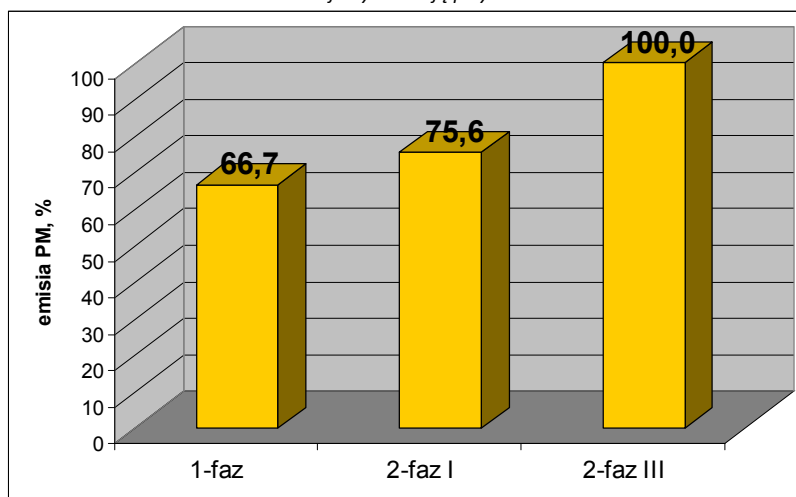
Rys.2.19. Emisja NO<sub>x</sub> oraz PM w zależności od kąta wyprzedzenia wtrysku pilotującego (prędkość obrotowa, silnik nieobciążony 900 obr/min).

Odnosząc emisję wybranych składników spalin do ich wartości maksymalnych uzyskanych w trakcie badania wpływu sposobu podziału dawki paliwa uzyskano względną emisję NO<sub>x</sub> (rys.2.20) oraz PM (rys. 2.21) podczas pracy silnika w stanach stacjonarnych przy standardowym sterowaniu układem recyrkulacji spalin przy prędkości 1200 obr/min.



Rys. 2.20. Wpływ sposobu podziału dawki paliwa na względną emisję NO<sub>x</sub>

Projekt współfinansowany przez Unię Europejską ze środków Europejskiego Funduszu Rozwoju Regionalnego w ramach Regionalnego Programu Operacyjnego Województwa Opolskiego na lata 2007 – 2013  
"Inwestujemy w Twoją przyszłość"



Rys. 2.21. Wpływ sposobu podziału dawki paliwa na względną emisję PM

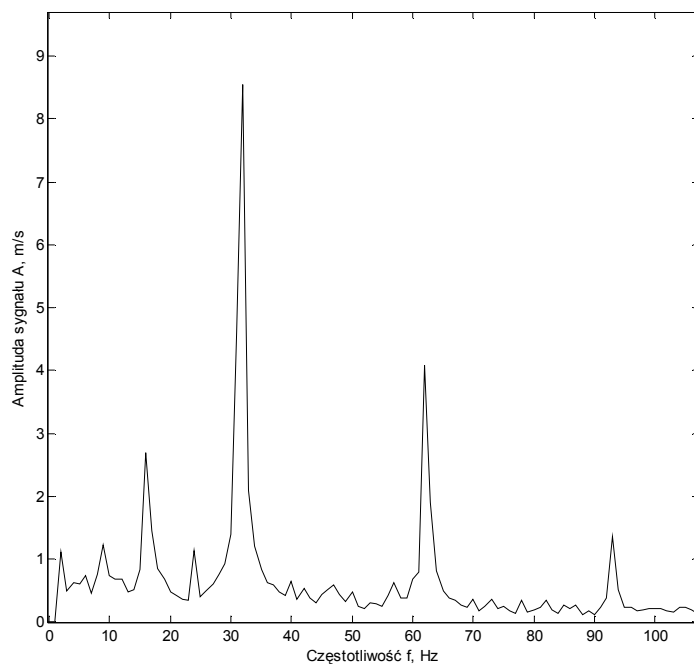
Jak pokazują wyniki badań przeprowadzonych w stanach stracjonarnych zastosowanie wtrysku dwufazowego pozwala znacząco obniżyć emisję  $\text{NO}_x$ . Należy jednak zwrócić uwagę, że spadek emisji  $\text{NO}_x$  związany jest ze wzrostem stężenia PM w spalinach. Problem wzrostu emisji PM można rozwiązać stosując wtrysk wielofazowy z równoczesnym działaniem filtra cząstek stałych.

Dalsze badania przeprowadzono w celu rozpoznania wpływu sposobu wtrysku dawki paliwa do cylindra na drgania silnika wpływające na emisję hałasu. Modyfikowano parametry wtrysku takie jak czas i kąt wyprzedzenia wtrysku, liczbę faz wtrysku, odstęp pomiędzy poszczególnymi fazami (tab.2.2). Podczas pomiarów zarejestrowano sygnały z czujników drgań zainstalowanych w pobliżu głowicy wybranego cylindra.

