



Politechnika Krakowska im. Tadeusza Kościuszki
Wydział Mechaniczny
Instytut Pojazdów Samochodowych i Silników Spalinowych

mgr inż. Marian Forma

**Analiza sprawności ogólnej i parametrów ekologicznych
silnika dwusuwowego ZI z bezpośrednim wtryskiem
paliwa**

Rozprawa doktorska

Promotor: dr hab. inż. Władysław Mitianiec

Kraków, kwiecień 2011



Spis treści

Zestawienie użytych w tekście skrótów i oznaczeń	5
1. Wprowadzenie	7
1.1. Tendencje rozwojowe dwusuwowych silników spalinowych w ujęciu historycznym	7
1.2. Dotychczasowe rozwiązania zasilania wtryskowego silników dwusuwowych	10
2. Założenia pracy doktorskiej	19
2.1. Cel pracy doktorskiej	19
2.2. Teza naukowa pracy	19
2.3. Cechy nowości i oryginalności proponowanej pracy	19
2.4. Plan pracy doktorskiej	20
2.4.1. Szczegółowy plan realizacji tematyki	20
2.4.2. Zakres pracy	20
2.4.3. Obiekt badań	21
3. Model matematyczny procesu wtrysku paliwa	23
3.1. Opis matematyczny formowania ładunku w cylindrze	23
3.2. Siły działające na kroplę paliwa	24
3.3. Proces odparowania paliwa w cylindrze	25
4. Symulacja pracy silnika z bezpośrednim wtryskiem paliwa	27
4.1. Model obliczeniowy silnika w programie GT – Power	27
4.1.1. Model obiektowy silnika	27
4.1.2. Algorytm do obliczeń symulacyjnych bezpośredniego wtrysku paliwa w silniku dwusuwowym	28
4.1.3. Dane początkowe i brzegowe do symulacji	31
4.1.4. Model spalania	34
4.2. Obliczenia numeryczne w programie GT – Power	36
4.2.1. Przebieg ciśnienia i temperatury w cyklu roboczym silnika	36
4.2.2. Parametry pracy silnika	40

4.2.3. Udziały masowe składników gazów wylotowych w spalinach	43
4.2.4. Analiza procesu spalania	47
4.3. Model obliczeniowy silnika w programie KIVA-3V	50
4.3.1. Siatka obliczeniowa silnika Robin EC12 do symulacji w programie KIVA-3V	51
4.3.2. Warunki początkowe i brzegowe	52
4.3.3. Modele obliczeń w programie KIVA-3V	54
4.4. Wyniki symulacji procesów zachodzących w silniku Robin EC12 z bezpośrednim wtryskiem paliwa w programie KIVA-3V	55
4.4.1. Wektory prędkości	55
4.4.2. Tworzenie mieszanki paliwowo – powietrznej	58
4.4.3. Temperatura w cylindrze	60
4.4.4. Proces odparowania paliwa	63
4.4.5. Ciśnienie i temperatura	65
4.4.6. Skład spalin w cylindrze	66
4.5. Wnioski z symulacji numerycznej	69
5. Obiekt badań i badania stanowiskowe	70
5.1. Obiekt badań	70
5.2. Stanowisko badawcze	71
5.3. Program sterowania zasilaniem wtryskowym silnika	73
6. Badania doświadczalne silnika z bezpośrednim wtryskiem paliwa	76
6.1. Wpływ ciśnienia wtrysku paliwa na parametry robocze silnika	76
6.1.1. Moc silnika i zużycie paliwa	76
6.1.2. Składniki spalin	78
6.2. Kąt wyprzedzenia wtrysku paliwa	81
6.2.1. Moment obrotowy silnika	81
6.2.2. Współczynnik nadmiaru powietrza	84
6.2.3. Zużycie paliwa	86
6.2.4. Udział objętościowy składników spalin	91
6.3. Charakterystyki obciążeniowe silnika	102
6.4. Pomiary ciśnień	105

7. Proces spalania w dwusuwowym silniku z bezpośrednim wtryskiem paliwa	109
7.1. Wydzielanie ciepła w cylindrze silnika DFI	109
7.2. Ocena przebiegu procesu spalania w cylindrze silnika	111
8. Porównanie wybranych parametrów roboczych silnika z zasilaniem gaźnikowym i z bezpośrednim wtryskiem paliwa	114
8.1. Porównanie parametrów roboczych silnika z zasilaniem gaźnikowym i z zasilaniem wtryskowym	114
8.2. Porównanie udziałów składników gazów wylotowych	116
9. Analiza błędów pomiarów	120
9.1. Klasyfikacja błędów pomiarowych	120
9.2. Teoria niepewności maksymalnej - metoda różniczki zupełnej	122
9.3. Oszacowanie błędu wyznaczania sprawności ogólnej silnika	123
10. Wnioski końcowe	125
10.1. Podsumowanie	125
10.2. Wnioski wynikające z pracy	125
10.3. Zamierzenia dalszych prac	126
Bibliografia	127

Zestawienie użytych w tekście oznaczeń

- Δp_{sp} – przyrost ciśnienia związany z procesem spalania [MPa]
 Δp_v – zmiana ciśnienia wynikająca ze zmiany objętości przestrzeni roboczej [MPa]
CO – objętościowy udział tlenku węgla w spalinach [%]
CO₂ – objętościowy udział dwutlenku węgla w spalinach [%]
 d_c – średnica cylindra [mm]
 g_e – jednostkowe zużycie paliwa [g/kWh]
 G_h – godzinowe zużycie paliwa [kg/h]
HC – objętościowy udział niespalonych węglowodorów w spalinach [ppm]
max – maksimum
min – minimum
 m_{inj} – masa dawki paliwa [mg]
 M_o – moment obrotowy [Nm]
 n – prędkość obrotowa wału korbowego silnika [obr/min]
 N_i – moc indykowana [kW]
 N_e – moc efektywna [kW]
NO – objętościowy udział tlenków azotu w spalinach [ppm]
 p_c – ciśnienie w przestrzeni roboczej cylindra silnika [Pa]
 p_e – ciśnienie efektywne [Pa]
 p_i – ciśnienie indykowane [Pa]
 p_{inj} – ciśnienie wtrysku [bar]
 r – promień wykorbienia [mm]
 s – skok tłoka [mm]
 t – czas [s]
 t_{inj} – czas wtrysku [s]
 T_{ot} – temperatura otoczenia [K]
 T_{spal} – temperatura spalin [K]

Symbole greckie

- α – kąt obrotu wału korbowego [°]
 α_{ign} – kąt zapłonu [° OWK]
 α_{inj} – kąt wyprzedzenia wtrysku [° OWK]
 α_{thr} – stopień otwarcia przepustnicy [%]

- $\Delta\alpha_0$ – kąt całkowitego spalania [$^\circ$ OWK]
 $\Delta\alpha_r$ – kąt rozwoju płomienia [$^\circ$ OWK]
 δp_c – przyrost ciśnienia indukowanego [MPa]
 η_0 – sprawność ogólna silnika [-]
 η_c – sprawność cieplna silnika [-]
 λ – współczynnik nadmiaru powietrza [-]
 ρ_{ot} – gęstość gazu w otoczeniu [kg/m^3]
 ρ_{pal} – gęstość paliwa [kg/m^3]
 μ_{pal} – współczynnik lepkości kinematycznej paliwa [Pa·s]
 v – względna prędkość strumienia cieczy w ośrodku gazowym [m/s]
 σ – napięcie powierzchniowe paliwa [N/m]

Skróty używane w tekście

- CFD – ang. *Computation Fluid Dynamic* – symulacja komputerowa przepływu płynów
 DI – ang. *Direct Injection* – wtrysk bezpośredni
 DMP – dolne martwe położenie tłoka
 EFIS – ang. *Electronic Fuel Injection System*,
 FAS – ang. *Fully Atomized Stratified Turbulence*
 FSI – ang. *Fuel Stratified Injection* – wtrysk paliwa z uwarstwieniem ładunku
 GMP – górne martwe położenie tłoka
 IAPAC – *Injection Assisted Par Air Comprime* – wtrysk paliwa ze wspomaganie powietrza
 KIVA – program symulacji komputerowej reakcji chemicznych oraz procesów spalania wtryskiwanego paliwa
 LOB – liczba oktanowa paliwa określona metodą badawczą [-]
 LOM – liczba oktanowa paliwa określona metodą motorową [-]
 MPI – ang. *Multi Point Injection* - wtrysk wielopunktowy do przewodu dolotowego
 OCP – ang. *Orbital Combustion Process*
 OP – stopień otwarcia przepustnicy
 OWK – obroty wału korbowego
 RMIS – ang. *Rich Mixture Injection System* – system wtrysku bogatej mieszanki,
 SEFIS – ang. *Small Engine Fuel Injection System*
 SFI – ang. *Side Fuel Injection* – wtrysk boczny paliwa
 SPI – ang. *Single Point Injection* – jednopunktowy wtrysk paliwa
 TFI – ang. *Top Fuel Injection* – wtrysk głowicowy paliwa

1. WPROWADZENIE

1.1. TENDENCJE ROZWOJOWE DWUSUWOWYCH SILNIKÓW SPALINOWYCH W UJĘCIU HISTORYCZNYM

Pierwszą konstrukcją silnika dwusuwowego przypisuje się Francuzowi Etienne Lenoir [58], [105], który w roku 1860 opatentował swój wynalazek spalający mieszaninę gazu świetlnego i powietrza w cylindrze, w którym poruszał się tłok o dwustronnym działaniu. Pierwszy silnik dwusuwowy ze wstępnym sprężaniem ładunku skonstruował Anglik Dugald Clarc w 1878 roku [12], [58], [105]. Konstrukcja ta znalazła zastosowanie w budowie dużych jednostek przemysłowych i okrętowych. W pojazdach mechanicznych dominowała konstrukcja silnika czterosuwowego. Zastosowanie rozrządu trójuszczelinowego z przepłukaniem za pomocą skrzyni korbowej (Day & Sons w roku 1889) zwróciło uwagę na cenne zalety silnika dwusuwowego również w zastosowaniach motoryzacyjnych, ale przez szereg lat były to konstrukcje przeznaczone do napędu pojazdów jednośladowych ze względu na niski koszt wykonania oraz prostotę konstrukcji i obsługi.

Znane wady silników dwusuwowych, w szczególności duże jednostkowe zużycie paliwa (w odniesieniu do silników czterosuwowych) i wysoka strata wylotowa będąca następstwem niedoskonałości procesu przepłukania, ograniczały ich zastosowanie i rozwój. Szacuje się, że w silniku dwusuwowym o klasycznym rozrządzie tłokowo-szczelinowym i gaźnikowym zasilaniu, strata wylotowa wynosi ok. 40% paliwa dostarczanego do cylindra silnika [58]. Zwłaszcza ta cecha zdecydowała o eliminacji silnika dwusuwowego jako jednostki napędowej w samochodach (DKW, SAAB, Wartburg i Trabant w NRD, Syrena w Polsce). W wielu krajach poczynając od lat 80-tych dwudziestego wieku zabroniono z tych względów stosowania silników dwusuwowych jako jednostek napędowych w samochodach. Nie powstrzymało to lawinowego rozpowszechnienia się tego typu silnika w pojazdach jednośladowych oraz w licznych zastosowaniach w gospodarstwach domowych i w przemyśle. Dość wcześnie, jeszcze w okresie międzywojennym, podjęto prace nad modyfikacją układu zasilania silników dwusuwowych, ale za pierwszą udaną konstrukcję seryjnego silnika dwusuwowego z bezpośrednim wtryskiem benzyny uważany jest silnik Goliath/Gutbroth z 1952 roku [12].

Upowszechnienie zastosowań silników dwusuwowych zwłaszcza w małych pojazdach do komunikacji indywidualnej oraz w licznych urządzeniach stosowanych w przemyśle i w gospodarstwach domowych, spowodowało konieczność wprowadzenia ograniczeń emisji

szkodliwych substancji w spalinach. Na naszym obszarze wymagania w tym zakresie określa regulamin ECE-R47.

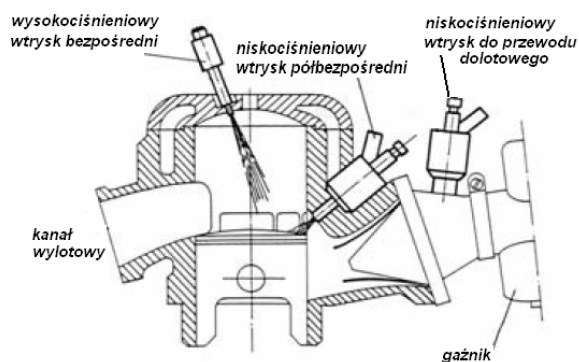
Tradycyjna konstrukcja układu zasilania w silniku dwusuwowym oparta na rozrządzie szczelinowo – tłokowym i tworzeniu mieszanki paliwowo – powietrznej za pomocą gaźnika, uniemożliwia spełnienie tych wymagań zwłaszcza dla szerokiego zakresu rozwijanych prędkości obrotowych i konieczności uzyskiwania odpowiedniego momentu obrotowego w zmiennych warunkach pracy. Przeszkodą nie do pokonania jest wydalanie znacznych ilości niespalonych węglowodorów w procesie przepłukiwania cylindra, a co za tym idzie – znaczna zawartość tych węglowodorów w spalinach. Obniża to sprawność silników dwusuwowych oraz uniemożliwia spełnienie norm czystości spalin.

Próby zastosowania mechanicznych pomp wtryskowych w małych silnikach dwusuwowych [12], [52], [58] nie doczekały się szerszego zastosowania głównie ze względu na wysoki koszt wytwarzania tych pomp (zwłaszcza w odniesieniu do kosztu wytwarzania samego silnika) oraz znaczne zapotrzebowanie mocy do napędu takich pomp, który to napęd musiał być realizowany bezpośrednio z wału korbowego silnika. Na obecnym poziomie rozwoju elektronicznych urządzeń wtryskowych, stały się one podstawą do konstrukcji nowoczesnych układów zasilania małych silników dwusuwowych.

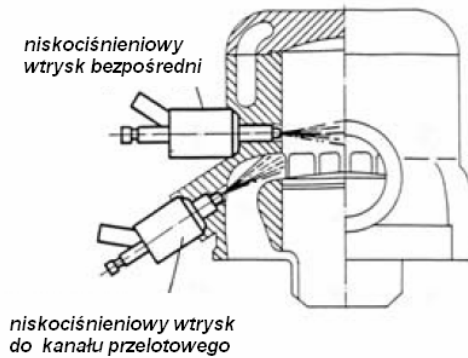
Obecnie stosowane są następujące systemy wtrysku paliwa [13], [80]:

- a) wtrysk pośredni do układu dolotowego strumienia powietrza przed skrzynią korbową,
- b) wtrysk bezpośredni do komory spalania cylindra,
- c) wtrysk półbepośredni do kanału przelotowego łączącego skrzynię korbową z cylindrem,
- d) systemy kombinowane.

Na rys. 1.1 i 1.2 przedstawiono sposoby montażu wtryskiwacza w cylindrze silnika dwusuwowego dla różnych, wymienionych powyżej systemów wtrysku paliwa [12], [80], [119].



Rys. 1.1. Możliwości umiejscowienia wtryskiwacza paliwa w cylindrze silnika dwusuwowego dla systemu wtrysku bezpośredniego TFI, półbepośredniego i pośredniego do przewodu dolotowego



Rys. 1.2. Umieszczenie wtryskiwacza dla przypadku wtrysku bezpośredniego SFI oraz półbezpośredniego – wtrysk do kanału przelotowego.

W procesie zasilania silnika dwusuwowego należy uwzględnić szereg czynników decydujących o efektywności spalania mieszanki paliwowo – powietrznej. Paliwo bowiem może być dostarczone do cylindra (do jego przestrzeni roboczej) w postaci ciekłej lub w postaci mieszaniny powietrza i częściowo odparowanego paliwa wytworzonej poza przestrzenią roboczą cylindra. Bardzo istotna jest ilość odparowanego paliwa przed zapłonem. Wpływa na to czas wzajemnego kontaktu paliwa z powietrzem oraz temperatura ładunku powietrza, do którego wtryskiwany jest strumień paliwa. Nie mniej istotny jest względny ruch powietrza i strumienia paliwa. Efekt korzystnego dla procesu spalania odparowania paliwa można osiągnąć przy zastosowaniu zasilania gaźnikowego lub poprzez wtrysk paliwa do przewodu dolotowego. Te systemy powodują jednak bardzo duże straty wylotowe, gdyż mieszanina paliwa i powietrza dociera do cylindra przed zamknięciem okna wylotowego. Konsekwencją jest niecałkowite spalanie podawanej dawki paliwa i duża zawartość węglowodorów w spalinach.

Na obecnym etapie spełnienie wymagań ekologicznych może zapewnić tylko proces dostarczenia odpowiednio przygotowanej mieszanki paliwowo – powietrznej do cylindra silnika dwusuwowego po zakończeniu fazy przepłukiwania, czyli po zamknięciu okna wylotowego przez krawędź tłoka.

Podawanie paliwa bezpośrednio do cylindra w okresie po zamknięciu okna wylotowego, gdy ładunek świeżego powietrza ze skrzyni korbowej wypiera spaliny i powoduje skrócenie czasu kontaktu paliwa z ładunkiem świeżego powietrza. Taka sytuacja powoduje, że paliwo tylko częściowo jest odparowane, a całkowite odparowanie kończy się podczas procesu spalania. Gwałtownie wzrasta wtedy temperatura w przestrzeni roboczej, co przyspiesza odparowanie paliwa. Taki sposób realizacji zasilania silnika (bezpośredni wtrysk strumienia paliwa do przestrzeni roboczej cylindra) sprzyja powstaniu stref wzbogaconej mieszanki, czyli tzw. uwarstwieniu ładunku.

W systemie bezpośredniego wtrysku paliwa do cylindra można w szerokim zakresie wpływać na wartość współczynnika nadmiaru powietrza λ poprzez zmianę czasu wtrysku dawki paliwa oraz ciśnienia wtrysku.

Z uwagi na małe wymiary w stosunku do silników czterosuwowych o porównywalnej mocy, dużą jednostkową moc i możliwość pracy w różnych pozycjach, silniki dwusuwowe są stosowane w pojazdach takich jak motorowery, małe motocykle, skutery, wózki transportowe trójkołowe a także w małych urządzeniach agrotechnicznych i komunalnych, w piłach spalinowych oraz w łodziach motorowych jako silniki zaburtowe. Przykładem niech będzie powszechne zastosowanie przez marynarkę wojenną Stanów Zjednoczonych dwusuwowych silników zaburtowych w łodziach desantowych ze względu na niezawodny rozruch i możliwość pracy w trudnych warunkach atmosferycznych. W zakresie pojemności skokowej do 150 cm³ silniki dwusuwowe stanowią 70 – 100 % w ogólnej liczbie stosowanych silników, zaś w piłach motorowych jest to 100 %.

W niektórych strefach klimatycznych (kraje śródziemnomorskie, i Azja południowa) prowadzenie badań nad doskonaleniem silnika dwusuwowego jest koniecznością ze względu na lawinowy wzrost ich produkcji na olbrzymim rynku pojazdów jednośladowych do komunikacji indywidualnej. Zasadniczym celem modernizacji tych silników jest obniżenie zużycia paliwa, obniżenie głośności pracy oraz zmniejszenia ilości toksycznych składników spalin, szczególnie węglowodorów i tlenku węgla. Uzyskanie pozytywnych wyników jest możliwe na drodze tworzenia ekonomicznych układów wtryskowych.

1.1. DOTYCHCZASOWE ROZWIĄZANIA ZASILANIA WTRYSKOWEGO SILNIKÓW DWUSUWOWYCH

Podejmowane i realizowane prace w zakresie modernizacji układów zasilania silników dwusuwowych muszą uwzględniać następujące uwarunkowania techniczne charakterystyczne dla tych silników[35], [78], [80], [119], 120]:

- duża zawartość pozostałości gazów spalinowych w komorze spalania
- ruch ładunku po procesie przepłukania (przepłukanie pętlowe, przepłukanie krzyżowe, przepłukanie wzdłużne)
- lokalizacja świecy zapłonowej
- efekt wyciskania (squish) inicjujący turbulentny ruch ładunku w przestrzeni roboczej silnika
- kształt komory spalania (przeważnie półkulisty)
- przepływ ciepła (system chłodzenia powietrzny lub cieczowy)

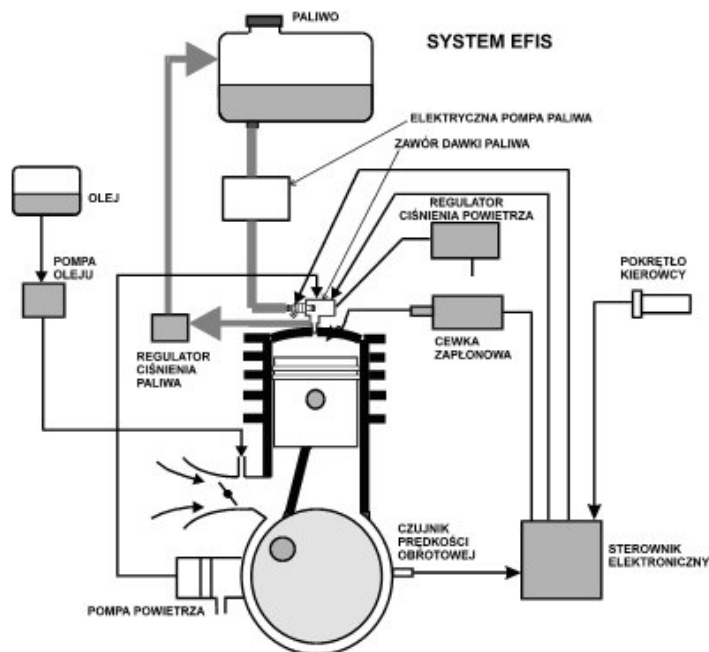
- system zasilania (gaźnikowy lub wtryskowy), który inicjuje formowanie mieszanki homogenicznej lub uwarstwionej
- rzeczywisty współczynnik sprężania uwarunkowany parametrami geometrycznymi cylindra (średnica i skok tłoka)
- paliwo (wartość opałowa, liczba oktanowa) – zależność odparowania od wielkości kropeł paliwa
- dodatkowy udział oleju smarującego

Ponadto proponowane rozwiązania muszą uwzględniać następujące podstawowe wymagania w zakresie ekologii:

- duże jednostkowe zużycie paliwa w porównaniu z silnikami 4-suwowymi
- duża emisja węglowodorów i tlenku węgla
- symetria otwarcia szczeliny przelotowej i wylotowej
- niedoskonały system chłodzenia silnika (zwykle chłodzenie powietrzne)
- problem ze smarowaniem silnika (mieszanka oleju i paliwa w pewnych proporcjach)
- nierównomierność pracy w poszczególnych cyklach – wysoki wskaźnik pozostałości gazów w cylindrze
- głośna praca silnika.

Spośród znanych i proponowanych rozwiązań systemów niekonwencjonalnego zasilania silników dwusuwowych zaprezentowano poniżej następujące:

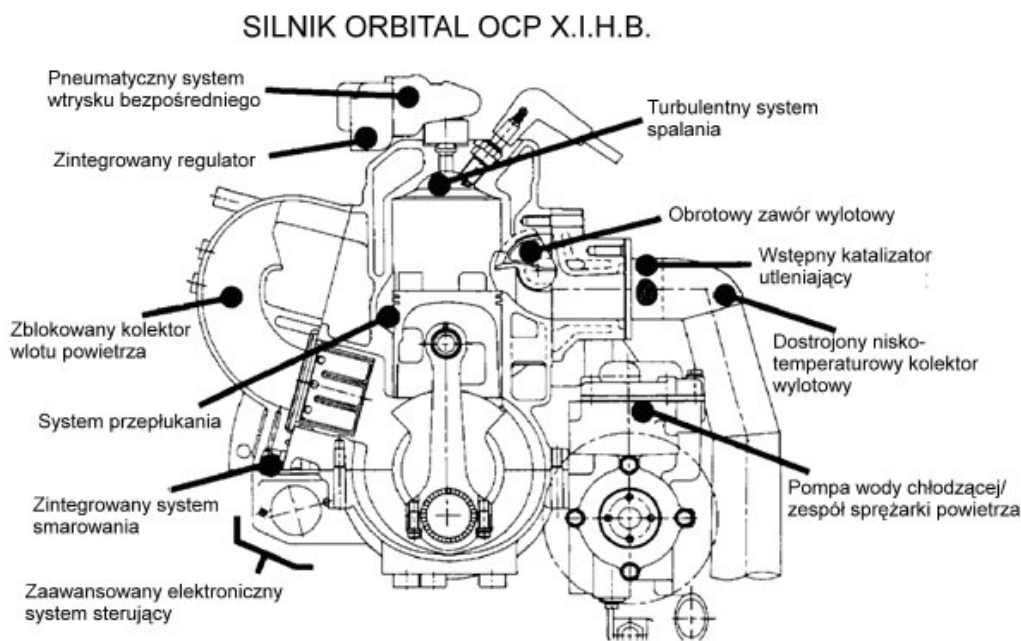
Zasilanie w systemie EFIS (rys. 1.3) jest stosowane w silnikach zaburtowych Mercury. Sterownik elektroniczny umożliwia regulację ciśnienia paliwa i powietrza. Wtrysk paliwa jest realizowany z użyciem typowego wtryskiwacza z dwusuwowego silnika samochodowego. Wielkość dawki podawanego paliwa zależy od zmiany ciśnienia i jest regulowana przez pompę dozującą. Wtrysk paliwa następuje w obecności sprężonego powietrza podawanego przez mechaniczną pompę. Zapewnia to wstępne rozdrobnienie kropeł paliwa do średnicy około 10 μm , co sprzyja lepszemu odparowaniu w procesie tworzenia mieszanki paliwowo - powietrznej.



Rys. 1.3. Silnik dwusuwowy z elektronicznym systemem dostarczania paliwa EFIS

Silnik zasilany w systemie EFIS z systemem spalania OCP firmy Orbital [10], [44], [121] był stosowany w skuterze Honda NSR 125 o pojemności skokowej 125 cm³.

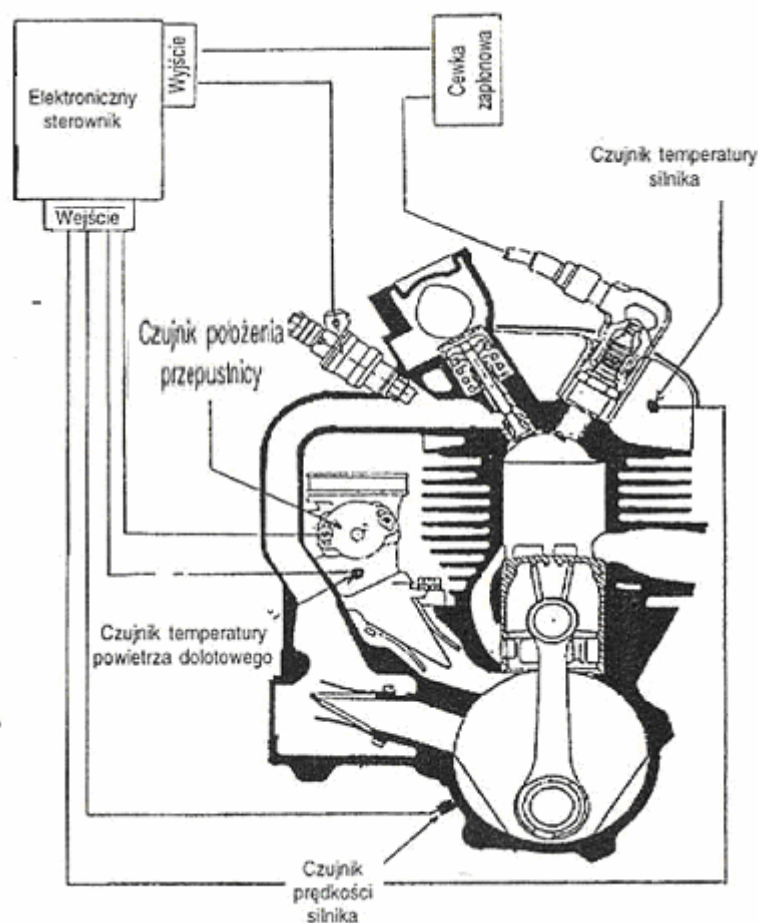
Projekt silnika ze wspomaganym powietrzem wtryskiem bezpośrednim paliwa wg koncepcji firmy Orbital [25], [44], [121] pokazany na rys. 1.4. Wtrysk paliwa odbywa się poprzez wtryskiwacz umieszczony centralnie w komorze spalania wraz z zespołem pneumatycznego regulatora.



Rys.1.4. Silnik OCP (Orbital Combustion Process) z bezpośrednim wtryskiem paliwa do napędu samochodu.

Napełnianie silnika powietrzem odbywa się poprzez kanały przelotowe łączące skrzynię korbową z komorą spalania, która dzięki odpowiedniemu ukształtowaniu tej komory oraz denka tłoka pozwala na uzyskanie wysokiej turbulencji ładunku już przed procesem spalania, co sprzyja dobremu wymieszaniu powietrza i paliwa oraz wpływa korzystnie na proces spalania. Paliwo podawane jest przez pompę elektryczną pod ciśnieniem 70 kPa do komory spalania poprzez wtryskiwacz, z którym zintegrowany jest regulator ilości podawanego powietrza pod ciśnieniem 0,55 MPa. W procesie przepłukania w zależności od prędkości obrotowej ograniczono ilość wydalanego ładunku z cylindra w okresie przepłukania przez zastosowanie obrotowego zaworu wylotowego, natomiast za oknem wylotowym ulokowany jest wstępny reaktor katalityczny utleniający niespalone węglowodory i CO.

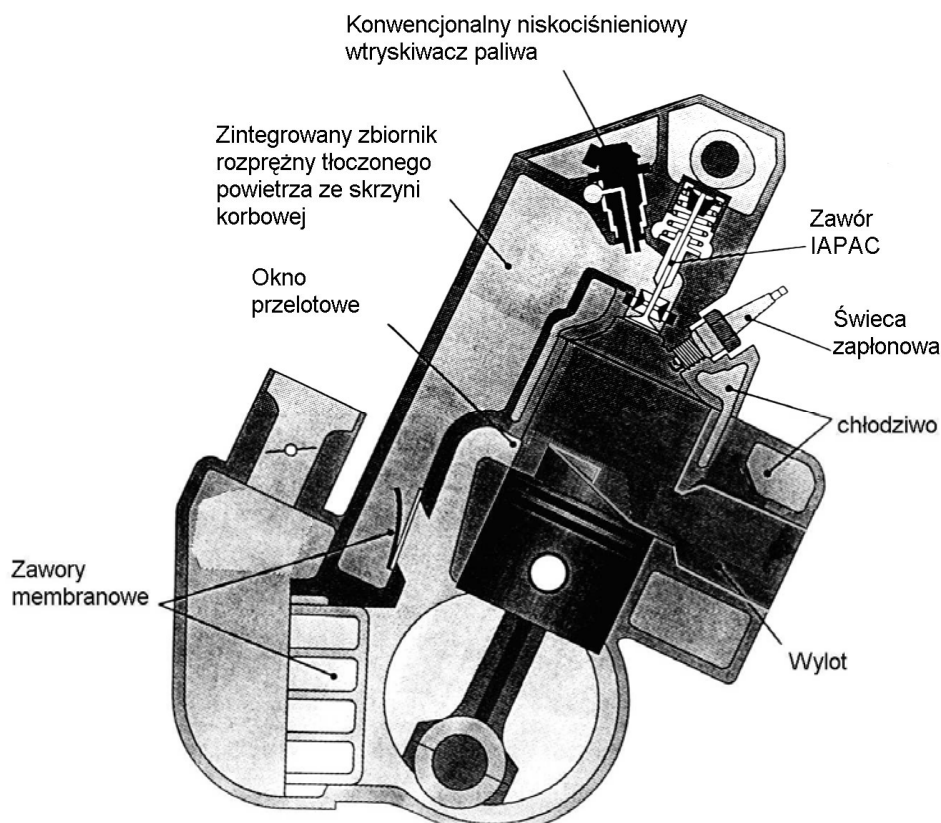
Firma Piaggio [96], [97], [114] częściowo sponsorowana przez EEC-DG XVII prowadzi prace konstrukcyjne i badania nad półbezpośrednim wtryskiem paliwa do małych silników przeznaczonych do skuterów i motocykli z układem elektronicznego sterowania (ECU) o niskich kosztach wytwarzania. Schemat takiego silnika przedstawiono na rys. 1.5.



Rys. 1.5. Projekt motorowerowego silnika dwusuwowego Piaggio z systemem wtrysku paliwa do kanału przelotowego (wtrysk półbezpośredni) IAPAC (Injection Assitee Par Air Comprime).

Dawka paliwa dostarczana do silnika jest sterowana sygnałami pochodzącymi od czujnika prędkości obrotowej i położenia wału korbowego oraz czujnika temperatury zasysanego powietrza, temperatury silnika i miernika potencjometrycznego wskazującego położenie przepustnicy powietrza. Według wstępnych danych zużycie paliwa zmniejszyło się o 40%, a emisja CO i HC+NO_x odpowiednio jest 60 razy i 5 razy mniejsza niż w konwencjonalnym silniku dwusuwowym.

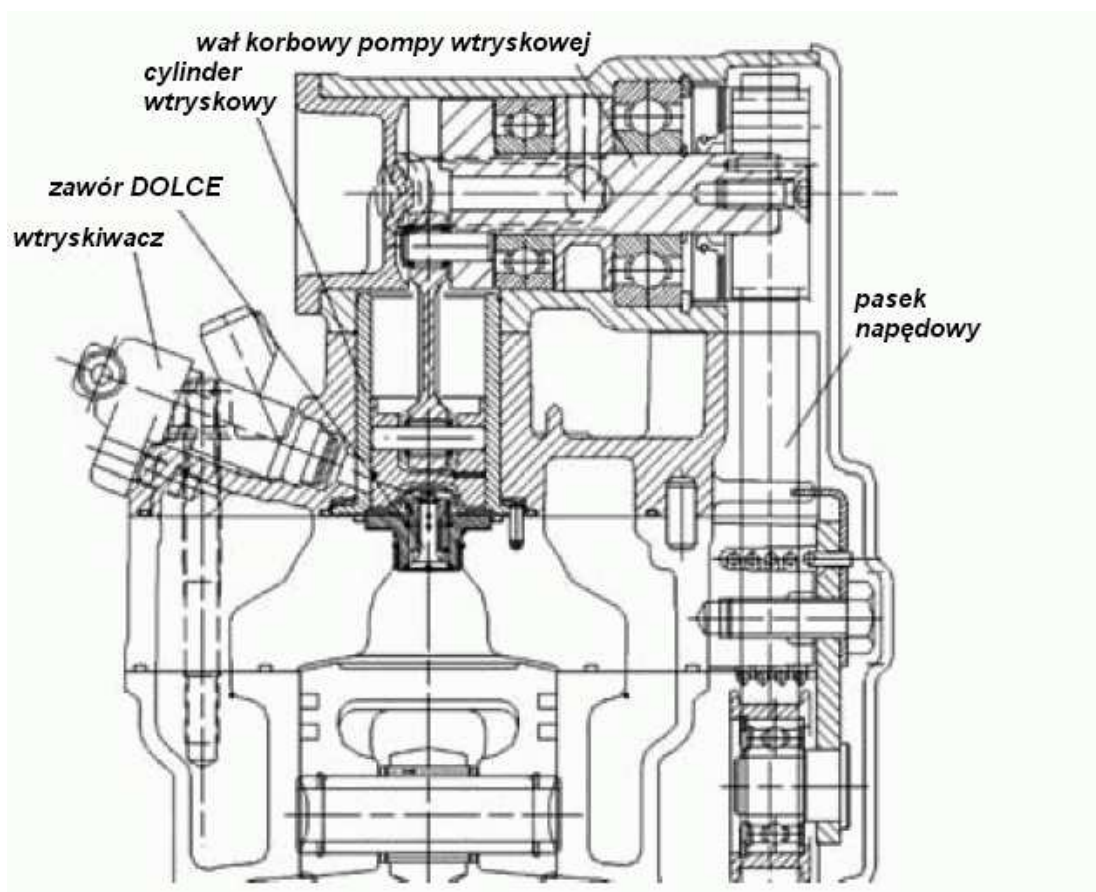
Na rys. 1.6 przedstawiono schemat silnika dwusuwowego z wtryskiem paliwa do komory spalania w obecności sprężonego powietrza IAPAC [12], [80]. Do skrzyni korbowej zasysane jest powietrze przez samoczynny zawór membranowy, przy czym natężenie przepływu jest regulowane przepustnicą na wlocie do przewodu dolotowego. System napełniania cylindra jest dwuetapowy. W etapie pierwszym cylinder jest napełniany świeżym powietrzem przez kanały przelotowe ze skrzyni korbowej (jak w systemie klasycznego zasilania). Wskutek różnicy ciśnień pomiędzy skrzynią korbową i dodatkową przestrzenią w postaci zintegrowanego z kadłubem zbiornika o określonej objętości, część powietrza dostaje się do tej przestrzeni w następstwie odchylenia płytek zaworu membranowego. W etapie



Rys. 1.6. Dwusuwowy silnik z elektronicznie sterowanym półbezpośrednim wtryskiem paliwa razem ze sprężonym powietrzem dostarczany ze skrzyni korbowej przez układ pojemnościowy nazwanym systemem IAPAC (*Injection Assistée Par Air Comprimé*).

drugim podczas przamykania okna wylotowego otwiera się sterowany krzywką zawór grzybkowy umieszczony w głowicy. Następuje podawanie paliwa przez niskociśnieniowy wtryskiwacz. Paliwo podawane jest pod ciśnieniem 2-3 bar. Wyływające ze zintegrowanego zbiornika powietrze porywa krople paliwa i powoduje ich rozdrobnienie. Przepływ trwa aż do chwili wyrównania ciśnień w cylindrze i w zbiorniku zintegrowanym.

Interesującym rozwiązaniem konstrukcyjnym jest silnik opracowany w ramach projektu UE DOLCE [12] (współpraca firmy Piaggio, Institut Francais du Petrole, Magneti Marelli, ROSI i TU Graz). W silniku tym (rys. 1.7) zastosowano niskociśnieniowy zawór wtryskowy pomiędzy komorą spalania silnika i cylindrem sprężarki napędzanej mechanicznie z wału korbowego silnika. Po chwili, kiedy ciśnienie nad tłokiem sprężarki wzrasta, otwiera się w odpowiednim czasie zawór i mieszanka paliwowo – powietrzna jest wdmuchiwana do komory spalania. W systemie tym kontakt paliwa z powietrzem jest znacznie wydłużony, co sprzyja dobremu odparowaniu paliwa i poprawia proces spalania.

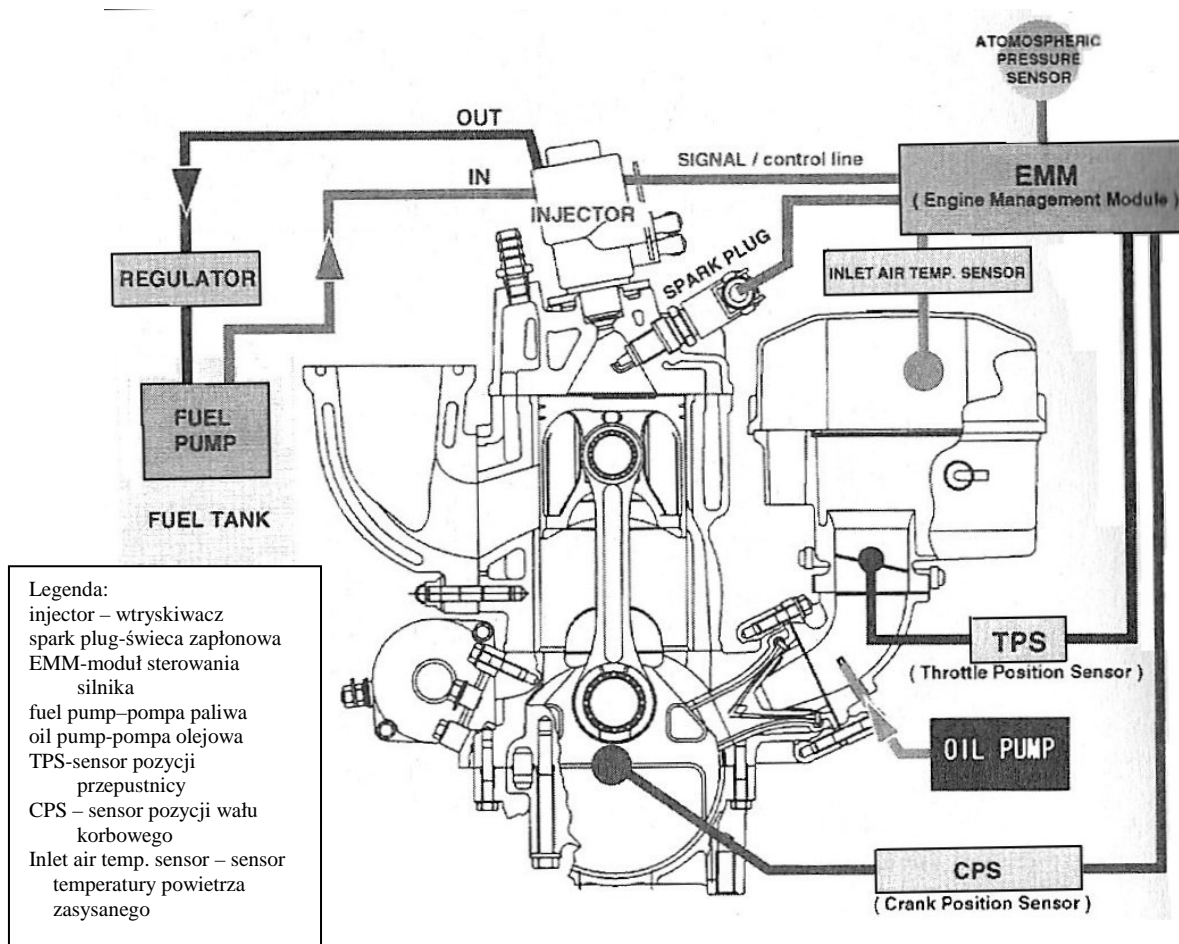


Rys. 1.7. Silnik systemu FAST (Fully Atomized Stratified System) opracowany w ramach projektu UE DOLCE.

Na rys. 1.8 przedstawiono 3-cylindrowy 2-suwowy silnik zaburtowy Kawasaki o pojemności skokowej 1071 cm³. W silniku tym zastosowano daszkową komorę spalania.

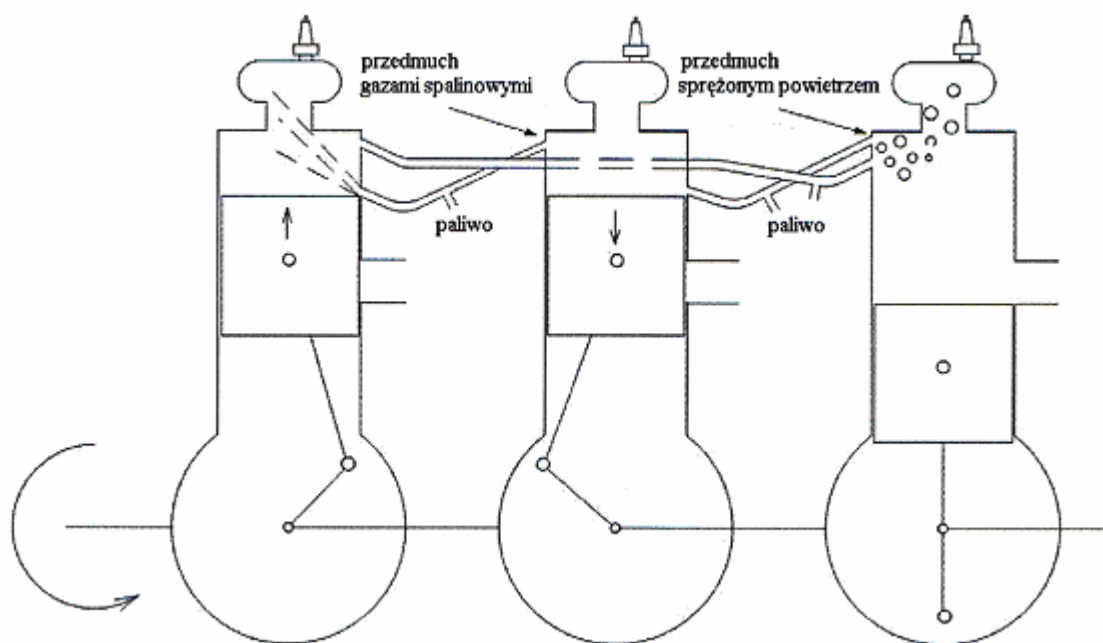
Umieszczony w niej wtryskiwacz kieruje strumień paliwa w rejon świecy zapłonowej i na denko tłoka. Napływ powietrza do skrzyni korbowej jest sterowany zaworem membranowym. Olej smarujący jest doprowadzany pod ciśnieniem do kolektora dolotowego.

Dawka paliwa wtryskiwana bezpośrednio do komory spalania jest sterowana sygnałami przekazywanymi przez sterujący moduł elektroniczny EMM przetwarzający sygnały z urządzeń regulujących pracę silnika.