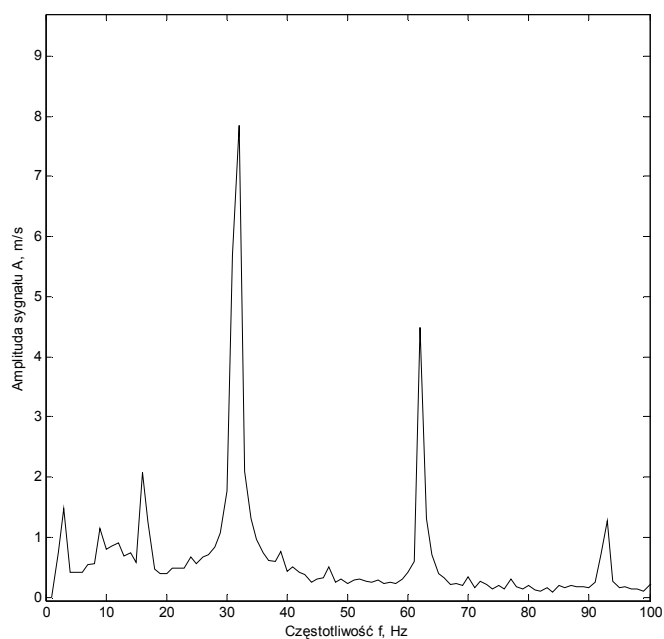
Tabela 2.2. Warunki przeprowadzania pomiaru

Nr cyklu pomiarów	Prędkość obrotowa silnika $\text{obr}\cdot\text{min}^{-1}$	Praca cylindrów silnika	Fazy wtrysku
1	915	wszystkie cylindry	1 faza
2	915	wszystkie cylindry	2 fazy
3	915	wyłączony cylinder nr 4	1 faza

Projekt współfinansowany przez Unię Europejską ze środków Europejskiego Funduszu Rozwoju Regionalnego w ramach Regionalnego Programu Operacyjnego Województwa Opolskiego na lata 2007 – 2013  
"Inwestujemy w Twoją przyszłość"



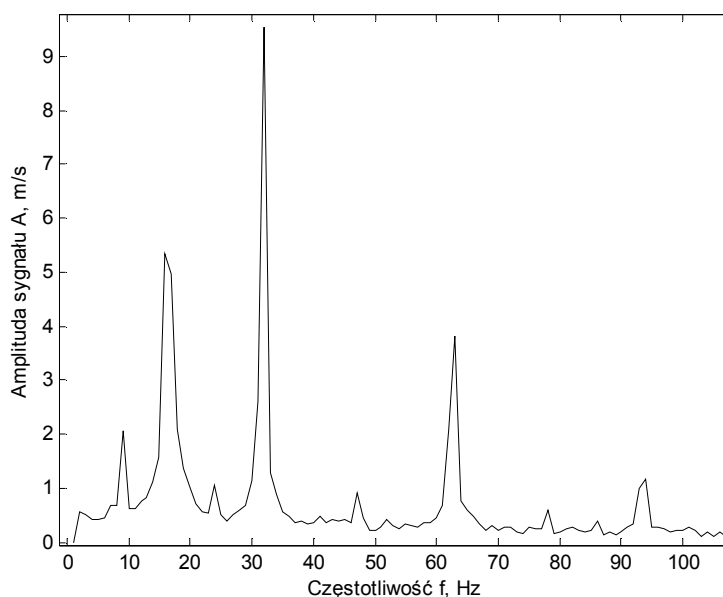
Rys. 2.22. Widmo amplitudowe sygnału prędkości obrotowej wału korbowego silnika przy realizacji wtrysku jednofazowego (pomiar nr 1)



Rys. 2.23. Widmo amplitudowe sygnału prędkości obrotowej wału korbowego silnika przy realizacji wtrysku dwufazowego I (pomiar nr 2)

Projekt współfinansowany przez Unię Europejską ze środków Europejskiego Funduszu Rozwoju Regionalnego  
 w ramach Regionalnego Programu Operacyjnego Województwa Opolskiego na lata 2007 – 2013  
 "Inwestujemy w Twoją przyszłość"

Jak wynika z wykresów wyłączenie dowolnego cylindra powoduje znaczną nierównomierność pracy silnika objawiająca się większą amplitudą pasma częstotliwości związanej z cyklicznością pracy silnika proporcjonalnie do jego prędkości obrotowej.

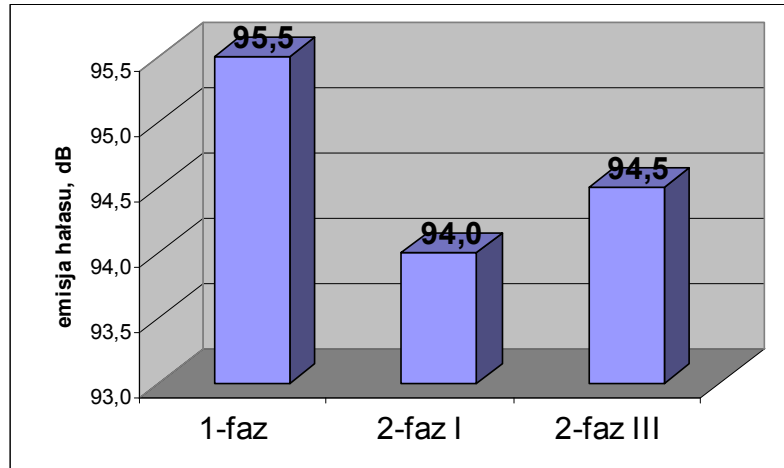


Rys. 2.24. Widmo amplitudowe sygnału prędkości obrotowej wału korbowego podczas pracy silnika z wyłączonym pierwszym cylindrem (pomiar nr 3)

Jak wynika z analizy widm amplitudowych sygnału prędkości obrotowej wału silnika, największa amplituda występuje przy częstotliwości 32 Hz zarówno w teście z załączonym jak i wyłączonym wtryskiem do pierwszego cylindra. Wyłączenie wtrysku skutkuje zwiększeniem amplitudy harmonicznej dominującej o jedną piątą. Dodatkowo zaobserwowano w obydwóch przypadkach występowanie piku przy częstotliwości równej 1/2 częstotliwości harmonicznej dominującej. Zwraca uwagę fakt, że po wyłączeniu wtrysku w pierwszym cylindrze amplituda piku wzrosła dwukrotnie (rys. 2.22-2.24). Harmoniczna dominująca występuje przy częstotliwości odpowiadającej połowie obrotu wału korbowego, a zatem częstotliwości cykli spalania, natomiast połowa tej częstotliwości odpowiada częstotliwości kołowej wału korbowego.

Jednym z efektów drgań powstających podczas pracy silnika jest emisja hałasu. Zbadano więc bezpośredni wpływ sposobu podziału dawki paliwa na emisję hałasu przy wybranych prędkościach obrotowych zgodnie z tabelą 2.1. (rys. 2.25).

Projekt współfinansowany przez Unię Europejską ze środków Europejskiego Funduszu Rozwoju Regionalnego w ramach Regionalnego Programu Operacyjnego Województwa Opolskiego na lata 2007 – 2013  
"Inwestujemy w Twoją przyszłość"



Rys. 2.25. Emisja hałasu przy różnych sposobach podziału dawki paliwa

Jak pokazują wstępne wyniki badań w celu ograniczenia emisji hałasu pracującego silnika zasadne jest wprowadzenie podziału dawki paliwa na fazy, ale jednocześnie istotne jest zwrócenie uwagi na odpowiednie rozdzielenie poszczególnych faz wtrysku.

### 3. Testy weryfikacyjne na hamowni podwoziowej MAHA MSR 500

Hamownia MSR 500 jest najwyżej pozycjonowanym stanowiskiem oferowanym przez firmę MAHA hamowni, które to dzięki swojej dopracowanej technice pomiarów pojazdów z napędem na wszystkie koła i technologią zaczerpniętą z działów przemysłowych zapewnia profesjonalistom najlepsze możliwości pomiarów przy ciągłym obciążeniu, które umożliwia precyzyjną modyfikację pojazdu. Dzięki zastosowaniu silników dopędzających w połączeniu z hamulcami elektrowirowymi umożliwia na stanowisku MSR 500 perfekcyjną synchronizację osi przedniej i tylnej. Dzięki temu możliwa jest kontrola pojazdów wyposażonych we wszelkie rodzaje napędów na cztery koła, jak i napędów na jedną oś. Stanowiska serii MSR dostępne są w wersji na- jak i podposadzkowej oraz w wykonaniu dla kontroli jednej lub obu osi badanego pojazdu. Stanowisko nadaje się znakomicie do przeprowadzania długotrwałych pomiarów oraz badania pojazdów o dużych mocach [12].

#### Program pomiarowy:

- pomiar mocy przy stałej prędkości, prędkości, siły napędowej,
- graficzny wyświetlacz numeryczny koła, straty, mocy silnika i momentu obrotowego,
- projekcja mocy silnika zgodnie z normą DIN 70020, EWG 80/1269, ISO 1585, JIS D 1001, SAE J 1349,



*Projekt współfinansowany przez Unię Europejską ze środków Europejskiego Funduszu Rozwoju Regionalnego  
w ramach Regionalnego Programu Operacyjnego Województwa Opolskiego na lata 2007 – 2013  
"Inwestujemy w Twoją przyszłość"*

- program testowy dla prędkościomierza.

#### **Cykl jazdy:**

- powtarzalne cykle jezdne,
- sterowanie silnika elektrycznego do napędzania zespołu walców.

#### **Dane pomiarowe w samochodzie:**

- ciśnienia, temperatury, wartości analogowe dane OBD (Opcja: Moduł ciśnienia i temperatury, moduł OBD, moduł wejść analogowych),
- podłączenie do MAHA MGT 5 emisji testerów, MDO 2 LON (opcja),
- możliwość podłączenia Krupp-/AIC-Verbrauchsmessgeräten dla silników benzynowych i wysokoprężnych (opcja),
- graficzny wyświetlacz wartości pomiarowych w czasie,
- wyświetlanie trzech pomiarów mocy w tle.

#### **Baza danych:**

- zapisywanie i ładowanie schematów wydajności,
- import i eksport danych,
- programowalne profile symulacji obciążenia.