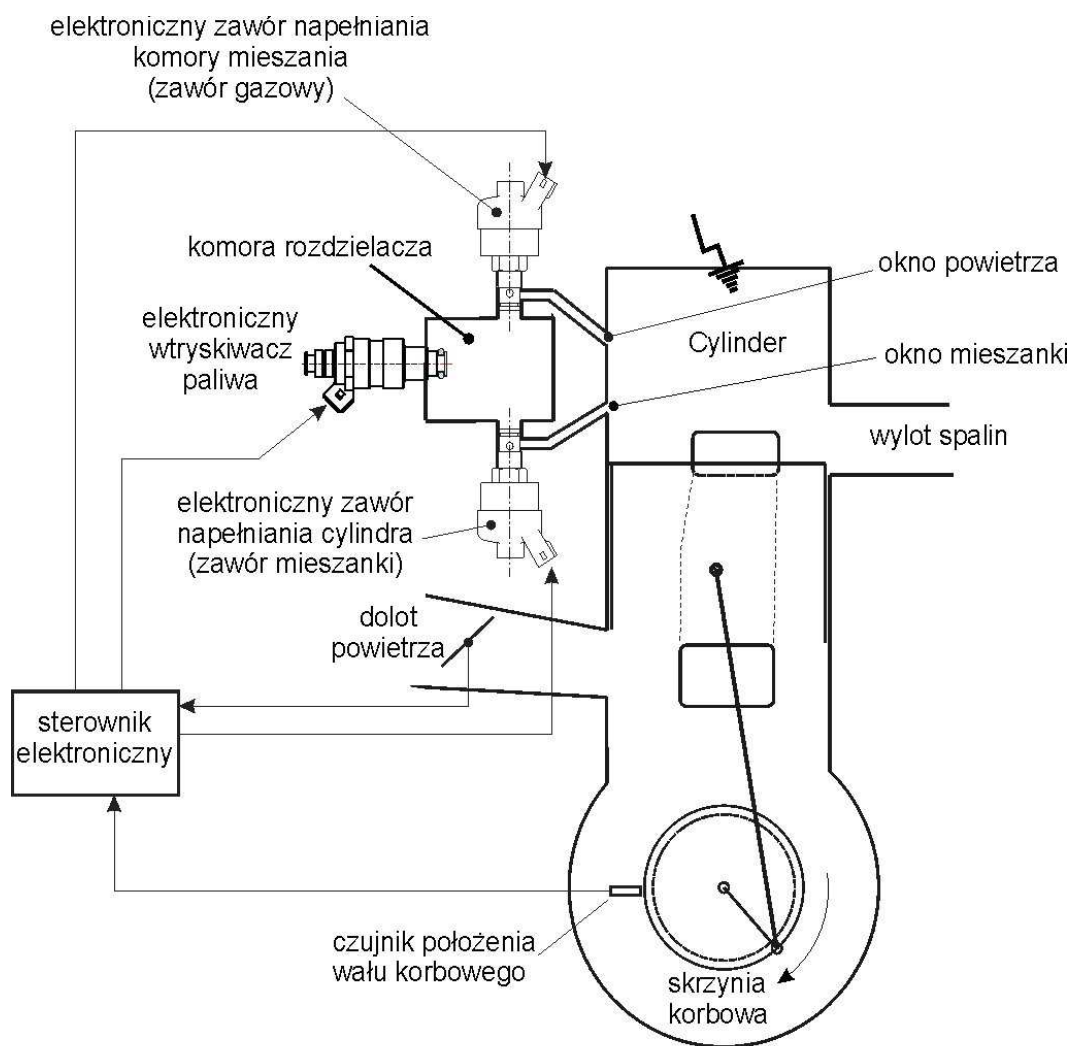
Rys. 1.8. 3-cylindrowy 2-suwowy silnik zaburtowy Kawasaki o pojemności skokowej 1097 cm³

Według koncepcji prof. S. Jarnuszkiewicza [49], [76], [80], [89] przedstawionej schematycznie na rys. 1.9. wtrysk paliwa realizowany był w trzycylindrowym silniku dwusuwowym. Gorące spaliny pobierane z jednego z cylindrów podczas cyklu pracy doprowadzane są przewodem do innego cylindra, w którym realizowany jest suw sprężania. Do przewodu tego doprowadzane jest paliwo, które mieszając się ze spalinami dostaje się do cylindra. Dzięki kontaktowi z gorącymi spalinami tworzą się warunki do całkowitego odparowania paliw różnych frakcji. Według tej koncepcji sterowanie początkiem i końcem wtrysku paliwa realizowane jest za pomocą tłoka, który przesłania i odsłania wyloty odpowiednich otworów przewodów gazowych łączących cylindry.



Rys. 1.9. Schemat układu pneumatycznego wtrysku paliwa za pomocą sprężonego powietrza i gazów spalinowych wg projektu prof. S. Jarnuszkiewicza

Na rys. 1.10 przedstawiono koncepcję zasilania silnika dwusuwowego bogatą mieszanką przygotowaną poza przestrzenią roboczą silnika w komorze mieszania, zaprezentowaną w monografii [88]. Do skrzyni korbowej silnika dwusuwowego dostarczane jest powietrze z olejem smarującym. Układ tworzenia mieszanki jest oddzielnym zespołem składającym się z komory mieszania, niskociśnieniowego wtryskiwacza i dwóch elektrycznych zaworów, z których jeden steruje otwarciem wlotu gazu z cylindra do komory mieszania (zawór gazowy) a drugi wlotem mieszanki z komory mieszania do cylindra. (zawór mieszanki). Zawory oraz wtryskiwacze uruchamiane są sygnałem przekazywanym z centralnego sterownika w zależności od położenia wału korbowego. Zawory otwierają i zamykają kanały łączące cylinder z komorą mieszanki. Wloty kanałów w cylindrze są umieszczone powyżej okna wylotowego od strony układu dolotowego i są otwierane oraz zamykane przez górną krawędź tłoka. Kanał mieszanki jest skierowany w stronę głowicy umożliwiając ruch mieszanki zgodnie z kierunkiem ruchu powietrza wypływającego z kanałów przelotowych w końcowym okresie przepłukania.



Rys. 1.10. Schemat silnika z układem zasilania RMIS (Rich Mixture Injection System)

Przedstawione rozwiązania konstrukcyjne oraz propozycje rozwiązań problemu zasilania silnika dwusuwowego świadczą o istnieniu olbrzymich możliwości doskonalenia tej konstrukcji ze względu na konieczność zaspakajania rosnących potrzeb rynkowych w dziedzinie komunikacji indywidualnej. Znane zalety silników dwusuwowych połączone z nowoczesnymi i efektywnymi rozwiązaniami układów zasilania dają szansę upowszechnienia zastosowania takich konstrukcji również w układach napędowych mniejszych pojazdów samochodowych.

2. ZAŁOŻENIA PRACY DOKTORSKIEJ

2.1. CEL PRACY DOKTORSKIEJ

Ogólnym celem pracy jest ocena wpływu zastosowania elektronicznie sterowanego bezpośredniego wtrysku paliwa do silnika dwusuwowego na parametry robocze silnika i zawartość szkodliwych składników w spalinach oraz określenie wpływu ruchu ładunku w cylindrze na proces tworzenia mieszanki paliwowo-powietrznej.

Celem szczegółowym pracy jest określenie wpływu parametrów sterujących procesem wtrysku paliwa na sprawność ogólną i emisję wybranych składników spalin oraz określenie aproksymowanej funkcji spalania dla modelowania komputerowego.

2.2. TEZA NAUKOWA PRACY

Zastosowanie bezpośredniego wtrysku paliwa w silniku dwusuwowym poprawia warunki spalania mieszanki paliwowo-powietrznej, dzięki czemu zwiększa się sprawność ogólna silnika oraz zmniejsza się w istotny sposób udział szkodliwych składników gazowych w spalinach.

2.3. CECHY NOWOŚCI I ORYGINALNOŚCI PROPONOWANEJ PRACY

W oparciu o analizę literatury dotyczącej problematyki bezpośredniego wtrysku paliwa w silnikach dwusuwowych stwierdzono, że żaden ośrodek naukowo – badawczy w Polsce nie prowadzi prac naukowo – badawczych w dziedzinie realizowanej pracy doktorskiej.

Ośrodki uczelniane i instytucje badawcze w Europie, Japonii, Australii i USA realizują działania w zakresie unowocześniania systemów zasilania silników dwusuwowych, lecz porównując wyniki badań z nowoczesnością techniczną metod użytych w ramach realizacji mojej pracy można stwierdzić, że temat realizowany w Politechnice Krakowskiej odznacza się dużą oryginalnością ze względu na zastosowanie nowoczesnego elektronicznego sterowania końcówką mocy wtryskiwacza.

Nowoczesność i oryginalność podjętej pracy doktorskiej polega na zastosowaniu elektronicznego sterowania wysokociśnieniowego wtrysku paliwa, który to proces jest programowalny i umożliwia korygowanie na bieżąco z komputera PC zmian parametrów sterowania w celu uzyskania wzrostu sprawności ogólnej silnika. Metoda ta pozwala w bardzo

krótkim czasie wytypować najkorzystniejsze parametry sterowania wtryskiem paliwa dla różnych zastosowań silnika. Oryginalność pracy polega również na określeniu wpływu usytuowania wtryskiwacza na zawirowanie ładunku w cylindrze i proces rozprzestrzeniania się paliwa w cylindrze silnika.

2.4. PLAN PRACY DOKTORSKIEJ

2.4.1. Szczegółowy plan realizacji tematyki

1. Dotychczasowy stan wiedzy o zagadnieniu (rozdział 1)
2. Określenie celu i zakresu pracy
3. Modelowanie matematyczne i symulacja procesu wtrysku paliwa dla modelu 0D i 1D oraz 3D w programie typu CFD
4. Stanowisko badawcze i adaptacja systemu sterowania wtryskiem paliwa
5. Badania doświadczalne na stanowisku hamownianym dla różnych parametrów sterowania oraz wybranych stanów pracy silnika
6. Opracowanie wyników badań eksperymentalnych
7. Analiza procesu spalania przy zasilaniu wtryskiem paliwa
8. Opracowanie wyników badań
9. Oszacowanie błędów pomiarowych
10. Wnioski końcowe
11. Dalsze badania
12. Poszukiwania literaturowe i ustalenie bibliografii

2.4.2. Zakres pracy

W celu realizacji przedstawionego planu działań należało wykonać następujące prace zarówno teoretyczne związane z modelowaniem procesów silnikowych jak i prace doświadczalne połączone z weryfikacją modeli matematycznych. Zakres prac naukowych obejmował następujące zagadnienia:

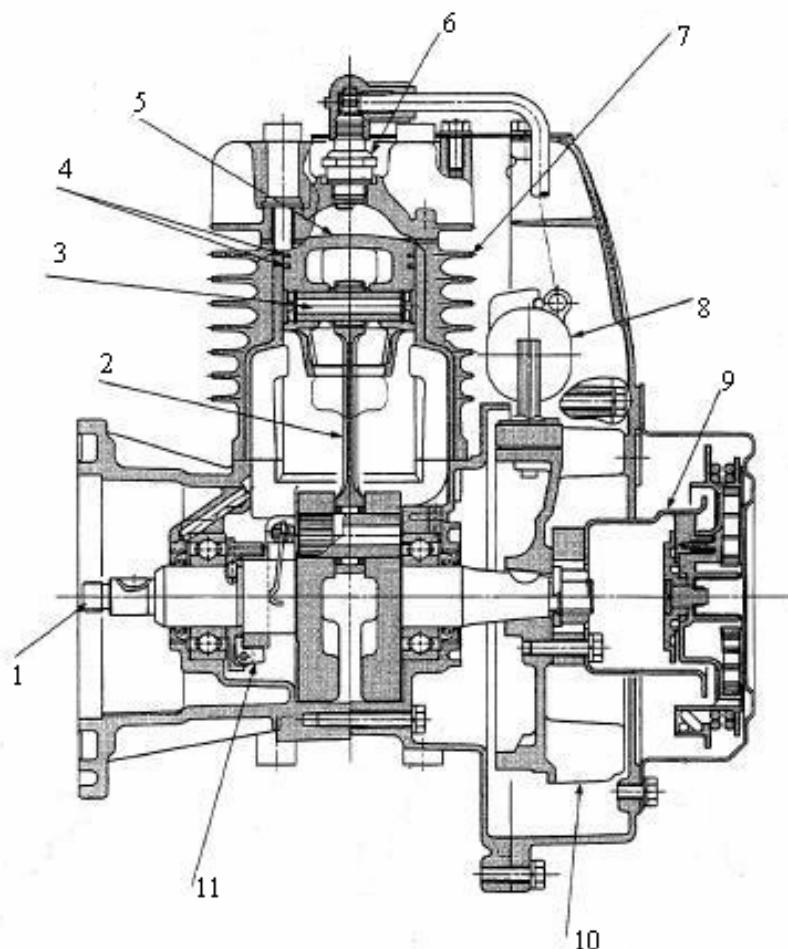
- Określenie stanu dotychczasowej wiedzy na temat bezpośredniego wtrysku paliwa w dwusuwowych silnikach małej mocy
- Opracowanie modelu matematycznego oraz algorytmu obliczeń bezpośredniego wtrysku paliwa i procesu jego odparowania w silniku dwusuwowym

- Przeprowadzenie badań symulacyjnych procesów termodynamicznych silnika 2-suwowego w programach komputerowych opartych na modelu 0- i 1-wymiarowym (własny i GT-Power) celem określenia parametrów wtrysku
- Modelowanie procesu wtrysku paliwa i spalania w programie CFD KIVA-3V dla głowicowego i bocznego wtrysku paliwa w celu określenia korzystnego położenia wtryskiwacza w głowicy i parametrów rozpylenia paliwa
- Zbudowanie stanowiska badawczego z silnikiem Robin EC12 o pojemności skokowej 115 cm^3 z przystosowaniem go do zasilania wysokociśnieniowym systemem wtrysku paliwa
- Opracowanie systemu sterowania układu wtryskowego na stanowisku hamownianym
- Wyznaczenie dawki paliwa w funkcji ciśnienia wtrysku i czasu otwarcia wtryskiwacza
- Badania parametrów pracy silnika i emisji wybranych składników spalin dla niektórych prędkości obrotowych i kątów otwarcia przepustnicy powietrza w zależności od ustalonych ciśnień wtrysku paliwa i czasów wtrysku (charakterystyki regulacyjne)
- Wyznaczenie charakterystyk obciążeniowych dla ustalonych parametrów wtrysku paliwa
- Wyznaczenie charakterystyk szybkościowych silnika gaźnikowego
- Pomiar ciśnień w cylindrze i skrzyni korbowej wtryskowego silnika celem wyznaczenia wydzielania się ciepła i określenie aproksymowanej funkcji spalania Wiebego
- Weryfikacja wyników symulacji komputerowych i badań doświadczalnych
- Porównanie parametrów roboczych i emisji składników spalin silnika z bezpośrednim wtryskiem paliwa i silnika gaźnikowego
- Opracowanie wniosków końcowych.

2.4.3. Obiekt badań

Badania silnika dwusuwowego z bezpośrednim wtryskiem paliwa zrealizowano w zakresie przedstawionym w punkcie 2.4.2 przy użyciu seryjnego silnika przemysłowego Robin EC12 firmy Fuji Heavy Industries (Japonia). Przekrój silnika w wersji fabrycznej – z zasilaniem gaźnikowym - przedstawiono na rys. 2.1 a podstawowe parametry techniczne

zestawiono w tabeli 2.1. Zmiany konstrukcyjne wykonane w silniku badawczym oraz opis budowy stanowiska badawczego i jego wyposażenia zamieszczono w rozdziale 5.



Rys. 2.1. Przekrój silnika Robin EC12: 1. wał korbowy, 2. korbowód, 3. sworzeń tłokowy, 4. pierścienie tłokowe, 5. tłok, 6. świeca zapłonowa, 7. cylinder silnika, 8. zespół zapłonowy, 9. bęben startera, 10. wentylator, 11. regulator odśrodkowy

Tab. 2.1. Podstawowe dane techniczne silnika Robin EC 12

Liczba cylindrów	1
Objętość skokowa cm ³	115
Średnica cylindra, mm	54
Skok tłoka, mm	50
Długość korbowodu, mm	110
Stopień sprężania	8
Otwarcie okna przelotowego, ° przed DMP	57
Otwarcie okna wylotowego, ° przed DMP	77

3. MODEL MATEMATYCZNY PROCESU WTRYSKU PALIWA

3.1. OPIS MATEMATYCZNY FORMOWANIA ŁADUNKU W CYLINDRZE

Rzeczywisty ruch ładunku w cylindrze silnika odbywa się w trójwymiarowym układzie współrzędnych (prostokątnym lub cylindrycznym) i jest odrębny dla każdego składnika masy ładunku – dla każdej fazy [22], [26], [65]. Zaprezentowany poniżej model dotyczy zarówno przepływu gazu, fazy ciekłej jak i produktów spalania. Każda faza ma pewien skład chemiczny i należy ją traktować jako posiadającą odrębną prędkość, temperaturę, entalpię, ciepło właściwe i inne parametry termodynamiczne. Każda z faz może mieć również własne ciśnienia p_i i może być scharakteryzowana przez szereg różnych wielkości, jak średnica kropli cieczy lub pęcherzyka pary, objętość lub pole powierzchni. Prędkości poszczególnych faz ładunku są wynikiem przekazywania momentów ruchu i są opóźniane przez opory ruchu (tarcie wewnętrzne, opory tarcia o ścianki układu).

Ruch różnych faz ładunku w cylindrze silnika może być opisany następującym równaniem [20]:

$$\frac{\partial(r_i \cdot \rho_i \cdot \varphi_i)}{\partial t} + \nabla(r_i \cdot \rho_i \cdot \mathbf{u}_i \cdot \varphi_i - r_i \cdot \Gamma_{\varphi_i} \cdot \mathbf{grad} \varphi_i) = r_i \cdot S \quad (3.1)$$

Równanie zachowania masy składników ładunku można zapisać w następującej postaci:

$$\frac{\partial \rho_m}{\partial t} + \nabla(\rho_m \cdot \mathbf{u}) = \nabla \left[\rho \cdot D \cdot \nabla \left(\frac{\rho_m}{\rho} \right) \right] \quad (3.2)$$

Równanie zachowania pędu ma następującą postać:

$$\frac{\partial(\rho \cdot \mathbf{u})}{\partial t} + \nabla(\rho \cdot \mathbf{u} \cdot \mathbf{u}) = \nabla p - \nabla \left(\frac{2}{3} \cdot \rho \cdot \kappa \right) + \nabla \cdot \sigma \quad (3.3)$$

Równanie zachowania energii można zapisać następująco:

$$\frac{\partial(\rho \cdot e)}{\partial t} + \nabla(\rho \cdot \mathbf{u} \cdot e) = -p \cdot \nabla \mathbf{u} - \nabla \mathbf{J} + \rho \cdot \varepsilon \quad (3.4)$$

Oznaczenia:

ρ_i – gęstość fazy i ,

ρ_m – gęstość składnika fazy m ,

φ_i – właściwości fazy i : jednostkowa entalpia, jednostkowy pęd ruchu gazu, masa frakcji o składzie chemicznym, energia turbulencji itd.,

u_i – wektor prędkości fazy i ,

Γ_φ – współczynnik dyfuzji wartości φ w fazie i ,

$S_{\varphi i}$ – człon wymuszający zmianę fazy φ ,

∇ – operator Nabla,

D – współczynnik dyfuzji zależny m. in. od lepkości dynamicznej fazy uwzględniającej turbulencję,

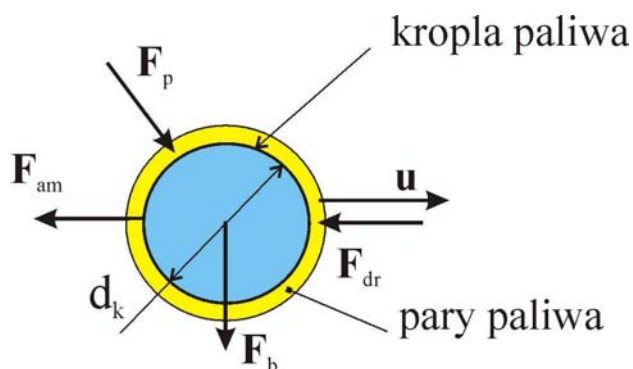
r_i – udział masowy fazy i ,

e – jednostkowa energia wewnętrzna ładunku,

J – wektor przepływu ciepła i dyfuzji entalpii.

3.2. SIŁY DZIAŁAJĄCE NA KROPLĘ PALIWA

W czasie ruchu wtryskiwanych do cylindra kropeł paliwa zachodzą oddziaływania ciśnienia oraz siły dynamiczne gazu będącego w ruchu wywołanego procesem przepłukania i procesem sprężania (wyciskanie gazu między tłokiem i głowicą). Układ sił działających na jedną reprezentatywną kroplę paliwa o średnicy równej średniej średnicy Sautera D_{32} jest przedstawiony na rys. 3.1. W niniejszym modelu zakłada się kulisty kształt kropli paliwa, którego średnica zmienia się w czasie w wyniku procesu parowania.



Rys. 3.1. Siły działające na kroplę paliwa

Ruch kropli paliwa jest wynikiem oddziaływania sił pokazanych na rysunku 3.1. Z drugiej zasady dynamiki wynika następujące równanie:

$$m_k \frac{du_d}{dt} = F_{dr} + F_p + F_{am} + F_b \quad (3.5)$$

Siła oporu ruchu zależna od średnicy kropli d_k

$$F_{dr} = 0,75 \cdot C_D \cdot \rho_2 \cdot r_1 \cdot r_2 \cdot V \cdot \frac{u_1 - u_2}{d_k} \quad (3.6)$$

gdzie: d_k – średnica kropli,

C_D – bezwymiarowy współczynnik oporu zależny od wartości liczby Reynoldsa dla ośrodka,

V – objętość komory,

Siła ciśnienia zależna od wartości ciśnienia p działającego na kroplę,

$$F_p = -V_d \cdot \nabla p \quad (3.7)$$

V_d – objętość kropli,

Siła bezwładności kropli paliwa:

$$F_{am} = -C_{am} \cdot \rho_2 \cdot V_d \cdot \frac{du_k}{dt} \quad (3.8)$$

C_{am} – bezwymiarowy współczynnik oporu,

Siła grawitacji:

$$F_b = m_k g \quad (3.9)$$

m_k – masa kropli.

3.3. PROCES ODPAROWANIA PALIWA W CYLINDRZE

Odparowanie ciekłego paliwa powoduje zwiększenie udziału fazy gazowej w cylindrze i zależy od przewodności cieplnej paliwa, jego ciepła właściwego, wielkości kropel paliwa oraz ruchu (zazwyczaj turbulentnego) ładunku w komorze spalania [110]. Podczas odparowania paliwa przenikanie ciepła od ciągłej fazy gazowej do rozproszonej fazy ciekłej zależy od różnicy temperatur [27], [123], [139]. Równanie wymiany ciepła pomiędzy fazą ciekłą i gazową ma następującą postać:

$$m_k \frac{d}{dt}(c_{p,k} T_k) = -A_k \cdot H_k \cdot (T_k - T) + L_k \cdot \frac{dm_k}{dt} \quad (3.10)$$

gdzie:

H_k – współczynnik przenikania ciepła pomiędzy fazą gazową i kroplą,

$c_{p,k}$ – ciepło właściwe kropli paliwa,

L_k – ciepło parowania,

T – temperatura fazy gazowej,

T_k – temperatura kropli paliwa,

A_k – zewnętrzna powierzchnia kropli paliwa.

Z powyższego równania oblicza się zmianę masy kropli paliwa w wyniku zmiany temperatury ośrodka gazowego.

4. SYMULACJA PRACY SILNIKA Z BEZPOŚREDNIM WTRYSKIEM PALIWA

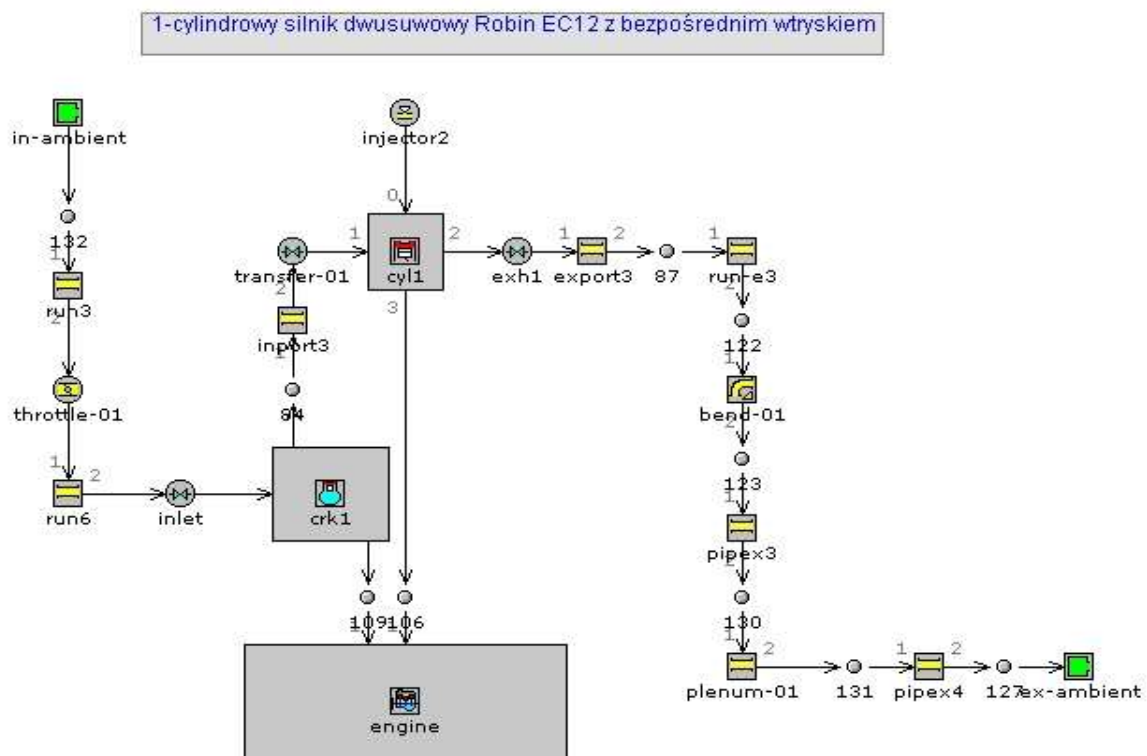
Badania eksperymentalne zostały poprzedzone analizą systemu bezpośredniego wtrysku paliwa i jego wpływu na parametry robocze i emisję szkodliwych składników spalin rozpatrywanego dwusuwowego silnika Robin EC12 poprzez obliczenia symulacyjne wykonane w programach opartych na modelach zero- i jednowymiarowych oraz przy użyciu programu komputerowego opartego na modelu 3-wymiarowym (CFD). Rozpatrzenie wpływu parametrów sterowania wtryskiem paliwa za pomocą analizy numerycznej umożliwiło wstępną ocenę systemu wtrysku paliwa oraz wykonanie niezbędnej adaptacji silnika do badań eksperymentalnych. Wstępny dobór dawek paliwa, faz otwarcia wtryskiwacza paliwa, jego usytuowania geometrycznego w głowicy lub cylindrze możliwy był poprzez analizę numeryczną opartą na modelach matematycznych procesów wtrysku paliwa, odparowania kropeł paliwa, procesów spalania, wymiany ciepła, przepływów niestacjonarnych gazów w układach dolotowych, przelotowych i wylotowych i innych [140]. Badania modelowe pozwoliły na obserwację parametrów termodynamicznych i chemicznych, które nie są możliwe do zmierzenia w czasie badań eksperymentalnych na stanowisku silnikowym. Symulacje pracy silnika zostały przeprowadzone w programie GT-Power oraz w programie KIVA-3V [5], [6], jako najczęściej używanych w pracach badawczo-rozwojowych przemysłu silnikowego.

4.1. MODEL OBLICZENIOWY SILNIKA W PROGRAMIE GT-POWER

4.1.1. Model obiektowy silnika

W celu poznania zjawisk fizycznych zachodzących w silniku dwusuwowym z bezpośrednim wtryskiem paliwa został przygotowany program symulacyjny bezpośredniego wtrysku paliwa w programie GT-Power, powszechnie stosowanym w ośrodkach badawczych przemysłu motoryzacyjnego. Program ten uwzględnia m. in. wtrysk i odparowanie paliwa w silnikach spalinowych oraz niestacjonarny przepływ gazów w przewodach układu dolotowego i wylotowego silnika. Program umożliwia przedstawianie całego systemu przepływowego silnika w postaci elementów blokowych reprezentujących m.in. niestacjonarny przepływ gazu w przewodach o określonej geometrii, przepływ czynnika roboczego przez okna lub zawory jak również przemiany termodynamiczne zachodzące w cylindrze lub skrzyni korbowej. Schemat blokowy rozważanego systemu silnika jest przedstawiony na rys. 4.1. Każdy blok reprezentuje obiekt rzeczywisty silnika, w którym zachodzą określone zjawiska fizyczne.

Ponieważ program GT-Power jest dostępny w wersji oryginalnej w języku angielskim, dlatego oznaczenia bloków na schemacie objaśniono w legendzie do tego rysunku. Układ poszczególnych elementów przepływowych silnika na schemacie odpowiada rzeczywistemu połączeniu tych elementów. Kanał przelotowy oraz okienko przelotowe zostały zamodelowane jako jeden element o podwójnej powierzchni przepływu, gdyż warunki przepływu gazu w obydwu kanałach i oknach przepływających są takie same. Obiekt „engine” jest elementem sterującym w czasie symulacji. Działanie każdego z obiektów na schemacie obliczeniowym oparte jest na modelu matematycznym procesu fizycznego zachodzącego w rzeczywistym elemencie układu silnika.

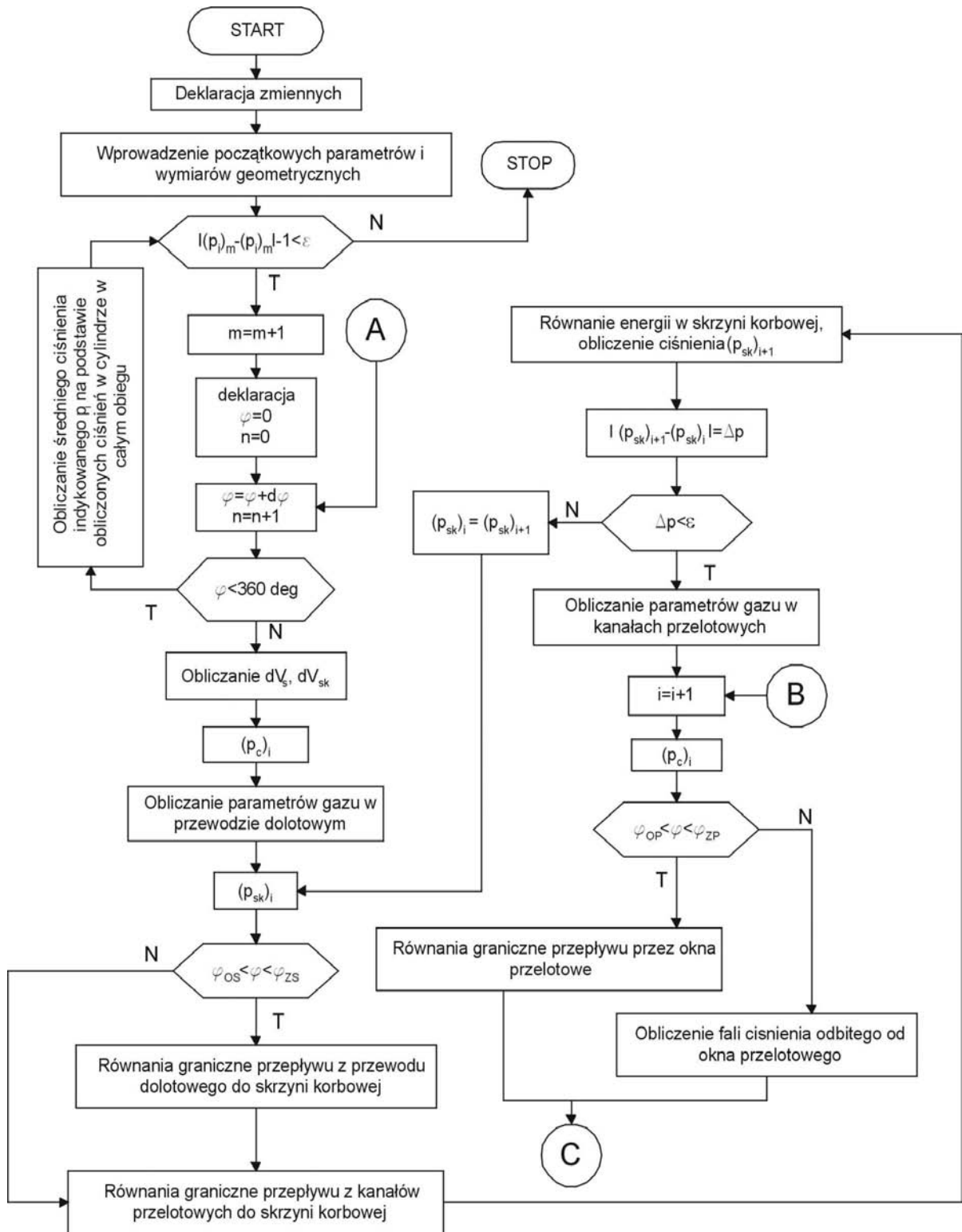


Rys. 4.1. Schemat blokowy bezpośredniego wtrysku paliwa w silniku dwusuwowym w programie GT-Power. Oznaczenia: in ambient – warunki atmosferyczne na wlocie, run3 – przewód przed przepustnicą, throttle – przepustnica powietrza, run6 – przewód między przepustnicą i oknem dolotowym cylindra, inlet – okno wlotowe, crk1 – skrzynia korbową, inport3 – kanał przelotowy, transfer01 – okna przelotowe, cyl1 – cylinder silnika, exh1 – okno wylotowe cylindra, export3 – kanał wylotowy w cylindrze, run-e3 – przewód wylotowy prosty, bend-01 – kolanko wylotowe w tłumiku, pipex3 – rura wylotowa prosta w tłumiku, plenum-01 – objętość tłumika, pipex4 – przewód końcowy tłumika, ex-ambient – warunki atmosferyczne na wylocie, injector2 – wysokociśnieniowy wtryskiwacz paliwa, engine – moduł sterujący pracą silnika

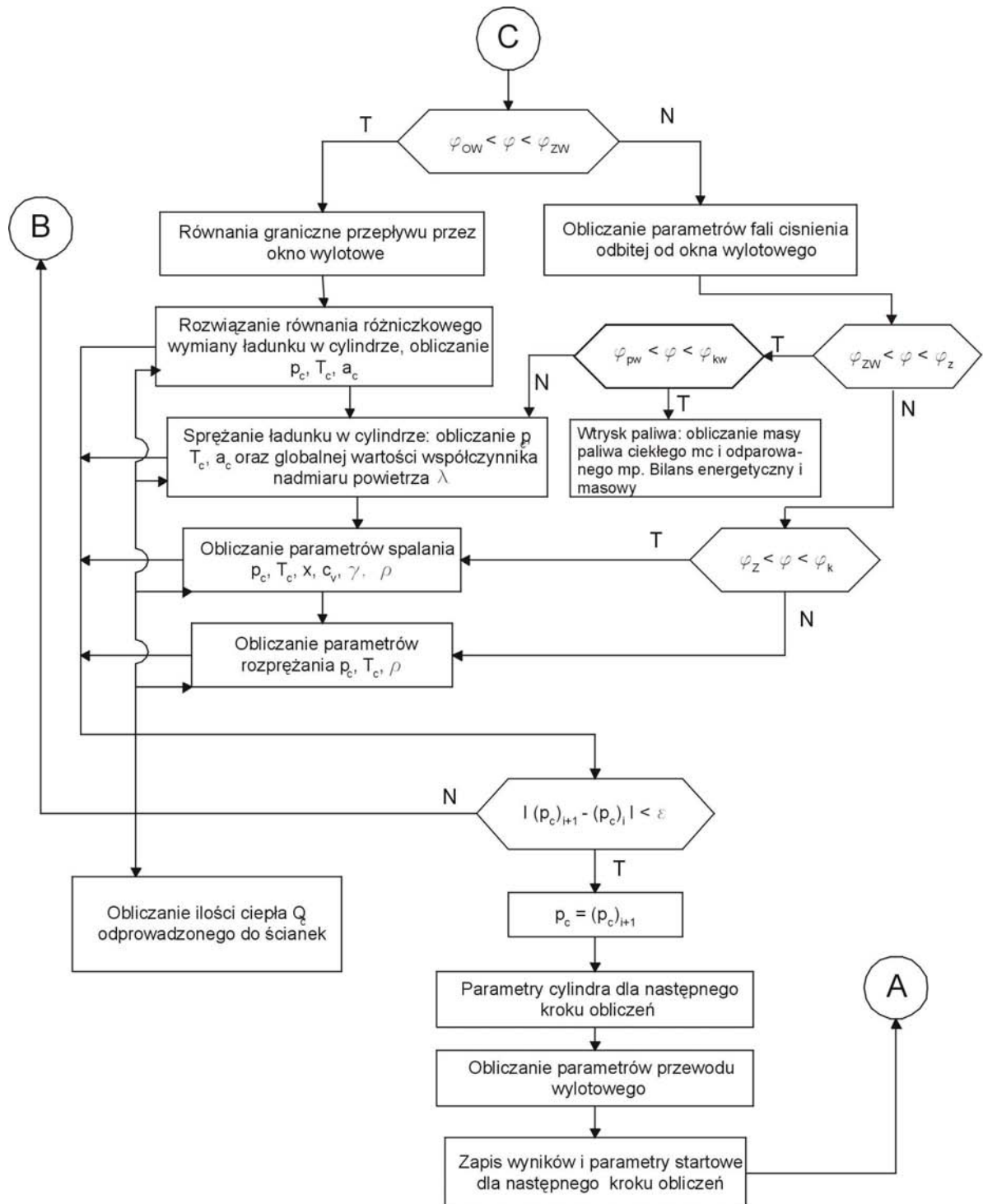
4.1.2. Algorytm obliczeń symulacyjnych bezpośredniego wtrysku paliwa w silniku dwusuwowym

Algorytm obliczeń procesów zachodzących w całym systemie silnika dwusuwowego z bezpośrednim wtryskiem paliwa został przedstawiony schematycznie na rys. 4.2 w dwóch

częściach. Całkowity model fizyczny silnika dwusuwowego z bezpośrednim wtryskiem paliwa obejmuje również wyznaczenie głównych parametrów termodynamicznych gazu w przewodach, które są następstwem określenia tych wartości na brzegach obszarów przez rozwiązanie równań przepływów gazu przez przepustnicę, okna cylindra, zżewienia. Większość



Rys. 4.2. Algorytm do obliczeń symulacyjnych wtrysku bezpośredniego silnika dwusuwowego (część 1)



Rys. 4.2. Algorytm do obliczeń symulacyjnych wtrysku bezpośredniego silnika dwusuwowego (część druga)

wartości początkowych dla kolejnego kroku obliczeń jest zadawana z poprzedniego kroku obliczeń. Efekty dynamiczne fal ciśnienia w silniku dwusuwowym wpływają znacząco na jego parametry robocze.

Przedstawiony schematycznie na rys. 4.2 algorytm obliczeń z uwzględnieniem modeli zero- i jednowymiarowych został zastosowany w programie GT-Power. Algorytm uwzględnia

zbieżność obliczeń poprzez porównanie wartości ciśnień w cylindrze z bieżącego i poprzedniego kroku obliczeń z wartością dopuszczalnego błędu ε lub przez porównanie różnicy mocy wewnętrznej z dwóch kolejnych kroków z wartością dopuszczalną. Krok czasowy obliczeń Δt jest zmienny i jest dostosowany do prędkości przemieszczania się fali ciśnienia w przewodach silnika i musi spełniać tzw. warunek Couranta [24]:

$$\Delta t \leq \frac{\Delta x}{|a + u|} \quad (4.1)$$

gdzie: a - lokalna prędkość dźwięku w przewodzie,
 u - lokalna prędkość gazu w przewodzie,
 Δx - długość kontrolna przewodu po dyskretyzacji.

4.1.3. Dane początkowe i brzegowe do symulacji

Każdy proces symulacji pracy silnika spalinowego wymaga ustalenia wartości początkowych i brzegowych dla zainicjowania programu komputerowego. Na podstawie znajomości faz rozrządu szczelinowo-tłokowego silnika Robin EC12 ustalono kąt początkowy OWK wtrysku paliwa, jako zmienny dla danej prędkości obrotowej. Wielkość dawki paliwa wynika z czasu otwarcia wtryskiwacza, wielkości ciśnienia podawanego paliwa, jego gęstości oraz własności przepływowych dyszy zastosowanego w praktyce wtryskiwacza wysokociśnieniowego. Masowe natężenie podawanego paliwa wynosi:

$$\dot{m}_f = C_D \cdot F_w \cdot \sqrt{2 \cdot \rho_f \cdot \Delta p} \quad (4.2)$$

gdzie: C_D - współczynnik strat przepływu wtryskiwacza,
 F_w - minimalny przekrój dyszy wtryskiwacza,
 ρ_f - gęstość paliwa (dla benzyny 735 kg/m^3),
 Δp - różnica ciśnień podawanego paliwa i ładunku w cylindrze.

W tabeli 4.1 przedstawiono parametry wtrysku dla opracowanego schematu symulacyjnego tego silnika w programie GT-Power. Dla każdej prędkości obrotowej w zakresie 1000 – 4500 obr/min zmieniano początek wtrysku paliwa w celu poprawienia stopnia odparowania paliwa przed zapłonem. W tabeli 4.2 zestawiono dane brzegowe do symulacji w tym programie.

Tabela 4.1. Wartości parametrów wtrysku paliwa

Prędkość obrotowa n [obr/min]	Kąt wyprzedzenia wtrysku α_{inj} [deg]	Dawka paliwa [mg/cykl]	Ciśnienie wtrysku p_{inj} [MPa]
1000	-70	4,33	6
1500	-75	4,20	6
1750	-75	4,25	6
2000	-76	4,30	6
2250	-78	4,35	6
2500	-79	4.38	6
2750	-80	4,20	6
3000	-82	4,08	6
3250	-85	4,03	6
3500	-85	4,02	6
3750	-90	3,95	6
4000	-90	3,92	6
4250	-95	3,88	6
4500	-95	3.8	6

Tabela 4.2. Dane brzegowe do symulacji pracy silnika w programie GT-Power

ciśnienie otoczenia (wlot i wylot)	0.1013 MPa
temperatura otoczenia (wlot i wylot)	293 K
temperatura paliwa	300 K
temperatura głowicy	500 K
temperatura tłoka	550 K
temperatura ścianek cylindra	470 K
stopień otwarcia przepustnicy powietrza	100%
masowy udział tlenu w powietrzu	0,233
masowy udział azotu w powietrzu	0.767

W modelu symulacyjnym zastosowano model wymiany ciepła wg Woschni [155] oraz model spalania paliwa aproksymowany funkcją Wiebe [147]. Stopień spalania paliwa x jako stosunek masy spalonego paliwa do całkowitej masy paliwa w cylindrze określa się zazwyczaj funkcją Wiebe lub funkcją cosinusoidalną [80]. Najczęściej funkcja Wiebe jest przedstawiana następująco:

$$x = 1 - \exp \left[-6,908 \left(\frac{\alpha - \alpha_z}{\Delta\alpha_s} \right)^m \right] \quad (4.3)$$

gdzie: α - bieżący kąt OWK,
 α_z - kąt początkowy procesu spalania,
 $\Delta\alpha_s$ - całkowity kąt OWK procesu spalania paliwa,
 m - wykładnik zależny od rodzaju silnika.

Przebieg funkcji Wiebego może być określony poprzez znajomość procentowego ubytku dawki paliwa w czasie, dlatego program GT-Power przedstawia proces spalania za pomocą trzech wielkości:

- 1) $\alpha_{50\%}$ - kąt OWK po GMP, przy którym nastąpiło 50% spalanie paliwa,
- 2) $\alpha_{90\%}$ - kąt OWK spalania dawki paliwa w zakresie 10 – 90%,
- 3) m - wykładnik w formule Wiebe.

W modelu przyjęto następujące wartości:

- $\alpha_{50\%} = 10^\circ$ OWK,
- $\alpha_{90\%} = 22^\circ$ OWK,
- $m = 2$ (wielkość zalecana dla takiego modelu silnika).

Przyjęto uproszczenie, że po odparowaniu paliwo jest całkowicie wymieszane z powietrzem tworząc mieszaninę homogeniczną. Został przyjęty dwustrefowy model spalania ze strefą spalonej mieszanki i strefą świeżej (niespalonej) mieszanki,

Praca wewnętrzna jest pomniejszona o pracę tarcia głównie układu korbowo-tłokowego. Praca tarcia w silniku dwusuwowym z łożyskowaniem tocznym jest znacznie mniejsza niż w silniku czterosuwowym z łożyskowaniem ślizgowym. Program GT-Power stosuje model strat tarcia wg Chen-Flyna [104]:

$$p_m = p_a + a_1 \cdot p_{\max} + a_2 \cdot u_{it} + a_3 \cdot u_{it}^2 \quad (4.4)$$

gdzie: $p_a = 0,04$ MPa,

$$a_1 = 0,006$$

$$a_2 = 0,09$$

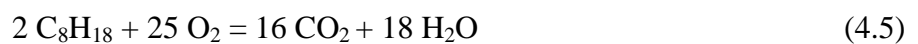
$$a_3 = 0,0008$$

u_{fl} - średnia prędkość tłoka.

4.1.4. Modele spalania

Model spalania paliwa

Globalny model spalania paliwa w programie GT-Power ujmuje reakcję chemiczną utleniania izooktanu [41], [80]:



Szybkość kinetycznej reakcji spalania izooktanu była przejęta standardowo jako:

$$\omega = 10^{12} [\text{HC}] [\text{O}_2] \cdot e^{-19000 \cdot (MR)/T} \quad (4.6)$$

gdzie [HC] i [O₂] oznaczają udziały objętościowe odpowiednio paliwa i utleniacza w ładunku, (MR) jest uniwersalną stałą gazową, a T jest temperaturą ładunku.

Kinetyczny mechanizm powstawania CO

W programie GT-Power zastosowano prosty model powstawania i utleniania tlenku węgla wg J.B. Heywooda [41]. Model ten uwzględnia udział rodnika OH (hydroksylu) oraz jednoatomowego wodoru. Kinetyczna reakcja chemiczna przedstawiona wzorem (4.5) ujmuje również reakcję odwrotną powstawania CO z rozpadu CO₂.



Stałe współczynniki A_{fi} i A_{ri} szybkości reakcji kinetycznej prostej k_{fi} i odwrotnej k_{ri} w równaniu Arrheniusa zostały zaczerpnięte z pracy Currana i współautorów [25].

$$k_{fi} = A_{fi} T^{n_f} e^{-\frac{E_{fA}}{RT}} \quad (4.8)$$

$$k_{ri} = A_{ri} T^{n_r} e^{-\frac{E_{rA}}{RT}} \quad (4.9)$$

Współczynniki te wynoszą odpowiednio:

$$\text{stała reakcji:} \quad A_{fi} = 1,4e5 \quad \text{i} \quad A_{ri} = 1,57e7,$$

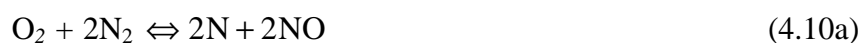
$$\text{wykładnik temperatury:} \quad n_f = 0 \quad \text{i} \quad n_r = 1,95,$$

molowa energia aktywacji: $E_{fA} = 425.0 \text{ cal/mol}$ i $E_{rA} = 16500 \text{ cal/mol}$

W równaniu (4.6) R jest uniwersalną stałą gazową $R = 1,987207 \text{ cal mol}^{-1} \text{ K}^{-1}$, a T jest temperaturą procesu spalania. W przypadku przedstawionych wielkości użyto jednostek bardziej przydatnych w obliczeniach reakcji chemicznych, gdzie rozpatruje się równowagę molową.

Kinetyczny mechanizm powstawania NO

W czasie symulacji przeprowadzono również analizę powstawania tlenków azotu w procesie spalania. Formowanie się NO w programie zostało zamodelowane wg mechanizmu Zeldovicha [13], [41], [86] podanego poniższymi reakcjami:



Współczynniki kinetycznych reakcji powstawania tlenków azotu w programie GT-Power zostały przyjęte według Heywooda [41 - tablica 11.1] i przedstawiono je w tabeli 4.3

Tabela 4.3. Współczynniki reakcji Arrheniusa powstawania NO

Reakcja	stała szybkości reakcji [cm ³ /mol s]	Zakres temperatur [K]
$\text{O} + \text{N}_2 \rightarrow \text{NO} + \text{N}$	$7,6 \cdot 10^{13} \exp[-38000/T]$	2000-5000
$\text{N} + \text{NO} \rightarrow \text{N}_2 + \text{O}$	$1,6 \cdot 10^{13}$	300-5000
$\text{N} + \text{O}_2 \rightarrow \text{NO} + \text{O}$	$6,4 \cdot 10^9 \exp[-3150/T]$	300-3000
$\text{O} + \text{NO} \rightarrow \text{O}_2 + \text{N}$	$1,5 \cdot 10^9 \exp[-19500/T]$	1000-3000
$\text{N} + \text{OH} \rightarrow \text{NO} + \text{H}$	$4,1 \cdot 10^{13}$	300-2500
$\text{H} + \text{NO} \rightarrow \text{OH} + \text{N}$	$2,0 \cdot 10^{14} \exp[-23650/T]$	2200-4500

Zarówno szybkość tych reakcji, jak i ich intensywność zależy od szeregu parametrów procesu spalania mieszanki, w tym od temperatury, wartości współczynnika nadmiaru powietrza oraz stężenia molowego poszczególnych składników gazów.

4.2. OBLICZENIA NUMERYCZNE W PROGRAMIE GT-POWER

Symulację pracy silnika dwusuwowego przeprowadzono dla częściowych obciążeń i pełnego obciążenia silnika, przy czym w pracy zaprezentowano tylko wyniki dla pełnego obciążenia. Symulację przeprowadzono przy następujących parametrach wtrysku paliwa:

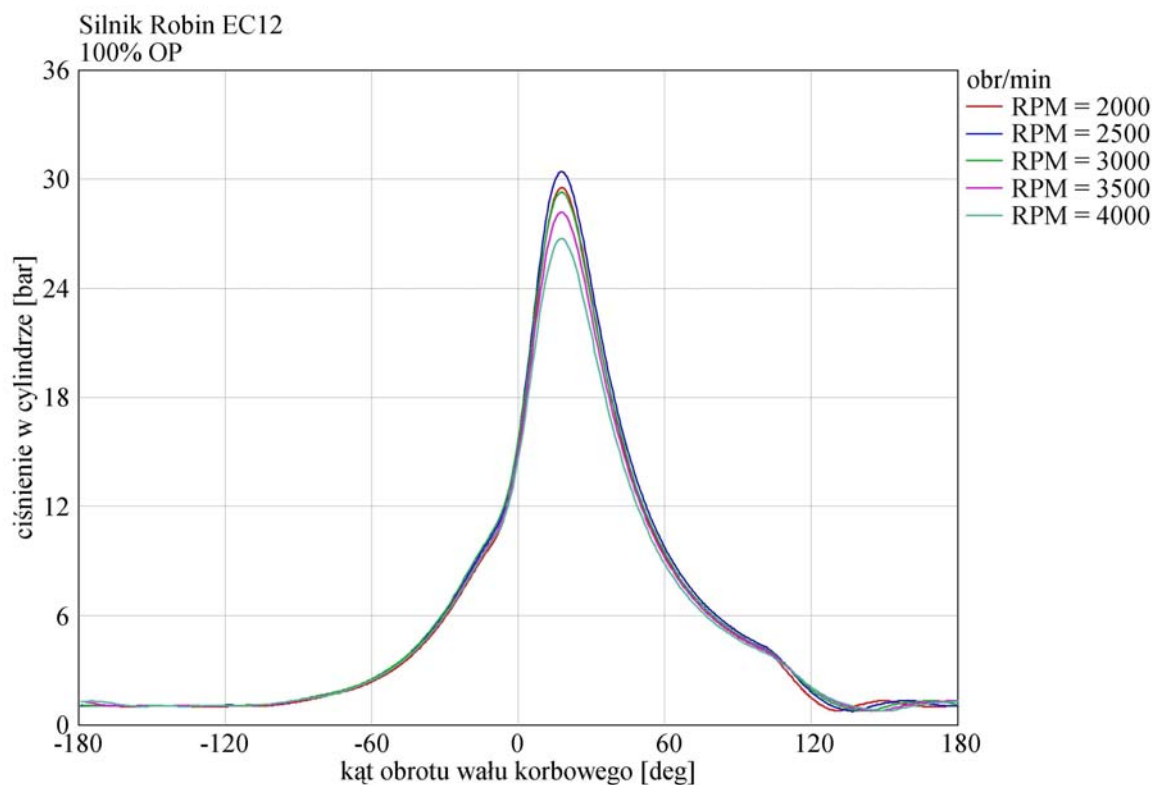
- stały kąt wyprzedzenia zapłonu α_{ign} - 20° przed GMP,
- kąt początku wtrysku α_{inj} - zmienny wg tabeli 4.1
- czas otwarcia wtryskiwacza - zmienny, dla uzyskania dawki paliwa na cykl odpowiadający 12° OWK
- ciśnienie wtrysku - 60 bar

Celem symulacji obiegu roboczego silnika Robin EC12 wyposażonego w kompletny układ dolotowo-wylotowy, taki sam, jak w rzeczywistym silniku, było wyznaczenie:

- przebiegów ciśnienia w cylindrze silnika
- parametrów roboczych silnika
- udziałów objętościowych najważniejszych gazów wylotowych w spalinach
- przeprowadzenie analizy procesu spalania
- określenie wpływu parametrów sterowania otwarciem wtryskiwacza na parametry robocze silnika i emisję spalin.

4.2.1. Przebieg ciśnienia i temperatury w cyklu roboczym silnika

Wynikiem symulacji było określenie przebiegu ciśnienia w cylindrze dla różnych prędkości obrotowych w funkcji kąta OWK. Na rys. 4.3 przedstawiono przebieg zmian ciśnienia w cylindrze dla jednego cyklu pracy silnika przy pięciu wartościach prędkości obrotowych: 2000, 2500, 3000, 3500 i 4000 obr/min. Maksymalna wartość ciśnienia wynosząca ok. 30,5 bar przypada dla kąta ok. 20° OWK po GMP i prędkości obrotowej 2500 obr/min. Ze wzrostem prędkości obrotowej następuje zmniejszanie maksymalnego ciśnienia w cylindrze. Dla przyjętego modelu spalania ze stałymi wartościami parametrów funkcji Wiebego oraz zmienną dawką wtryskiwanego paliwa przebieg ciśnień ma jednakowy charakter. Chociaż model obliczeniowy spalania zawiera podmodel spalania stukowego, to jednak w żadnym przypadku taki efekt nie występuje.



Rys. 4.3. Przebieg zmian ciśnienia w cylindrze w funkcji kąta OWK przy różnych prędkościach obrotowych i przy pełnym otwarciu przepustnicy powietrza.

Pracę silnika w jednym cyklu roboczym prezentuje pole wykresu przedstawionego na rys. 4.4. Przebieg zmian ciśnienia w cylindrze silnika w funkcji względnej objętości przestrzeni roboczej V/V_{\max} jest bardzo regularny. Tylko w strefie przepłukania silnika występuje pętla świadcząca o spadku ciśnienia w cylindrze silnika poniżej wartości ciśnienia w skrzyni korbowej. To zjawisko jest uwarunkowane konstrukcją układu wylotowego silnika.

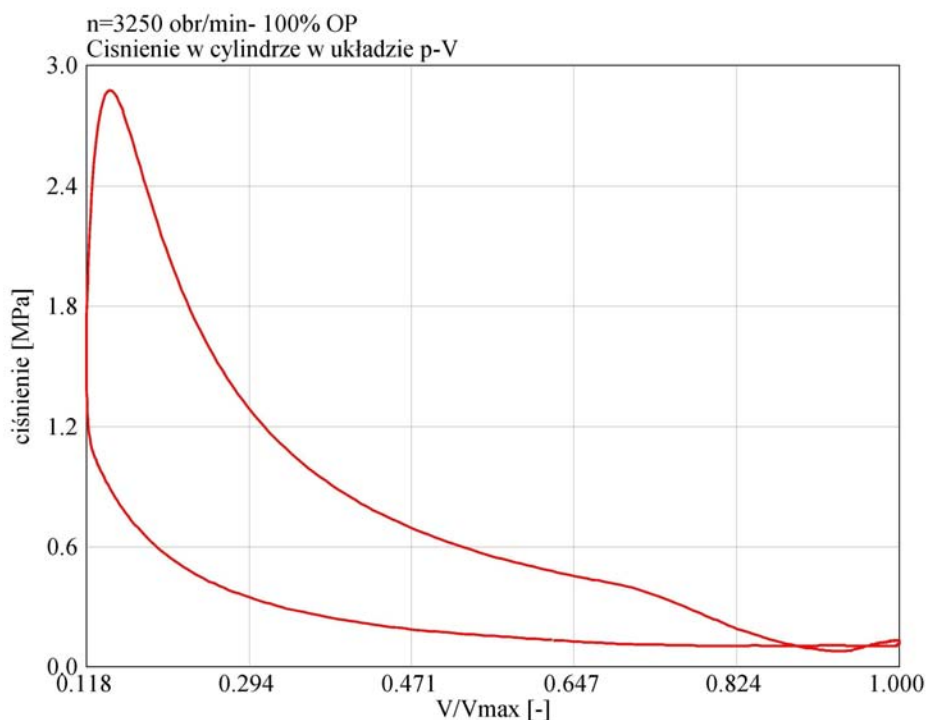
Zgodnie z teorią obiegów cieplnych silnika spalinowego pole zawarte w pętli wykresu reprezentuje pracę indykowaną cyklu roboczego:

$$L_i = \oint pdV \quad (4.11)$$

Znajomość wielkości pracy wewnętrznej obiegu pozwala wyznaczyć średnie ciśnienie indykowane p_i cyklu roboczego:

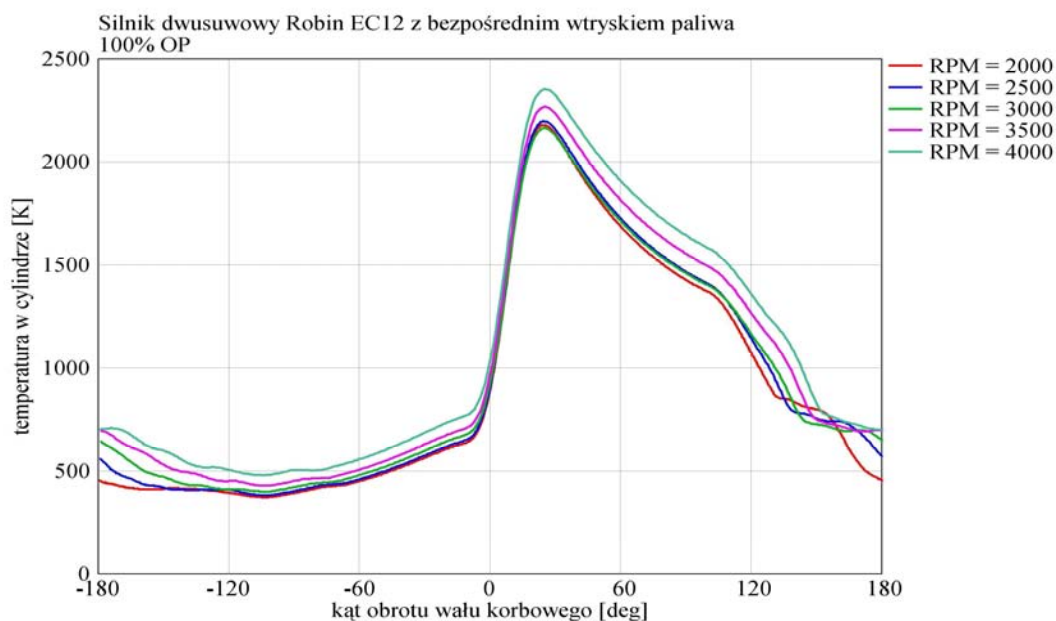
$$p_i = \frac{L_i}{V_s} \quad (4.12)$$

gdzie V_s jest objętością skokową cylindra.



Rys. 4.4. Przebieg zmian ciśnienia w cylindrze w funkcji względnej objętości przestrzeni roboczej V/V_{max}

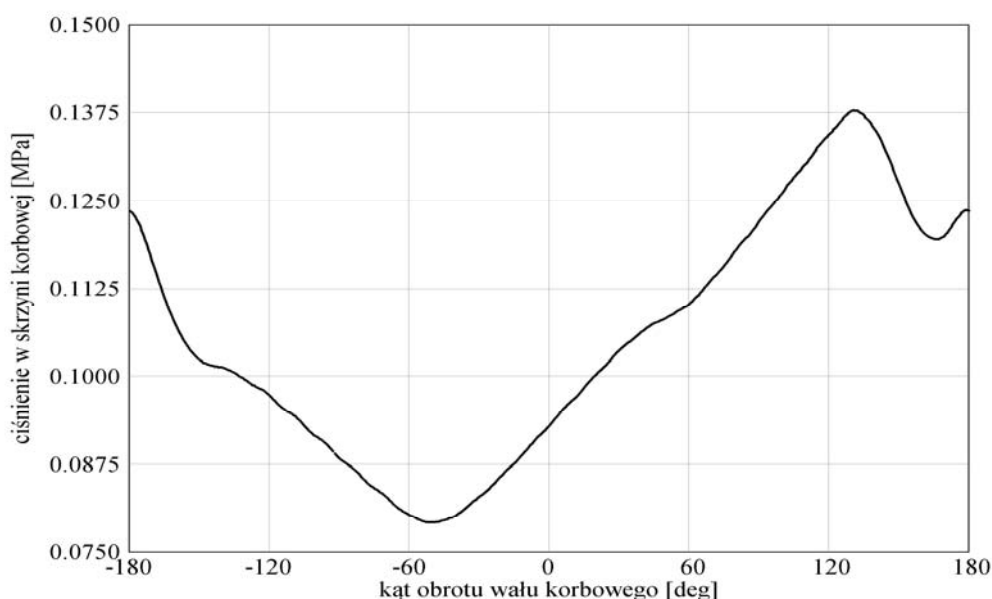
Na rys. 4.5 przedstawiono przebieg zmian temperatury w cylindrze silnika w jednym cyklu roboczym dla kilku prędkości obrotowych. Wartość maksymalna temperatury odpowiada kątowi obrotu wału korbowego ok. 25° po GMP, czyli zakresowi bliskiemu maksymalnej wartości ciśnienia w tym cylindrze dla wszystkich prędkości obrotowych przedstawionych na rys. 4.3.



Rys. 4.5. Temperatura ładunku w cylindrze w funkcji kąta OWK przy prędkości obrotowej 3400 obr/min i pełnym otwarciu przepustnicy

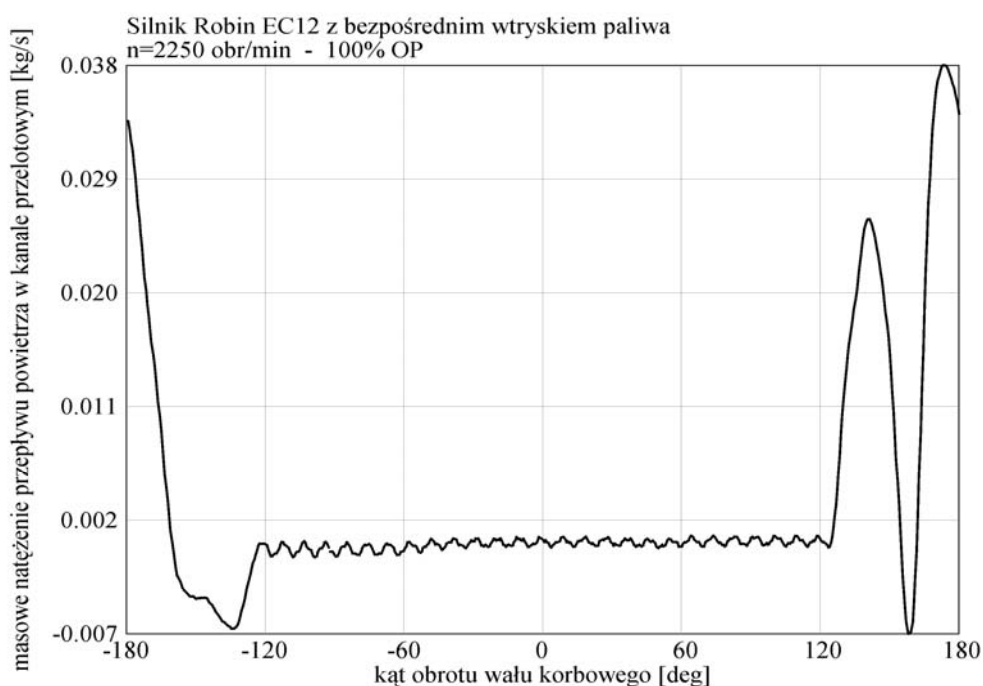
Ciekawym zjawiskiem jest wzrost temperatury ładunku w cylindrze ze zwiększaniem prędkości obrotowej silnika, pomimo mniejszej dawki paliwa. Jest to spowodowane głównie przez większą ilość reszty spalin pozostałych w cylindrze z poprzedniego cyklu pracy. W związku z tym początkowa temperatura w cylindrze jest większa o około 80 K dla prędkości obrotowej 4000 obr/min w porównaniu do prędkości obrotowej 2000 obr/min. Pomimo napływu powietrza do układu dolotowego o temperaturze 293 K średnia temperatura w cylindrze po zamknięciu okna wylotowego wynosi od 450 do 530 K wpływając korzystnie na proces odparowania paliwa. Czas odparowania paliwa jest znacznie krótszy dla większych prędkości obrotowych, pomimo zwiększonego kąta wyprzedzenia wtrysku paliwa z 76° OWK dla $n=2000$ obr/min do 90° OWK dla $n=4000$ obr/min (tab. 4.1). W żadnym przypadku średnia temperatura ładunku cylindra nie przekracza 2500 K, co spowodowane jest dużą ilością pozostałości spalin wpływającą korzystnie na powstawanie mniejszej ilości tlenków azotu.

Na rysunku 4.6 przedstawiono przebieg zmian ciśnienia w skrzyni korbowej silnika dwusuwowego. Przebieg tego ciśnienia wpływa decydująco na ilość powietrza dostarczonego przez kanały przelotowe do cylindra. Wartość ciśnienia zmienia się odpowiednio do fazy otwarcia okna przelotowego uwarunkowanej położeniem tłoka w cylindrze. Gwałtowny przyrost ciśnienia w skrzyni korbowej po otwarciu okna przelotowego jest spowodowany zwrotnym przepływem gazów spalinowych z cylindra do skrzyni wywołanym dużą różnicą ciśnień w cylindrze i skrzyni korbowej.



Rys. 4.6. Przebieg zmian ciśnienia w skrzyni korbowej silnika w funkcji kąta OWK dla prędkości obrotowej 3400 obr/min

Efektom zmiany ciśnień w skrzyni korbowej i cylindrze w wyniku oddziaływania układu wylotowego jest zmienny przepływ ładunku w kanałach przelotowych. W krótkim okresie otwarcia okien przelotowych (114° OWK) następuje przepływ powietrza do cylindra. Sumaryczne masowe natężenie przepływu powietrza w kanałach przelotowych przedstawione jest na rys. 4.7 dla prędkości obrotowej 2250 obr/min i 100% otwarcia przepustnicy powietrza. Występują dwa okresy napływu powietrza do cylindra. Dla tej prędkości obrotowej w pierwszym okresie występuje mniejsze natężenie przepływu, a właściwe napełnianie następuje w drugim okresie, kiedy tłok znajduje się w DMP.



Rys.4.7. Masowe natężenie przepływu powietrza przez okna przelotowe przy prędkości obrotowej 2250 obr/min i pełnym otwarciu przepustnicy

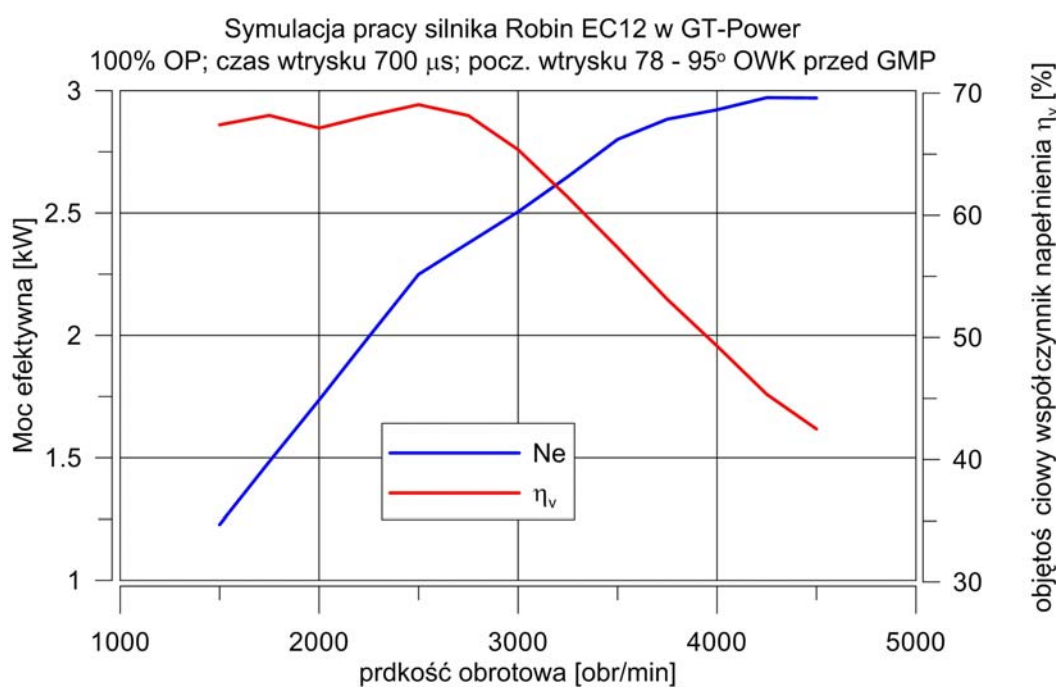
4.2.2. Parametry robocze silnika

Jednym z najważniejszych celów symulacji było określenie parametrów roboczych: mocy i jednostkowego zużycia paliwa oraz sprawności ogólnej badanego silnika z bezpośrednim wtryskiem paliwa. Przebieg ciśnienia w cylindrze decyduje o wykonanej pracy wewnętrznej przez silnik. Natomiast znajomość dawki paliwa na cykl pozwala wyznaczyć godzinowe zużycie paliwa G_h . Wówczas na podstawie znanej prędkości obrotowej można wyznaczyć moc indykowaną silnika i jednostkowe zużycie paliwa. Parametry wtrysku paliwa przedstawione w tabeli 4.1 takie, jak dawka paliwa na cykl oraz początek wtrysku paliwa zostały dobrane tak, aby uzyskać małe jednostkowe zużycie paliwa oraz mały udział masy szkodliwych składników spalin (CO , HC i NO). W programie obliczeniowym GT-Power

założono model tarcia wewnętrznego podany zależnością (4.4) przedstawiony jako średnie ciśnienie strat tarcia p_m zmniejszające średnie ciśnienie indykowane p_i . Wówczas średnie ciśnienie efektywne wynosi:

$$p_e = p_i - p_m \quad (4.13)$$

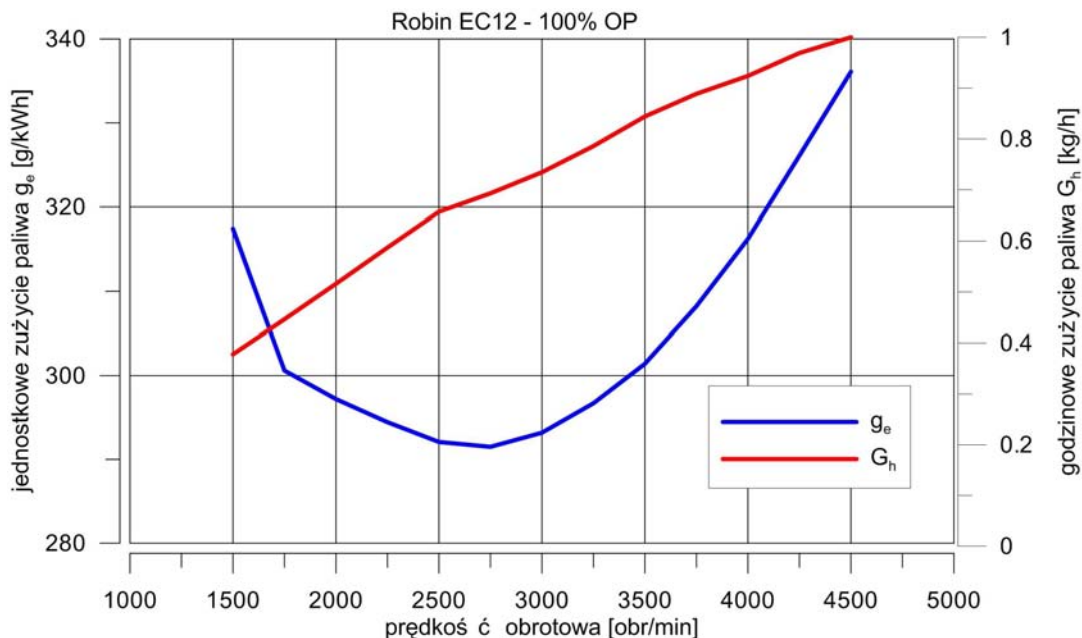
Zależność mocy efektywnej i objętościowego współczynnika napełnienia od prędkości obrotowej silnika dla ustalonego czasu wtrysku, przy pełnym otwarciu przepustnicy przedstawiono na rys. 4.8. Moc silnika zależna jest od ilości dostarczonego do cylindra powietrza i paliwa. Dla analizowanego silnika symetria faz rozrządu (otwarcie okien dolotowych i wylotowych) nie pozwala na uzyskanie dużego współczynnika napełnienia cylindra, który zmniejsza się ze zwiększaniem prędkości obrotowej w wyniku większych oporów ruchu w przewodzie dolotowym i kanałach przelotowych. Objętościowy współczynnik napełnienia dla prędkości 4500 obr/min wynosi tylko 42%, co zmusza do zmniejszenia dawki paliwa na cykl ze zwiększaniem prędkości obrotowej. Dla założonych parametrów wtrysku paliwa maksymalna moc silnika 3 kW osiągnięta jest przy prędkości obrotowej 4500 obr/min.



Rys. 4.8. Symulacyjny przebieg charakterystyki zewnętrznej mocy i objętościowego współczynnika napełnienia silnika Robin EC12 przy stałym czasie otwarcia wtryskiwacza

Na rys. 4.9 przedstawiono przebieg jednostkowego i godzinowego zużycia paliwa w funkcji prędkości obrotowej silnika dla stałego czasu wtrysku i pełnego otwarcia przepustnicy powietrza. Jednostkowe zużycie paliwa osiąga minimum 290 g/kWh przy prędkości

obrotowej ok. 2800 obr/min. Dla analizowanego zakresu prędkości obrotowej jednostkowe zużycie paliwa nie przekracza wartości 350 g/kWh. Przebieg godzinowego zużycia paliwa ma charakter liniowy wzrastający z prędkością obrotową, przy czym maksymalne zapotrzebowanie na paliwo wynosi 1 kg/h przy prędkości obrotowej 4500 obr/min



Rys. 4.9. Przebieg jednostkowego i godzinowego zużycia paliwa w funkcji prędkości obrotowej dla pełnego obciążenia silnika

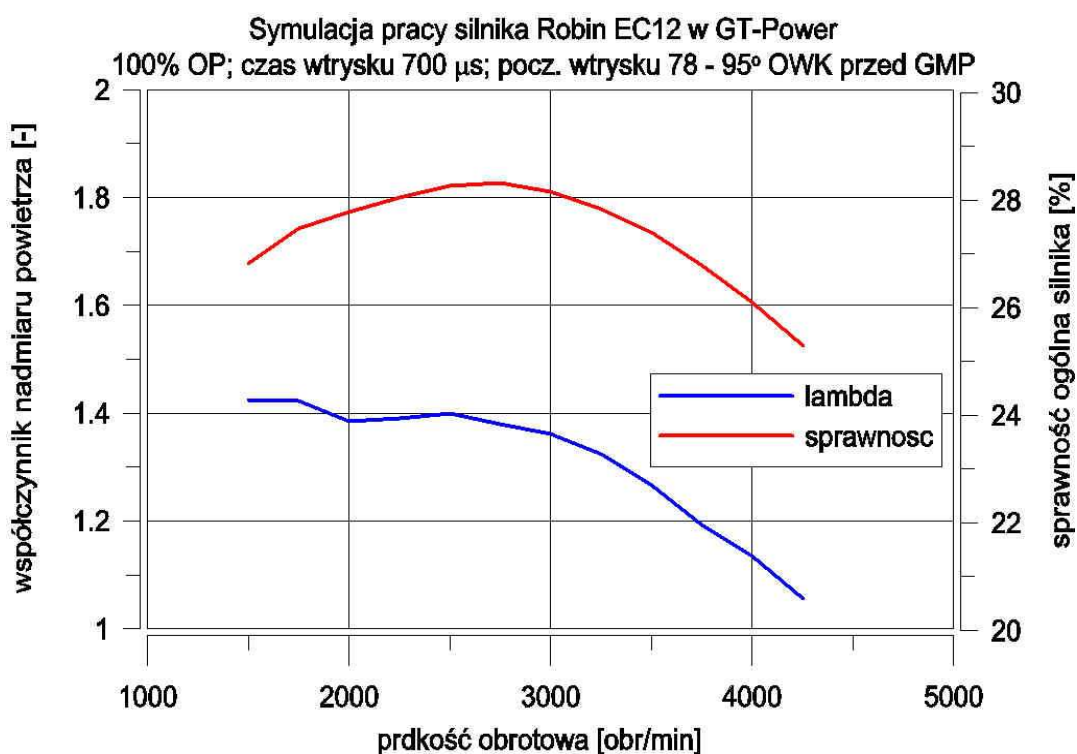
Jednostkowe zużycie paliwa g_e oraz wartość opałowa paliwa W_d (w tym przypadku benzyny) określa jednoznacznie sprawność ogólną silnika η_o wynikającą z zależności:

$$\eta_o = \frac{3600}{g_e \cdot W_d} \quad (4.14)$$

gdzie jednostkowe zużycie paliwa g_e wyrażone jest w kg/kWh, a wartość opałowa W_d podana jest w MJ/kg.

Na rys. 4.10 przedstawiono przebieg sprawności ogólnej silnika wraz z przebiegiem współczynnika nadmiaru powietrza. Przebieg sprawności ogólnej, która osiąga maksymalną wartość ponad 28% dla przedziału prędkości obrotowych silnika odpowiadających minimalnemu jednostkowemu zużyciu paliwa, czyli około 2800 obr/min, kształtuje się bardzo korzystnie. Dla założonej dawki paliwa (tabela 4.1) ze względu na zmniejszenie jednostkowego zużycia paliwa oraz zmniejszenie emisji węglowodorów i tlenu węgla, współczynnik nadmiaru powietrza maleje ze zwiększaniem się prędkości obrotowej. Globalny współczynnik nadmiaru powietrza λ osiąga wartości większe niż stechiometryczne w całym zakresie pracy silnika ($\lambda = 1,42 - 1,1$). Bezpośredni wtrysk paliwa sprzyja lokalnemu

uwarstwieniu ładunku powodując, że masowy stosunek powietrza do paliwa w cylindrze jest zmienny w całej objętości. Ze wzrostem prędkości obrotowej silnika współczynnik nadmiaru powietrza λ zmniejsza się aż do wartości ok. 1,1, co jest uzasadnione zmniejszaniem się ilości dostarczanego powietrza (mniejszy współczynnik napełnienia) niezbędnego do prawidłowego spalania dostarczonej dawki paliwa warunkującego osiągnięcie przez silnik mocy maksymalnej.

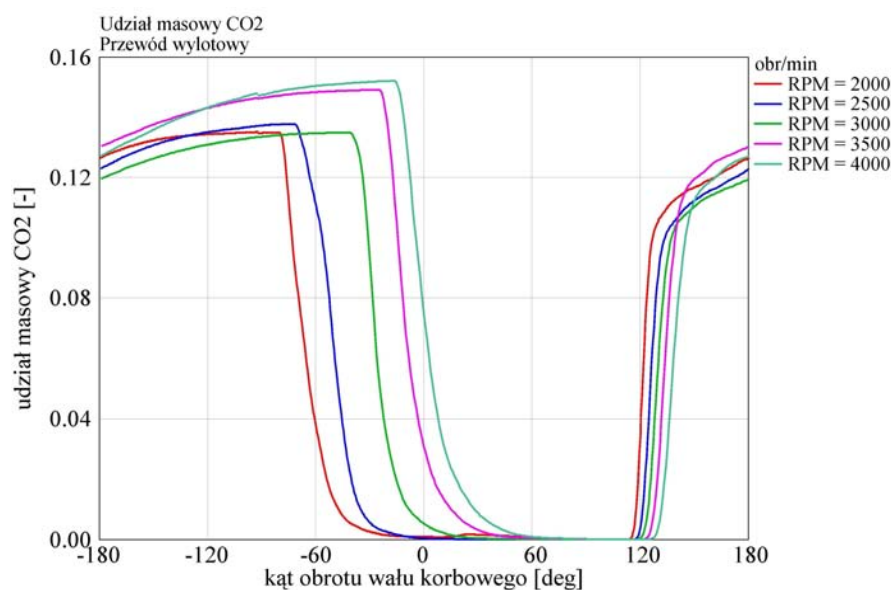


Rys. 4.10. Przebiegi współczynnika nadmiaru powietrza i sprawności ogólnej silnika przy stałym czasie otwarcia wtryskiwacza 700 μ s w funkcji zmian prędkości obrotowej

4.2.3 Udziały masowe składników gazów wylotowych w spalinach

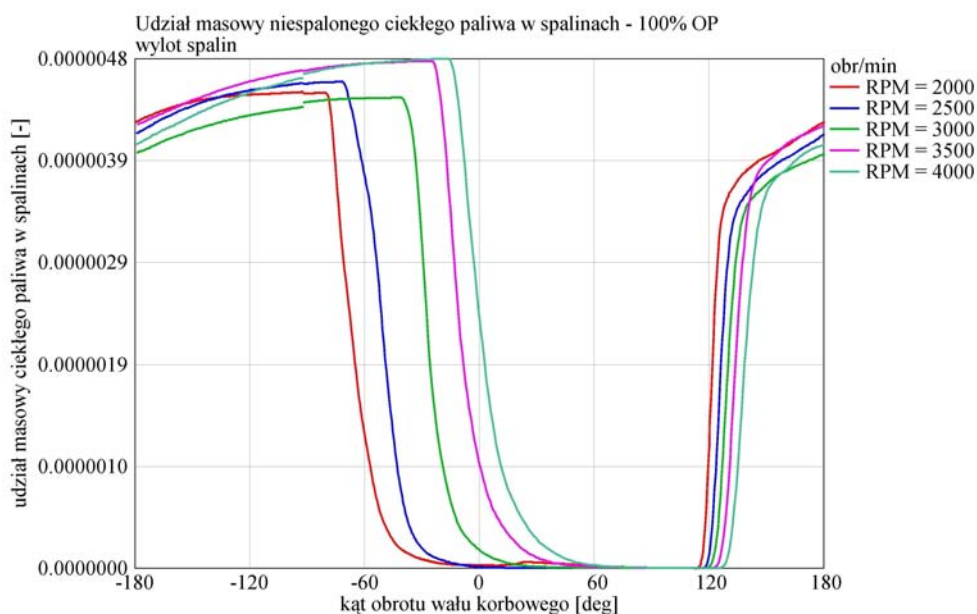
Program symulacyjny uwzględniał proste reakcje chemiczne zachodzące w procesie spalania w celu określenia udziałów masowych takich związków chemicznych, jak: CO_2 , HC, CO i NO_x w składzie gazów wylotowych (spalin). Szczególnie istotne było wyznaczenie udziału węglowodorów w spalinach, ze względu na zamierzone uniknięcie straty wylotowej poprzez zastosowanie bezpośredniego wtrysku paliwa. Zmiany udziału masowego CO_2 w końcowym przewodzie wylotowym w funkcji kąta OWK dla szeregu różnych prędkości obrotowych przedstawiono na rys. 4.11. Udział masowy CO_2 w przewodzie wylotowym jest większy dla większych prędkości obrotowych. W czasie przepłukania cylindra świeżym powietrzem gazy spalinowe w tej części układu wylotowego wykazują śladowe ilości CO_2 . Okres ten jest krótszy dla większych prędkości obrotowych i jest uwidoczniiony przez

wyraźne przesunięcie kątowe masowego udziału CO_2 w spalinach w porównaniu z mniejszymi prędkościami obrotowymi.



Rys. 4.11. Udział masowy dwutlenku węgla w spalinach w funkcji kąta OWK dla różnych prędkości obrotowych

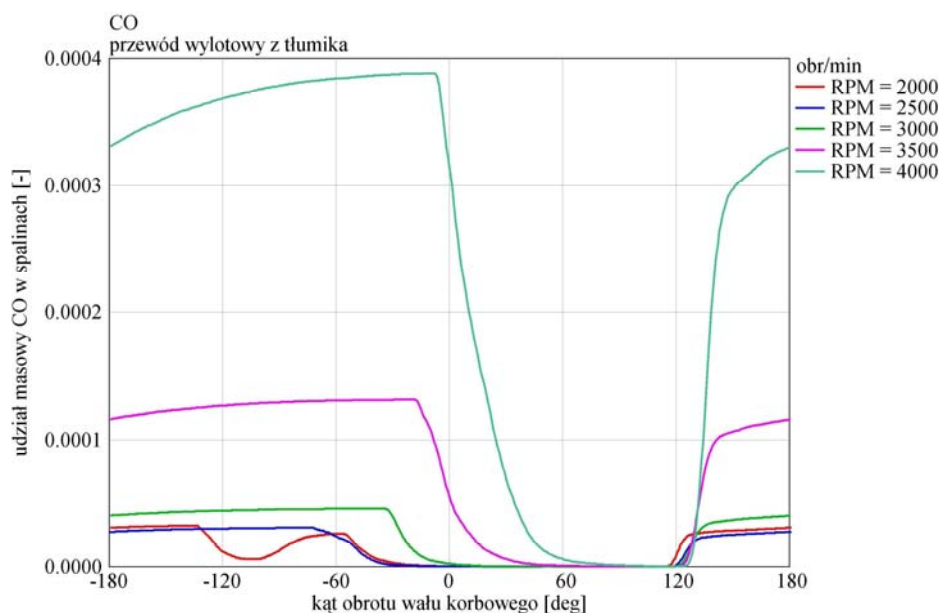
Maksymalny udział masowy CO_2 w spalinach prawie dla całego zakresu prędkości obrotowych wynosi 13 – 15 %. Udział masowy węglowodorów (niespalonego ciekłego paliwa) w spalinach na wylocie z końcowej strefie rury wylotowej dla kilku prędkości obrotowych przedstawiono na rysunku 4.12.



Rys. 4.12. Udział masowy niespalonego paliwa w spalinach w funkcji kąta OWK dla różnych prędkości obrotowych

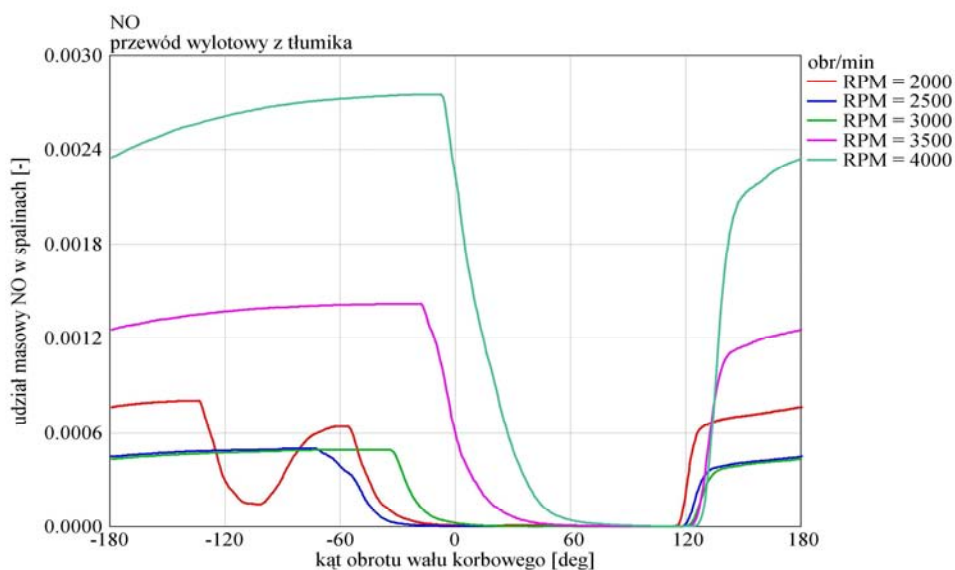
Podobnie jak na rys. 4.11 występuje przesunięcie kątowne udziału masowego HC w spalinach o około 70° OWK, a maksymalny udział masowy HC (w postaci cieczy) wynosi 0,0000048 (~5 ppm). Jest to ilość bardzo mała w porównaniu do zasilania gaźnikowego.

Po otwarciu okna wylotowego następuje szybki wzrost masowego udziału tlenu węgla w układzie wylotowym, a zmniejszanie tego udziału na wylocie następuje wtedy, kiedy w cylindrze zachodzi proces spalania w następnym cyklu roboczym (przesunięcie fazowe wynikające z ruchu gazu w układzie wylotowym). Udział masowy tlenu węgla w spalinach przedstawiono na rys. 4.13. Udział ten zależy w znacznym stopniu od prędkości obrotowej silnika i wzrasta ze wzrostem tej prędkości. Udział masowy CO w spalinach jest nieduży ze względu na założony duży globalny współczynnik nadmiaru powietrza ($\lambda > 1$).



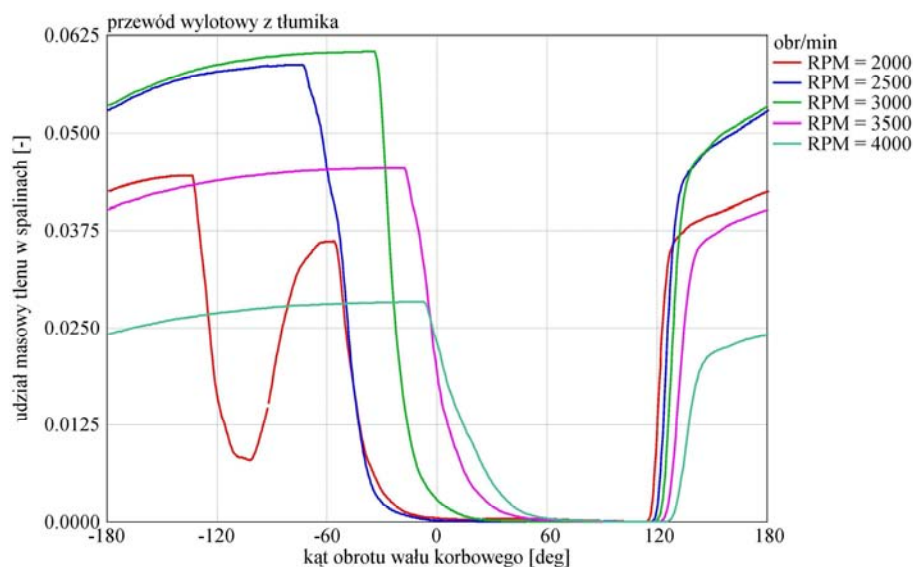
Rys. 4.13. Udział masowy tlenu węgla w spalinach w funkcji kąta OWK dla różnych prędkości obrotowych

Dla założonego modelu formowania się tlenu azotu (reakcje 4.10a – 4.10c) przyjętego w programie GT-Power wyznaczono również ich udział masowy w spalinach. Udział masowy tlenków azotu w spalinach w końcowym przewodzie wylotowym (rys. 4.14) również w dużym stopniu zależy od prędkości obrotowej silnika i znacznie wzrasta ze wzrostem tej prędkości. Wynika to z większej temperatury ładunku w procesie spalania (rys. 4.5) dla większych prędkości obrotowych.



Rys. 4.14. *Udział masowy tlenków azotu w spalinach w funkcji kąta OWK dla różnych prędkości obrotowych*

Udział masowy tlenu w spalinach przedstawiono na rys. 4.15. Jego zmienna zawartość świadczy o zmianie efektywności procesu spalania ze zmianą prędkości obrotowej silnika. Dla prędkości obrotowej 2000 obr/min zachodzi zmiana udziału masowego O_2 (podobnie jak CO i NO) w zakresie kąta OWK 120 - 60° przed GMP wynikająca z oddziaływań fal ciśnienia w układzie wylotowym (nieustalony przepływ gazu).