#### **Dane techniczne:**

masa obrotowa walców - 300 kg

1 silnik elektryczny - 22 kW

sprężone powietrze - 7 bar

koło dynamiczny moc - > 1000 kW

masa na oś 2.500 kilogramów

szerokość 860 mm, wysokość 1450 mm, głębokość 420 mm

Pomiaru DMS elektroniczny system pomiaru

częstotliwość sieci max. 60 Hz, minimalna częstotliwość sieci. 50 Hz

napiecie sieci 400 V fazy 3

Speed Test max. 300 km/h, moc koła max. 260 kW

średnica rolki 504 mm, długość rolki 750 mm

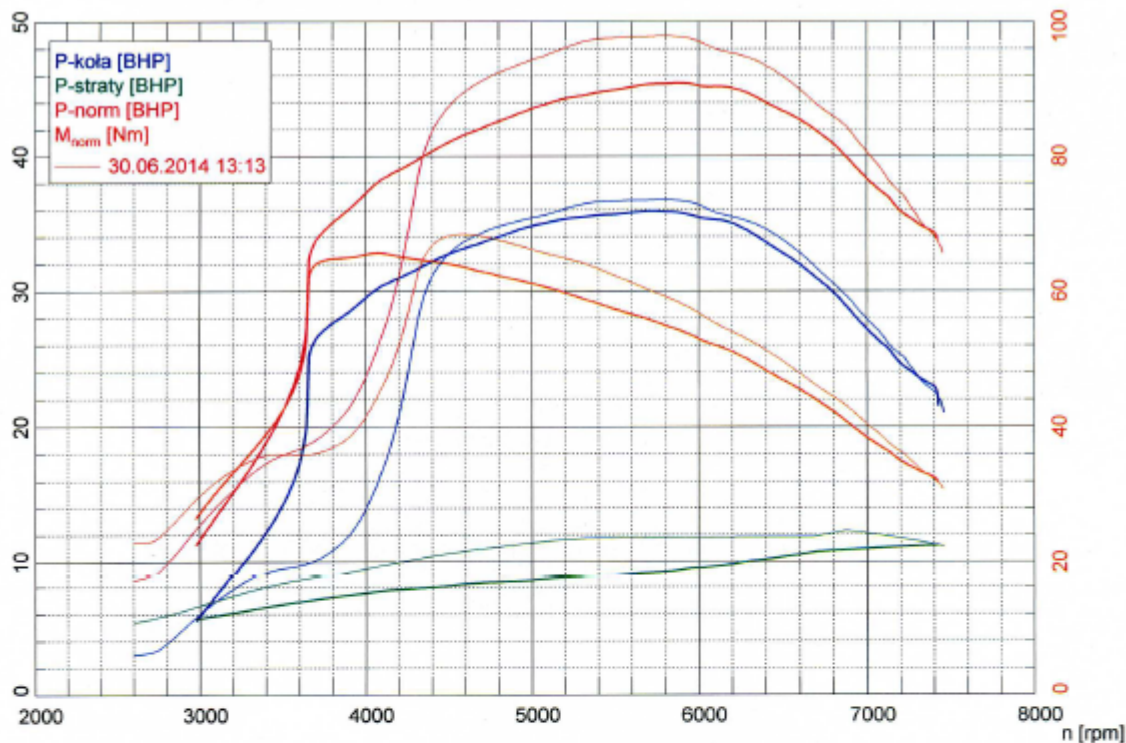
walek szerokość 1095 mm, Siła max. 7000 N

*Projekt współfinansowany przez Unię Europejską ze środków Europejskiego Funduszu Rozwoju Regionalnego  
w ramach Regionalnego Programu Operacyjnego Województwa Opolskiego na lata 2007 – 2013  
"Inwestujemy w Twoją przyszłość"*



Rys.3.1. Hamownia podwoziowa MAHA MSR 500 będąca na wyposażeniu Katedry Pojazdów Drogowych i Rolniczych

Projekt współfinansowany przez Unię Europejską ze środków Europejskiego Funduszu Rozwoju Regionalnego w ramach Regionalnego Programu Operacyjnego Województwa Opolskiego na lata 2007 – 2013  
"Inwestujemy w Twoją przyszłość"



Parametry pomiaru mocy		Parametry otoczenia	
Moc według normy <sup>1)</sup>	$P_{norm}$ 45,4 BHP / 33,4 kW	Temperatura otoczenia	$T_{otoczenie}$ 21,3 °C
Moc na silniku	$P_{Mot}$ 45,2 BHP / 33,2 kW	Temp.powietrza zasysanego	$T_{Powietrze\ zasysane}$ 18,3 °C
Moc na kołach	$P_{koła}$ 35,8 BHP / 26,3 kW	Wilgotność powietrza	$H_{Powietrze}$ 63,3 %
Straty mocy	$P_{straty}$ 9,4 BHP / 6,9 kW	Cisnienie atmosferyczne	$p_{Powietrze}$ 990,9 hPa
Maksymalna moc przy	5875 rpm / 93,9 km/h	Cisnienie pary	$p_{Para}$ 16,0 hPa
Moment obrotowy <sup>1)</sup>	$M_{norm}$ 65,6 Nm	Temperatura oleju	$T_{olej}$ 19,0 °C
Maks.moment obrotowy przy	4085 rpm / 65,4 km/h	Temperatura paliwa	$T_{paliwo}$ ----, - °C
Maks.osignięta pr.obrotowa	7430 rpm / 119,0 km/h		
<sup>1)</sup> Korekcja według ISO 1585 Współczynniki korekcji: $Q_v = 0,00\%$			
Pomiar poślizgów		Pomiar mas wirujących	
Prędkość bez obciążenia	$v_{bez\ obciążenia}$ ----, - km/h	Średnie opóźnienie rozbieg 1	$a_1$ ----, - m/s <sup>2</sup>
Pr.obrotowa bez obciążenia	$n_{bez\ obciążenia}$ ---- rpm	Średnia siła hamowania rozbieg 1	$1F_1$ ----, - N
Prędkość pełne obciążenie	$v_{pełne\ obciążenie}$ ----, - km/h	Średnie opóźnienie rozbieg 2	$a_2$ ----, - m/s <sup>2</sup>
Pr.obrotowa pełne obciążenie	$n_{pełne\ obciążenie}$ ---- rpm	Średnie siła hamowania rozbieg 2	$2F_2$ ----, - N
Poślizg	----, - %	Siła mas wirujących	$F_{wir\ razem}$ ----, - N
		Masy wirujące razem	$m_{wr\ razem}$ 260,0 kg
		Masy wirujące stanowiska	$m_{wr\ stanowiska}$ 200,0 kg
		Masy wirujące pojazdu	$m_{wr\ pojazdu}$ 60,0 kg