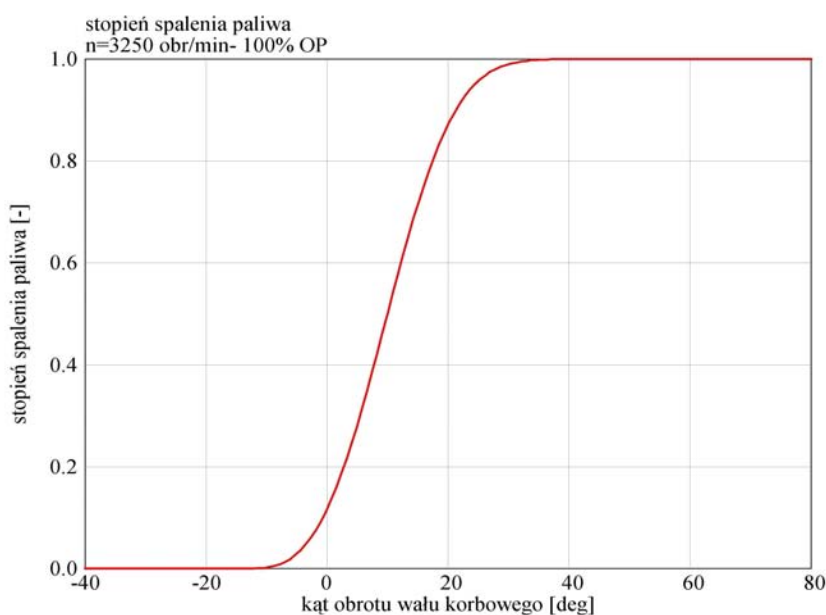
Rys. 4.15. *Udział masowy tlenu w spalinach w układzie wylotowym w funkcji kąta OWK dla różnych prędkości obrotowych*

Zaprezentowane przebiegi zmian udziału masowego wybranych składników gazów wylotowych charakteryzuje również znaczne przesunięcie kątowe zależne od prędkości obrotowej rozwijanej przez silnik. Dla prędkości ok. 2000 obr/min zaobserwowano wyraźne

załamanie linii wszystkich wykresów wskazujące na lokalny spadek udziału masowego analizowanych składników gazów spalinowych (CO i NO), a także tlenu (rys. 4.15). Zjawisko to jest następstwem ruchów falowych gazów wylotowych w przewodach, w tym w rurze wylotowej silnika.

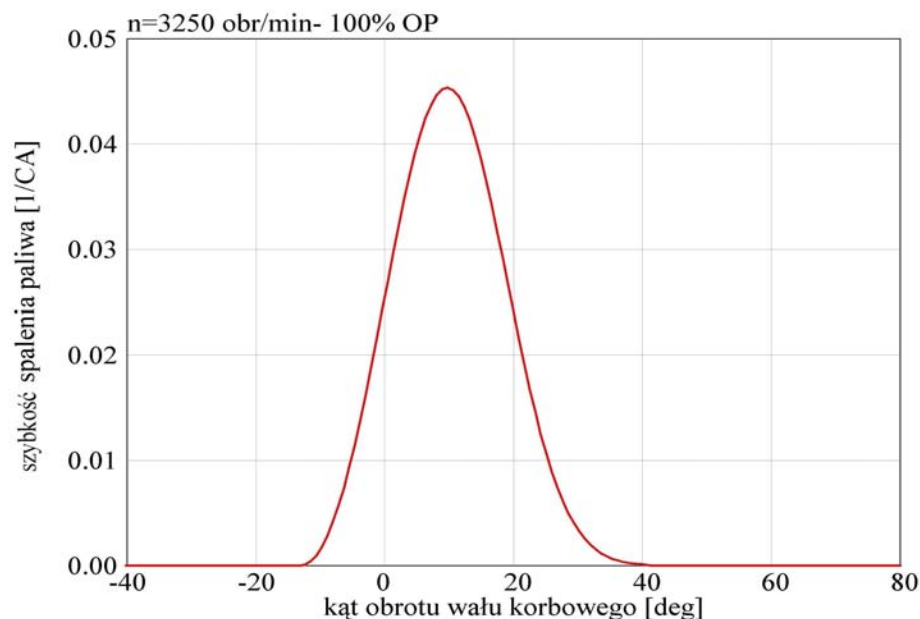
4.2.4 Analiza procesu spalania

W procesie symulacji przeanalizowano szybkość spalania ładunku w cyklu roboczym silnika. Na rys. 4.16 przedstawiono stopień spalania ładunku w funkcji kąta obrotu wału korbowego dla prędkości obrotowej 3250 obr/min i pełnego otwarcia przepustnicy. Obliczanie procesu spalania paliwa w programie odbywało się według modelu przedstawionego funkcją Wiebe (4.3). Przyjęty wykładnik $m=2$ powoduje bardzo szybki proces spalania odbywający się w przedziale 10° OWK przed GMP i 30° OWK po GMP. Całkowite spalanie wtrysniętej dawki paliwa przy prędkości obrotowej silnika 3250 obr/min zachodzi podczas zmiany kąta OWK o około 30° , co potwierdza również wykres szybkości spalania zarejestrowany na rys. 4.17.



Rys. 4.16. Stopień spalania paliwa w funkcji kąta OWK przy prędkości obrotowej 3250 obr/min dawki paliwa w cylindrze silnika i szybkości jej spalania

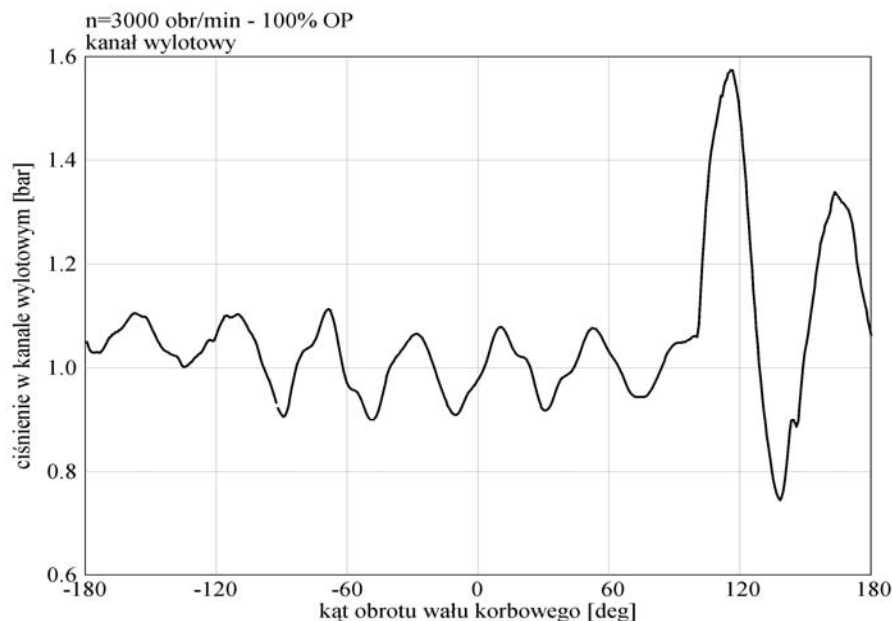
Maksymalna szybkość spalania dawki paliwa występuje przy kącie 10° OWK po GMP i wynosi 0,045 dawki paliwa na cykl na 1° OWK. W obliczeniach założono zmniejszanie się masy dawki paliwa, co przy stałym kącie procesu spalania prowadzi do mniejszej prędkości spalania w takim układzie, natomiast szybkość spalania dawki w czasie będzie wzrastała z prędkością obrotową.



Rys. 4.17. Szybkość spalania dawki paliwa w funkcji kąta OWK przy prędkości obrotowej 3250 obr/min

Przebiegi stopnia spalania dawki paliwa i szybkości tego procesu zostały wykorzystane do porównania wyników symulacji w programie GT – Power z rzeczywistymi, określonymi doświadczalnie parametrami procesu spalania.

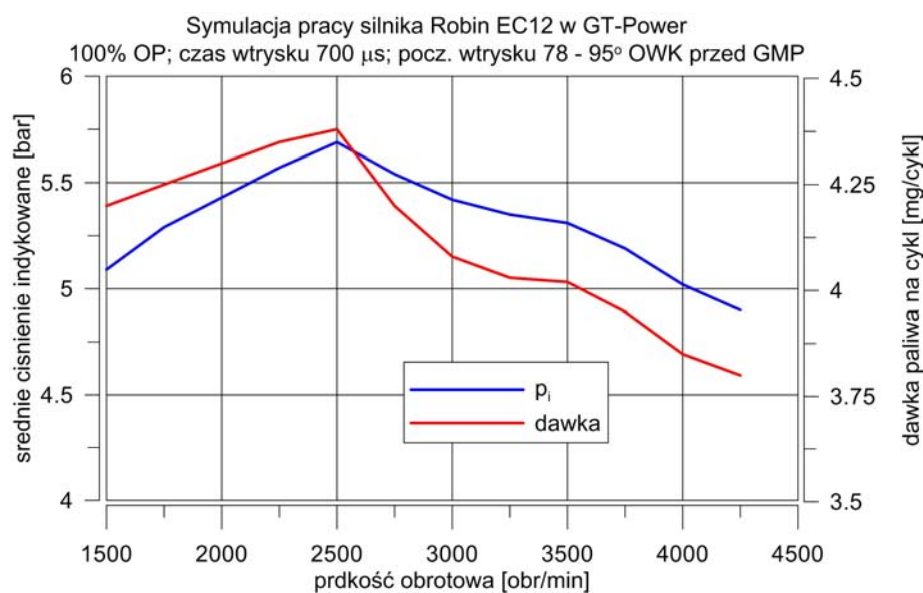
Na rys. 4.18 przedstawiono przebieg ciśnienia gazów wylotowych w odległości ok. 40 mm za oknem wylotowym przy prędkości obrotowej 3000 obr/min. Po zamknięciu okna wylotowego przebieg ciśnienia za tym oknem ma charakter pulsacyjny o dużej częstotliwości zmian ze względu na krótki układ wylotowy. Maksymalne ciśnienie o wartości bezwzględnej 1,6 bar występuje przy 60° OWK przed DMP, to jest około 20° OWK po otwarciu okna wylotowego. Dla prędkości obrotowej 3000 obr/min w okresie przepłukania występują 4 zmienne impulsy ciśnienia wpływające na proces napełnienia cylindra.



Rys. 4.18. Przebieg zmian ciśnienia gazów w odległości 40 mm za oknem wylotowym przy prędkości obrotowej 3000 obr/min

Na rys. 4.19 przedstawiono przebieg zmian średniego ciśnienia indykowanego oraz zmiennych dawek paliwa w cylindrze w funkcji prędkości obrotowej silnika dla pełnego otwarcia przepustnicy. Wielkość średniego ciśnienia indykowanego zależy od ilości dostarczanego paliwa i jego całkowitego spalania.

Ze względu na utrzymanie na niskim poziomie emisji szkodliwych składników spalin oraz zmniejszaniem się objętościowego współczynnika napełnienia, dawka paliwa zmniejszała się ze wzrostem prędkości obrotowej, co skutkowało zmniejszeniem się



Rys. 4.19. Przebieg średniego ciśnienia indykowanego i dawek paliwa na cykl w funkcji prędkości obrotowej silnika.

średniego ciśnienia indykowanego. Największa dawka paliwa była dostarczona dla prędkości obrotowej 2500 obr/min, przy której występuje największy objętościowy współczynnik napełnienia (rys. 4.7). Z tego powodu maksymalne średnie ciśnienie indykowane obserwowane jest przy tej prędkości obrotowej.

4.3. MODEL OBLICZENIOWY SILNIKA W PROGRAMIE KIVA-3V

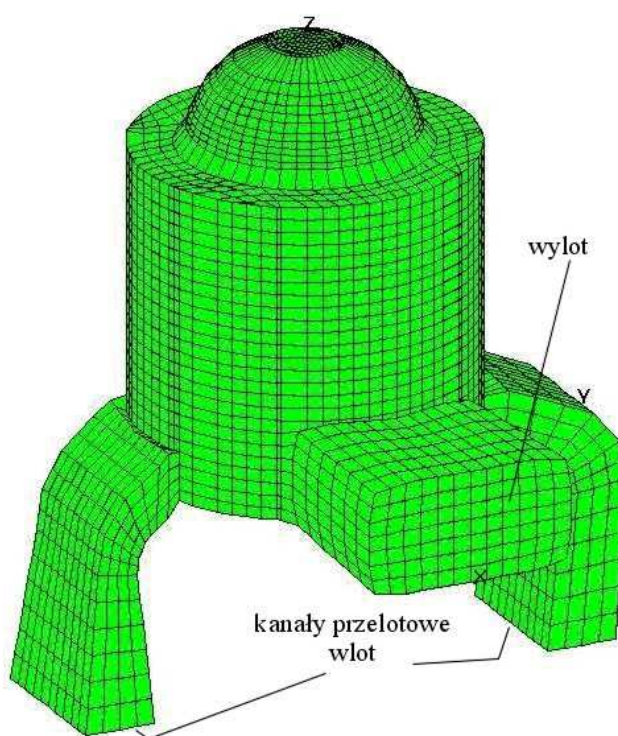
Symulacja procesu wtrysku paliwa w układzie przestrzennym umożliwia obserwację zjawisk termodynamicznych zachodzących w cylindrze silnika w dowolnym miejscu modelu. Model cylindra ze względów programowych jak i czasowych jest zazwyczaj uproszczony, ale uwzględnia zasadnicze wymiary analizowanej konstrukcji.

Do analizy procesu bezpośredniego wtrysku paliwa w silniku dwusuwowym zastosowano program KIVA-3V [1], [5], [6] opracowany przez National Laboratory w Los Alamos, który jest zaliczony do kategorii programów CFD i dostarczany w kodzie źródłowym w języku Fortran. Umożliwia to zmianę niektórych procedur programu w zależności od potrzeb użytkownika. Program ten jest powszechnie stosowany w jednostkach naukowych zajmujących się problemami silnikowymi na całym świecie. Posiada on możliwość symulacji procesu zasilania silnika gaźnikowego i wtryskowego, procesu spalania, chłodzenia, wymiany ładunku w silniku zaworowym i ze sterowaniem tłokowo-szczelinowym. Program w podstawowej konfiguracji posiada model spalania uwzględniający 12 związków chemicznych: paliwo, O_2 , O , N_2 , N , CO , CO_2 , NO , H , H_2 , OH i H_2O z reakcjami kinetycznymi i równowagowymi. Program KIVA-3V umożliwił zaobserwowanie wzajemnej interakcji między wtrysniętym bezpośrednio do komory spalania paliwem a ruchem ładunku wywołanym procesem przepłukania m.in. ze względu na sposób umieszczenia wtryskiwacza.

Program dobiera czasowy krok obliczeń tak, aby uwzględnić warunek Couranta [25] podany wzorem (4.1). Zbieżność obliczeń zapewniona jest wewnętrznie przez program poprzez dokonywanie wielokrotnych iteracji. Obliczenia zostały wykonane na operacjach arytmetycznych 64-bitowych w środowisku Linux, gdyż program jest dostosowany do standardu UNIX. Sam program w wersji źródłowej był kompilowany i linkowany w programie fortran g95. Natomiast analiza graficzna wyników symulacji została przeprowadzona w programie GMV również z firmy National Laboratory z Los Alamos.

4.3.1. Siatka obliczeniowa silnika Robin EC12 do symulacji w programie KIVA-3V

Podstawowym krokiem realizacji procesu symulacji w programie KIVA-3V [1] było przygotowanie siatki obliczeniowej przestrzeni roboczej silnika Robin EC12. Jest to jednocylindrowy, chłodzony powietrzem dwusuwowy silnik benzynowy. Denko tłoka jest płaskie, a komora spalania ma kształt półkulisty. Dwa kanały przelotowe są symetryczne w przekroju pionowym przechodzącym przez oś cylindra i środek kanału wylotowego. Sporządzona siatka obliczeniowa uwzględniająca te informacje. Dane techniczne silnika Robin EC12 zostały przedstawione w tabeli (2.1). Siatka obliczeniowa analizowanego silnika jest pokazana na rys. 4.20.

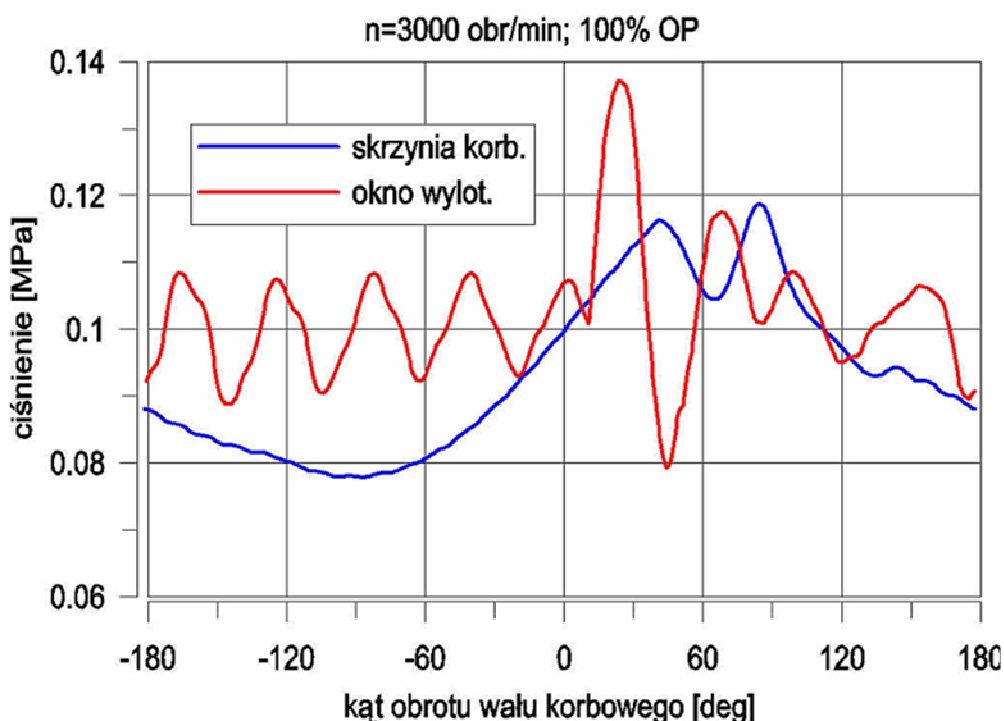


Rys. 4.20. Siatka obliczeniowa przestrzeni roboczej silnika Robin EC12

Komora spalania została zamodelowana przez nałożenie na siebie walców o zmiennej średnicy i wysokości 1 mm. Preprocesor programu pozwala na budowanie prostych bloków połączonych ze sobą za pomocą procedury „patch”. Każdy z kanałów przelotowych utworzony jest z 5 bloków, a kanał wylotowy z 3 bloków. Preprocesor umożliwia zaokrąglenie krawędzi kanałów przelotowych, które w rzeczywistym silniku są uformowane promieniem 2 mm. Prezentowana siatka modelu silnika posiada 23808 komórek obliczeniowych oraz 23991 węzłów. Komórki obliczeniowe siatki są typu heksagonalnego, typowe dla analizy przepływów płynów. Wlot powietrza do kanału przelotowego oraz wylot gazów spalinowych z kanału wylotowego są pokazane na rys. 4.20.

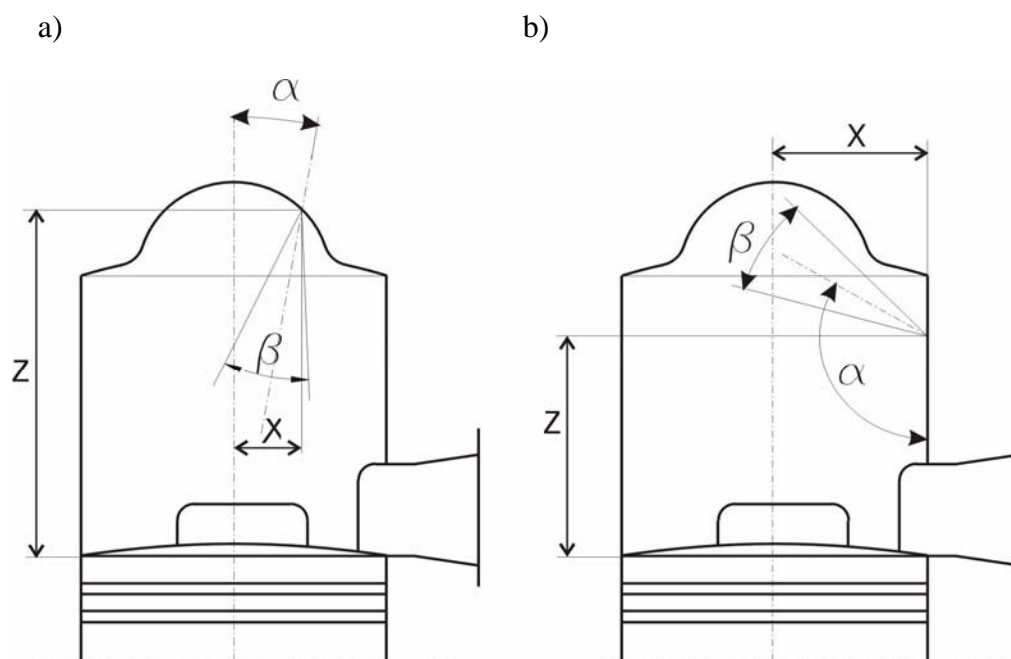
4.3.2. Warunki początkowe i brzegowe

W procesie badań symulacyjnych uwzględniono dane brzegowe na wlocie otrzymane w wyniku pomiarów zmian ciśnienia odpowiednio w skrzyni korbowej i w oknie wylotowym silnika (rys. 4.21). W celu uproszczenia obliczeń z pominięciem zjawisk zachodzących w przewodzie dolotowym i skrzyni korbowej przyjęto na dolocie do kanałów przelotowych zmiany ciśnienia takie same jak w skrzyni korbowej. Na wylot spalin z cylindra wpływają zmiany ciśnienia za oknem wylotowym wynikające z niestacjonarnego ruchu gazu w układzie wylotowym (ruchy falowe ciśnienia). Zmierzone wielkości ciśnień zostały wprowadzone w postaci tablicy do pliku itape5, w którym zapisane są wszystkie informacje dotyczące warunków początkowych i brzegowych.



Rys. 4.21. Przebiegi ciśnienia w skrzyni korbowej i w oknie wylotowym w funkcji kąta OWK

W badaniach symulacyjnych rozpatrywano dwa sposoby umiejscowienia wtryskiwacza w komorze spalania silnika: w głowicy w pobliżu świecy zapłonowej (tzw. wtrysk głowicowy) oznaczony jako TFI (ang. *top fuel injection*) oraz w ścianie cylindra (wtrysk boczny) oznaczony jako SFI (ang. *side fuel injection*) sygnalizowane w paragrafie 1.1. Obydwa systemy lokalizacji wtryskiwaczy przedstawiono na rys. 4.22 a) i 4.22 b).



Rys. 4.22. Dwa sposoby umiejscowienia wtryskiwacza w cylindrze silnika: a) w głowicy (TFI) i b) na ścianie bocznej cylindra (SFI)

Ustawienie wtryskiwacza decyduje o przebiegu procesu rozprzestrzeniania się paliwa wtryskiwanego do komory spalania. Ustawienie to zostało zdefiniowane przez podanie odpowiednich parametrów geometrycznych na rys.4.22a i 4.22b. Parametry te są podane przez:

- α - kąt ustawienia wtryskiwacza względem osi cylindra,
- β - kąt stożkowy strumienia paliwa,
- x, z - odległość od osi cylindra i dolnego położenia tłoka.

Wybrane parametry początkowe i brzegowe symulacji cyklu roboczego silnika Robin EC12 dla dwóch analizowanych systemów wtrysku paliwa: TFI i SFI przedstawione są w tab. 4.4.

Tabela 4.4. Parametry początkowe i brzegowe obliczeń w programie KIVA-3V

masowy udział tlenu na wlocie	0,233
masowy udział azotu na wlocie	0.767
masa wtryskiwanego paliwa	0,005 g/cykl
początek wtrysku paliwa	105° OWK przed GMP
rodzaj paliwa	benzyna C ₈ H ₁₇

kąt wtrysku paliwa	35° OWK
średnia średnica Sautera D_{32}	25 μm
x dla TFI	14 mm
x dla SFI	26 mm
z dla TFI	62 mm
z dla SFI	40 mm
kąt ustawienia wtryskiwacza α dla TFI	15°
kąt ustawienia wtryskiwacza α dla SFI	120°
kąt stożkowy strumienia paliwa β	60°
początek zapłonu	20° OWK przed GMP
prędkość obrotowa	3000 obr/min
temperatura głowicy	500 K
temperatura tłoka	550 K
temperatura ścianek cylindra	450 K

4.3.3. Modele obliczeń w programie KIVA-3V

Obliczenia przeprowadzone w programie KIVA-3V oparte są na metodzie różnic skończonych polegającej na dyskretyzacji równań różniczkowych względem przestrzeni i czasu. Ruch ładunku oraz stan termodynamiczny czynnika roboczego opisany równaniami różniczkowymi cząstkowymi (3.1 – 3.4) jest uwzględniony w programie. Równania te po dyskretyzacji przyjmują formę równań algebraicznych łatwiejszych do obliczeń numerycznych.

W programie KIVA-3V założono model turbulencji κ - ϵ opracowany przez Spaldinga i Laudera [130], który wpływa decydująco na modelowanie procesu wtrysku paliwa i spalania.

Bezpośredni wtrysk paliwa jest określony przez model Reitza [110] opisujący ruch i rozpad kropeł paliwa. Model ten uwzględnia również odbicie kropeł od ścianek tłoka, głowicy i cylindra, przyleganie kropeł do ścianek oraz łączenie się kropeł. Rozpad kropeł i ich dystrybucja w przestrzeni cylindra zdefiniowana jest rozkładem stochastycznym Monte Carlo. Odparowanie kropeł paliwa opisane równaniem (3.10) pozwala określić wielkość kropeł w czasie oraz udział masowy fazy ciekłej i gazowej w ładunku cylindra.

Proces spalania uwzględnia reakcje kinetyczne, które opisane są równaniami Arrheniusa dla paliwa (benzyny) oraz tlenków azotu wg modelu Zeldovicha (tab. 4.3). W ten sposób wyznacza się szybkość powstania CO_2 , H_2O i NO [17]. Natomiast szybkość powstawania pozostałych składników spalin wyznacza się z reakcji równowagowych w zależności od zakresu temperatur. Program pozwala na wyznaczenie masowego udziału poszczególnych składników spalin w ładunku.

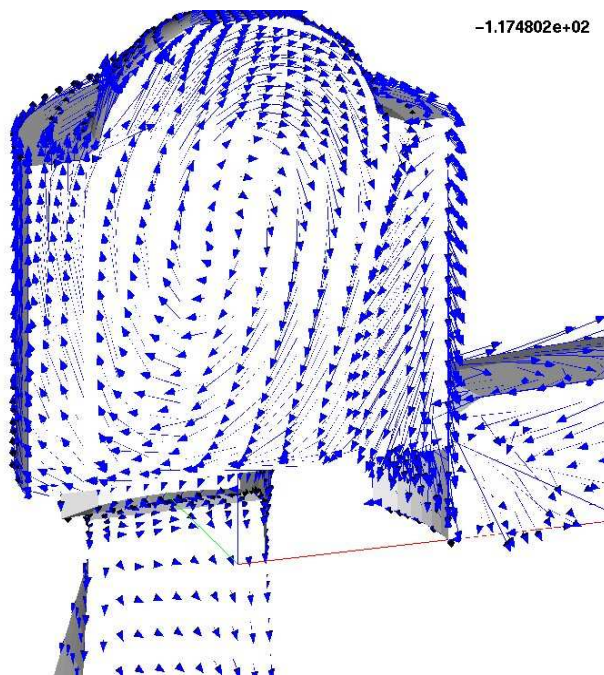
4.4. WYNIKI SYMULACJI CYKLU ROBOCZEGO SILNIKA Z BEZPOŚREDNIM WTRYSKIEM PALIWA W PROGRAMIE KIVA-3V

Poniżej zaprezentowano niektóre rezultaty symulacji pracy silnika Robin EC12 dla wtrysku głowicowego (TFI) i bocznego (SFI).

4.4.1. Wektory prędkości

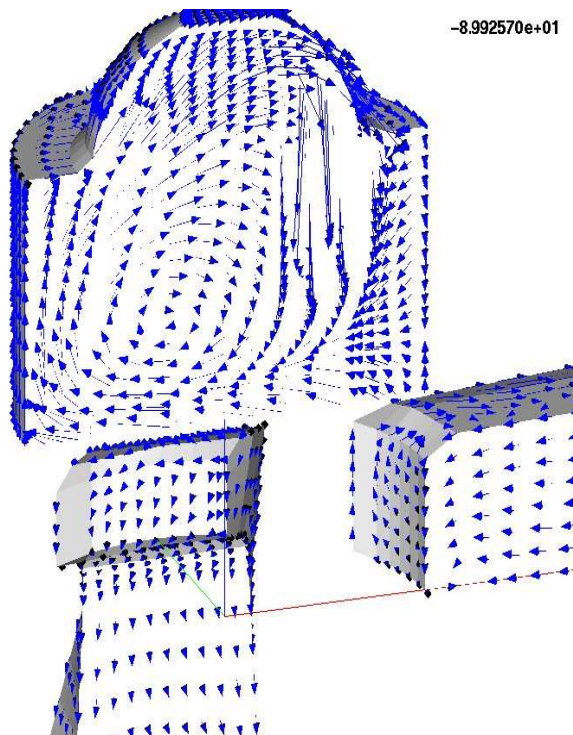
W następstwie procesu przepłukania i ruchu tłoka wymuszony jest ruch wirowy ładunku w przestrzeni roboczej silnika zgodny z ruchem wskazówek zegara nazywany „tumble”. Ruch gazu wpływa na lokalny rozkład paliwa podczas wtrysku. Wektory prędkości fazy ciągłej (gazu) dla położenia tłoka 63° po DMP dla wtrysku głowicowego TFI przedstawiono na rys. 4.23.

Podczas wtrysku paliwa rozpoczynającego się po zamknięciu okna wylotowego przez górną krawędź tłoka przemieszczającego się w kierunku GMP, w przestrzeni roboczej silnika następuje interakcja pomiędzy strugą paliwa i gazem, co pokazano na rys. 4.24 dla wtrysku głowicowego TFI przy położeniu tłoka 90° po DMP.



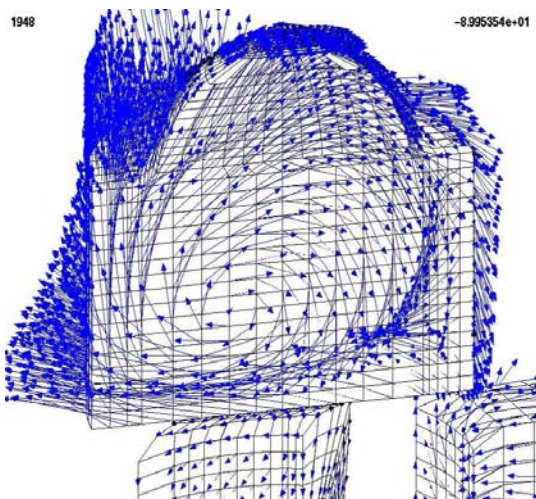
Rys. 4.23. Wektory prędkości ładunku w przekroju wzdłużnym przestrzeni roboczej przy położeniu tłoka 63° po DMP - wtrysk głowicowy TFI

Podczas wtrysku głowicowego ma miejsce silne zawirowanie cząstek ładunku w płaszczyźnie równoległej do osi cylindra, co powoduje odchylenie strugi paliwa w kierunku denka tłoka oraz sprzyja rozdrobnieniu kropeł paliwa w strudze.



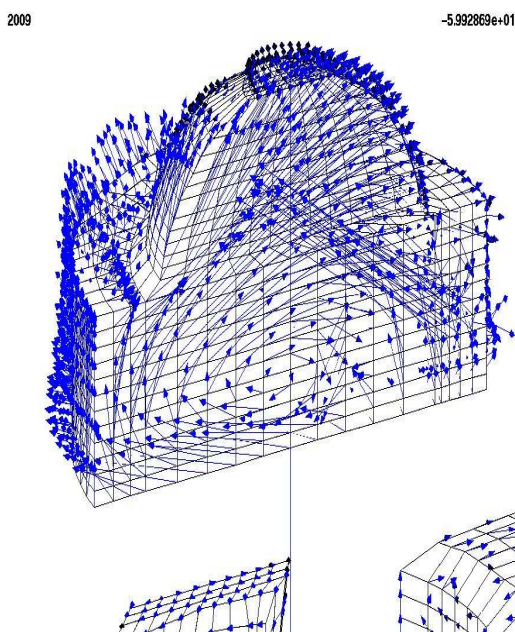
Rys. 4.24. Wektory prędkości ładunku w przekroju wzdłużnym przestrzeni roboczej przy położeniu tłoka 90° po DMP- wtrysk głowicowy TFI

Dla przypadku wtrysku bocznego (SFI) wektory prędkości fazy ciągłej pokazane na rys. 4.25 tworzą intensywne zawirowanie zgodne z ruchem wskazówek zegara na prezentowanym przekroju cylindra silnika. Rysunek pokazuje sam ruch ładunku bez podania skali wektorów. Przepływ powietrza z kanałów przelotowych ukierunkowuje ładunek powodując silne zawirowanie określane w nomenklaturze anglosaskiej jako „tumble”.



Rys. 4.25. Wektory prędkości ładunku w przekroju wzdłużnym przestrzeni roboczej przy położeniu tłoka - wtrysk boczny SFI - 63° OWK po DMP

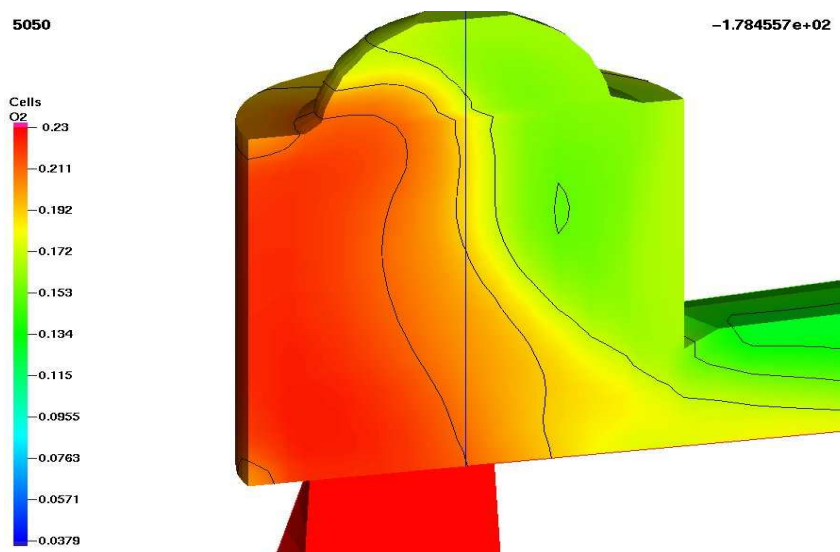
Zawirowanie to będące następstwem procesu przepłukania w przestrzeni roboczej silnika blokuje rozprzestrzenianie się dawki paliwa wtrysniętej przez wtryskiwacz umieszczony w ścianie bocznej cylindra (rys. 4.26), co nie sprzyja rozprzestrzenianiu się tej dawki paliwa w całej przestrzeni roboczej cylindra.



Rys. 4.26. Wektory prędkości ładunku w przekroju wzdłużnym przestrzeni roboczej przy położeniu tłoka 90° OWK po DMP dla wtrysku bocznego SFI

4.4.2. Tworzenie mieszanki paliwowo-powietrznej

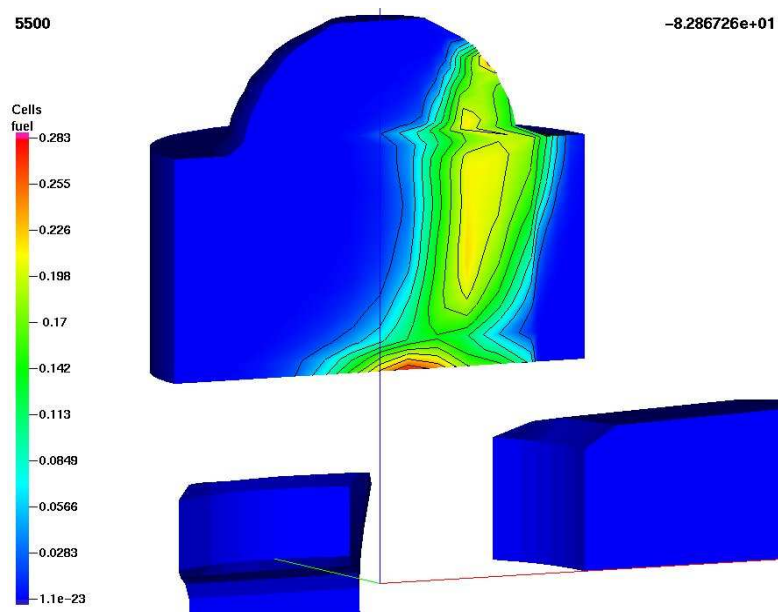
Na rysunku 4.27 przedstawiono udział masowy tlenu w przestrzeni roboczej cylindra silnika przy położeniu tłoka w DMP, a więc w fazie wymiany ładunku (okno wylotowe i kanały przelotowe otwarte) podczas napływu świeżego, wstępnie sprężonego powietrza ze skrzyni korbowej. Udział tlenu w ładunku jest najmniejszy w pobliżu ścianki cylindra po stronie okna wylotowego, gdzie pozostaje znaczna część gazów spalinowych z poprzedniego cyklu roboczego.



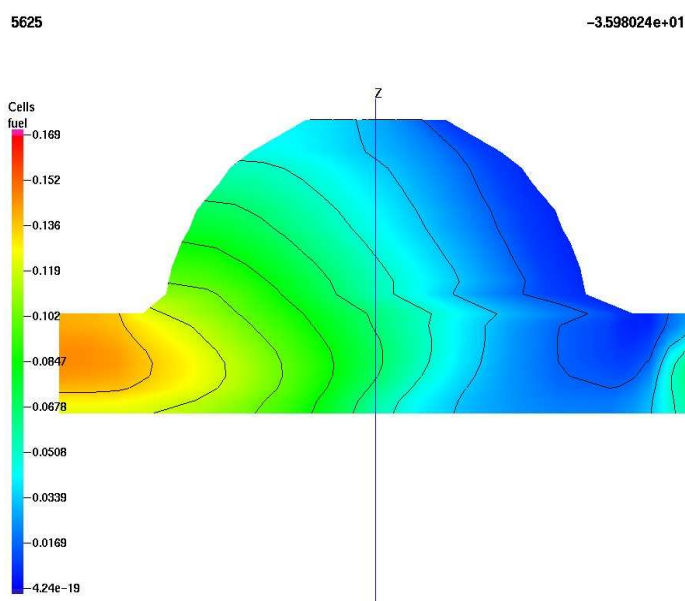
Rys. 4.27. Udział masowy tlenu w cylindrze przy położeniu tłoka w DMP

Rozprzestrzenianie się par paliwa w cylindrze silnika zilustrowano odpowiednio dla systemu wtrysku głowicowego TFI na rys 4.28 i 4.29. Wtryskowi dawki paliwa dla przypadku usytuowania wtryskiwacza w głowicy towarzyszy rozprzestrzenianie się par paliwa wzdłuż strugi, w kierunku denka tłoka (rys. 4.28). Gorąca powierzchnia denka tłoka przyspiesza odparowanie, co sprzyja dyfuzji i rozprzestrzenianiu się par paliwa w całej przestrzeni roboczej (rys. 4.29).

W chwili zapłonu wywołanego iskrą elektryczną w punkcie leżącym na osi centralnej głowicy istnieje wystarczający udział masowy par paliwa (około 5%). Udział ten określa lokalny współczynnik nadmiaru powietrza na poziomie wartości $\lambda \approx 1,3$ wystarczający do zapoczątkowania procesu spalania.



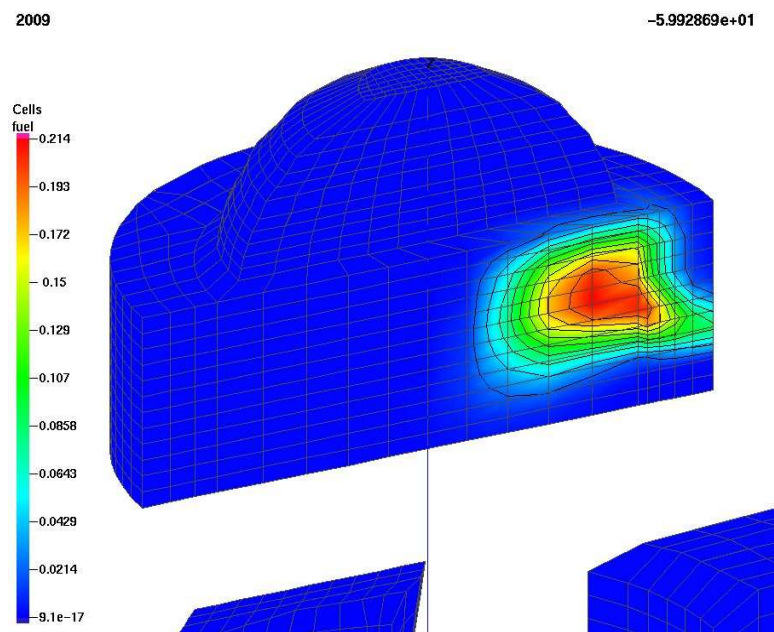
Rys. 4.28. Rozprzestrzenianie się par paliwa w cylindrze silnika dla systemu wtrysku głowicowego TFI 83° OWK przed GMP



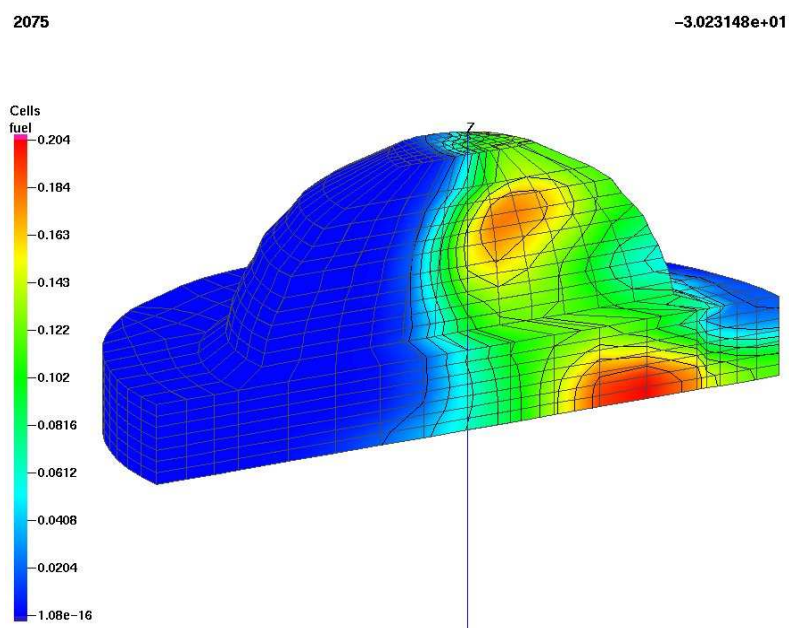
Rys. 4.29. Rozprzestrzenianie się par paliwa w cylindrze silnika – dla systemu wtrysku głowicowego TFI 36° OWK przed GMP

Dla systemu wtrysku bocznego (SFI) faza ciekła wtrysniętego paliwa ma kontakt tylko z gorącym powietrzem i z powodu silnej koncentracji w małej przestrzeni odparowanie następuje wolniej, co pokazano na rys. 4.30 dla położenia tłoka 60° OWK przed GMP. Pary paliwa mają długą drogę na objęcie swoim zasięgiem całej przestrzeni komory spalania. Rozprzestrzenianie się par paliwa w przestrzeni roboczej cylindra jest blokowane przez powietrze docierające z kanału przelotowego (rys. 4.31). Z tego względu pary paliwa skoncentrowane są w przestrzeni komory spalania bliskiej miejsca usytuowania wtryskiwacza.

Pary paliwa dochodzą w momencie zapłonu do świecy zapłonowej, co umożliwia zapoczątkowanie procesu spalania.



Rys. 4.30. Rozprzestrzenianie się par paliwa w cylindrze silnika dla systemu wtrysku bocznego SFI 60° OWK przed GMP

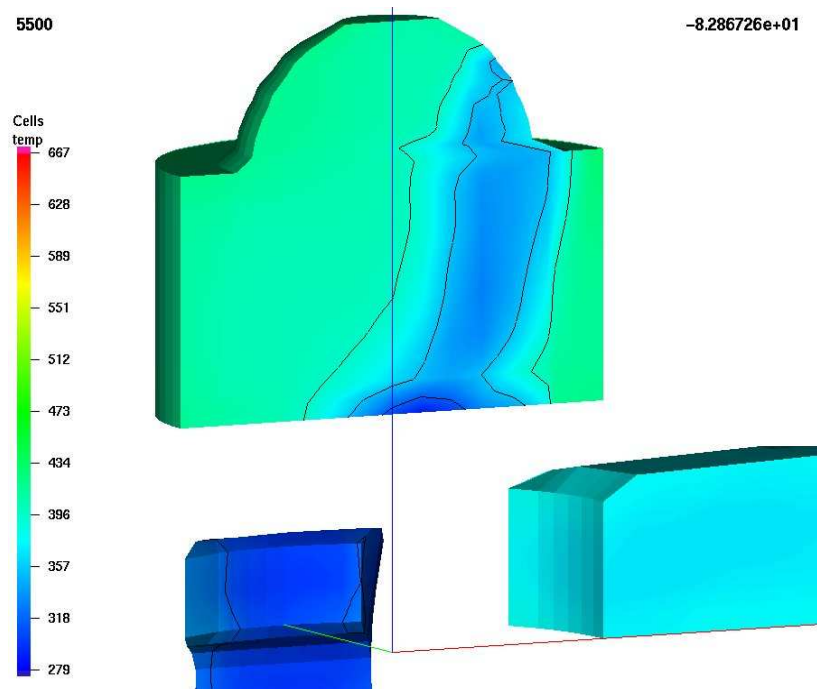


Rys. 4.31. Rozprzestrzenianie się par paliwa w cylindrze silnika dla przypadku wtrysku bocznego SFI 30° OWK przed GMP

4.4.3. Temperatura w cylindrze

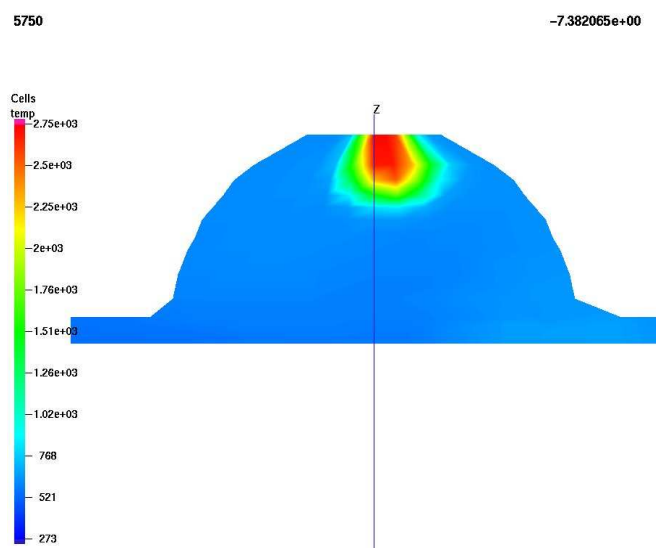
Rozkład temperatury w przekroju podłużnym cylindra dla obydwu systemów wtrysku został zaprezentowany na rys. 4.32 – 4.33. W systemie TFI wzdłuż wtrysniętej do cylindra

strugi paliwa obniża się temperatura ładunku w następstwie procesu odparowania, gdyż parujące paliwo pobiera ciepło od otaczających gazów (rys. 4.33).



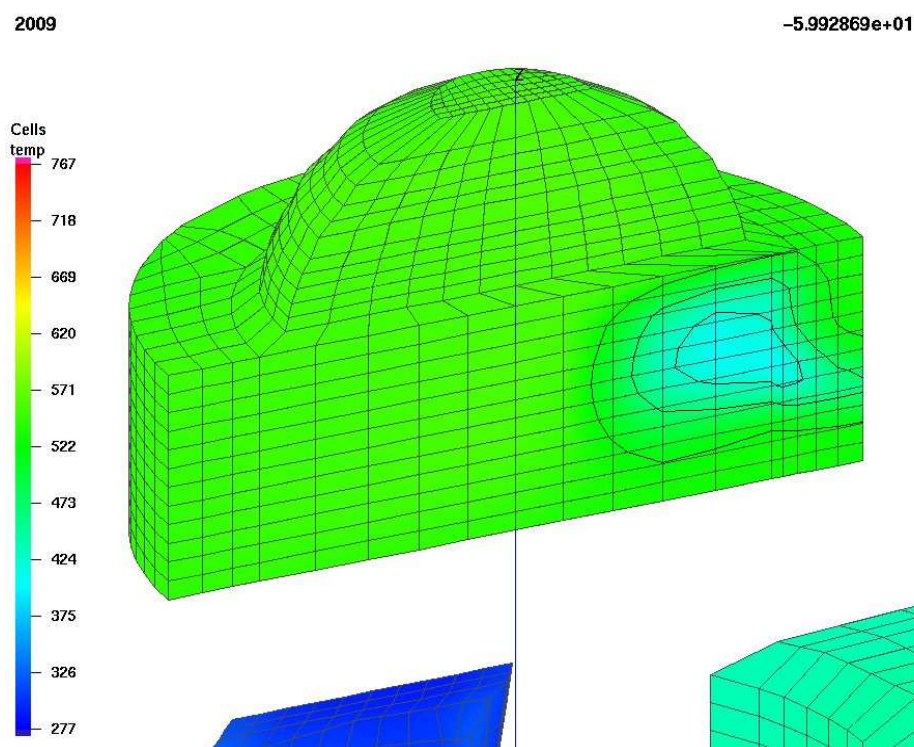
Rys. 4.32. Temperatura w cylindrze podczas TFI przy 83° przed GMP

W chwili zainicjowania zapłonu (przeskok iskry na świecy – rys. 4.33) temperatura w pobliżu świecy zapłonowej gwałtownie wzrasta i strefa wysokich temperatur rozprzestrzenia się sferycznie w całej przestrzeni komory spalania. W wyniku szybkiego odparowania paliwa i dobrego wymieszania par paliwa z powietrzem w okolicy świecy zapłonowej występują korzystne warunki do zainicjowania procesu spalania.



Rys 4.33. Temperatura w cylindrze podczas TFI przy 7° przed GMP

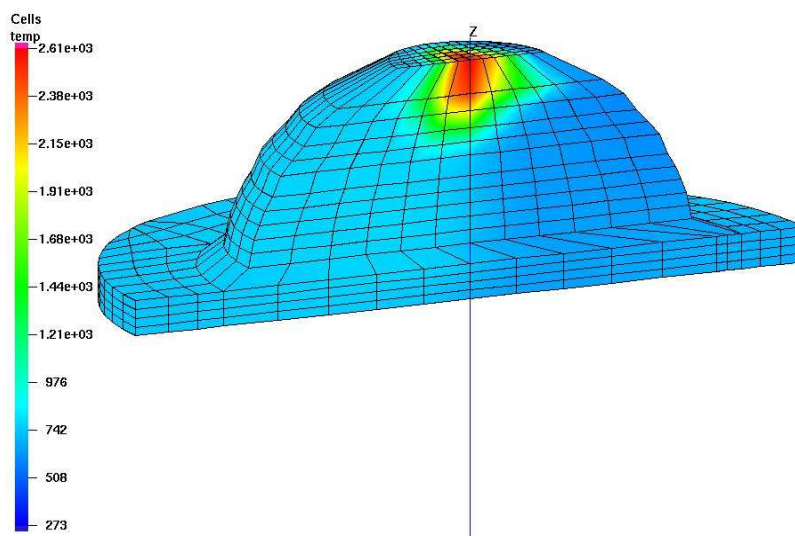
Zjawisko przebiega podobnie dla przypadku wtrysku bocznego, ale ze względu na ograniczenia penetracji wtrysniętej strugi paliwa przez powietrze docierające z kanału przelotowego strefa obniżonej temperatury jest ograniczona (rys. 4.34). Wskutek dużej koncentracji paliwa w jednym miejscu proces odparowania jest utrudniony, pomimo wyższej temperatury w tym rejonie przestrzeni cylindra. Z powodu mniejszego masowego udziału tlenu w tym regionie (duża pozostałość spalin) proces spalania nie jest zupełny i całkowity.



Rys. 4.34. Temperatura w cylindrze dla SFI przy 60° przed GMP

Po zainicjowaniu zapłonu (przeskok iskry na świecy zapłonowej) strefa wysokich temperatur rozprzestrzenia się w kierunku obszaru wzbogaconego paliwem (rys. 4.35) czyli w kierunku przestrzeni komory spalania po stronie wylotu spalin. Powoduje to nierównomierne obciążenie cieplne komory spalania oraz nie wykorzystanie powietrza z obszaru po stronie przeciwnej okna wylotowego.

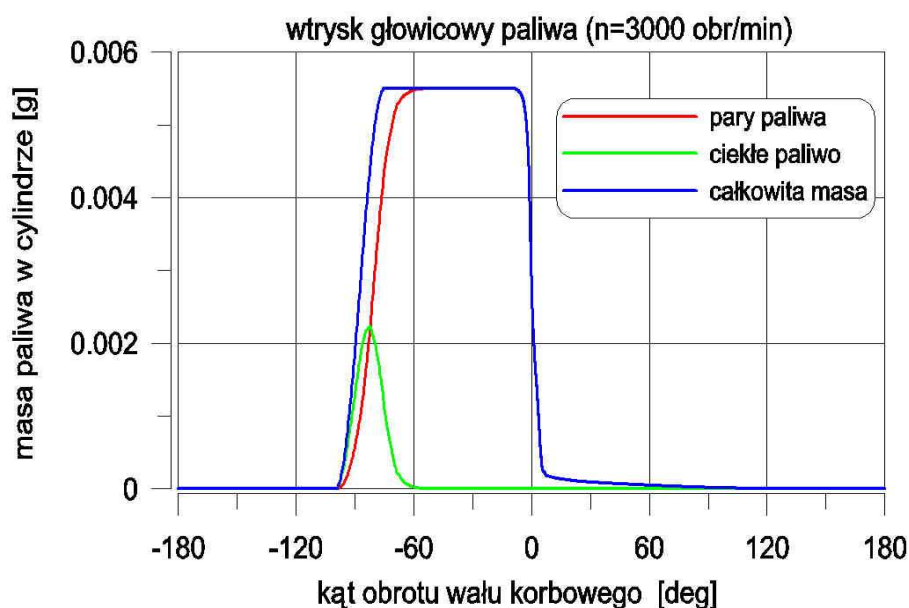
Analizowano również dla bocznego wtrysku paliwa położenie wtryskiwacza po stronie przeciwnej. Jednakże w tym przypadku większa część paliwa była kierowana przez strumień powietrza w stronę okna wylotowego, co prowadziło do zwiększenia straty wylotowej oraz wpływało na obniżenie wartości współczynnika nadmiaru powietrza λ w stopniu uniemożliwiającym zapłon mieszanki.



Rys. 4.35. Temperatura w cylindrze: dla systemu SFI przy 11° OWK przed GMP

4.4.4. Proces odparowania paliwa

Dawka paliwa o masie m wtryskiwanego do cylindra silnika składa się z fazy gazowej (paliwo odparowane) i z fazy ciekłej. Dla przypadku TFI (rys. 4.36) odparowanie ciekłego paliwa zachodzi dość szybko i w momencie zainicjowania zapłonu (przeskok iskry pomiędzy elektrodami świecy) masa ciekłego paliwa jest znikoma. Proces spalania zachodzi szybko i z chwilą osiągnięcia przez tłok GMP spala się około 30% par paliwa. Proces spalania praktycznie zostaje zakończony około 10° OWK po GMP, a tzw. proces dopalania jest

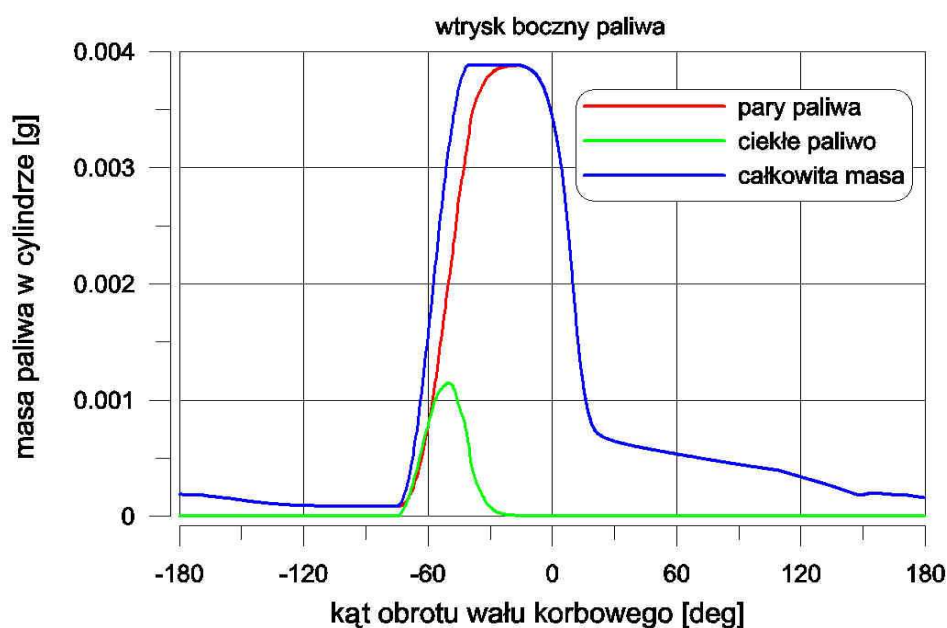


Rys.4.36. Masa paliwa w cylindrze w funkcji kąta OWK - system TFI

mało intensywny, gdyż paliwo pozostaje w przestrzeni, gdzie brakuje już tlenu. Z tego powodu globalny współczynnik nadmiaru powietrza powinien być większy niż jeden ($\lambda > 1$).

Taki przebieg procesu spalania jest korzystny ze względu na zdecydowane ograniczenie przedostawania się niespalonych węglowodorów do układu wylotowego, a tym samym ograniczenie ich udziału w gazach wylotowych.

Dla przypadku SFI (rys. 4.37) proces odparowania ciekłego paliwa zachodzi znacznie wolniej, co powoduje przedłużenie czasu spalania dawki i długotrwały proces dopalania trwający jeszcze po otwarciu okna wylotowego, co skutkuje przedostawaniem się większych ilości niespalonych węglowodorów do układu wylotowego silnika. Jest to spowodowane bardzo małym udziałem objętościowym tlenu w ładunku znajdującym się w strefie par paliwa. Intensywność ruchu ładunku w procesie spalania powoduje niewielki przepływ powietrza do tego obszaru, co przyczynia się do powolnego dopalania paliwa. Spadek udziału masowego paliwa w cylindrze po otwarciu okna wylotowego (77° OWK przed GMP) wywołany jest przepływem ładunku do wylotu.

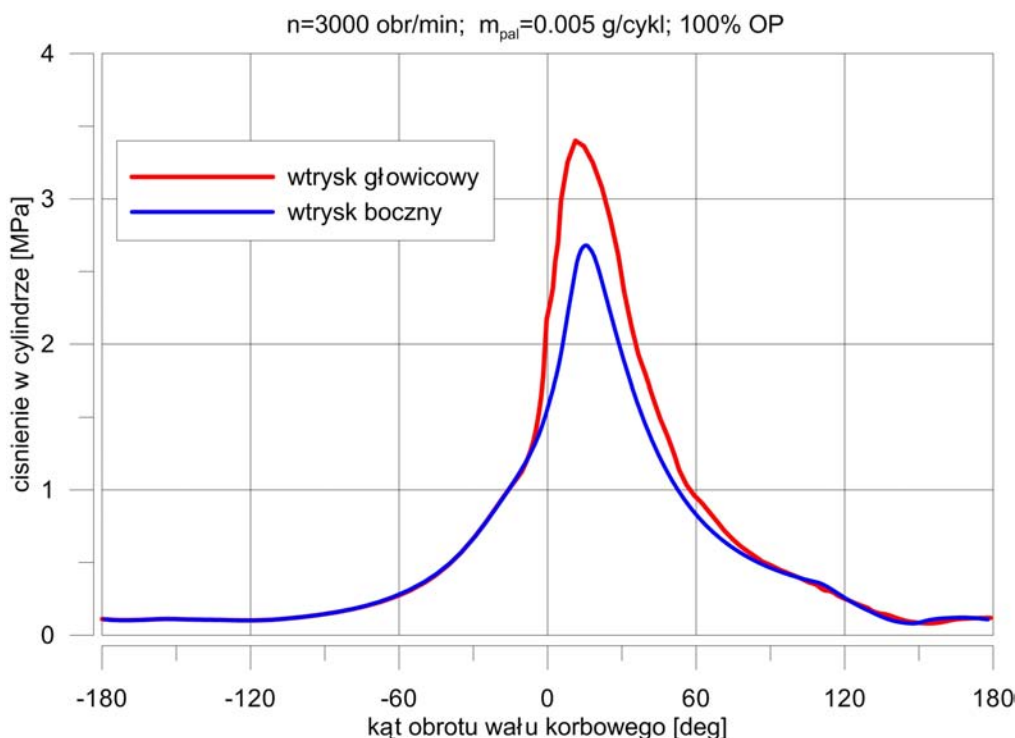


Rys. 4.37. Masa paliwa w cylindrze w funkcji kąta OWK - system SFI

Przedstawiony proces odparowania paliwa dla dwóch analizowanych sposobów umieszczenia wtryskiwacza w cylindrze silnika wskazuje, że korzystniejszym sposobem umieszczenia wtryskiwacza ze względu na efektywność odparowania dawki, lepszą propagację mieszanki palnej oraz ograniczenie efektu dopalania nie odparowanej pozostałości dawki paliwa, jest system wtrysku głowicowego TFI.

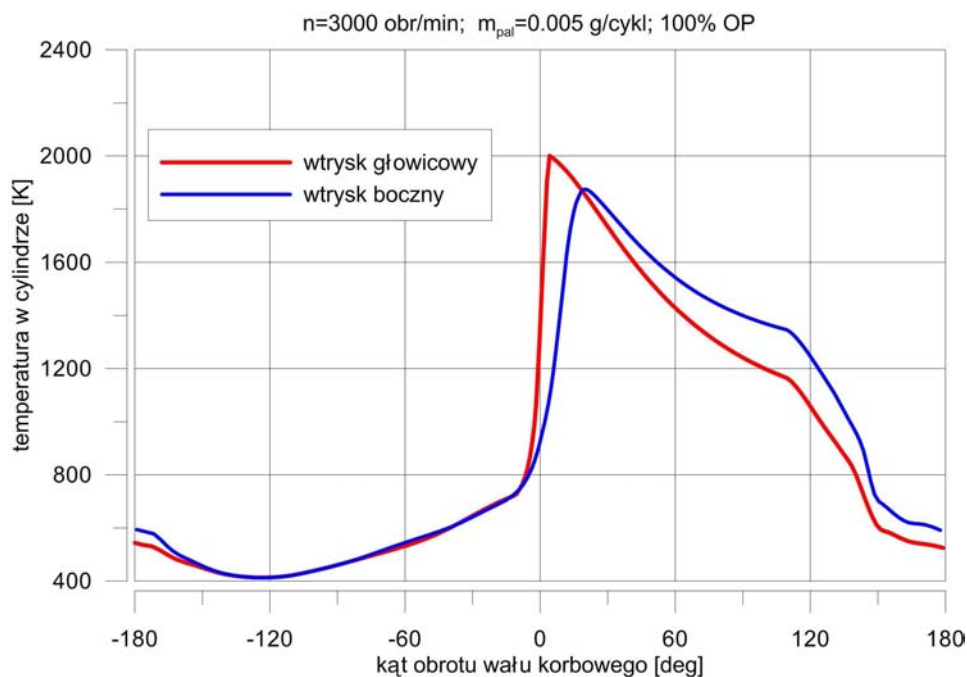
4.4.5. Ciśnienie i temperatura

Porównanie przebiegu ciśnienia dla dwóch analizowanych przypadków bezpośredniego wtrysku paliwa przedstawione jest na rys. 4.38 dla prędkości obrotowej 3000 obr/min i pełnego otwarcia przepustnicy powietrza. Silnik z wtryskiem głowicowym osiąga większe wartości maksymalnego ciśnienia niż silnik z wtryskiem bocznym z uwagi na szybki i prawie całkowity proces spalania tej samej dawki paliwa 0,005 g na cykl.



Rys. 4.38. Porównanie przebiegu ciśnień w cylindrze przy zastosowaniu bezpośredniego głowicowego wtrysku paliwa (TFI) i wtrysku bocznego (SFI) dla prędkości obrotowej 3000 obr/min

Maksymalna wartość ciśnienia w cylindrze dla systemu TFI wynosi 3,4 MPa, a dla systemu SFI 2,7 MPa. Przebieg średnich temperatur ładunku w cylindrze dla obydwu systemów wtrysku pokazany jest na rys. 4.39. Z uwagi na szybki proces spalania w silniku z systemem TFI następuje również szybszy wzrost temperatury osiągając maksymalną wartość 2000 K przy położeniu tłoka 5° OWK po GMP. Natomiast w cylindrze z systemem wtrysku SFI przyrost temperatury jest wolniejszy, a maksymalna wartość 1900 K osiągana jest przy położeniu tłoka 20° OWK po GMP. Jednakże zauważalne jest zwiększenie temperatury ładunku w czasie procesu rozprężania wywołane dopalaniem paliwa.



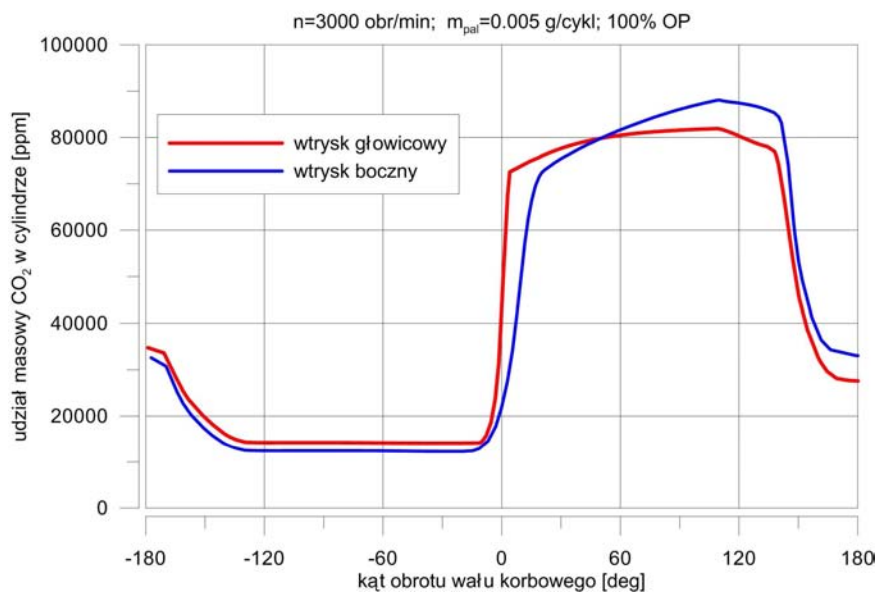
Rys. 4.39. Porównanie przebiegu średnich temperatur w cylindrze przy zastosowaniu bezpośredniego wtrysku paliwa głowicowego (TFI) i wtrysku bocznego (SFI) dla prędkości obrotowej 3000 obr/min

4.4.6. Składniki spalin w cylindrze

Program KIVA-3V przekazuje do plików tekstowych wartości masowych udziałów następujących składników spalin: CO_2 , CO , H_2O , NO oraz HC . Na proces spalania wpływa dostęp powietrza (tlenu) do par paliwa, temperatura początkowa ładunku w chwili zapłonu, ruch ładunku, a głównie turbulencja ładunku. Wszystkie te aspekty są uwzględniane w procesie symulacji cyklu roboczego silnika. Tworzenie się związków chemicznych w modelowaniu procesu spalania uzależnione jest od przyjętych stałych reakcji kinetycznych oraz reakcji równowagowych. Modelowanie emisji węglowodorów polega na obliczaniu niespalonej ilości paliwa w przestrzeni roboczej cylindra.

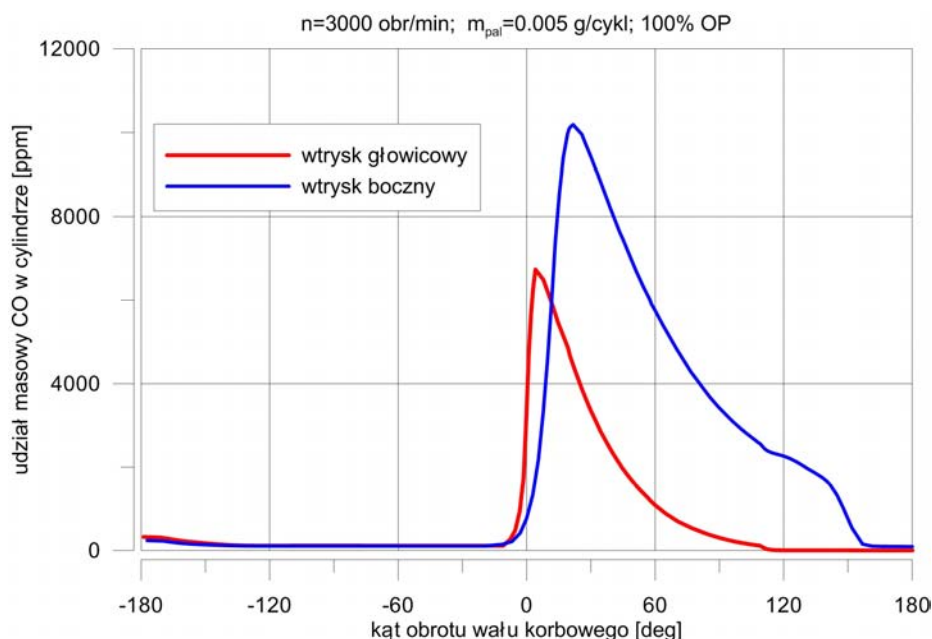
W pracy pokazano tylko zmianę udziałów masowych CO i NO jako najważniejszych szkodliwych składników spalin oraz CO_2 jako gazu cieplarnianego. Emisja węglowodorów w cylindrze wynika z udziału fazy gazowej i ciekłej paliwa i jest powiązana z udziałem masowym paliwa w ładunku pokazanym na rys. 4.36 i rys. 4.37. Jednym z podstawowych produktów spalania jest dwutlenek węgla.

Porównanie udziałów masowych CO_2 w ładunku cylindra pokazano na rys. 4.40. Przebieg tych udziałów jest podobny dla obydwu przypadków i wynosi maksymalnie od 8000 do 9000 ppm.



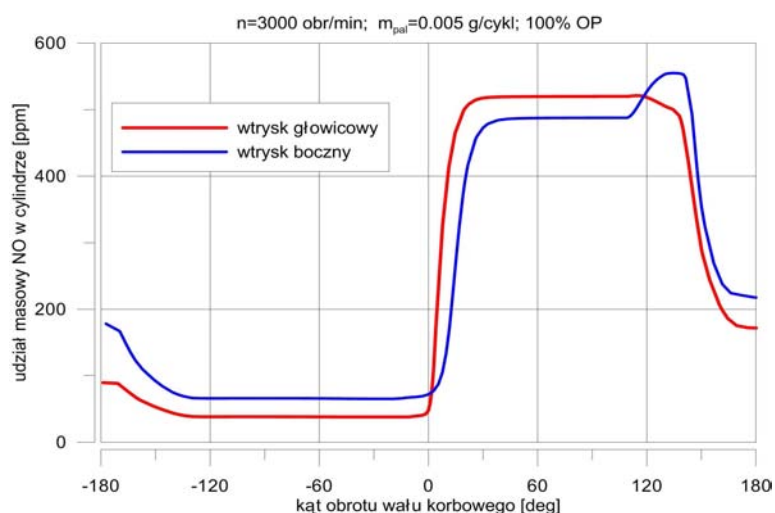
Rys. 4.40. Porównanie masowego udziału dwutlenku węgla w ładunku cylindra przy zastosowaniu bezpośredniego wtrysku paliwa głowicowego (TFI) i wtrysku bocznego (SFI) dla prędkości obrotowej 3000 obr/min

Szkodliwym produktem spalania jest tlenek węgla, którego ilość zależy od dostępu tlenu. Porównanie udziałów masowych CO dla silnika z systemem wtrysku głowicowego i bocznego dla pełnego otwarcia przepustnicy powietrza i $n=3000$ obr/min przedstawiono na rys. 4.41. Zauważalna jest znacznie mniejsza ilość CO dla wtrysku głowicowego TFI i prawie brak CO w fazie wylotu dla tego systemu. W cylindrze silnika z systemem SFI obserwuje się tworzenie się znacznej ilości CO o maksymalnym udziale 10000 ppm w fazie dopalania występującej już w procesie rozprężania.



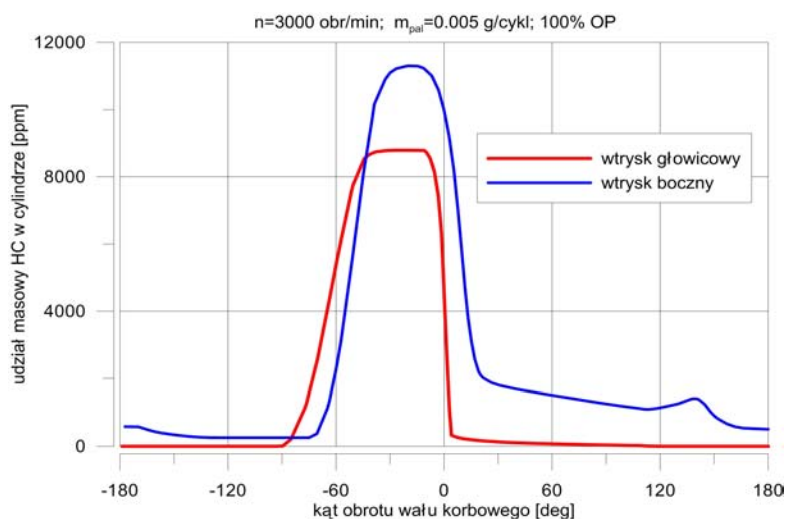
Rys. 4.41. Porównanie masowego udziału tlenku węgla w ładunku cylindra przy zastosowaniu bezpośredniego wtrysku paliwa głowicowego (TFI) i wtrysku bocznego (SFI) dla prędkości obrotowej 3000 obr/min

Z uwagi na znaczną zawartość pozostałości spalin w cylindrze w silniku dwusuwowym występuje wewnętrzna recyrkulacja spalin (EGR) powodująca obniżenie temperatury procesu spalania (rys. 4.39), co objawia się mniejszym udziałem masowym tlenu azotu w ładunku cylindra. Porównanie przebiegu udziałów masowych NO w ładunku cylindra w funkcji kąta OWK dla dwóch systemów wtrysku paliwa pokazano na rys. 4.42. Dla obydwu systemów wtrysku paliwa występuje podobny przebieg udziałów masowych NO w cylindrze z maksymalną wartością ok. 550 ppm.



Rys. 4.42. Porównanie masowego udziału tlenu azotu w ładunku cylindra przy zastosowaniu bezpośredniego wtrysku paliwa głowicowego (TFI) i wtrysku bocznego (SFI) dla prędkości obrotowej 3000 obr/min

Również dla głowicowego wtrysku paliwa występuje mniejszy masowy udział węglowodorów (rys. 4.43), który jest wynikiem prawie całkowitego i zupełnego spalania dawki paliwa. Program nie uwzględnia szczelinowej emisji HC wynikającej z gromadzenia paliwa w rowkach pierścieni tłokowych i luzu tłokowego.



Rys. 4.43. Porównanie masowego udziału węglowodorów w ładunku cylindra przy zastosowaniu bezpośredniego wtrysku paliwa głowicowego (TFI) i wtrysku bocznego (SFI) dla prędkości obrotowej 3000 obr/min

4.5. WNIOSKI Z SYMULACJI NUMERYCZNYCH

Na podstawie analizy wyników przeprowadzonych symulacji numerycznych w programie GT-Power i KIVA-3V wynikają następujące wnioski:

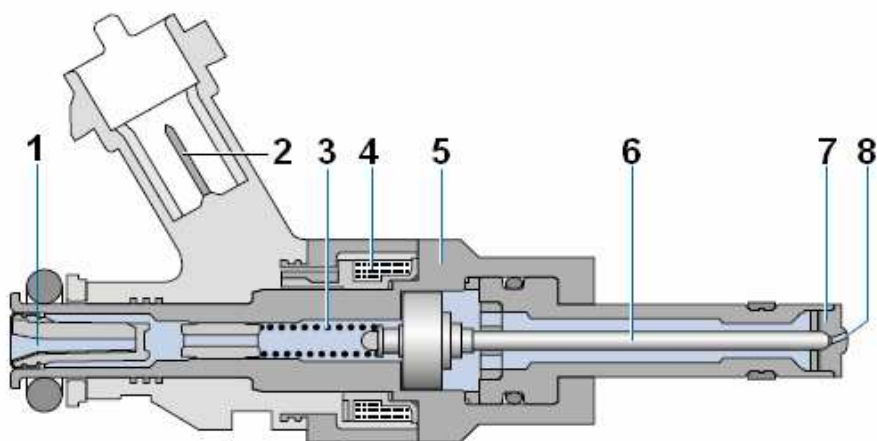
1. Duże ciśnienie bezpośredniego wtrysku paliwa umożliwia powstawanie mniejszych kropli w rozpylonym strumieniu paliwa i sprzyja jego szybkiemu odparowaniu.
2. Wir wzdłużny (tumble) gazu sprzyja rozdrobnieniu kropli, mieszaniu i rozprzestrzenianiu się mieszanki palnej wewnątrz komory spalania dla obydwu rozważanych sposobów wtrysku: TFI i SFI.
3. Ze względu na lepsze rozprowadzenie strumienia paliwa w ładunku i odparowanie powodujące prawie całkowite i zupełne spalanie dawki paliwa lepszym rozwiązaniem jest wtrysk głowicowy (TFI) z ustawieniem wtryskiwacza pokazanym na rys. 4. 22a.
4. Dla obydwu sposobów umieszczenia wtryskiwacza współczynnik nadmiaru powietrza w okolicy świecy zapłonowej jest wystarczający do zainicjowania zapłonu.
5. Ze względu na zmniejszanie się współczynnika napełnienia cylindra ze wzrostem prędkości obrotowej należy zmniejszać dawkę paliwa w celu uzyskania współczynnika nadmiaru powietrza większego od jedności.
6. Wtrysk bezpośredni paliwa powoduje powstawanie uwarstwionego ładunku o konfiguracji zależnej od ustawienia wtryskiwacza paliwa.
7. Przy zwiększaniu prędkości obrotowej należy zwiększać kąt wyprzedzenia wtrysku paliwa.
8. System bezpośredniego wtrysku paliwa zapewnia zmniejszenie jednostkowego zużycia paliwa poprzez eliminację straty wylotowej, gdyż w czasie procesu przepłukania występuje tylko przepływ powietrza do układu wylotowego.

5. OBIEKT BADAŃ I BADANIA STANOWISKOWE

5.1. OBIEKT BADAŃ

Rysunek konstrukcyjny silnika Robin EC12 (przekrój podłużny) w wykonaniu fabrycznym, a więc z zasilaniem gaźnikowym (rys. 2.1) oraz zestawienie podstawowych parametrów technicznych tego silnika (tab. 2.1) zaprezentowano w rozdziale 2.

W celu zrealizowania planu pracy wykonano stanowisko badawcze, którego zasadniczym elementem jest silnik Robin EC12, w którym dokonano istotnej zmiany konstrukcyjnej przez zmianę systemu zasilania z gaźnikowego na wtryskowy. W głowicy silnika o kształcie sferycznym wykonane zostało gniazdo dla wtryskiwacza VW firmy Bosch o numerze 0 261 500 014, o charakterystyce przedstawionej na rys. 5.7.



Rys. 5.1. Przekrój wtryskiwacza wysokociśnieniowego Bosch HDEV 1.1; 1 – wlot paliwa z filtrem, 2 – złącze elektryczne, 3- sprężyna, 4 – cewka elektromagnesu, 5 – obudowa wtryskiwacza, 6 – iglica, 7 – gniazdo iglicy, 8 – wylot rozpylacza, [19]

Zastosowano głowicowy wtrysk paliwa TFI, który na podstawie badań symulacyjnych (rozdział 4) został uznany za korzystniejszy ze względu na sposób tworzenia uwarstwionej mieszanki paliwowo – powietrznej oraz lepsze odparowanie i korzystniejszy (w stosunku do systemu SFI) przebieg procesu spalania mieszanki. W układzie zasilania zastosowano wysokociśnieniową trójsekcyjną pompę paliwową stosowaną w systemach zasilania „common rail”. Ciśnienie paliwa w układzie wtrysku bezpośredniego było regulowane manualnie za pomocą zaworu upustowego typ DBDH6G13/200 produkcji Ponar Wadowice. Wartość ciśnienia była mierzona w sposób ciągły manometrem EN837 o zakresie pomiarowym 0 – 250 bar i klasie dokładności 1,6. W układzie wtrysku paliwa został zamontowany zbiornik kompensacyjny wysokiego ciśnienia stabilizujący ciśnienie paliwa podawanego do wtryskiwacza.

Silnik został zamontowany na wsporniku wykonanym z profili stalowych i połączony wałem homokinetycznym z hamulcem elektrowirowym Automex AMX współpracującym z urządzeniem sterującym – pomiarowym tej samej firmy. Umożliwia ono sterowanie poziomem obciążenia silnika, pomiar jego prędkości obrotowej oraz momentu obrotowego.

Skład chemiczny spalin był określany za pomocą analizatora Arcon Oliver K4500 (widok na rys. 5.2) umożliwiającego pomiar stężenia objętościowego spalinach takich substancji, jak tlen, dwutlenek węgla, tlenek węgla, węglowodory sumarycznie (w przeliczeniu na heksan), tlenki azotu oraz pomiar współczynnika nadmiaru powietrza.

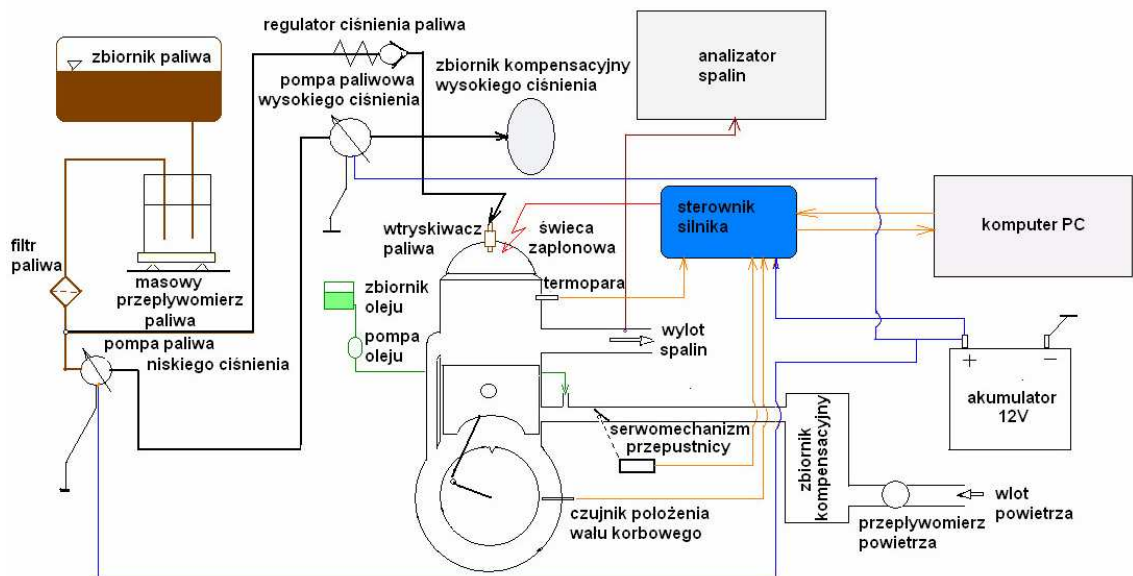


Rys. 5.2. Analizator spalin Arcon Oliver K-4500 na stanowisku badawczym.

Analizator wyposażony jest w komorę pomiarową CO, CO₂ i HC typu AMB II amerykańskiej firmy Sensors Inc. działającą w technologii NDIR (*ang. Non-Dispersive Infrared* – nie rozproszony strumień podczerwieni). Objętościowy udział tlenu i tlenków azotu jest mierzony za pomocą odpowiednich ogniw elektrochemicznych produkowanych przez International Technologies Dr Lambert GmbH [94], [98].

5.2. STANOWISKO BADAWCZE

Sprawdzenie koncepcji zasilania wtryskowego silnika dwusuwowego zostało zrealizowane na stanowisku badawczym (rys. 5.3) z jednocylindrowym, przemysłowym silnikiem dwusuwowym Robin EC12 o pojemności skokowej 115 cm³. Schemat przedstawia rozmieszczenie elementów układu zasilania, układu zapłonowego oraz oprzyrządowania niezbędnego do sterowania i rejestracji parametrów pracy silnika badawczego.



Rys. 5.3 Schemat układu sterowania pracą badawczego silnika Robin EC12 z wtryskiem bezpośrednim

Na rys. 5.4 zaprezentowano widok ogólny stanowiska badawczego z silnikiem Robin EC12 zasilanym przez zespół wtrysku bezpośredniego przystosowany do realizacji założonego w planie pracy programu badań.

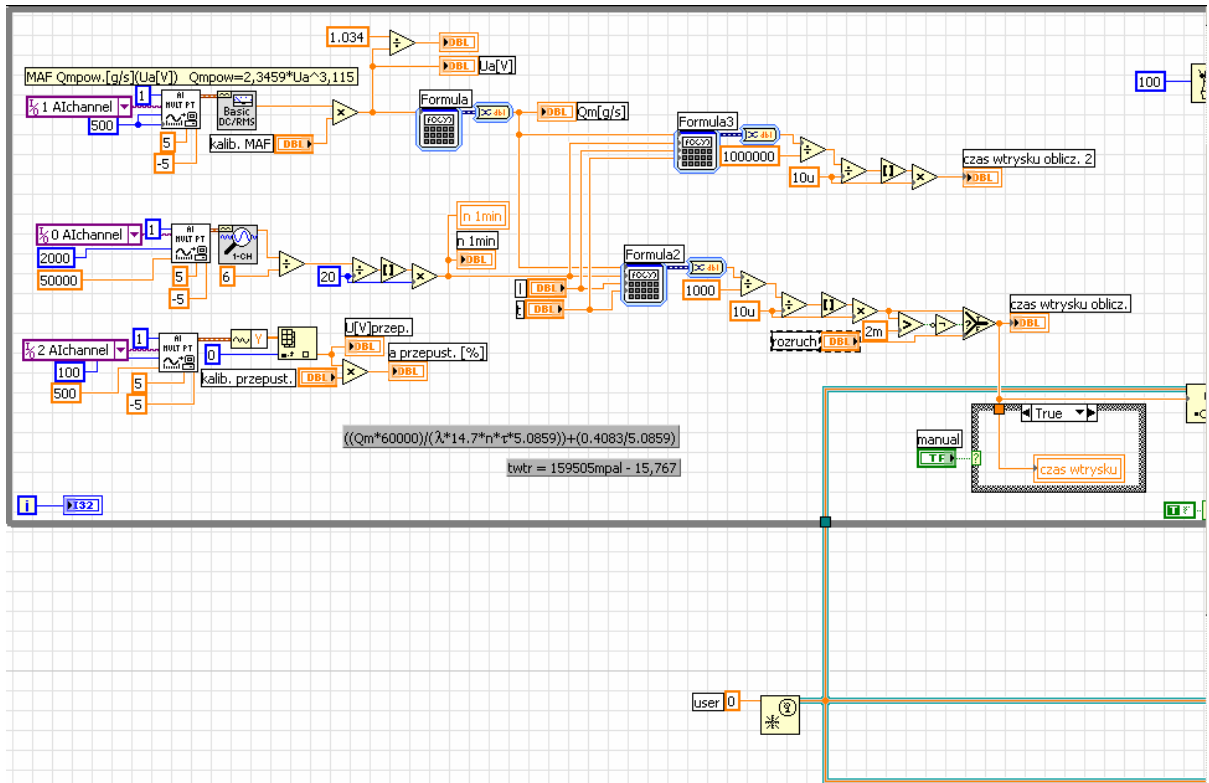


Rys.5.4. Widok stanowiska badawczego silnika z bezpośrednim wtryskiem paliwa

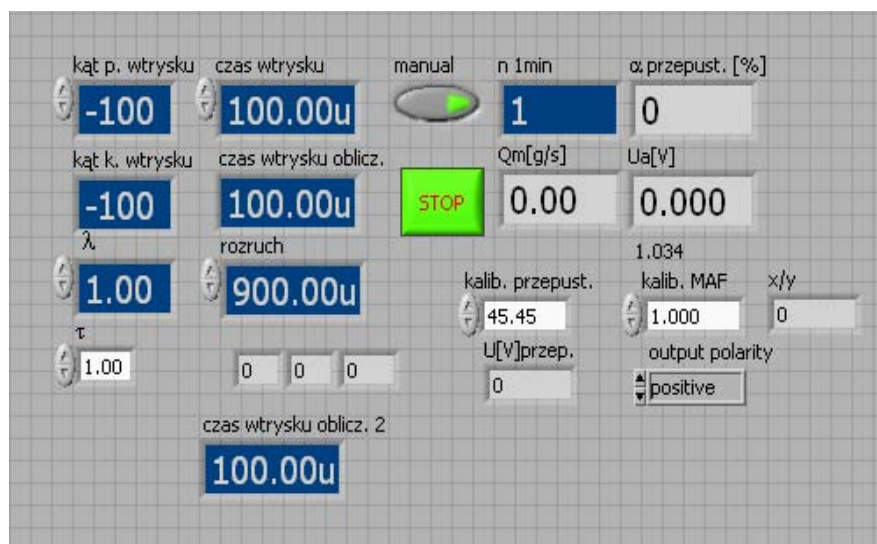
1. silnik Robin EC12, 2. wtryskiwacz paliwa, 3. hamulec elektrowirowy, 4. pompa paliwowa wysokiego ciśnienia, 5. zbiornik kompensacyjny w układzie wysokiego ciśnienia, 6. pompa podająca paliwo (niskiego ciśnienia), 7. zawór ręcznej regulacji ciśnienia wtrysku, 8. zespół elektroniczny sterowania wtryskiem, 9. pompa oleju, 10. n-koder, 11. zespół filtracji i pomiaru ilości doprowadzonego powietrza.

5.3. PROGRAM STEROWANIA ZASILANIEM WTRYSKOWYM SILNIKA

Sterowanie zespołem zasilania silnika Robin EC12 na stanowisku roboczym realizowano za pomocą programu opracowanego w środowisku programowym Labview (rys. 5.5 i 5.6).