Rys.3.2. Wyniki pomiarów - Wykres mocy/momentu

*Projekt współfinansowany przez Unię Europejską ze środków Europejskiego Funduszu Rozwoju Regionalnego  
w ramach Regionalnego Programu Operacyjnego Województwa Opolskiego na lata 2007 – 2013  
"Inwestujemy w Twoją przyszłość"*

### **Analizator spalin MAHA MTG 5**

MGT 5 - analizator gazów spalinowych dla benzyny i gazu zasilany, do analizy składników gazowych HC, CO, CO<sub>2</sub>, O<sub>2</sub> oraz obliczania wartości lambda.

Dane Techniczne:

rozdzielczość pomiaru NO (opcja) 1 ppm, zakres pomiaru NO (opcja) 0-5000 ppm

Wartość mierzona rozdzielczość O<sub>2</sub> 0,01%, O<sub>2</sub> Zakres pomiarowy 0 - 25% objętości

Rozdzielczość pomiaru CO<sub>2</sub> 0,01%, Zakres pomiarowy CO<sub>2</sub> 0-20% objętościowo

Rozdzielczość pomiaru CO 0,001%, Zakres pomiarowy CO 0 - 15% objętościowych

Rozdzielczość pomiaru (zakres pomiaru 2) HC 1 ppm, Zakres pomiarowy 2 HC 0-20000 ppm

Rozdzielczość pomiaru 0,1 ppm HC, Zakres pomiaru 0-9999 ppm HC

Ciśnienie robocze max. 1,1 bar, Ciśnienie robocze min. 0,75 bar

Napięcie zasilania max. 285 V, Napięcie zasilania min. 85 V

Całkowity przepływ 3,5 l / min, Klasa dokładności wg OIML 0

Wartość lambda od 0,5 do 9,99 / 0,01

Gazy wymierne HC, CO; CO<sub>2</sub>, O<sub>2</sub>, NO

Częstotliwość sieci max. 60 Hz, Minimalna częstotliwość sieci. 50 Hz

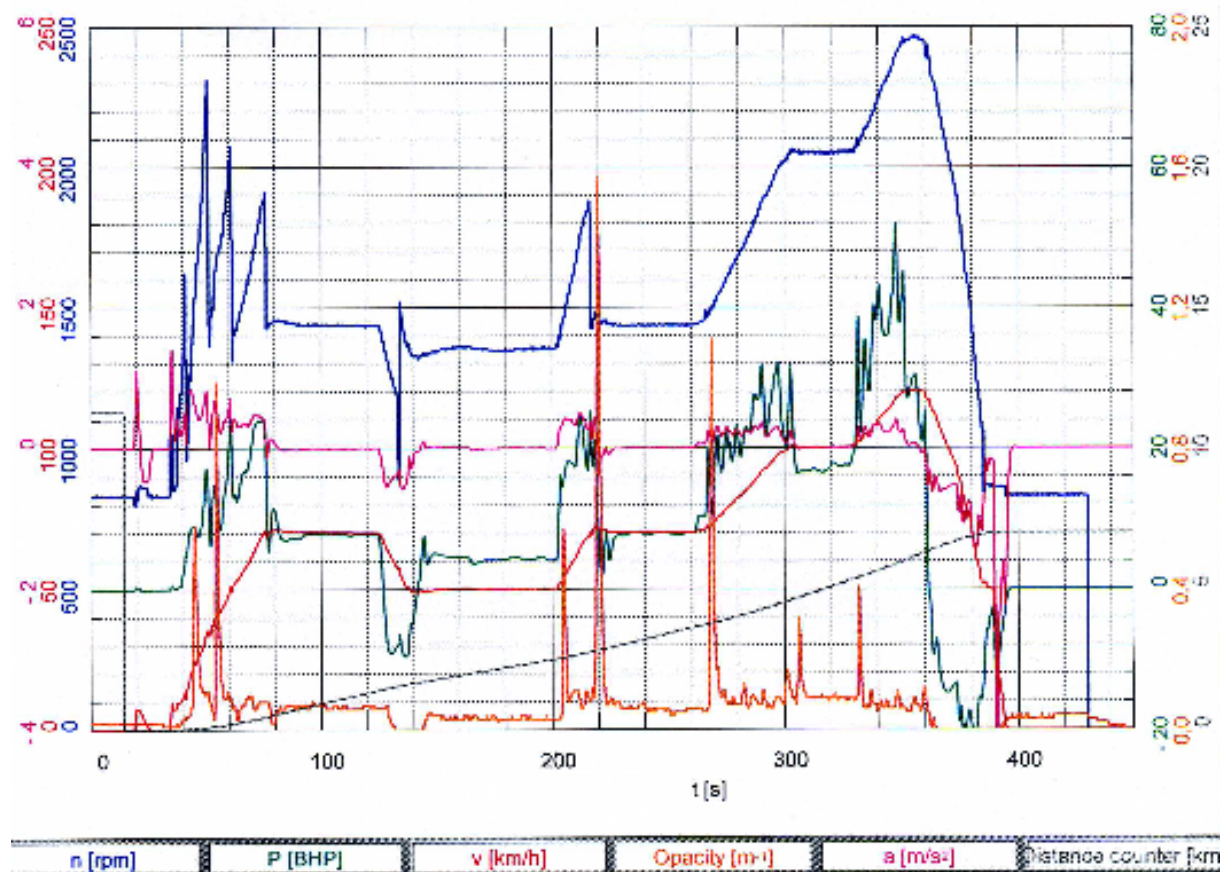
Złącze zasilania na płycie napięciem 12 - 42 V



Rys.3.2. Analizator spalin MAHA MGT 5 będący na wyposażeniu Katedry Pojazdów Drogowych i Rolniczych

Projekt współfinansowany przez Unię Europejską ze środków Europejskiego Funduszu Rozwoju Regionalnego  
w ramach Regionalnego Programu Operacyjnego Województwa Opolskiego na lata 2007 – 2013  
"Inwestujemy w Twoją przyszłość"

Krzywa symulacji obciążenia:



Rys.3.3. Wyniki badań – analiza zadymienia

#### 4. Literatura

1. BACZEWSKI K., KALDOŃSKI T.: Paliwa do silników o zapłonie samoczynnym Wydawnictwo Komunikacji i Łączności Warszawa 2008
2. BAUMGARD K., COOKE S.: Exhaust Aftertreatment and Low Pressure LOP EGR applied to off-highway engine, John Deere Power Systems 2005
3. BEASLEY, M., Et Al. : Reducing Diesel Emissions Dispersion By Coordinated Combustion Feedback control, SAE Paper 2006-01-0186, 2006,
4. BIELCZYC P., MERKISZ J., PIELECHA J.: Stan cieplny silnika spalinowego a emisja związków szkodliwych, Politechnika Poznańska 2001
5. BIENIEK A., MAMALA J., GRABA M., LENC-BROL A.: Adaptacyjne sterowanie recykulacją spalin w silniku diesla pojazdu nonroad, SC-2011-191 PTNSS 2011
6. BIENIEK A., GRABA M., LECHOWICZ A.: Adaptive control of exhaust gas recirculation at nonroad vehicle diesel engine, Journal of Kones, Powertrain and Transport, Vol 18. no 4, s. 11 – 18, 2011r.
7. BIENIEK A., GRABA M., LECHOWICZ A.: Control of agricultural engine injection system in aspect of ecological property improvement, Combustion Engines 2011, SC-0192, s. 1-8,
8. BIENIEK A., MAMALA J., GRABA M.: Analysis of combustion process at multiphase injection at nonroad diesel engine, Combustion engine nr 4/2011, PTNSS-2011-SC-190,s. 1-8,, Polska 2011

*Projekt współfinansowany przez Unię Europejską ze środków Europejskiego Funduszu Rozwoju Regionalnego  
w ramach Regionalnego Programu Operacyjnego Województwa Opolskiego na lata 2007 – 2013  
"Inwestujemy w Twoją przyszłość"*