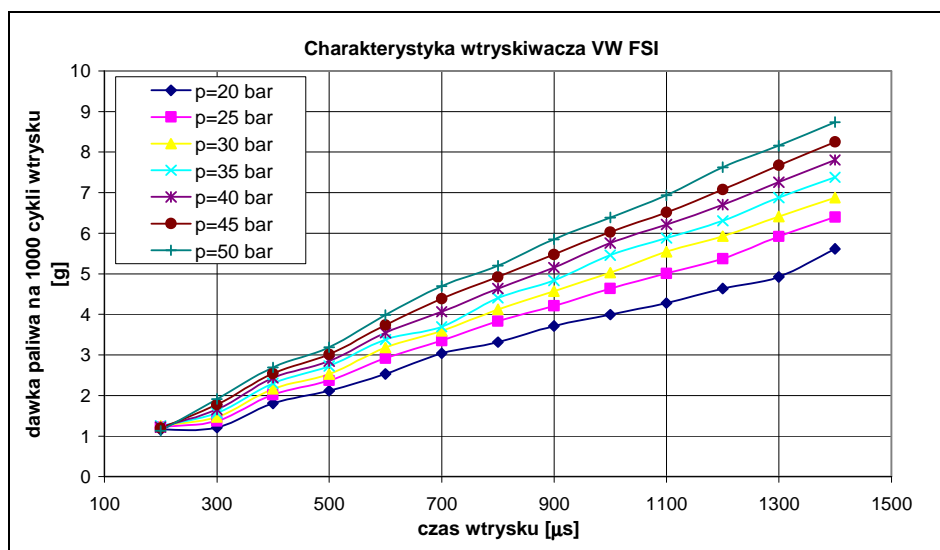
Rys. 5.5 Schemat zasadniczej części programu sterującego zasilaniem wtryskowym silnika Robin EC12 w środowisku programowym Labview



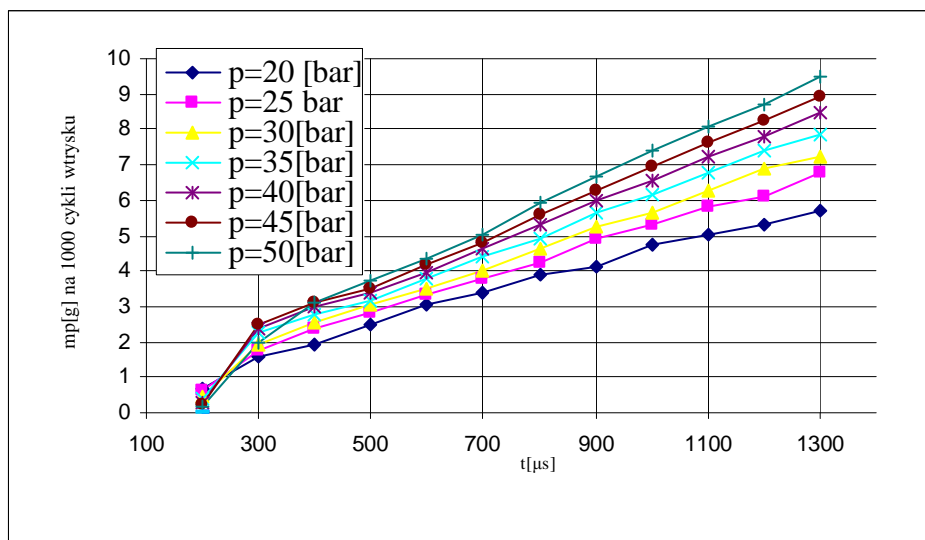
Rys. 5.6 Widok monitora sterującego pracą silnika

Przed przystąpieniem do fazy badań eksperymentalnych silnika sporządzono charakterystyki masowego wydatku paliwa wtryskiwaczy VW FSI i Citroen HPI

przedstawione na rys. 5.7 i 5.8 w funkcji zmiany ciśnienia zasilania dla 1000 cykli wtrysku benzyny. Badanie zrealizowano z wykorzystaniem elementów wysokociśnieniowego wtrysku paliwa do silnika badawczego, w szczególności pompy podającej paliwo i pompy wysokociśnieniowej ze zbiornikiem kompensacyjnym oraz zaworem upustowym umożliwiającym regulację ciśnienia wtrysku. Badane wtryskiwacze były umieszczone w naczyniu szklanym ustawionym na precyzyjnej wadze RADWAG WPS 3100/C/1 o zakresie 3100 g, Badany wtryskiwacz podawał do naczynia dawkę paliwa odpowiadającą 1000 cyklom pracy przy regulowanym dla każdego pomiaru ciśnieniu wtrysku. Umożliwiło to sporządzenie charakterystyk zamieszczonych na rys. 5.7 i 5.8.



Rys. 5.7. Charakterystyki dawkowania wtryskiwacza VW FSI dla różnych ciśnień wtrysku paliwa



Rys. 5.8. Charakterystyki dawkowania wtryskiwacza Citroen HPI dla różnych ciśnień wtrysku paliwa

Na podstawie analizy charakterystyk wydatku wtryskiwaczy o przebiegu w przybliżeniu liniowym oraz cech konstrukcyjnych tych wtryskiwaczy zdecydowano o zastosowaniu do badań wtryskiwacza VW FSI ze względu na korzystniejszy kształt wtryskiwanej strugi oraz odchylenie tej strugi od osi wzdłużnej wtryskiwacza sprzyjające lepszemu rozpyleniu dawki paliwa. Wtryskiwacz ten poprzez odpowiednie ustawienie umożliwia skierowanie strugi paliwa do części centralnej komory spalania. Poza tym wtryskiwacz VW FSI daje nieznacznie mniejszą dawkę paliwa przy tym samym czasie otwarcia niż wtryskiwacz Citroen HPI, ponieważ jak wynika z badań symulacyjnych dla badanego silnika wymagana dawka paliwa powinna być mniejsza niż 4,5 mg/cykl.

6. BADANIA DOŚWIADCZALNE SILNIKA Z BEZPOŚREDNIM WTRYSKIEM PALIWA

Badania doświadczalne zostały przeprowadzone zgodnie z planem zawartym w rozdziale 2.4. Przeprowadzono trzy pomiary dla tego samego punktu pracy, a wyniki były uśredniane. Silnik zasilany był benzyną Eurosuper S 95 wg PN-92/C-96025/06 z tego samego źródła dostaw o wartości opałowej 42125 kJ/kg, o liczbie oktanowej LO = 95. Mierzono moment obrotowy silnika, sekundowe zużycie paliwa, zawartość objętościową składników spalin, i masowe natężenie przepływu powietrza na wlocie. Obliczona moc silnika była sprowadzona do warunków normalnych [148] wg normy ISO 1585 (temperatura otoczenia 25° C i ciśnienie 99kPa).

$$N_{er} = N_{em} \left(\frac{99}{p_s} \right)^{0,5} \left(\frac{T}{298} \right)^{0,6} \quad (6.1)$$

gdzie: p_s - ciśnienie atmosferyczne [kPa], T – temperatura otoczenia [K], 298 – temperatura normalna [K].

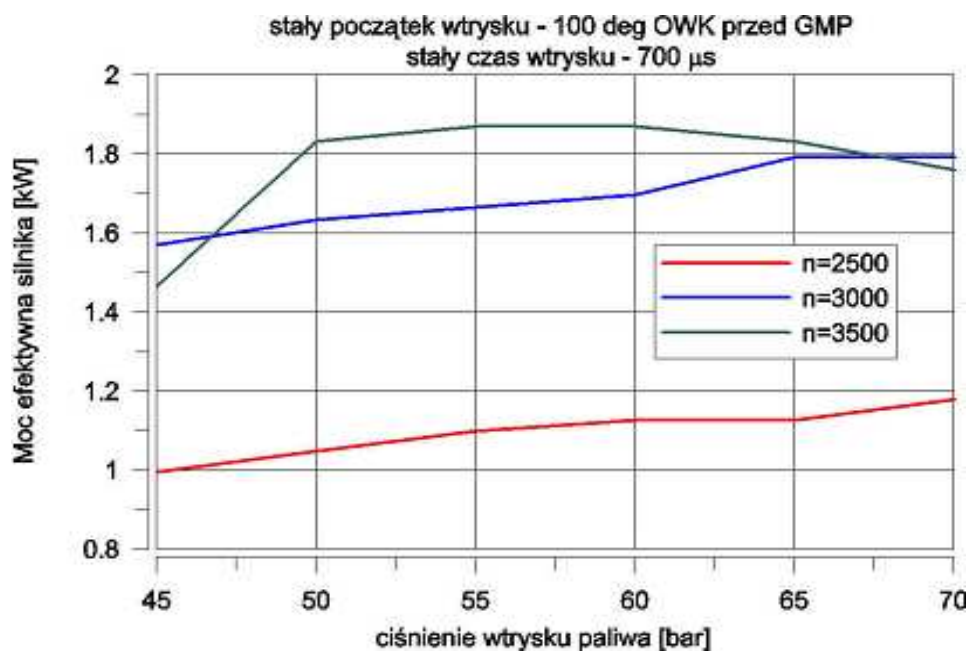
Wpływ parametrów regulacyjnych na osiągi, zużycie paliwa i skład gazów wylotowych badanego silnika został oceniony na podstawie sporządzonych charakterystyk regulacyjnych i obciążeniowych.

6.1. WPŁYW CIŚNIENIA WTRYSKU NA PARAMETRY ROBOCZE SILNIKA

6.1.1. Moc silnika i zużycie paliwa

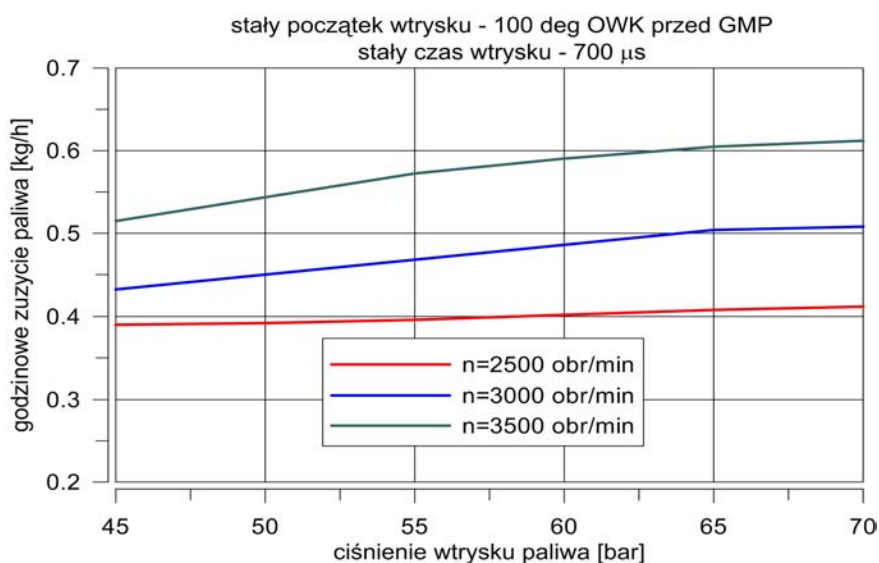
Na rys. 6.1 przedstawiono przebiegi zmian mocy efektywnej silnika w funkcji zmian ciśnienia wtrysku paliwa p_{inj} w zakresie od 45 – 70 bar przy stałym kącie początku wtrysku i stałym czasie wtrysku, dla różnych prędkości obrotowych silnika i stopniu otwarcia przepustnicy powietrza 50% .

Obserwuje się tendencję do nieznacznego wzrostu mocy efektywnej silnika ze wzrostem ciśnienia wtrysku paliwa. Można to uzasadnić zwiększaniem się dawki paliwa podawanego do komory spalania wraz ze wzrostem ciśnienia wtrysku przy stałym czasie wtrysku.



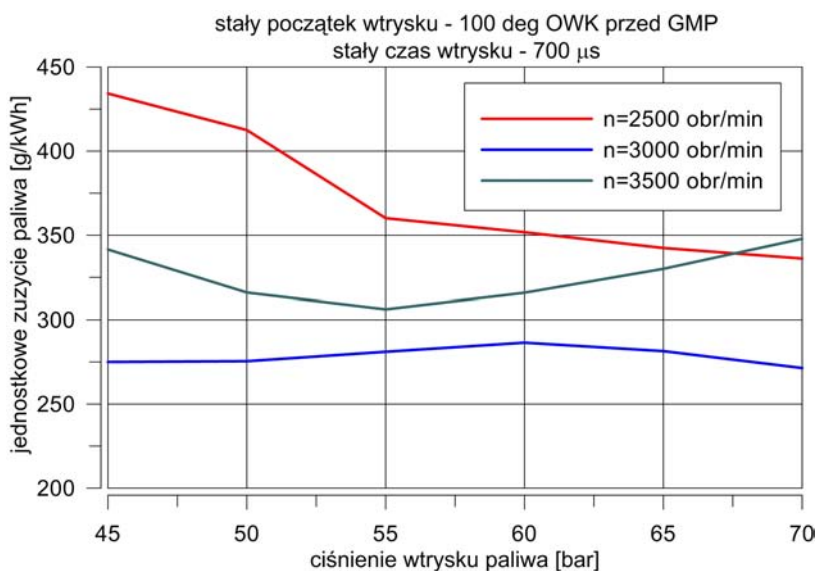
Rys. 6.1. Zależność mocy efektywnej silnika od ciśnienia wtrysku dla wybranych prędkości obrotowych i $OP=50\%$

Na rys. 6.2 przedstawiono przebiegi zmian godzinowego zużycia paliwa G_h w funkcji zmian ciśnienia wtrysku dla tych samych parametrów pracy silnika. Przebieg tych charakterystyk potwierdza sformułowany powyżej wniosek o zwiększeniu dawki paliwa podawanego do cylindra wraz ze wzrostem ciśnienia wtrysku i prędkości obrotowej silnika. Wskutek większego ciśnienia wtrysku, przy takim samym czasie otwarcia wtryskiwacza, występuje większy wydatek paliwa, co jest zauważalne szczególnie dla większych prędkości obrotowych.



Rys. 6.2. Zależność godzinowego zużycia paliwa G_h od ciśnienia wtrysku dla wybranych prędkości obrotowych i $OP=50\%$

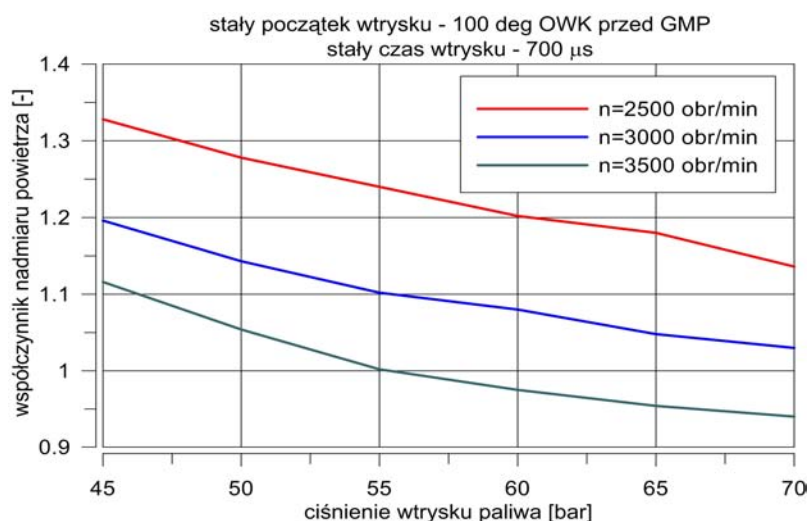
Przebiegi zmian jednostkowego zużycia paliwa $g_e = G_h / N_e$ w funkcji zmian ciśnienia wtrysku dla wybranych prędkości obrotowych silnika przedstawione są na rys. 6.3. Analiza przebiegu charakterystyk $g_e = f(p_{inj})$ prowadzi do wniosku, że istnieje zakres prędkości obrotowych silnika, przy którym jednostkowe zużycie paliwa jest najmniejsze i prawie stałe (ok. 260 g/kWh), a prędkość ta dla badanego silnika wynosi ok. 3000 obr/min.



Rys. 6.3. Zależność jednostkowego zużycia paliwa g_e od ciśnienia wtrysku dla wybranych prędkości obrotowych i $OP=50\%$

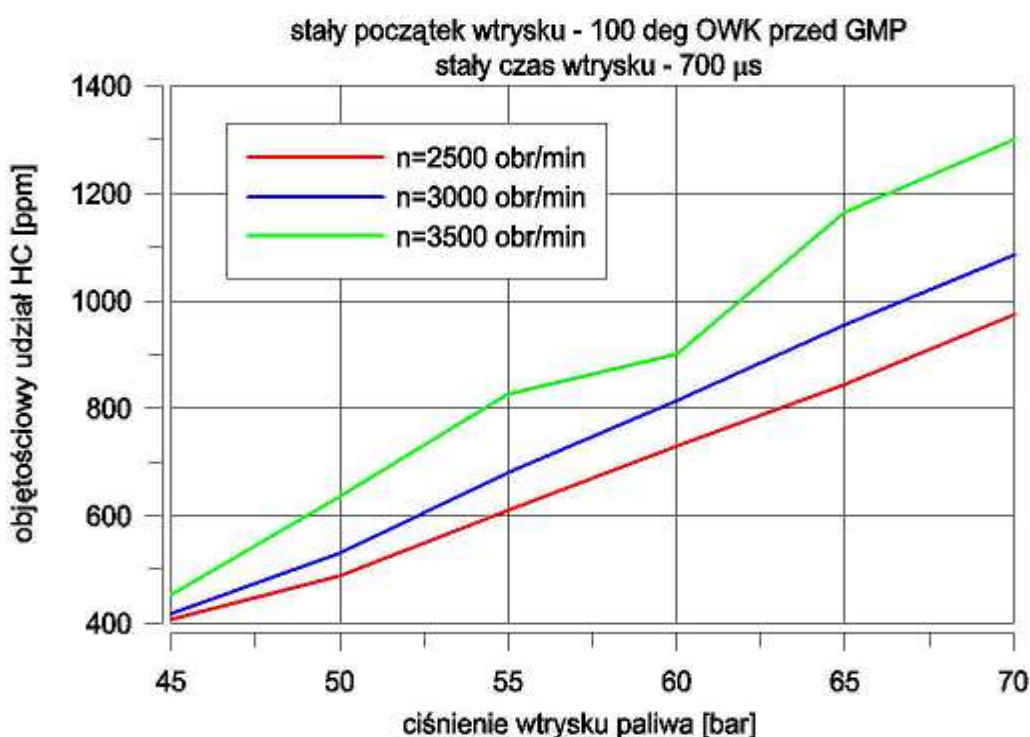
6.1.2. Składniki spalin

Współczynnik nadmiaru powietrza λ (rys. 6.4) maleje ze wzrostem ciśnienia wtrysku paliwa w sposób regularny, przy większych wartościach tego ciśnienia i większych



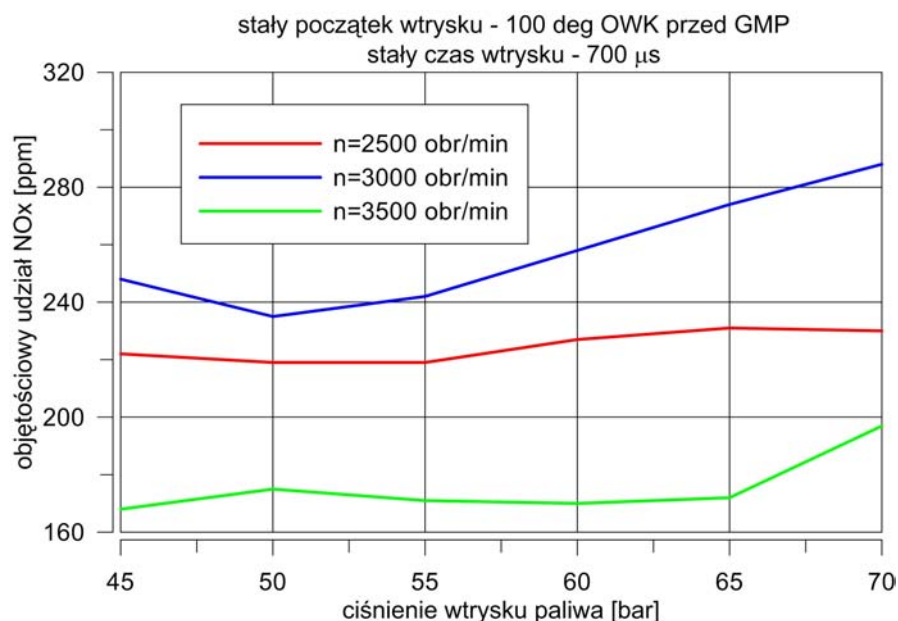
Rys. 6.4. Współczynnik nadmiaru powietrza λ w funkcji zmian ciśnienia wtrysku dla wybranych prędkości obrotowych silnika przy 50% OP

prędkościach obrotowych jego wartość spada poniżej jedności, co oznacza pogorszenie warunków spalania (niedostatek tlenu) i wzrost ilości niespalonych węglowodorów w układzie wylotowym. Potwierdza to zarejestrowany na rysunku 6.5 przebieg zmian objętościowego udziału węglowodorów w spalinach w funkcji zmian ciśnienia wtrysku. Ze względów ekologicznych najmniejszy udział węglowodorów w spalinach (w wysokości 400 – 650 ppm) odpowiada małym wartościom ciśnienia wtrysku, w zakresie 45 do 50 bar. Niewielki objętościowy udział HC w tym zakresie prędkości obrotowych silnika wskazuje na korzystny przebieg procesu spalania mieszanki oraz na zdecydowane ograniczenie straty wylotowej w fazie przepłukania silnika.



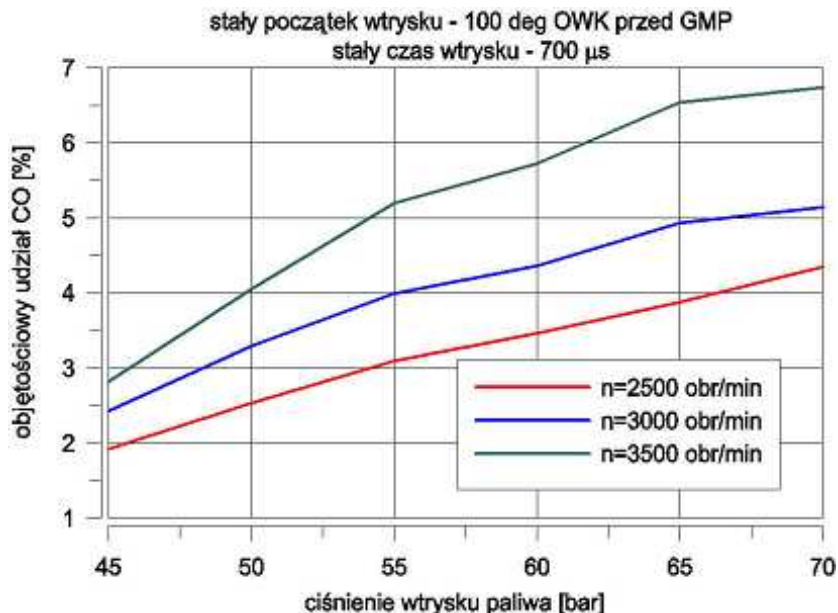
Rys. 6.5. Objętościowy udział węglowodorów HC w spalinach w funkcji ciśnienia wtrysku dla wybranych prędkości obrotowych silnika i 50% OP

Dla tych wartości ciśnienia wtrysku stosunkowo mały jest również objętościowy udział w spalinach tlenków azotu NO_x (rys. 6.6). Należy zauważyć, że objętościowy udział tlenków azotu w spalinach zmienia się w sposób istotny ze zmianą prędkości obrotowej silnika i dla największej z badanych prędkości ($n = 3500$ obr/min) osiąga najmniejsze wartości (170 – 190 ppm) dla całego zakresu badanych ciśnień wtrysku.



Rys. 6.6. Objętościowy udział NO_x w spalinach w funkcji ciśnienia wtrysku dla wybranych prędkości obrotowych silnika i 50% OP

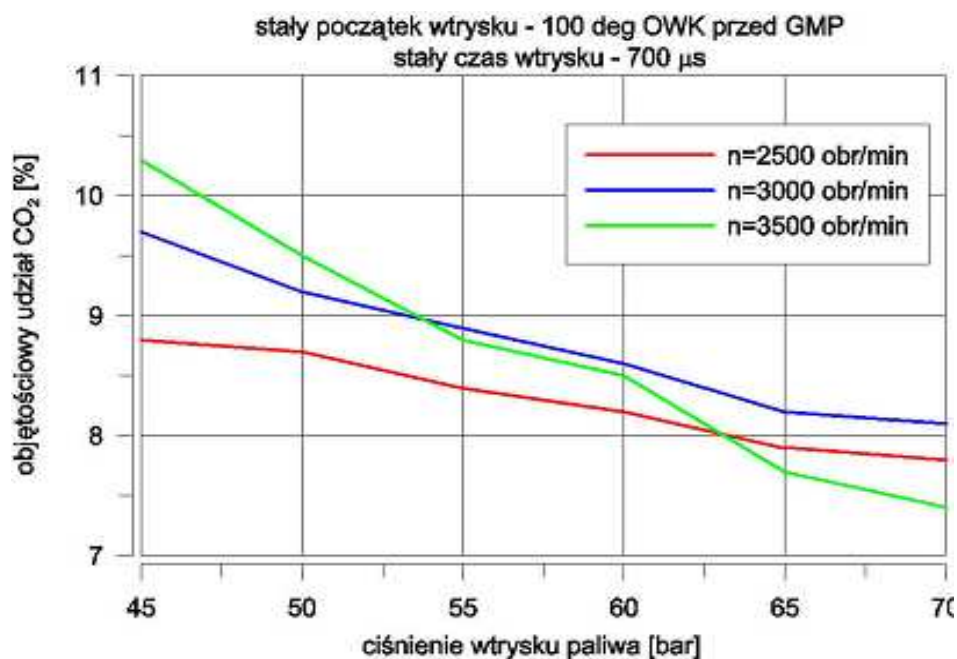
Na rys. 6.7 przedstawiono objętościowy udział tlenku węgla (CO) w spalinach w funkcji zmian ciśnienia wtrysku. Udział ten rośnie prawie liniowo ze wzrostem ciśnienia wtrysku i ze wzrostem prędkości obrotowej silnika.



Rys. 6.7. Objętościowy udział CO w spalinach w funkcji ciśnienia wtrysku dla wybranych prędkości obrotowych silnika i 50% OP

Analizując rysunki 6.7 i 6.8 należy stwierdzić, że dla ciśnienia wtrysku paliwa w zakresie 45 do 50 bar objętościowy udział CO w spalinach jest niewielki, natomiast wzrasta objętościowy udział CO₂, co wskazuje na korzystne warunki spalania dawki paliwa przy

takich parametrach wtrysku paliwa. Poprawa warunków spalania dawki paliwa w tym zakresie ciśnień jest uzasadniona korzystną wartością współczynnika nadmiaru powietrza λ , który dla zakresu ciśnień wtrysku $p_{inj} = 45 - 50$ bar osiągał największe wartości (rys. 6.4) dla wszystkich badanych prędkości obrotowych silnika.



Rys. 6.8. Objętościowy udział dwutlenku węgla CO_2 w spalinach w funkcji ciśnienia wtrysku dla wybranych prędkości obrotowych silnika i $OP=50\%$

Wykonane badanie wpływu wielkości ciśnienia wtrysku paliwa do silnika na jego parametry robocze, zużycie paliwa i skład gazów wylotowych przekonuje o możliwości optymalnego dobrania tego ciśnienia w przedziale 45 – 50 bar gwarantującego korzystne warunki pracy silnika, tzn. optymalne osiągi przy niskim jednostkowym zużyciu paliwa oraz korzystnym ze względów ekologicznych składzie gazów wylotowych.

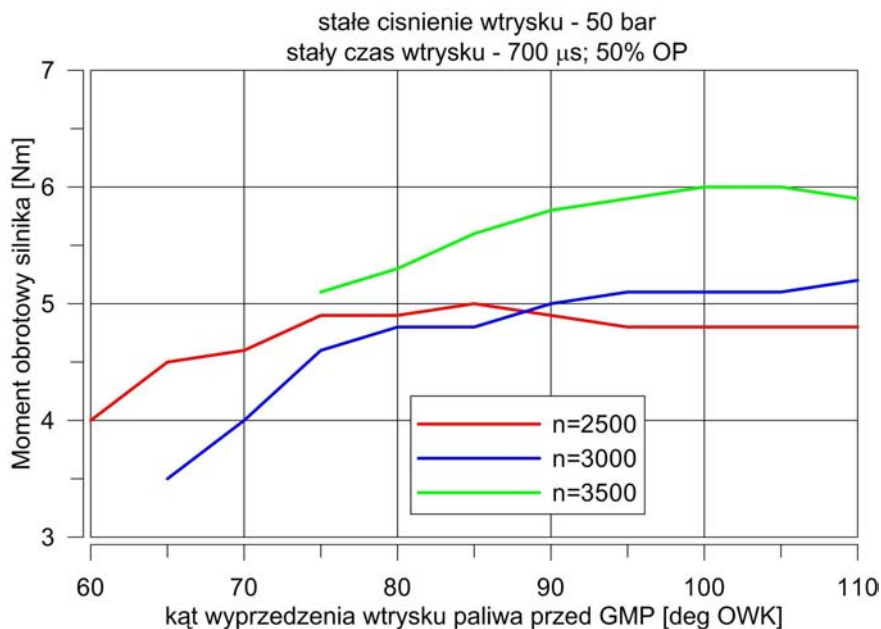
6.2. KĄT WYPRZEDZENIA WTRYSKU PALIWA

W kolejnym etapie eksperymentu zbadano wpływ zmian kąta wyprzedzenia wtrysku α_{inj} na parametry robocze silnika, na zużycie paliwa oraz na skład gazów wylotowych.

6.2.1. Moment obrotowy silnika w funkcji zmian kąta wyprzedzenia wtrysku

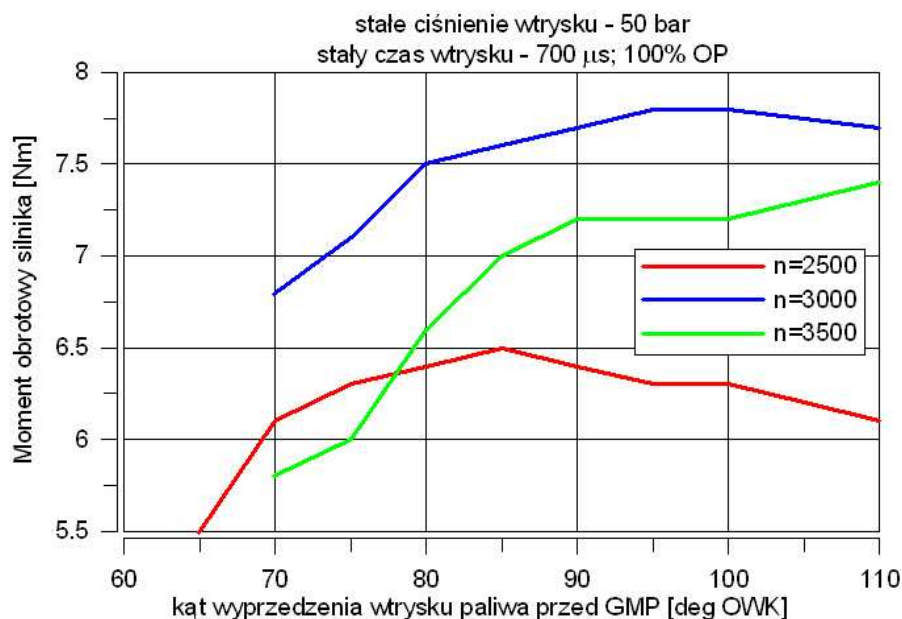
Na rys. 6.9 przedstawiono zależność wartości momentu obrotowego silnika od wielkości kąta wyprzedzenia wtrysku α_{inj} . Dla mniejszych wartości kąta wyprzedzenia wtrysku obserwuje się znaczne zmiany wartości momentu silnika ze wzrostem tego kąta. Po

osiągnięciu $\alpha_{inj} = 90^{\circ}$ OWK przed GMP wartość momentu silnika ustala się na poziomie odpowiednim dla aktualnie rozwijanej przez silnik prędkości obrotowej. Wynik tych pomiarów wskazuje na celowość stosowania większego kąta wyprzedzenia wtrysku (wcześniejszego wtrysku paliwa).



Rys. 6.9. Wpływy kąta wyprzedzenia wtrysku na moment obrotowy silnika dla $p_{inj} = 50$ bar, $t_{inj} = 700 \mu s$ oraz stopnia otwarcia przepustnicy $OP = 50\%$ dla różnych prędkości obrotowych

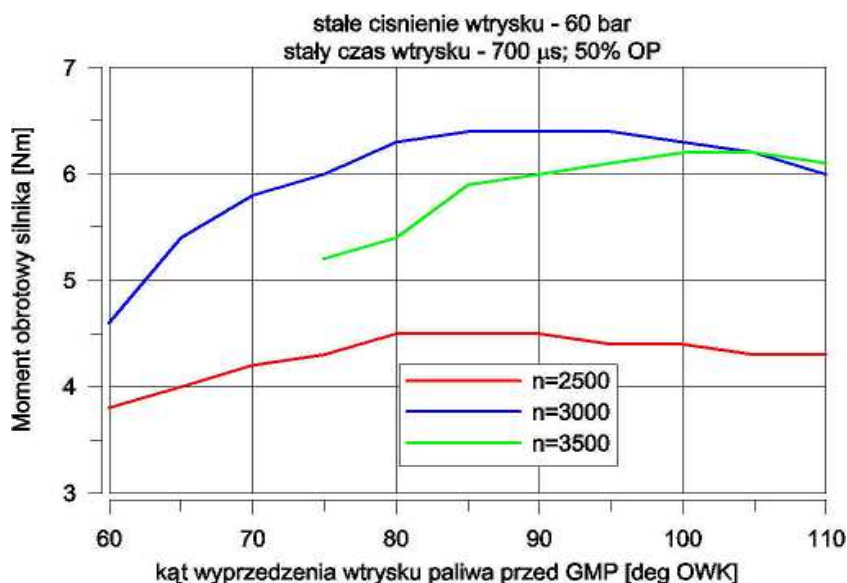
Na rys. 6.10 przedstawiono przebieg momentu obrotowego silnika w funkcji kąta wyprzedzenia wtrysku dla $p_{inj} = 50$ bar i otwarcia przepustnicy $OP = 100\%$ przy stałym czasie otwarcia wtryskiwacza $700 \mu s$. W zakresie kątów wyprzedzenia wtrysku powyżej



Rys. 6.10. Wpływy kąta wyprzedzenia wtrysku na moment obrotowy silnika dla $p_{inj} = 50$ bar, $t_{inj} = 700 \mu s$ i stopnia otwarcia przepustnicy 100%

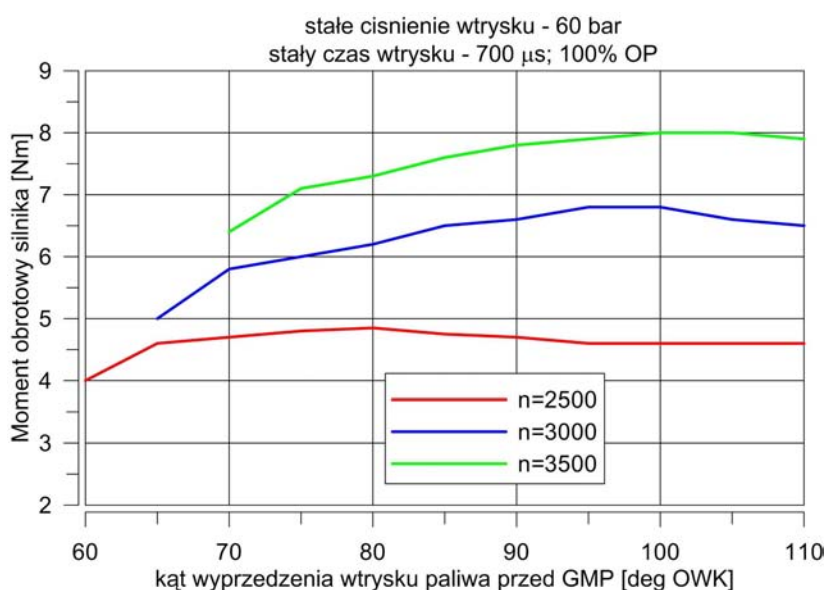
90° OWK przed GMP zmiany wartości momentu obrotowego są niewielkie. Za istotne należy uznać wystąpienie maksymalnej wartości momentu przy prędkości obrotowej silnika 3000 obr/min prawie dla całego zakresu regulacji kąta wyprzedzenia wtrysku paliwa.

Na rys. 6.11 przedstawiony jest przebieg momentu obrotowego w funkcji kąta wyprzedzenia wtrysku dla ciśnienia wtrysku paliwa $p_{inj} = 60$ bar, czasu otwarcia wtryskiwacza $t_{inj} = 700 \mu s$ oraz $OP = 50 \%$. Największe wartości bezwzględne momentu uzyskano dla $n = 3000$ obr/min.



Rys. 6.11. Wpływ kąta wyprzedzenia wtrysku na moment obrotowy silnika dla $p_{inj} = 60$ bar, $t_{inj} = 700 \mu s$ oraz stopnia otwarcia przepustnicy powietrza 50 %

Na rys. 6.12 przedstawiono wykresy obrazujące wpływ zmian kąta wyprzedzenia wtrysku na moment obrotowy silnika dla $p_{inj} = 60$ bar, $t_{inj} = 700 \mu s$ oraz $OP = 100 \%$.



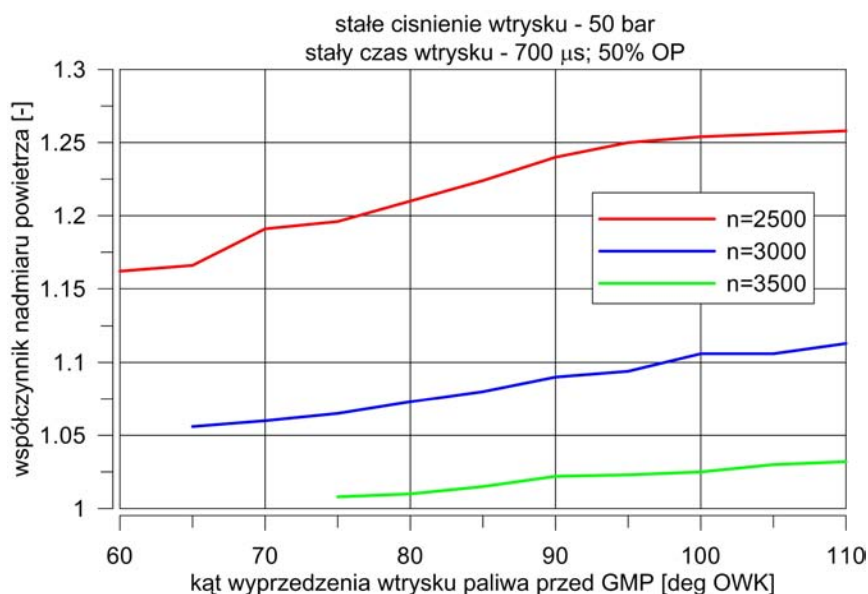
Rys. 6.12. Wpływ kąta wyprzedzenia wtrysku na moment obrotowy silnika dla $p_{inj} = 60$ bar, $t_{inj} = 700 \mu s$ oraz $OP = 100 \%$ dla różnych prędkości obrotowych

Zauważalne jest podobieństwo przebiegu momentu obrotowego silnika dla wszystkich uwzględnianych w badaniu parametrów jego pracy. Powyżej kąta wyprzedzenia wtrysku paliwa $\alpha_{inj} = 90^\circ$ OWK przed GMP zmiany wartości momentu obrotowego silnika są nieznaczne. Dla tego samego czasu otwarcia wtryskiwacza zwiększanie prędkości obrotowych wymaga zwiększenia kąta wyprzedzenia wtrysku, natomiast przy mniejszych prędkościach obrotowych wpływ wielkości kąta wyprzedzenia wtrysku jest minimalny.

Na podstawie analizy wyników zaprezentowanych badań przebiegu momentu obrotowego silnika w funkcji kąta wyprzedzenia wtrysku można wskazać jako optymalny kąt wyprzedzenia wtrysku $\alpha_{inj} \approx 100^\circ$ OWK przed GMP. Na bezwzględne wartości momentu obrotowego silnika wpływa natomiast prędkość obrotowa oraz stopień otwarcia przepustnicy, co pokazują zaprezentowane powyżej przebiegi na rysunkach 6.9 – 6.12.

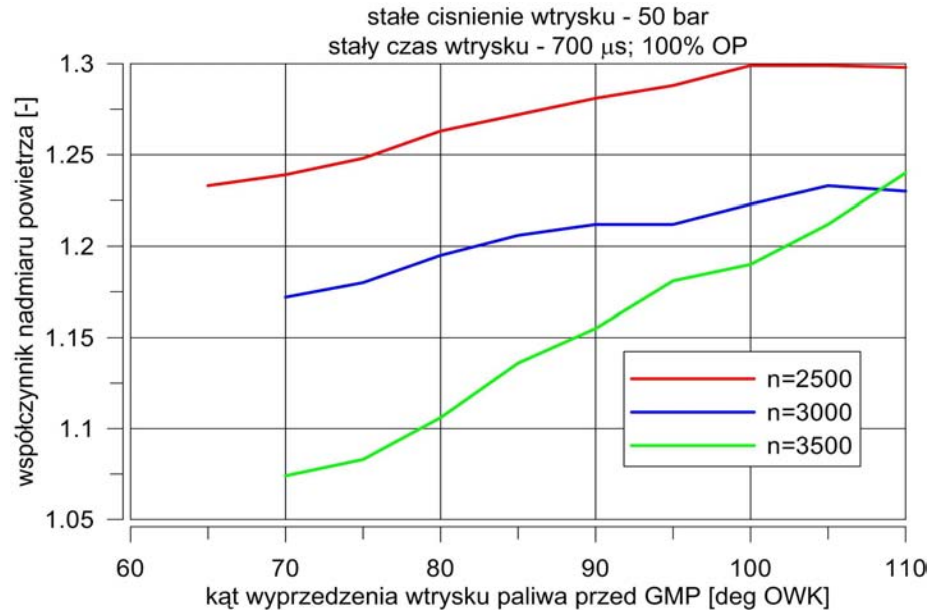
6.2.2. Współczynnik nadmiaru powietrza

Współczynnik nadmiaru powietrza λ wykazuje tendencję wzrostową ze wzrostem kąta wyprzedzenia wtrysku. Na rys. 6.13 przedstawiony jest przebieg zmian tego współczynnika w funkcji zmian kąta wyprzedzenia wtrysku przy $p_{inj} = 50$ bar i $OP = 50\%$. Ze wzrostem prędkości obrotowej silnika następuje zmniejszenie się wartości globalnego współczynnika nadmiaru powietrza, co prowadzi do niezupełnego i niecałkowitego spalania dawki paliwa. Dla największej badanej prędkości obrotowej silnika $n = 3500$ obr/min globalny współczynnik nadmiaru powietrza λ nieznacznie przekracza wartość $\lambda = 1$.



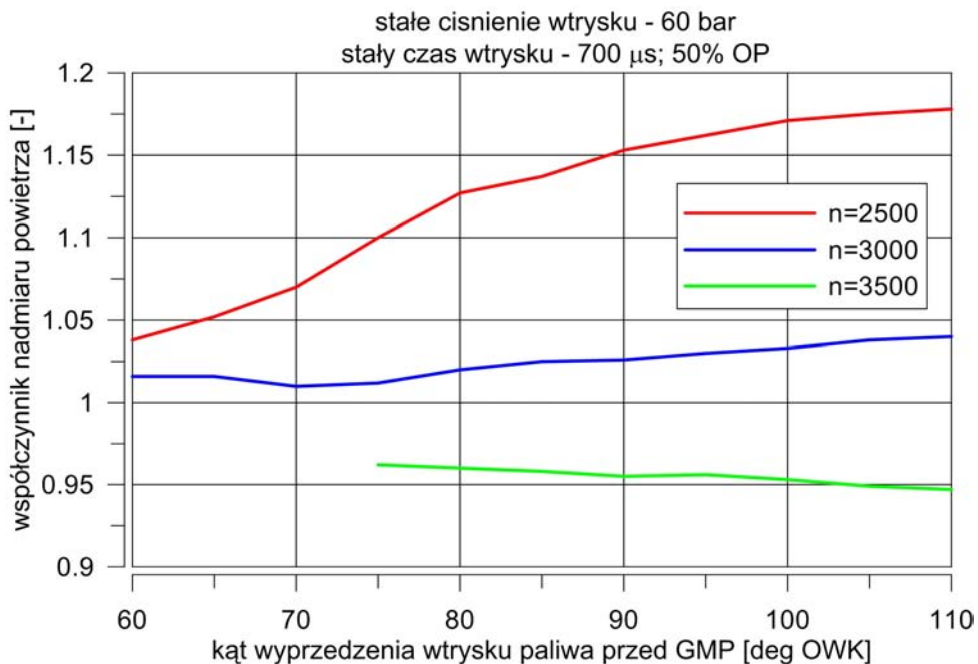
Rys. 6.13. Przebieg zmian współczynnika nadmiaru powietrza λ w funkcji kąta wyprzedzenia wtrysku dla $p_{inj} = 50$ bar, $OP = 50\%$ dla różnych prędkości obrotowych silnika

Na rysunku 6.14 przedstawiony jest przebieg zmian współczynnika nadmiaru powietrza λ w funkcji kąta wyprzedzenia wtrysku dla $p_{inj} = 50$ bar i $OP = 100\%$ dla różnych prędkości obrotowych silnika. Wartości tego współczynnika przekraczają wartość stechiometryczną w całym badanym zakresie pracy silnika i sprzyjają całkowitemu spalaniu dawki paliwa.



Rys. 6.14. Przebieg współczynnika nadmiaru powietrza λ w funkcji kąta wyprzedzenia wtrysku dla $p_{inj} = 50$ bar oraz $OP = 100\%$ dla różnych prędkości obrotowych silnika

Dla ciśnienia wtrysku 60 bar i stopnia otwarcia przepustnicy $OP = 50\%$ (rys. 6.15) przy wyższych prędkościach obrotowych ($n = 3500$ obr/min) wartość współczynnika

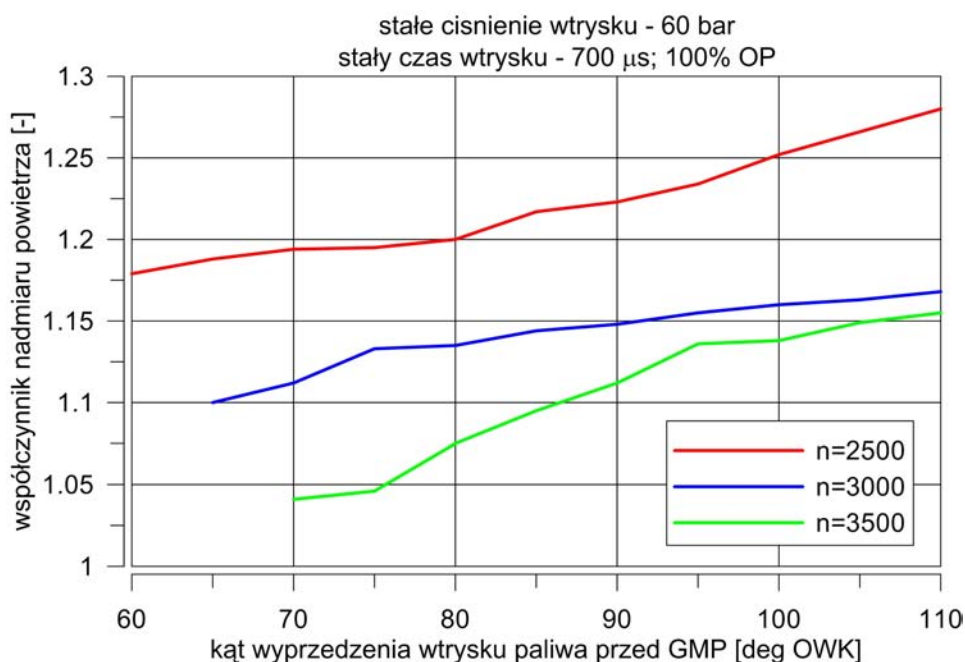


Rys. 6.15. Przebieg zmian współczynnika nadmiaru powietrza λ w funkcji kąta wyprzedzenia wtrysku dla $p_{inj} = 60$ bar, $OP = 50\%$ dla różnych prędkości obrotowych silnika

nadmiaru powietrza spada poniżej jedności ($\lambda=0,95 - 0,96$), a więc prowadzi to do zakresu niezupełnego spalania mieszanki. Jest to przesłanka przemawiająca za koniecznością stosowania w tym silniku ciśnień wtrysku paliwa nie większych od $p_{inj} = 50$ bar.