9. BIENIEK A.: Conception of cylinder pressure based Diesel injection control system, Journal of Kones, Powertrain and Transport, Vol 18. no. 3, s. 27 – 35,
10. BIENIEK A.: Koncepcja sterowania stopniem recyrkulacji spalin a normy emisji pojazdów nonroad. Nauka i praktyka - staże zawodowe w przedsiębiorstwach „Przedsiębiorczy naukowiec”, ISBN 978-83-60691-62-5, 2009, s. 61-69
11. BRUNT M., Et Al.: The Calculation Of Heat Release Energy From Engine Cylinder Pressure Data, SAE Paper 980152, 1998
12. DANIELSKI K.: Elektroniczne systemy wtryskowo – zapłonowe, Politechnika Szczecińska 2001
13. DE OJEDA W., KARKKAINEN A.: Multicylinder Diesel Engine Design For HCCI Operation, Presentation To The Diesel Engine Emissions Reduction (Deer) Conference, 2006
14. Dieselnet- Emission Test Cycle : [www.dieselnet/standards/cycles](http://www.dieselnet/standards/cycles)
15. Dz.U. z 2005 nr 202 poz 1681
16. EPA: Nonroad diesel emission standards – Staff technical paper, United States Environmental Protection Agency 2001, s. 1-40
17. FERZIGER J. H., PERIĆ M.: Computational Methods for Fluid Dynamics. Springer-Verlag, Berlin Heidelberg 1999
18. Fluid Dynamics Analysis Package. Fluid Dynamics International, Inc. 2007
19. GÓRSKI K.: Ocena podstawowych parametrów procesu spalania w silniku o zapłonie samoczynnym pracującym w stanach nieustalonych, Politechnika Radomska 2004
20. GRABA M., LECHOWICZ A., MAMALA J., BIENIEK A.: Wielofazowy wtrysk paliwa dla silników z zapłonem samoczynnym wyposażonych w rzędową pompę wtryskową, Inżynieria Rolnicza, Komitet Techniki Rolniczej PAN, Kraków 2010 s. 1-7
21. GROMADKO J., HONG V., MILER P.: Applications of NRTC Cycle to determine a different fuel consumption and harmful emissions caused by changes of engines technical conditions, Maintenance and Reliability 4/2008, s.63-65
22. GUEZENNEC Y., CANNOVA M., GARZARELLA M., Et. Al.: Control-Oriented Modeling for HCCI Combustion and Multi-Cylinder HCCI Experimental Activities, The Ohio State University, Center for Automobile Research, Rapport 2005, p. 1-9,
23. GÜNTHER H.: Układy wtryskowe Common Rail w praktyce warsztatowej: budowa, sprawdzanie, diagnostyka tł. z jęz. niem. Antoni Szulborski, Wydawnictwa Komunikacji i Łączności, Warszawa 2010
24. HASEGAWA M., SHIMASAKI, Y., Et Al.: Study On Ignition Timing Control For Diesel Engines Using In-Cylinder Pressure Sensor, SAE Paper 2006-01-0180, 2006
25. HERNER A., RIEHL H.J.: Elektronika i elektrotechnika w pojazdach samochodowych, Wydawnictwo Komunikacji i Łączności, Warszawa 2009
26. Informator Bosch:, Sterowanie silników o zapłonie samoczynnym WKIŁ 2004.
27. JANISZEWSKI T., MAVRANTZAS S.: Elektroniczne układy wtryskowe silników wysokoprężnych, Wydawnictwo Komunikacji i Łączności, Warszawa 2009
28. JANTOS J., MAMALA J., BIENIEK A., KOWALSKI D., GRABA M.: Pojazdy typu "OFF ROAD" w aspekcie przyszłościowych norm emisji spalin, Journal of KONES, Zakopane, Poland 2009,
29. JUNG S., ISHIDA M., YAMAMOTO S., UEKI H., SAKAGUCHI D. : Enhancement of NO<sub>x</sub>-PM trade off I a diesel engine adopting bio-ethanol and EGR, International Journal of Automotive Technology, Vol. 11, No. 5, pp. 611–616 (2010)
30. KÄMER A.: Erstellung von Echtzeitmotormodellen aus den Konstruktionsdaten von Verbrennungsmotoren; 2003; Technische Universität Dresden
31. KESSEL J-A., SCHMIDT M., ISERMANN R.: Modelbasierte Motorsteuerung, Regelung Und – Ueberwachung, MTZ Nr 59, 1998, p. 240-246,
32. Kolbenschmidt, Pierburg Group –materiały informacyjne 2010
33. KOPIŃSKI D., JACSON C.: Nonroad Diesel PM Control, US EPA, Washington 1997. s. 1-20
34. KOWALSKI D., BIENIEK A., BROL S.: Irregularity of rotational speed Diesel engine with modified fuel injection system, Journal of Kones, Powertrain and Transport, Vol 18. no. 4, s. 199 – 204, 2011r.
35. KOZAK W.: Kształtowanie parametrów wtrysku do silników o zapłonie samoczynnym, Politechnika Poznańska 2008

*Projekt współfinansowany przez Unię Europejską ze środków Europejskiego Funduszu Rozwoju Regionalnego  
w ramach Regionalnego Programu Operacyjnego Województwa Opolskiego na lata 2007 – 2013  
"Inwestujemy w Twoją przyszłość"*

36. KUESSEL M., BELLMANN H., HERDEN W., :Brennraum–Drucksensor fuer den Einsatz in Serienmotoren, MTZ Nr 57, 1996, p.16-22
37. LEJDA K.: Elimination of NO<sub>x</sub> Emission In Diesel Engine by EGR Metod, Western Sciientific Centra of Ukrainian Transport Academy, Logos 2000
38. LEONHARDT S., ISERMANN R.,: Echtzeit-Ueberwachung Von Diesel-Einspritzanlagen, MTZ Nr .57 1996, p.116-123
39. LEONHARDT S., LUDWIG C., SCHWARZ R.,: Real-Time Supervision For Diesel Engine Injection, Control Engine Practice, Elsevier Science, Vol. 3, No. 7, Pp. 1003-1010, 1995,
40. LUFT S.: Podstawy budowy silników, Wydawnictwo Komunikacji i Łączności, Warszawa 2006
41. Materiały firmy Drivven, <http://www.drivven.com/StandAloneDriverSystems.htm> (22.06.2010)
42. Materiały firmy Motorpal, Motorpal products catalogue 2009, <http://www.motorpal.cz/en/products.aspx> (05.06.2010)
43. Materiały informacyjne firmy Zetor, <http://www.zetor.com> (15.05.2010)
44. MERKER G.; SCHWARZ C.; STIESCH G.; OTTO F.; Verbrennungsmotoren – Simulation der Verbrennung und Schadstoffbildung; Teubner Verlag; Wiesbaden 2006
45. MERKISZ J., LIJEWSKI P., WALASIK S.: Analiza warunków pracy silników pojazdów o zastosowaniach pozadrogowych w aspekcie przepisów dotyczących emisji związków toksycznych spalin, Maintaince and reliability 1/2010, s. 42 -48
46. MERKISZ J.: Ekologiczne problemy silników spalinowych, TOM 2, Politechnika Poznańska 1999
47. MERKISZ J.: Ekologiczne problemy silników spalinowych, Wydawnictwo Politechniki Poznańskiej, Poznań 1998
48. MOLLENHAUER K., Handbuch Dieselmotoren, 1997 Springer
49. MOLLENHAUER K.; Tschöke h.: Handbuch Dieselmotoren; Berlin 2007; Springer Verlag
50. MYSZKOWSKI S.: Recykulacja spalin w silnikach cz.1,Dodatek techniczny do Wiadomości Inter Cars S.A. 06/2010
51. NOWAKOWSKI J.: Model cyklu roboczego silnika o zapłonie samoczynnym i jego zastosowanie do doboru parametrów regulacyjnych, Rozprawy Naukowe, Akademia Techniczno-Humanistyczna w Bielsku – Białej, nr 15/2005.
52. OLBRYCHT J.: Elektryczny AGR, Auto-Moto-Serwis 4/2004
53. ORZECOWSKI Z., PRYWER J., ZARZYCKI R.: Mechanika płynów w inżynierii i ochronie środowiska,
54. PINSON J.,: Bringing The Low Nox Diesel Undercontrol, Presentation To The Diesel Engine Emissions Reduction (Deer) Conference, 2006,
55. POLESZAK J.,: The Adaptive Control Of The Injection Timing In The Diesel Engine; Maintaince and Durability, Nr 2/2003 p.52,
56. Poradnik mechanika, WKiŁ 2002r
57. PROSNAK W.J: Mechanika płynów, PWN, Warszawa 1971
58. ROKOSCH U.: Układy oczyszczania spalin i pokładowe systemy diagnostyczne samochodów OBD, Wydawnictwo Komunikacji i Łączności, Warszawa 2007
59. ROSKAM R.: Labor für Antriebsmanagement – Umdruck zum Labor; 2003 Ostfalia Hochschule für angewandte Wissenschaften
60. SELLNAU M., MATEKUNAS F., BATTISTON P., CHANG C., LANCASTER D.,: Cylinder-Pressure-Based Engine Control Using Pressure-Ratio-Management and Low-Cost Non-Intrusive Cylinder Pressure Sensors, SAE Paper No 2000-01-0932, SAE World Congress 2000 p. 1-20
61. SHIAO Y., MOSKWA J.,: Cylinder Pressure and Combustion Heat Release Estimation for SI Engine Diagnostics Using Nonlinear Sliding Observers, IEEE Transactions On Control Systems Technology Vol. 3 No 1, 1995
62. SOBIESZCZAŃSKI M. i in.: Wpływ parametrów regulacyjnych silnika ZS na zawartość składników toksycznych i zadymienie spalin. Nauka i technika. Eksploatacja i niezawodność, nr 3/2008, Akademia Techniczno-Humanistyczna w Bielsku – Białej 2008
63. 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-Symposjum Wien 2005