Na rys. 6.16 zaprezentowano przebieg zmian współczynnika nadmiaru powietrza λ w funkcji kąta wyprzedzenia wtrysku dla $p_{inj} = 60$ bar oraz $OP = 100\%$ dla różnych prędkości obrotowych silnika. Wartości tego współczynnika w całym zakresie pracy silnika są większe od jedności, przy czym dla kąta wyprzedzenia wtrysku większego od 85° OWK przed GMP współczynnik λ osiąga wartości 1,16 – 1,28, które sprzyjają procesowi całkowitego i zupełnego spalania paliwa. Ze wzrostem kąta wyprzedzenia wtrysku globalny współczynnik nadmiaru powietrza zwiększa się.

Z badań wpływu wielkości kąta wyprzedzenia wtrysku na zmiany współczynnika nadmiaru powietrza λ wypływa wniosek, iż sprzyjającymi dobremu przebiegowi procesu spalania są kąty wyprzedzenia wtrysku $\alpha_{inj} \approx 100^\circ$ OWK przed GMP. Dotyczy to wszystkich regulowanych parametrów pracy silnika uwzględnionych w badaniach.

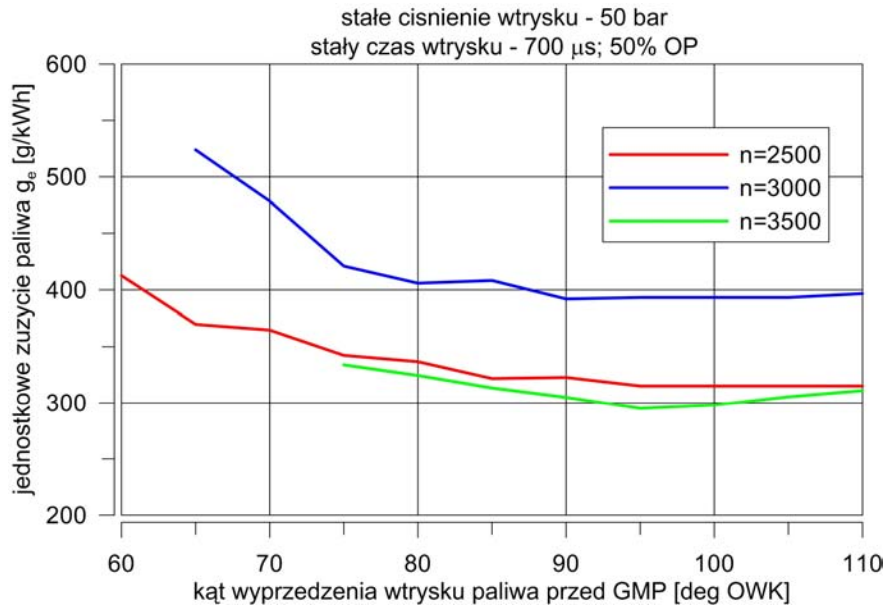


Rys. 6.16. Przebieg zmian współczynnika nadmiaru powietrza λ w funkcji kąta wyprzedzenia wtrysku dla $p_{inj} = 60$ bar, $OP = 100\%$ dla różnych prędkości obrotowych silnika.

6.2.3. Zużycie paliwa

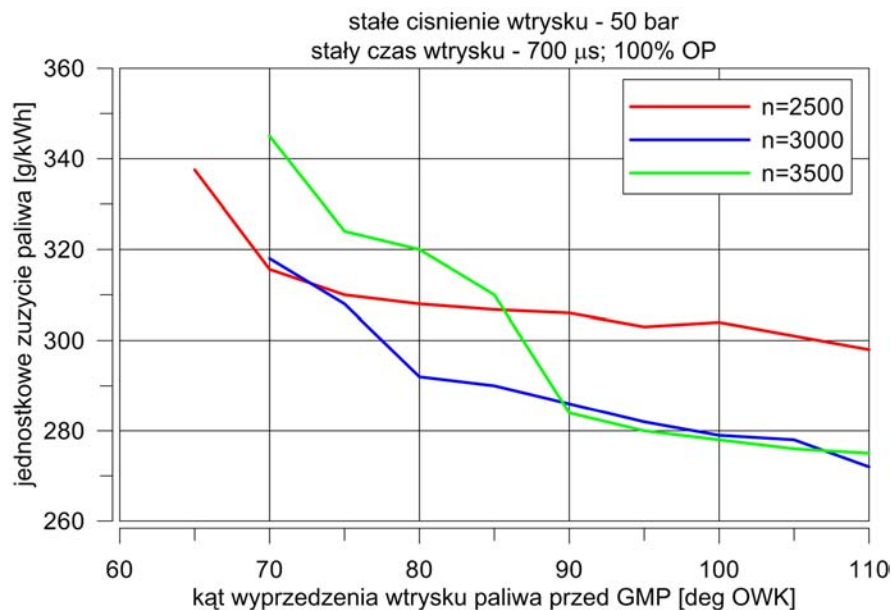
Wpływ kąta wyprzedzenia wtrysku na jednostkowe zużycie paliwa przy ciśnieniu wtrysku paliwa $p_{inj} = 50 - 60$ bar dla różnych stopni otwarcia przepustnicy i dla różnych prędkości obrotowych silnika przedstawiono na rysunkach od 6.17 do 6.20.

Na rys. 6.17 zobrazowano przebieg zmian jednostkowego zużycia paliwa $g_e = f(\alpha_{inj})$ dla $p_{inj} = 50$ bar, $t_{inj} = 700 \mu s$, $OP = 50$ %. Zużycie to zmniejsza się ze zmianą prędkości obrotowej silnika, przy czym dla wszystkich badanych prędkości obrotowych najmniejsze wartości g_e odpowiadają kątom wyprzedzenia wtrysku w granicach $\alpha_{inj} = 90 - 110^\circ$ OWK przed GMP.



Rys. 6.17. Wpływ kąta wyprzedzenia wtrysku na jednostkowe zużycie paliwa dla $p_{inj} = 50$ bar, $t_{inj} = 700 \mu s$ oraz $OP = 50$ % i różnych prędkości obrotowych

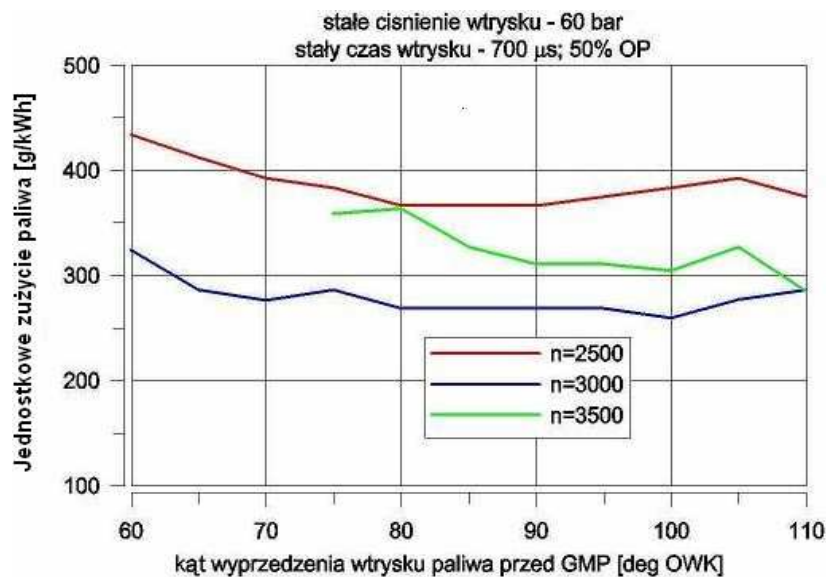
Na rys. 6.18 przedstawiono przebiegi zmian jednostkowego zużycie paliwa dla $p_{inj} = 50$ bar, $t_{inj} = 700 \mu s$, $OP = 100$ %. Również i w tym przypadku zmniejsza się jednostkowe



Rys. 6.18. Wpływ kąta wyprzedzenia wtrysku na jednostkowe zużycie paliwa dla $p_{inj} = 50$ bar, $t_{inj} = 700 \mu s$ oraz $OP = 100$ % dla różnych prędkości obrotowych

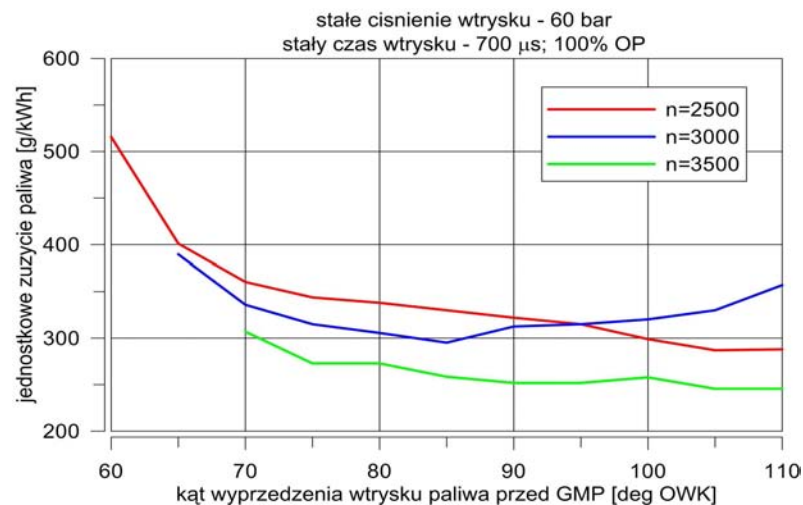
zużycie paliwa ze wzrostem kąta wyprzedzenia wtrysku, które dla $\alpha_{inj} = 90 - 110^\circ$ OWK przed GMP osiąga wartości minimalne dla wszystkich badanych prędkości obrotowych, a dla prędkości $n = 3000 - 3500$ obr/min obniża się do poziomu 270 – 275 g/kWh.

Na rys. 6.19 zaprezentowano przebiegi zmian $g_e = f(\alpha_{inj})$ dla $p_{inj} = 60$ bar. Można zaobserwować taką samą tendencję zmniejszania się jednostkowego zużycia paliwa ze wzrostem kąta wyprzedzenia wtrysku, ale wartości bezwzględne tego zużycia są już nieco większe niż dla ciśnienia wtrysku 50 bar. Najmniejsze jednostkowe zużycie paliwa obserwuje się przy kątach wyprzedzenia wtrysku $80 - 110^\circ$ OWK przed GMP.



Rys. 6.19. Wpływ kąta wyprzedzenia wtrysku na jednostkowe zużycie paliwa dla $p_{inj} = 60$ bar, $t_{inj} = 700 \mu s$ oraz $OP = 50\%$ dla różnych prędkości obrotowych

Na rys. 6.20 zaprezentowano przebiegi zmian $g_e = f(\alpha_{inj})$ dla $p_{inj} = 60$ bar, dla pełnego obciążenia silnika ($OP = 100\%$). Również dla tych parametrów pracy silnika najmniejsze



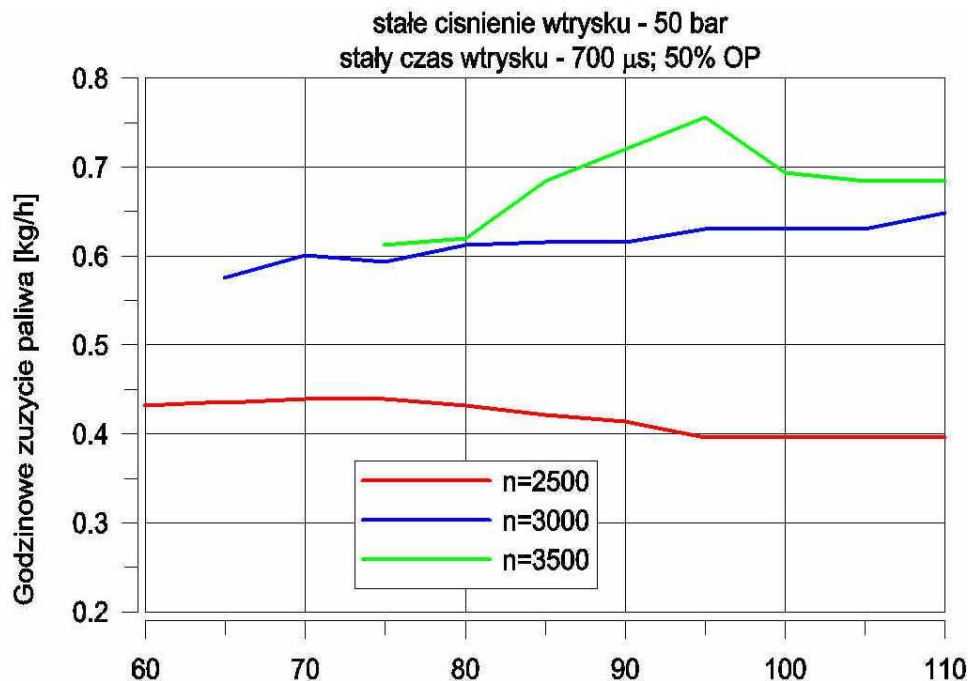
Rys. 6.20. Wpływ kąta wyprzedzenia wtrysku na jednostkowe zużycie paliwa dla $p_{inj} = 60$ bar, $t_{inj} = 700 \mu s$ oraz $OP = 100\%$ dla różnych prędkości obrotowych

jednostkowe zużycie paliwa odpowiada kątom wyprzedzenia wtrysku w przedziale 90 - 110⁰ OWK przed GMP, a najmniejsze wartości zużycia kształtują się na poziomie $g_e = 250$ g/kWh.

Analiza przebiegów zmian jednostkowego zużycia paliwa w funkcji kąta wyprzedzenia wtrysku prowadzi do wniosku, że najkorzystniejsze ze względu na zużycie paliwa jest stosowanie kątów wyprzedzenia wtrysku zbliżonych do $\alpha_{inj} \approx 100^0$ OWK przed GMP, czyli dość wczesnego wtrysku paliwa.

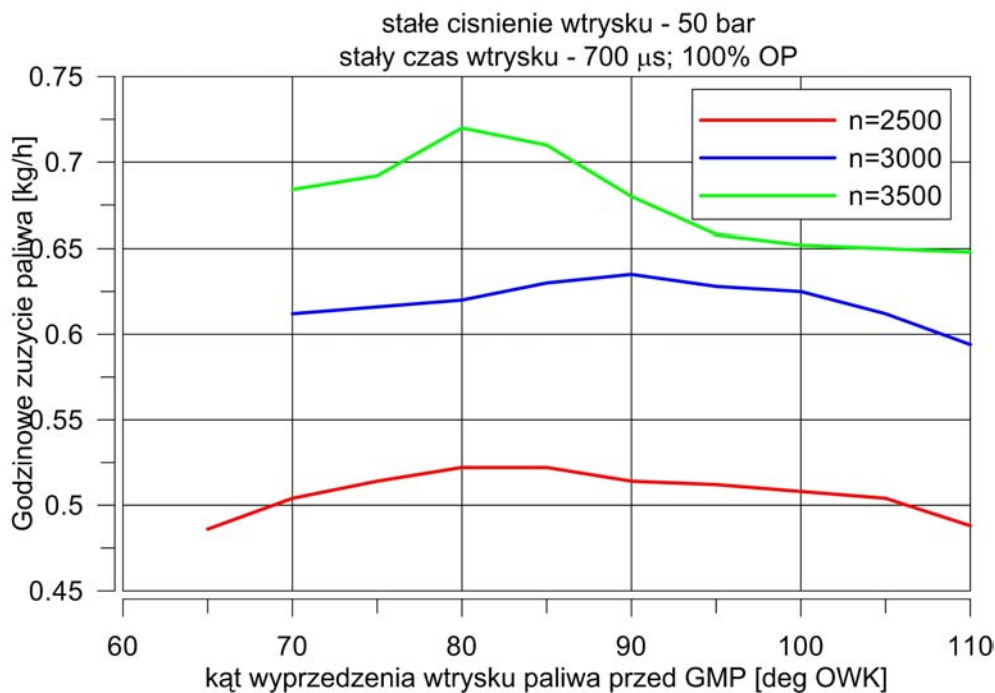
Przebiegi zmian godzinowego zużycia paliwa G_h w zależności od kąta wyprzedzenia wtrysku przy zmiennych pozostałych parametrach pracy silnika, a więc przy stałym czasie wtrysku $t_{inj} = 700\mu s$ oraz zmiennym ciśnieniu wtrysku i stopniu otwarcia przepustnicy powietrza przedstawiono na rys. 6.21 do 6.24.

Na rys. 6.21 przedstawiono przebiegi zmian godzinowego zużycia paliwa w funkcji kąta wyprzedzenia wtrysku dla $p_{inj} = 50$ bar i $OP = 50\%$. Można zauważyć niewielki wpływ zmian kąta wyprzedzenia wtrysku na wielkość godzinowego zużycia paliwa. W większym stopniu zużycie to zależy od prędkości obrotowej silnika.



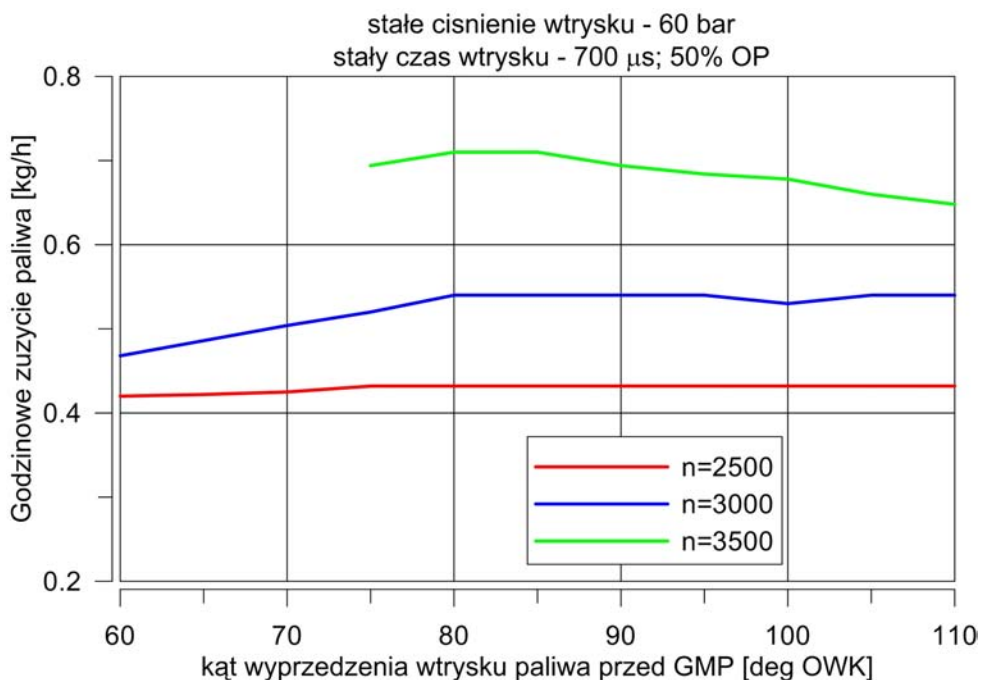
Rys. 6.21. Wpływ kąta wyprzedzenia wtrysku na przebieg godzinowego zużycia paliwa dla $p_{inj} = 50$ bar, $t_{inj} = 700\mu s$, $OP = 50\%$ przy różnych prędkościach obrotowych silnika

Na rys. 6.22 przedstawiono przebiegi zmian godzinowego zużycia paliwa w funkcji kąta wyprzedzenia wtrysku dla ciśnienia wtrysku 50 bar, czasu wtrysku 700 μs i całkowitego otwarcia przepustnicy. Charakter tych zmian jest podobny jak dla częściowego otwarcia przepustnicy powietrza (rys. 6.21).



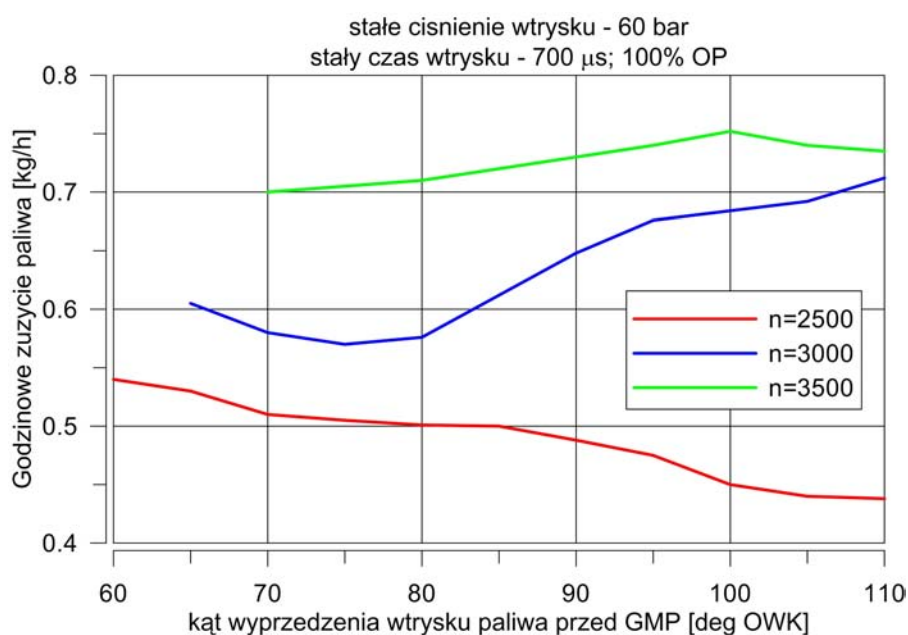
Rys. 6.22. Wpływ kąta wyprzedzenia wtrysku na przebieg godzinowego zużycia paliwa dla $p_{inj} = 50$ bar, $t_{inj} = 700 \mu$ s oraz $OP = 100\%$ i różnych prędkości obrotowych silnika.

Wpływ podwyższonego ciśnienia wtrysku ($p_{inj} = 60$ bar) na godzinowe zużycie paliwa przedstawiono na rys. 6.23. Można wnioskować, że wpływ zmian kąta wyprzedzenia wtrysku na godzinowe zużycie paliwa jest nieznaczny przy tej wartości ciśnienia wtrysku paliwa.



Rys. 6.23. Wpływ kąta wyprzedzenia wtrysku na zmiany godzinowego zużycia paliwa dla $p_{inj} = 60$ bar, $t_{inj} = 700 \mu$ s, $OP = 50\%$ przy różnych prędkościach obrotowych silnika

Podobną tendencję zaobserwowano na rys. 6.24 z tym, że przy pełnym otwarciu przepustnicy powietrza zależność godzinowego zużycia paliwa zmienia się w większym stopniu ze zmianą prędkości obrotowej silnika.



Rys. 6.24. Wpływ kąta wyprzedzenia wtrysku na zmiany godzinowego zużycia paliwa dla $p_{inj} = 60$ bar, $t_{inj} = 700 \mu s$, $OP = 100\%$ przy różnych prędkościach obrotowych silnika

Podsumowując analizę zmian godzinowego zużycia paliwa w funkcji kąta wyprzedzenia wtrysku można stwierdzić:

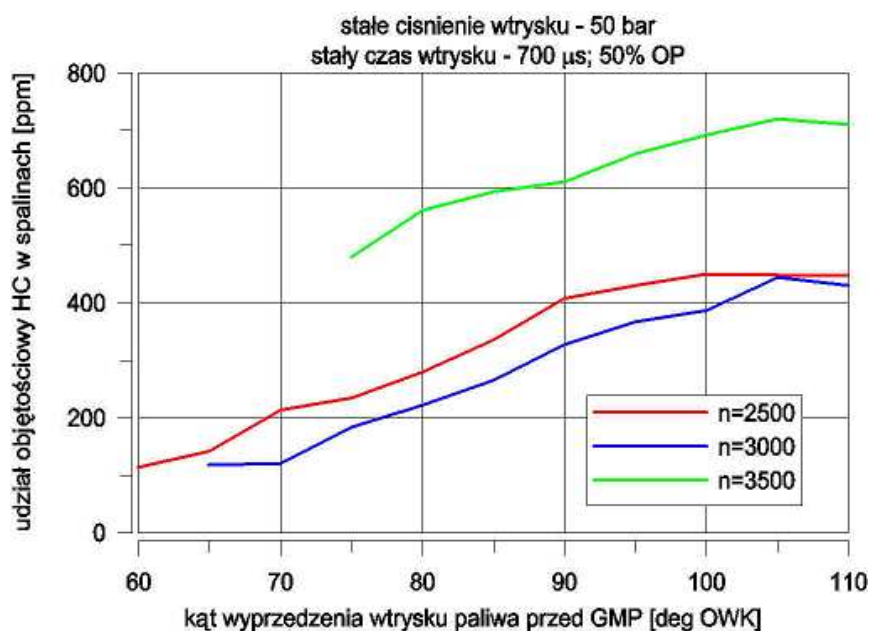
- niewielką zmienność godzinowego zużycia paliwa G_h (od 0,05 do 0,1 kg/h) ze zmianą kąta wyprzedzenia wtrysku w zakresie $\alpha_{inj} = 60 - 110^0$ OWK przed GMP,
- znaczną zależność G_h od prędkości obrotowej silnika w badanym zakresie prędkości obrotowych $n = 2500 - 3500$ obr/min.

6.2.4. Udział objętościowy składników spalin

Na rys. 6.25 do 6.28 zaprezentowano przebiegi zmian objętościowego udziału węglowodorów HC w spalinach w funkcji kąta wyprzedzenia wtrysku dla zmiennych ciśnień wtrysku $p_{inj} = 50 - 60$ bar i zmiennych kątów otwarcia przepustnicy powietrza $OP = 50$ i 100% .

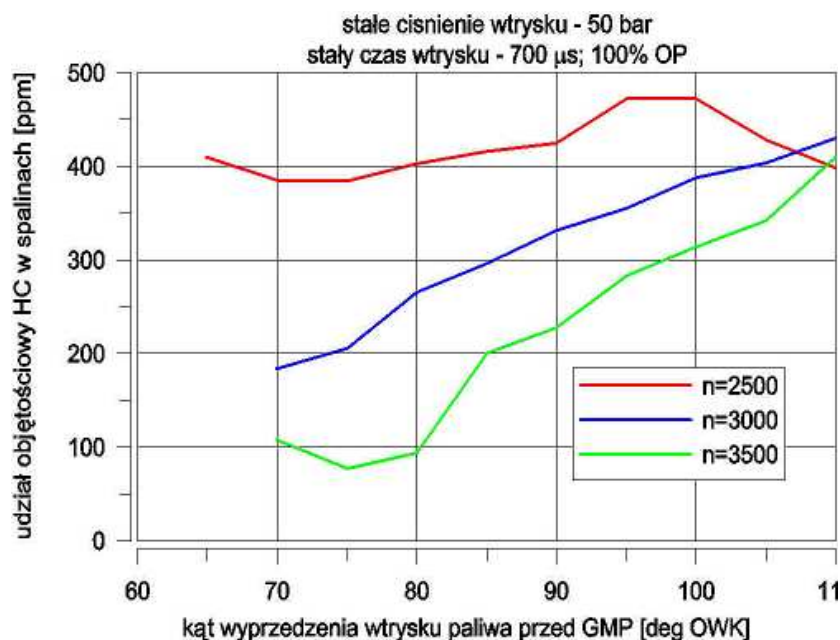
Na rys. 6.25 przedstawiony jest przebieg zmian objętościowego udziału węglowodorów w spalinach w funkcji kąta wyprzedzenia wtrysku dla ciśnienia wtrysku 50 bar i stopnia otwarcia przepustnicy $OP = 50\%$. Ze wzrostem kąta wyprzedzenia wtrysku

udziały objętościowe HC w spalinach wykazują tendencję wzrostową, ale maksymalna ich wartość przy prędkości obrotowej silnika $n = 3500$ obr/min nie przekracza 700 ppm.



Rys. 6.25. Objętościowy udział węglowodorów w spalinach w funkcji kąta wyprzedzenia wtrysku dla $p_{inj} = 50$ bar, czasu wtrysku paliwa $700 \mu s$ oraz $OP = 50\%$ dla różnych prędkości obrotowych silnika

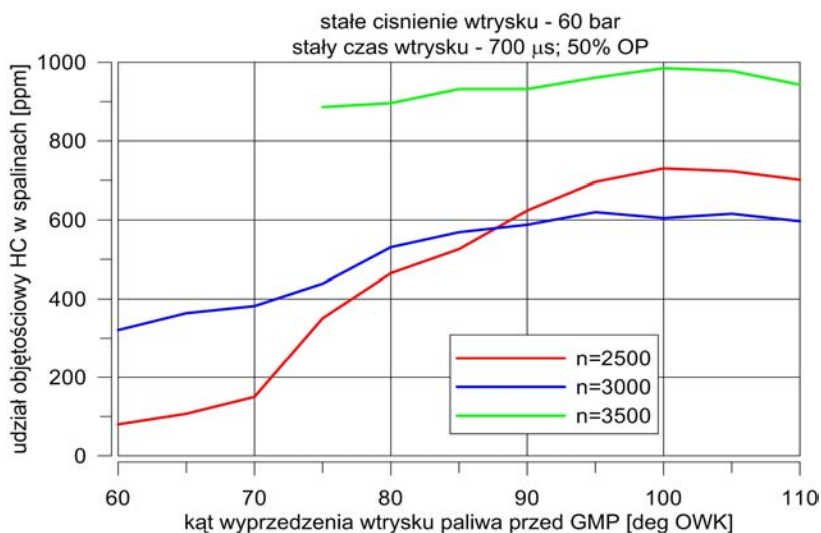
Na rys. 6.26 zaprezentowano przebiegi objętościowych udziałów HC w spalinach dla pełnego otwarcia przepustnicy przy nie zmiennych pozostałych parametrach pracy silnika.



Rys. 6.26. Objętościowy udział HC w spalinach w funkcji kąta wyprzedzenia wtrysku dla $p_{inj} = 50$ bar, czasu wtrysku paliwa $700 \mu s$ oraz $OP = 100\%$ dla różnych prędkości obrotowych silnika

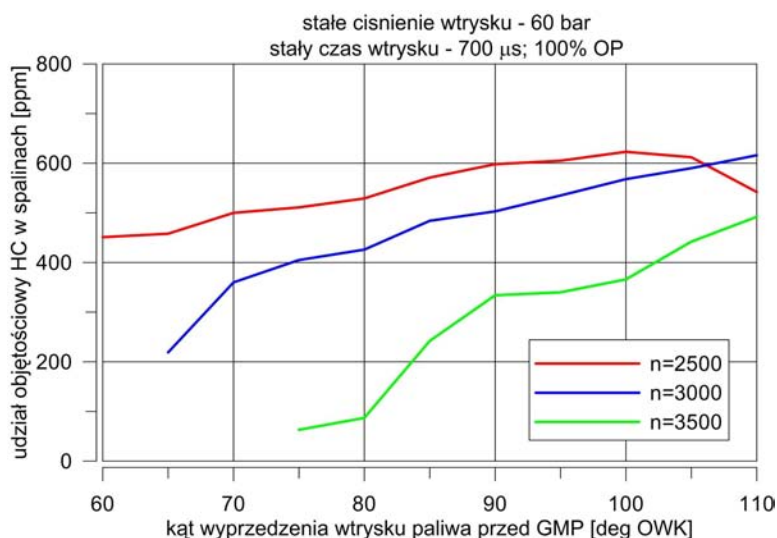
Obserwuje się wyraźne zmniejszenie udziału HC w spalinach ze wzrostem prędkości obrotowej silnika, dla $n = 3500$ obr/min wielkość tego udziału spada poniżej 100 ppm dla kąta wyprzedzenia wtrysku $\alpha_{inj} \approx 75^\circ$ OWK przed GMP.

Na rys. 6.27 przy częściowym otwarciu przepustnicy wynoszącym 50 % i ciśnieniu wtrysku $p_{inj} = 60$ bar udziały objętościowe HC w spalinach wzrastają ze wzrostem prędkości obrotowej silnika, a ich wartość dla $n = 3500$ obr/min dochodzi do 1000 ppm. Przekonuje to o niekorzystnym wpływie zwiększania ciśnienia wtrysku paliwa na objętościowy udział HC



Rys. 6.27. Objętościowy udział węglowodorów w spalinach w funkcji kąta wyprzedzenia wtrysku dla $p_{inj} = 60$ bar, czasu wtrysku paliwa $700 \mu s$ oraz $OP = 50 \%$ dla różnych prędkości obrotowych silnika

w spalinach. Zaprezentowany na rys. 6.28 przebieg zależności objętościowego udziału HC w spalinach w funkcji kąta wyprzedzenia wtrysku przy pełnym otwarciu przepustnicy powietrza i ciśnieniu wtrysku $p_{inj} = 60$ bar wykazuje zmniejszanie tego udziału ze wzrostem prędkości



Rys. 6.28. Objętościowy udział HC w spalinach w funkcji kąta wyprzedzenia wtrysku dla $p_{inj} = 60$ bar, $OP = 100 \%$, dla różnych prędkości obrotowych silnika

obrotowej silnika. Podobnie jak dla przypadku na rys. 6.26 następuje zmniejszenie tego udziału objętościowego HC do ok. 100 ppm dla prędkości obrotowej $n = 3500$ obr/min i kąta wyprzedzenia wtrysku $\alpha_{inj} \approx 75^\circ - 80^\circ$ OWK przed GMP.

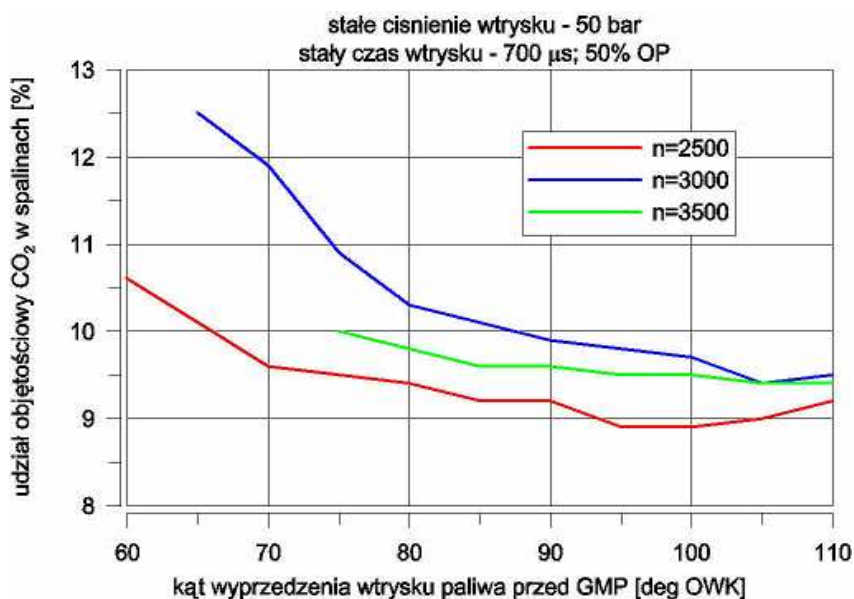
Zauważalny jest:

- wzrost objętościowego udziału węglowodorów w spalinach ze wzrostem kąta wyprzedzenia wtrysku α_{inj} ,
- zależność wielkości udziału HC w spalinach od obciążenia silnika, przy czym wzrost obciążenia prowadzi do zmniejszenia objętościowego udziału HC w spalinach,
- zależność objętościowego udziału węglowodorów w spalinach od prędkości obrotowej silnika.

Ze względu na parametry robocze silnika i zużycie paliwa zalecany kąt wyprzedzenia wtrysku wynosi $\alpha_{inj} \approx 100^\circ$ OWK przed GMP. Wówczas dla stopnia otwarcia przepustnicy $OP = 100\%$ objętościowy udział HC w spalinach zawiera się w przedziale 330 – 620 ppm, (rys. 6.26 i 6.28), a dla prędkości obrotowej silnika $n = 3500$ obr/min wynosi ok. 320 ppm, co należy uznać za wartość bardzo korzystną.

Na rysunkach od 6.29 do 6.32 przedstawiono przebiegi udziału objętościowego dwutlenku węgla CO_2 w funkcji kąta wyprzedzenia wtrysku, dla zmiennych pozostałych parametrów sterowania silnika.

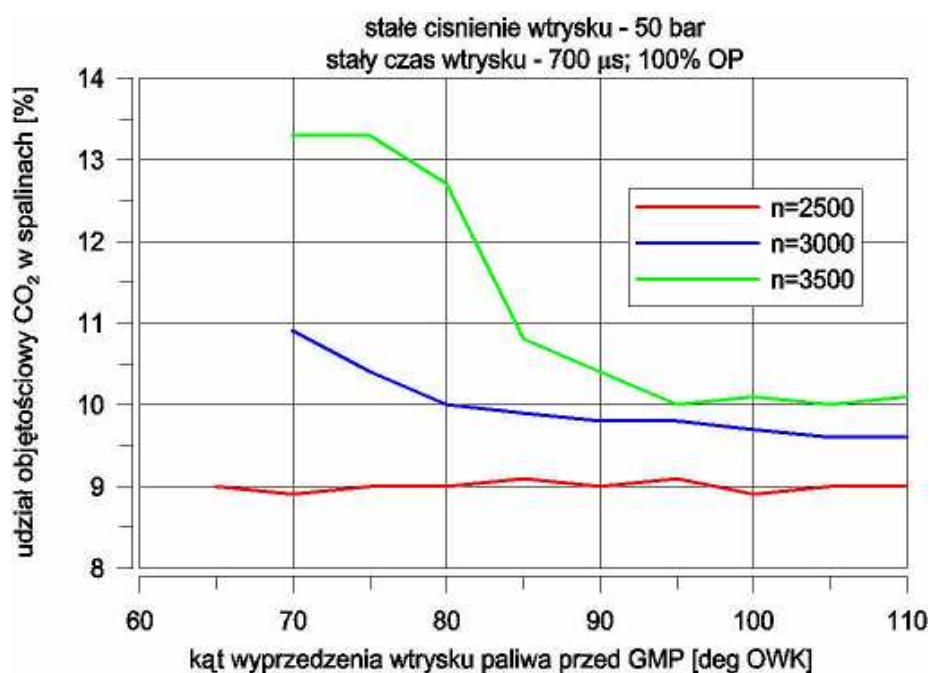
Na rys. 6.29 przedstawiono przebiegi zmian objętościowego udziału CO_2 w spalinach w funkcji kąta wyprzedzenia wtrysku dla $p_{inj} = 50$ bar, $OP = 50\%$ dla różnych prędkości



Rys. 6.29. Objętościowy udział CO_2 w spalinach w funkcji kąta wyprzedzenia wtrysku dla $p_{inj} = 50$ bar, czasu wtrysku paliwa 700 μ s oraz $OP = 50\%$ dla różnych prędkości obrotowych silnika

obrotowych silnika. Udział ten maleje ze wzrostem kąta wyprzedzenia wtrysku, ale dla wartości ok. 90° OWK przed GMP stabilizuje się i tylko w niewielkim stopniu zależy od prędkości obrotowej silnika.

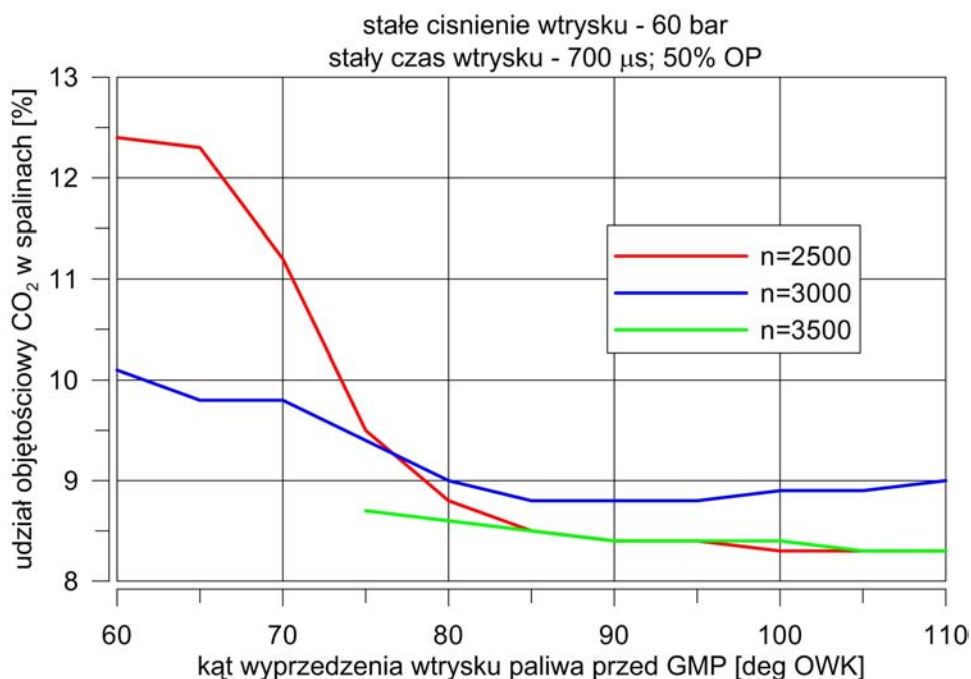
Na rys. 6.30 można zauważyć podobną tendencję zmian objętościowego udziału CO_2 w spalinach w funkcji kąta wyprzedzenia wtrysku dla $p_{inj} = 50$ bar i $OP = 100\%$ dla różnych prędkości obrotowych silnika. Dla większych wartości kąta wyprzedzenia wtrysku obserwuje się zmniejszenie wpływu tego parametru sterowania na udział objętościowy CO_2 w spalinach. Wielkość udziału objętościowego CO_2 kształtuje się na poziomie 9 – 10 %.



Rys. 6.30. Objętościowy udział CO_2 w spalinach w funkcji kąta wyprzedzenia wtrysku dla $p_{inj} = 50$ bar, czasu wtrysku paliwa $700 \mu\text{s}$ oraz $OP = 100\%$ dla różnych prędkości obrotowych silnika

Na rys. 6.31 widoczny jest dalszy spadek objętościowego udziału CO_2 w spalinach dla zwiększonego ciśnienia wtrysku ($p_{inj} = 60$ bar) oraz $OP = 50\%$ niezależnie od prędkości obrotowej silnika. Świadczy to o niekorzystnym przebiegu procesu spalania zachodzącego przy dużych ciśnieniach wtrysku i zwiększonym kącie wyprzedzenia wtrysku. Pogorszenie warunków spalania i niezupełne spalanie mieszanki paliwowo – powietrznej wynika głównie ze zmniejszonej ilości tlenu w obszarze wzbogaconym w paliwo.

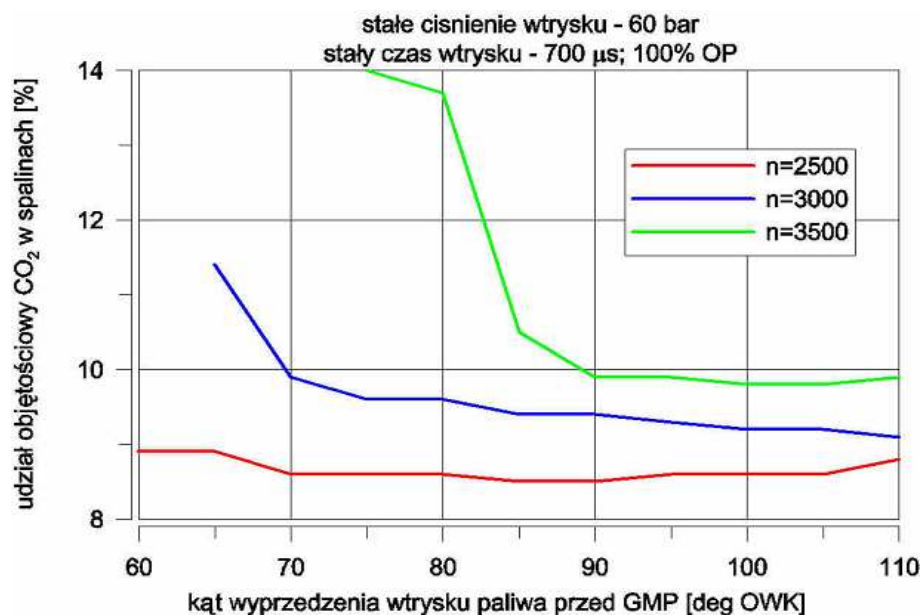
Obserwowane na rys. 6.31 zmniejszenie udziału objętościowego dwutlenku węgla CO_2 w spalinach odpowiada parametrom i zakresowi pracy silnika zarejestrowanemu na rys. 6.15, gdzie dla $p_{inj} = 60$ bar i $OP = 50\%$ zarejestrowano znaczny spadek wartości współczynnika nadmiaru powietrza λ , ($\lambda < 1$), czemu towarzyszyło pogorszenie warunków spalania mieszanki (spalanie niezupełne).



Rys. 6.31. Objętościowy udział CO_2 w spalinach w funkcji kąta wyprzedzenia wtrysku dla $p_{inj} = 60$ bar, czasu wtrysku paliwa 700 μ s oraz $OP = 50\%$ dla różnych prędkości obrotowych silnika

Dla tego też zakresu pracy silnika zarejestrowano wzrost objętościowej zawartości niespalonego paliwa (HC) w spalinach (rys. 6.27).