*Projekt współfinansowany przez Unię Europejską ze środków Europejskiego Funduszu Rozwoju Regionalnego  
w ramach Regionalnego Programu Operacyjnego Województwa Opolskiego na lata 2007 – 2013  
"Inwestujemy w Twoją przyszłość"*

64. SZULBORSKI A., ŁĘGIEWICZ J.: Zasobnikowe układy wtryskowe Common Rail (Informatory Techniczne Bosch), uzup. do 2. wyd., Wydawnictwa Komunikacji i Łączności Warszawa, Warszawa 2009
65. SZULBORSKI A.: Elektroniczne sterowanie silników wysokoprężnych: układ wtryskowy Common Rail (Informatory Techniczne Bosch), Wydawnictwo Komunikacji i Łączności, Warszawa 2001
66. TONETTI M.: EGR Control System, United States Patent Application Publication US 2009/0205617 A1, 2009, s. 1-8
67. VDMA: Exhaust Emission Legislation Diesel and Gas Engines, 2008
68. VIBE, I.I.: Brennverlauf und Kreisprozess von Verbrennungsmotoren. Berlin: VEB Verlag Technik 1970
69. WAJAND J.A. WAJAND J.T.: Tłokowe silniki spalinowe średnio i szybkoobrotowe. WNT, Warszawa 1993.
70. WALSH M.: Global trends in diesel emissions regulation - a 2001 update. SAE technical paper 2001-01-0183.
71. WIMMER A.,: Sheets Thermodynamik des Verbrennungsmotors TU Graz 2006
72. WŁODARCZYK M.,: High Accuracy Glow Plug-Integrated Pressure Sensor For Closed Loop Engine Control, MTZ. Worldwide 11/2004, Volume 60
73. YOKOMURA H., KOHKETSU S., K. MORI: EGR System in a Turbocharged and Intercooled Heavy-Duty Diesel Engine – Expansion of EGR Area with Venturi EGR System Technical Review 2003.
74. ZELLBECK H.; FRIEDRICH J.: Optimierung von Verbrennungsmotoren mit Hardware-in-the-Loop Simulationen; Technische Universität Dresden, Lehrstuhl Verbrennungsmotoren
75. Zeszyty Naukowe Akademii Morskiej nr 5/77 K. Kwiatkowski, B. Żółtowski, Pomiar składu spalin

Nazwa projektu: „Utworzenie nowoczesnego stanowiska badawczego do badania układów napędowych pojazdów drogowych i rolniczych spełniającego wymogi określone w PN oraz w certyfikacie TUV na Politechnice Opolskiej,,

Nr ewidencyjny wniosku: WND-RPOP.01.03.01-16-010/12

Nr umowy o dofinansowanie projektu: RPOP.01.03.01-16-010/12-00

Nazwa programu: Regionalny Program Operacyjny Województwa Opolskiego na lata 2007 – 2013

Oś priorytetowa: RPOP.01.00.00 – Wzmocnienie atrakcyjności gospodarczej regionu

Działanie: RPOP.01.03.00 – Innowacje, badania, rozwój technologiczny

Poddziałanie: RPOP.01.03.01 – Wsparcie sektora B+R oraz innowacji na rzecz przedsiębiorstw

Jednostka organizacyjna/wydział – Wydział Mechaniczny