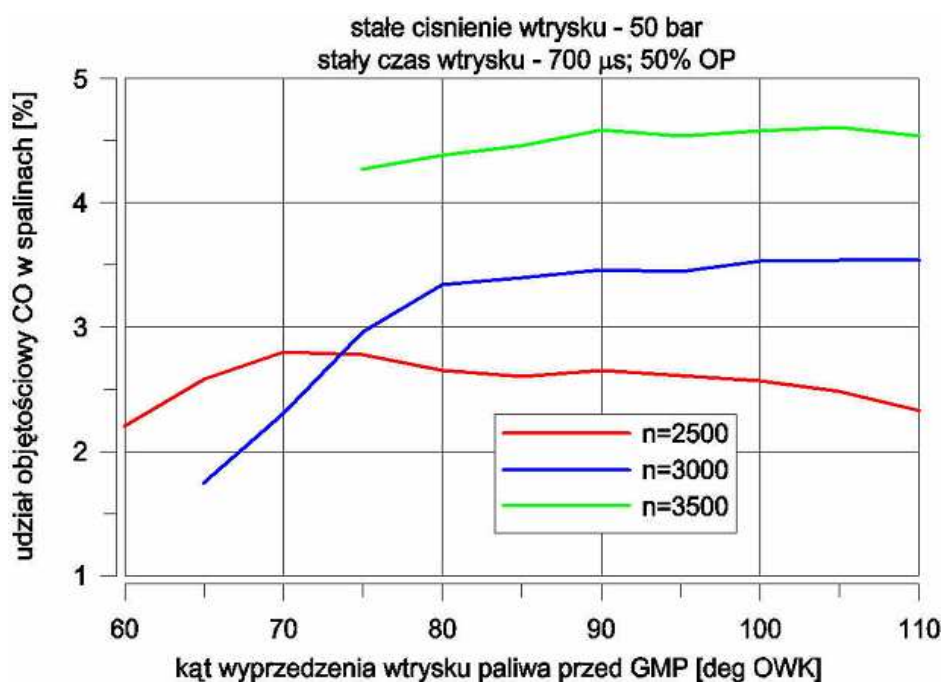
Na rys. 6.32 przedstawiono przebiegi zmian objętościowych udziałów CO_2 w spalinach w funkcji kąta wyprzedzenia wtrysku dla $p_{inj} = 60$ bar, $OP = 100\%$ dla różnych prędkości obrotowych silnika. Widoczna jest ta sama tendencja do stabilizacji wielkości tego udziału dla kątów wyprzedzenia wtrysku powyżej 90° OWK przed GMP.



Rys. 6.32. Objętościowy udział CO_2 w spalinach w funkcji kąta wyprzedzenia wtrysku dla $p_{inj} = 60$ bar, czasu otwarcia wtryskiwacza 700 μ s oraz $OP = 100\%$ dla różnych prędkości obrotowych silnika

Dla kąta wyprzedzenia wtrysku $\alpha_{inj} \approx 100^\circ$ OWK przed GMP udziały te kształtują się na poziomie 9 ~10 %. W przedziale kątów wyprzedzenia wtrysku $\alpha_{inj} = 85^\circ - 110^\circ$ OWK przed GMP udział objętościowy CO₂ w spalinach zmienia się nieznacznie i w większym stopniu zależy od prędkości obrotowej silnika. Większe stężenie CO₂ w spalinach występuje dla większych prędkości obrotowych.

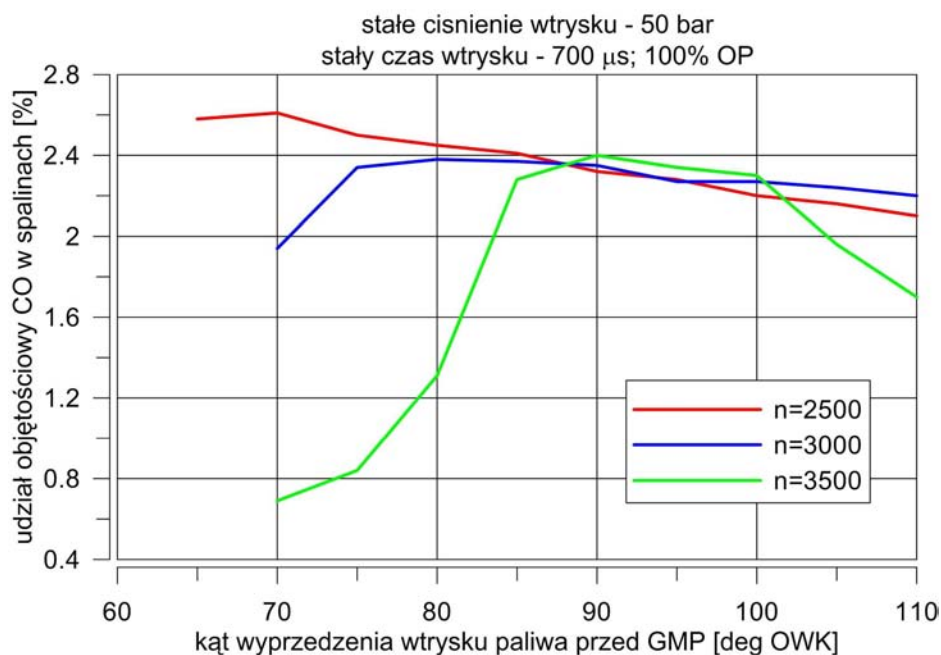
Na rys. 6.33 do 6.36 zarejestrowano przebiegi zmian objętościowej zawartości tlenu węgla (CO) w spalinach w funkcji kąta wyprzedzenia wtrysku α_{inj} . Na rys. 6.33 przedstawiono przebieg zmian objętościowego udziału CO w spalinach w funkcji kąta wyprzedzenia wtrysku dla $p_{inj} = 50$ bar, OP = 50 % dla różnych prędkości obrotowych silnika. Widoczna jest wyraźna zależność tego udziału od prędkości obrotowej silnika przy jednoczesnym zaniku wpływu wartości kąta wyprzedzenia wtrysku na ten parametr przy kątach wyprzedzenia wtrysku powyżej 80⁰ OWK przed GMP.



Rys. 6.33. Objętościowy udział CO w spalinach w funkcji kąta wyprzedzenia wtrysku dla $p_{inj} = 50$ bar, $\alpha_{thr} = 50$ % dla różnych prędkości obrotowych silnika

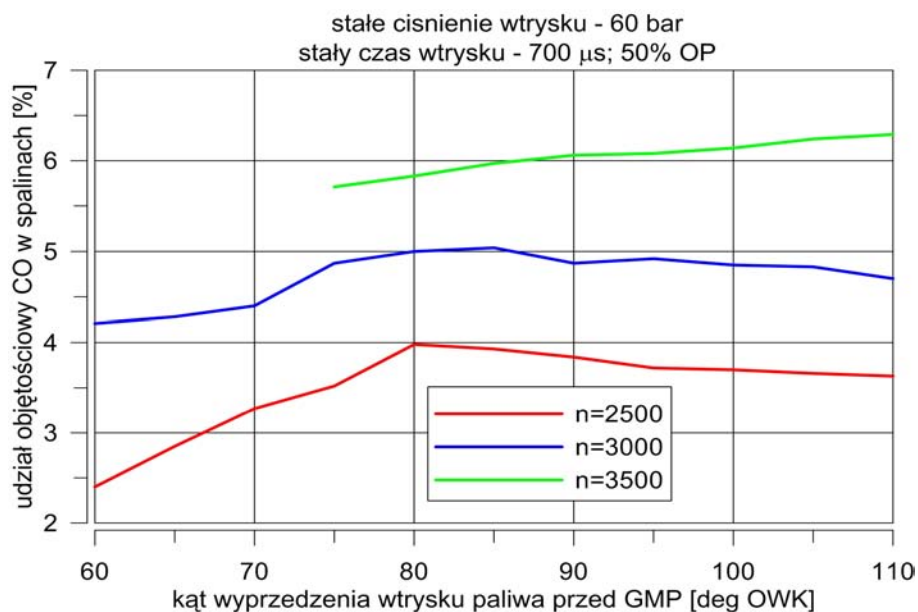
Na rys. 6.34 pokazano przebieg objętościowych udziałów CO w spalinach w funkcji kąta wyprzedzenia wtrysku dla $p_{inj} = 50$ bar, OP = 100 % dla różnych prędkości obrotowych silnika. Obserwuje się silną zależność tego udziału od kąta wyprzedzenia wtrysku do jego wartości ok. 85⁰ OWK przed GMP. Powyżej tej wartości udział objętościowy CO w spalinach stabilizuje się na poziomie ok. 2,2 – 2,4% niezależnie od rozwijanej przez silnik prędkości obrotowej. W kontekście z wynikami analizy objętościowych udziałów CO₂ w spalinach (rys.

6.29 – 6.32) oznacza to stabilizację warunków spalania mieszanki paliwowo-powietrznej w tym zakresie pracy silnika.



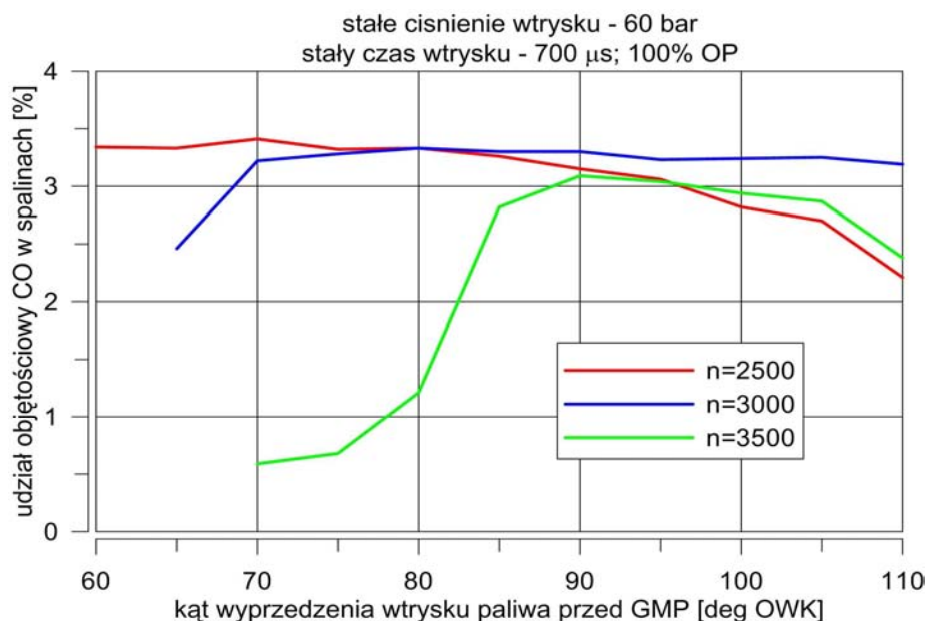
Rys. 6.34. Objętościowy udział CO w spalinach w funkcji kąta wyprzedzenia wtrysku dla ciśnienia wtrysku $p_{inj} = 50$ bar, $OP = 100\%$ dla różnych prędkości obrotowych silnika

Przedstawiony na rys. 6.35 przebieg zmian objętościowego udziału CO w spalinach w funkcji kąta wyprzedzenia wtrysku dla $p_{inj} = 50$ bar, $OP = 100\%$ dla różnych prędkości obrotowych silnika wskazuje na prawidłowość zaobserwowaną na rys. 6.33, tzn. zanik wpływu wielkości kąta wyprzedzenia wtrysku na objętościowy udział CO w spalinach.



Rys. 6.35. Objętościowy udział CO w spalinach w funkcji kąta wyprzedzenia wtrysku dla $p_{inj} = 50$ bar, $OP = 100\%$ dla różnych prędkości obrotowych silnika

Na rys. 6.36 przedstawiona jest zależność objętościowego udziału CO w spalinach w funkcji kąta wyprzedzenia wtrysku dla $p_{inj} = 60$ bar, $OP = 100$ % dla różnych prędkości obrotowych silnika. Można zauważyć taką samą prawidłowość, jaką zarejestrowano na rys. 6.34, a więc zanik wpływu wielkości kąta wyprzedzenia wtrysku na objętościowy udział CO w spalinach powyżej $\alpha_{inj} \approx 90^\circ$ OWK przed GMP. Powyżej tej wartości udział objętościowy CO w spalinach stabilizuje się na poziomie ok. 3,0 – 3,3% prawie niezależnie od prędkości obrotowej silnika.



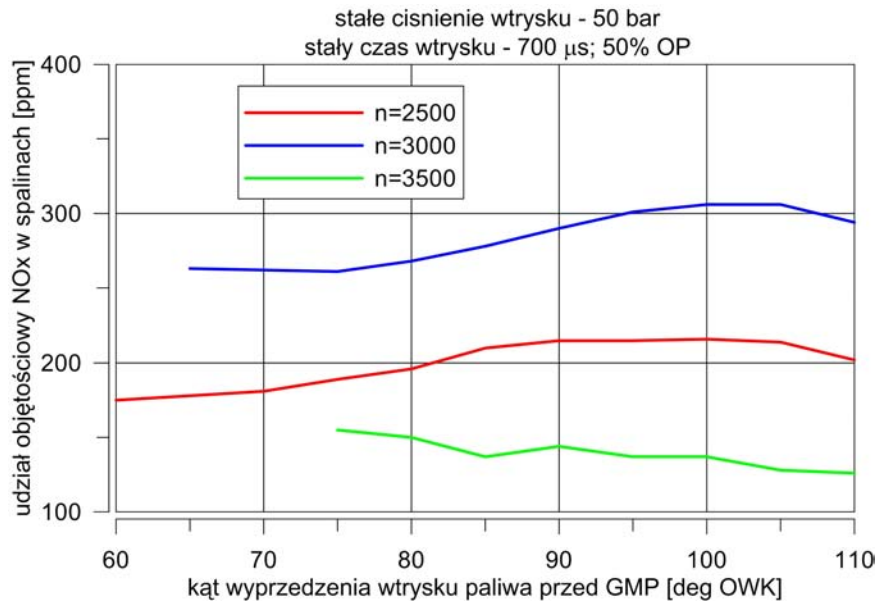
Rys. 6.36. Objętościowy udział CO w spalinach w funkcji kąta wyprzedzenia wtrysku dla $p_{inj} = 60$ bar, $OP = 100$ % dla różnych prędkości obrotowych silnika

Z przeprowadzonych badań wynika, że zmiany udziału objętościowego tlenku węgla CO w spalinach są znaczne przy małych wartościach kąta wyprzedzenia wtrysku, natomiast powyżej $\alpha_{inj} = 85^\circ$ OWK przed GMP stabilizują się. Najmniejszy udział CO w spalinach obserwowany jest dla większych prędkości obrotowych i mniejszych kątów wyprzedzenia wtrysku.

Objętościowy udział w spalinach tlenków azotu NO_x dla stałego czasu wtrysku $t_{inj} = 700 \mu s$ oraz zmiennego ciśnienia wtrysku i zmiennego kąta otwarcia przepustnicy powietrza przedstawiono na rysunkach 6.37 do 6.40.

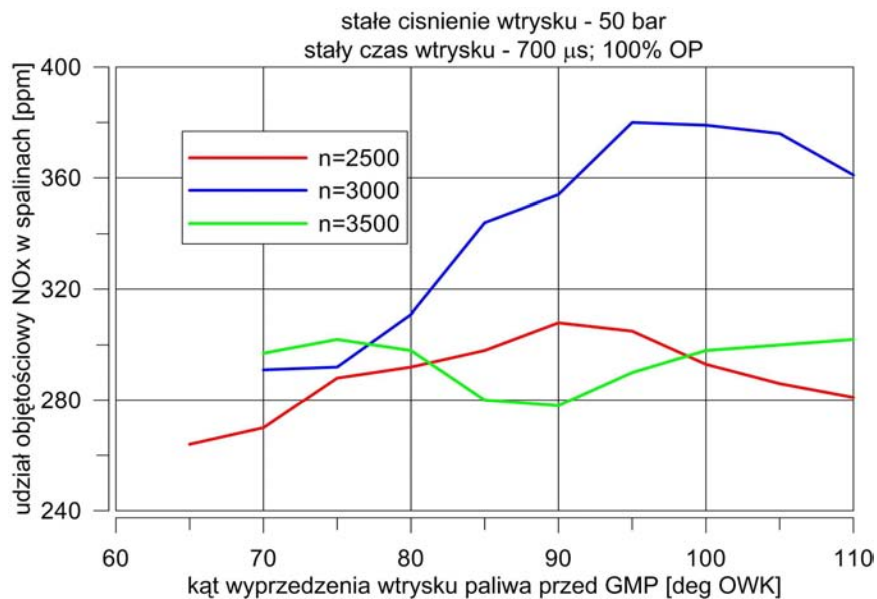
Na rys. 6.37 przedstawiono przebieg zmian objętościowego udziału NO_x w spalinach w funkcji kąta wyprzedzenia wtrysku dla $p_{inj} = 50$ bar, $OP = 50$ % dla różnych prędkości obrotowych silnika. Można zaobserwować nieznaczny wpływ zmian kąta wyprzedzenia wtrysku na objętościowe udziały NO_x w spalinach. Bezwzględne wartości udziałów objętościowych NO_x w spalinach kształtują się na poziomie 140 – 310 ppm, a prędkość

obrotowa silnika ma zmienny wpływ na te wartości (maksymalny udział objętościowy NO_x zaobserwowano dla $n = 3000$ obr/min, zaś minimalny przy $n = 3500$ obr/min).



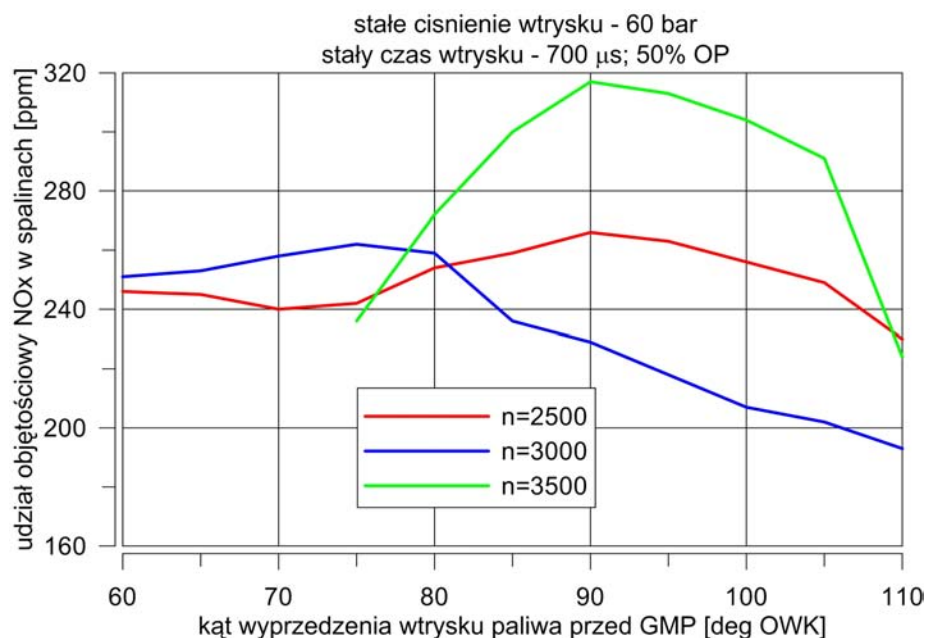
Rys. 6.37. Objętościowy udział NO_x w spalinach w funkcji kąta wyprzedzenia wtrysku dla $p_{inj} = 50$ bar, $OP = 50\%$ dla różnych prędkości obrotowych silnika

Na rys. 6.38 przedstawiono objętościowy udział NO_x w spalinach w funkcji kąta wyprzedzenia wtrysku dla $p_{inj} = 50$ bar, $OP = 100\%$ dla różnych prędkości obrotowych silnika. Widoczny jest wyraźny wzrost udziału objętościowego NO_x w spalinach dla prędkości obrotowej silnika $n = 3000$ obr/min (ok. 380 ppm). Dla pozostałych prędkości obrotowych silnika udział objętościowy NO_x jest na tym samym poziomie około 300 ppm.



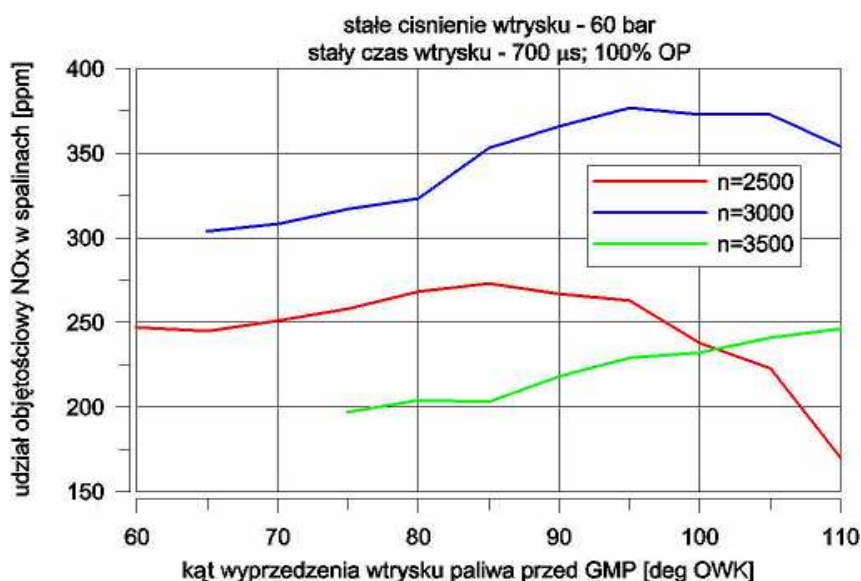
Rys. 6.38. Objętościowy udział NO_x w spalinach w funkcji kąta wyprzedzenia wtrysku dla $p_{inj} = 50$ bar, $OP = 100\%$ dla różnych prędkości obrotowych silnika

Przedstawione na rys. 6.39 przebiegi zmian udziału objętościowego NO_x w spalinach w funkcji kąta wyprzedzenia wtrysku dla $p_{inj} = 60$ bar, $OP = 50\%$ dla trzech prędkości obrotowych silnika mają całkowicie odmienny charakter. Maksymalny udział objętościowy NO_x w spalinach osiągają wartość do 320 ppm dla prędkości obrotowej silnika $n = 3500$ obr/min i wynika on z wyższej temperatury procesu spalania.



Rys. 6.39. Objętościowy udział NO_x w spalinach w funkcji kąta wyprzedzenia wtrysku dla $p_{inj} = 60$ bar, $OP = 50\%$ dla różnych prędkości obrotowych silnika

Na rys. 6.40 przedstawiony jest przebieg zmian udziału objętościowego NO_x w spalinach dla $p_{inj} = 60$ bar, $OP = 100\%$ dla różnych prędkości obrotowych silnika.



Rys. 6.40. Objętościowy udział NO_x w spalinach w funkcji kąta wyprzedzenia wtrysku dla $p_{inj} = 60$ bar, $OP = 100\%$ dla różnych prędkości obrotowych silnika

Analiza przebiegu zmian tego udziału na wykresach przekonuje o znacznym wpływie kąta wyprzedzenia wtrysku na udział objętościowy NO_x w spalinach. Przebiegi te są podobne do zarejestrowanych na rys. 6.38 dla $p_{inj} = 50$ bar i 100 % otwarcia przepustnicy powietrza.

Na podstawie przeprowadzonych badań doświadczalnych należy zauważyć, że:

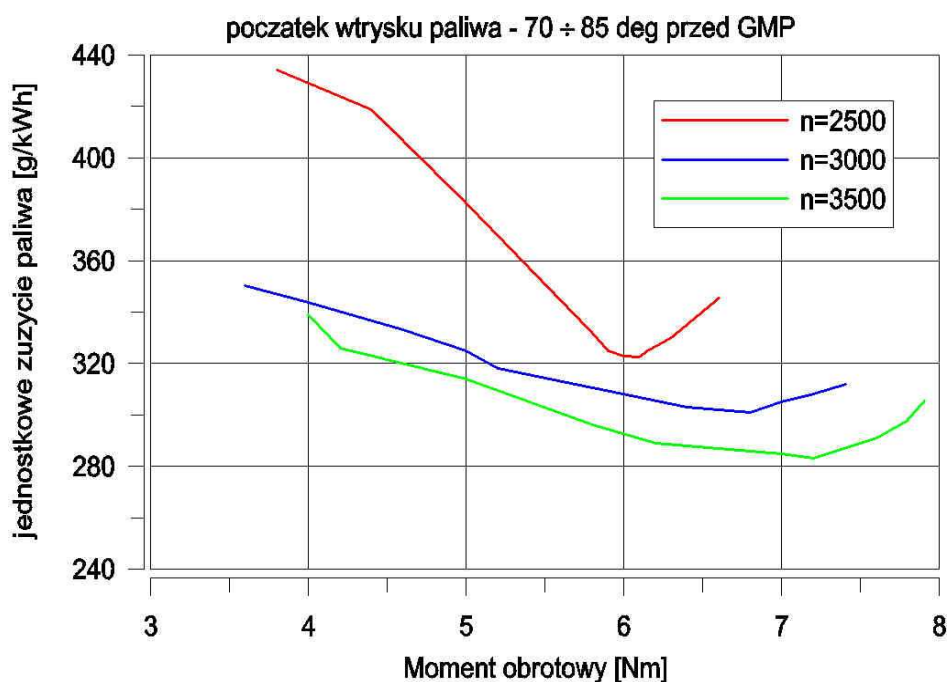
- objętościowy udział tlenków azotu w spalinach zmienia się w sposób znaczny ze zmianą prędkości obrotowej silnika, ale wyniki badania nie dają podstaw do jednoznacznego określenia tendencji tych zmian,
- dla największej z badanych prędkości obrotowych silnika ($n = 3500$ obr/min) objętościowy udział tlenków azotu w spalinach osiąga najmniejsze wartości (140 – 150 ppm (rys. 6.37) przy ciśnieniu wtrysku 50 bar i częściowym obciążeniu silnika,
- wpływ zmian kąta wyprzedzenia wtrysku na objętościowy udział tlenków azotu NO_x w spalinach również nie wykazuje jednoznacznych tendencji.

Może to oznaczać, że na objętościowy udział NO_x w spalinach może wpływać nierównomierność tworzenia ładunku uwarstwionego uzależnionego od prędkości obrotowej i parametrów sterowania wtryskiem paliwa. Ładunek uwarstwiony powoduje nierównomierność temperatury i w obszarach wzbogaconych w tlen o wysokiej temperaturze są warunki do tworzenia większych ilości NO_x .

6.3. CHARAKTERYSTYKI OBCIĄŻENIOWE SILNIKA

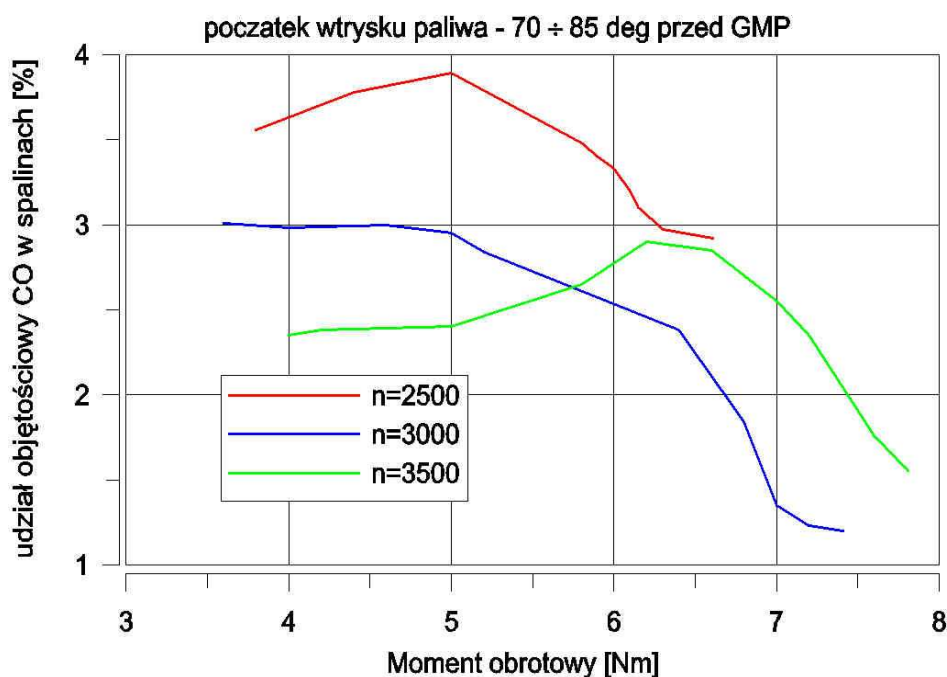
Charakterystyki obciążeniowe były zrealizowane przy zmiennym kącie wyprzedzenia wtrysku i zmiennym czasie wtrysku, lecz przy stałym ciśnieniu wtrysku 55 bar.

Charakterystyki obciążeniowe (jednostkowego zużycia paliwa) zaprezentowano na rys. 6.41. Zużycie to maleje ze wzrostem obciążenia silnika momentem obrotowym, ale też w istotny sposób zależy od rozwijanej przez silnik prędkości obrotowej. Najmniejsze jednostkowe zużycie paliwa zarejestrowano dla największej badanej prędkości obrotowej silnika. Dla $n = 3500$ obr/min minimalne jednostkowe zużycie paliwa wynosi ok. 295 g/kWh przy obciążeniu silnika momentem obrotowym ok. 7 Nm przy kącie wyprzedzenia wtrysku paliwa 85° OWK przed GMP. Jest to wielkość zużycia jednostkowego paliwa porównywalna z osiąganymi przez silniki czterosuwowe starszej konstrukcji.



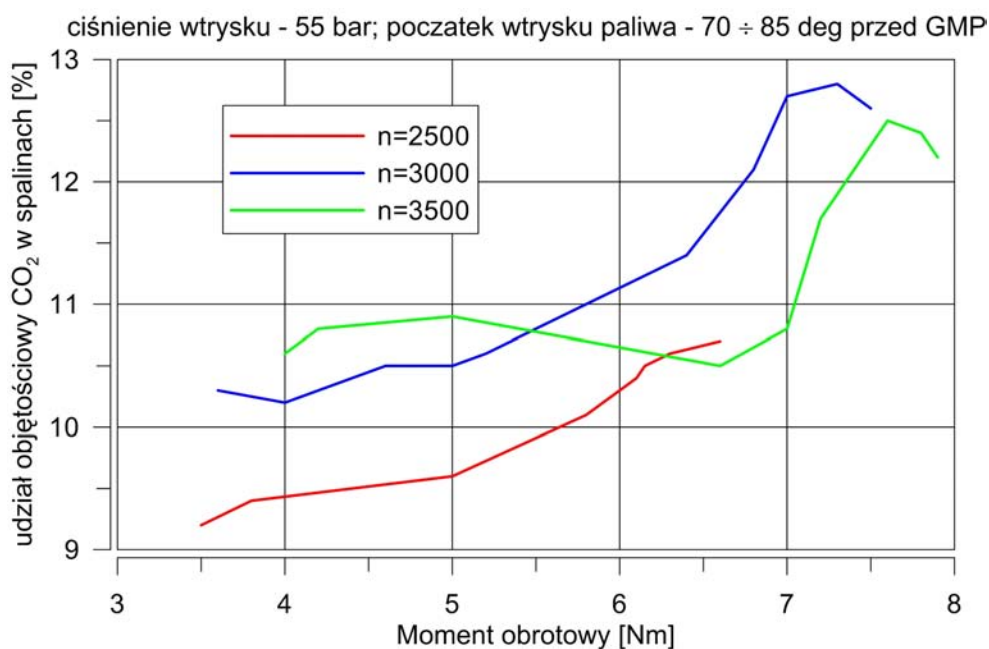
Rys. 6.41. Wpływ zmian obciążenia na jednostkowe zużycia paliwa

Udział objętościowy tlenku węgla CO w spalinach przedstawiono na rys. 6.42 dla trzech prędkości obrotowych. Obserwuje się wyraźny spadek zawartości tlenku węgla ze wzrostem obciążenia silnika, a także ze wzrostem jego prędkości obrotowej. Oznacza to poprawę warunków spalania mieszanki paliwowo – powietrznej dla tych parametrów pracy silnika, a trafność tego wniosku potwierdza wzrost udziału dwutlenku węgla CO₂ w spalinach



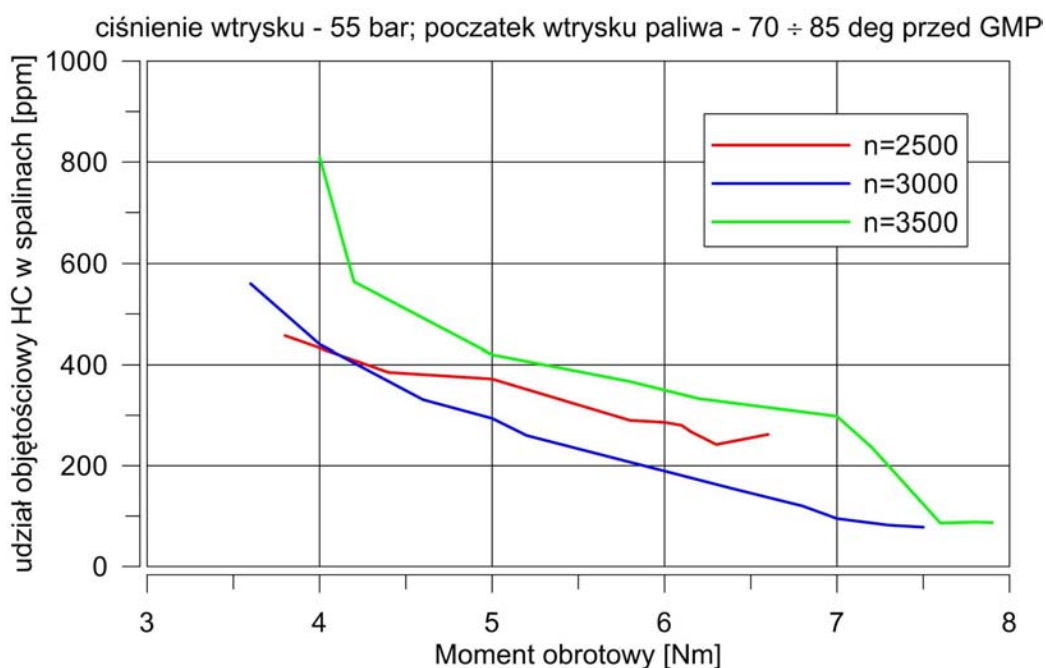
Rys. 6.42. Udział objętościowy CO w spalinach w funkcji obciążenia

dla tego zakresu pracy silnika (rys. 6.43). Najmniejsze ilości CO₂ w spalinach występują przy mniejszych prędkościach obrotowych przy zadanych wartościach parametrów sterowania wtryskiem paliwa



Rys. 6.43. Objęściowy udział dwutlenku węgla CO₂ w spalinach w funkcji obciążenia

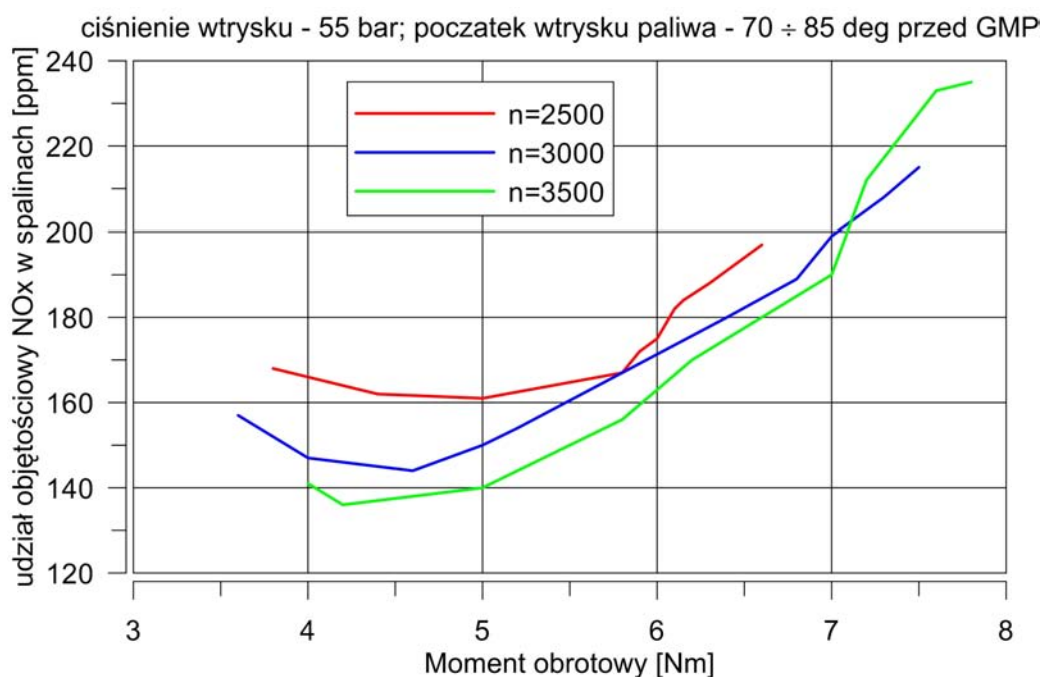
Na rys. 6.44 zaprezentowano przebiegi udziałów objęściowych węglowodorów HC w spalinach w funkcji zmiennego obciążenia silnika (moment obrotowy). Udział objęściowy węglowodorów spada ze wzrostem obciążenia silnika i jest najmniejszy dla prędkości



Rys. 6.44. Przebiegi udziału objęściowego HC w spalinach w funkcji obciążenia silnika

obrotowej $n = 3000$ obr/min osiągając małe wartości przy dużych obciążeniach. Objętościowy udział niespalonych węglowodorów HC w spalinach maleje do wartości rzędu 100 ppm przy obciążeniu silnika momentem powyżej 7 Nm.

Udział objętościowy NO_x w gazach wylotowych (rys. 6.45) wykazuje tendencję wzrostową ze wzrostem obciążenia silnika i w niewielkim stopniu zależy od zmian jego prędkości obrotowej. Najmniejsze wartości udziału objętościowego NO_x (około 140 ppm) osiągane są przy najmniejszych obciążeniach i dla większych prędkości obrotowych. Maksymalne wartości tych udziałów są również niewielkie i nie przekraczają 250 ppm.

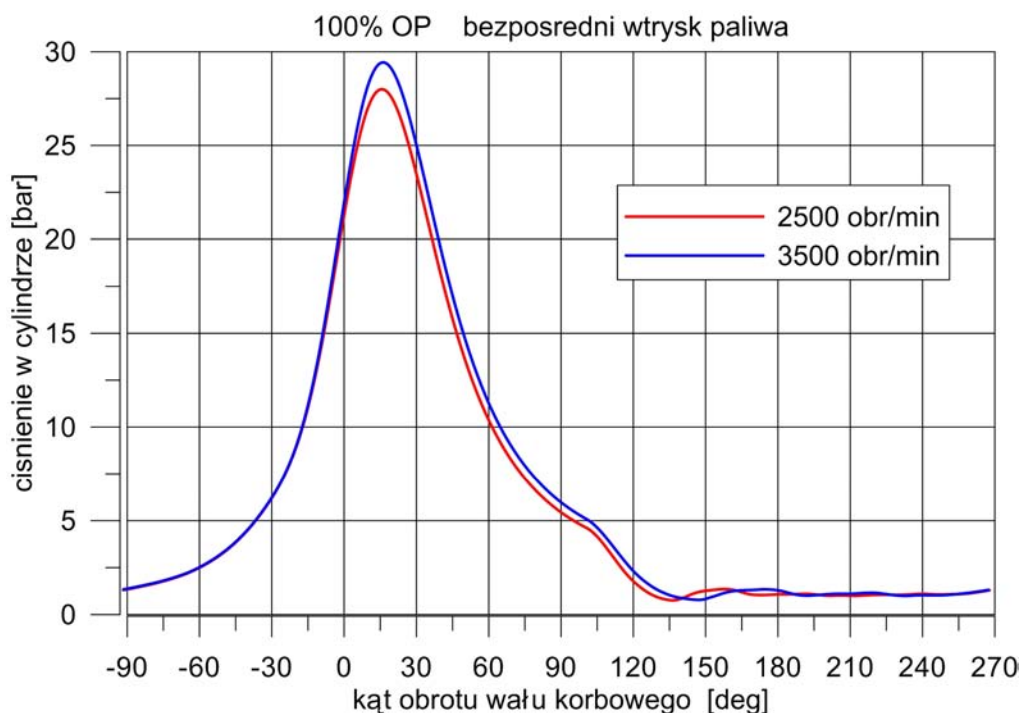


Rys. 6.45. Przebiegi udziału objętościowego NO_x w spalinach w funkcji obciążenia silnika

6.4. POMIARY CIŚNIEŃ

Badania doświadczalne dotyczyły także pomiarów przebiegu ciśnienia gazu w cylindrze i skrzyni korbowej w funkcji prędkości obrotowej dla wybranych prędkości obrotowych i zmiennych otwarć przepustnicy powietrza. Pomiary ciśnień wykonane były za pomocą czujnika optoelektrycznego firmy Optrand C82255-SP [8] zamontowanego bezpośrednio w głowicy lub skrzyni korbowej. Jako czujnik położenia wału korbowego służył enkoder inkrementalny Omron E6B-CWZ3E [101] zamontowany bezpośrednio na wale korbowym. Dane z obu czujników były przekazywane za pomocą karty pomiarowej DAQCard-6062E do komputera PC z aplikacją stworzoną w środowisku programowym Labview.

Na rys. 6.46 pokazano przebieg zmierzonych ciśnień w cylindrze dla dwóch prędkości obrotowych 2500 i 3500 obr/min przy pełnym otwarciu przepustnicy powietrza. Dla większej prędkości obrotowej istnieje niewielki wzrost maksymalnego ciśnienia (około 0,02 MPa), a maksymalna wartość tego ciśnienia występuje przy kącie 15° OWK po GMP.



Rys. 6.46. Porównanie ciśnień w cylindrze dla prędkości obrotowych 2500 i 3500 obr/min przy OP=100% i czasie otwarcia wtryskiwacza 700 μ s

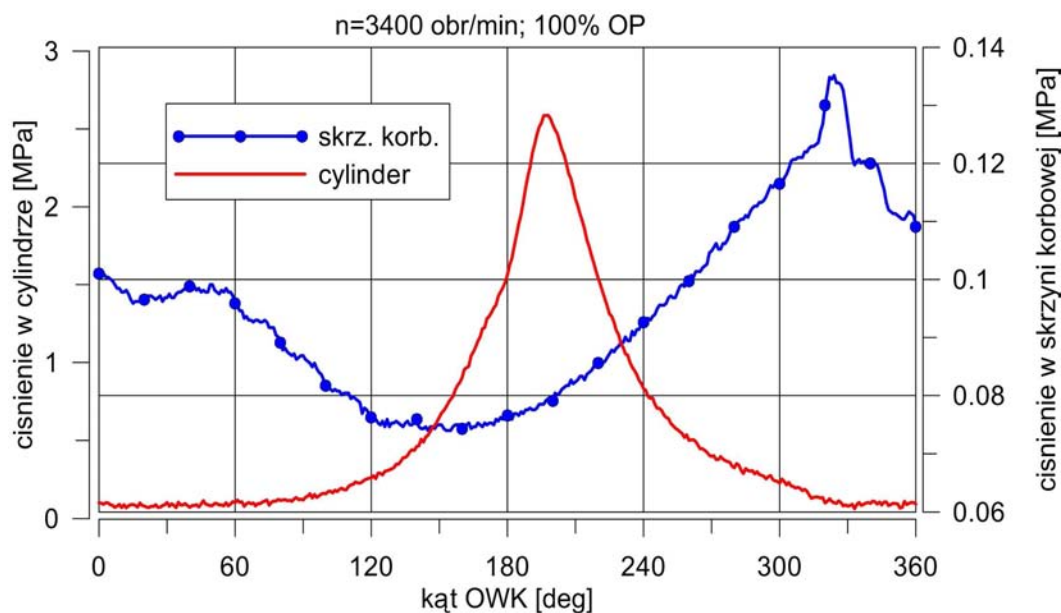
Na rys. 6.47 przedstawiono jednoczesny przebieg ciśnienia w cylindrze i skrzyni korbowej dla prędkości obrotowej 3400 obr/min również dla pełnego otwarcia przepustnicy powietrza. Ilustruje to wzajemny wpływ oddziaływania ciśnienia w skrzyni korbowej i cylindrze na wymianę ładunku. Maksymalna wartość ciśnienia w skrzyni korbowej wynosząca 0,135 MPa spowodowana jest przepływem zwrotnym z cylindra do skrzyni korbowej w chwili otwarcia okna przelotowego.

Jak na razie nie istnieją możliwości bezpośredniego pomiaru temperatury w cylindrze, dlatego średnią temperaturę w cylindrze wyznaczono za pomocą równania stanu gazu:

$$T = \frac{pV}{mR} \quad (6.2)$$

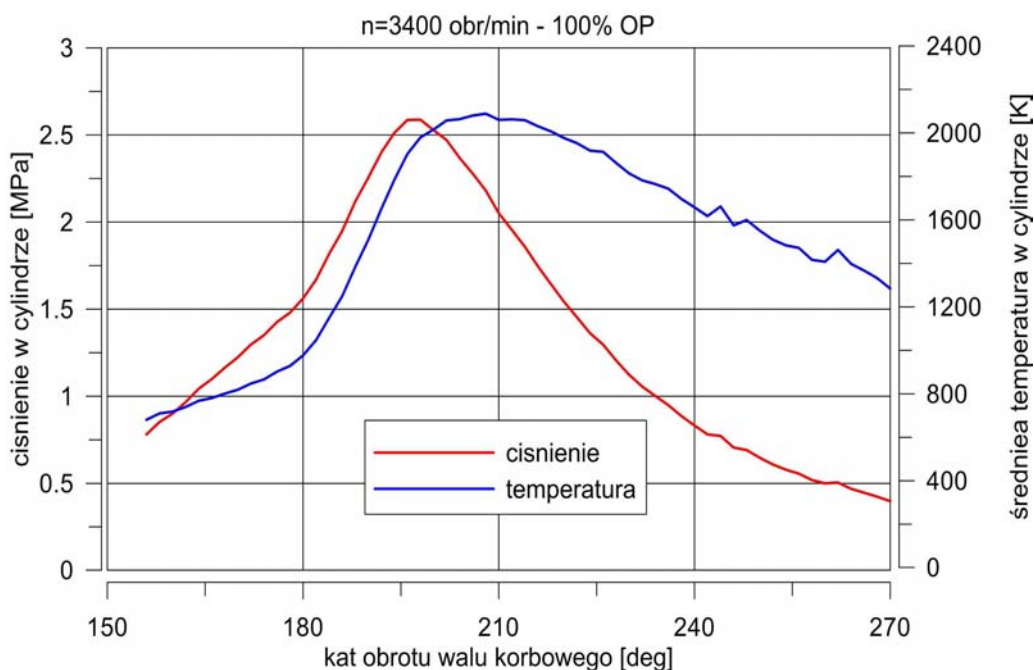
gdzie wartości ciśnień p były mierzone, bieżąca objętość V jest obliczana na podstawie kąta obrotu wału korbowego, natomiast masa ładunku w cylindrze m była wyznaczona na podstawie masowego natężenia przepływu powietrza na wlocie. Masa ładunku zwiększała się

po odparowaniu paliwa, dlatego zwiększono masę ładunku po końcowym czasie wtrysku. Bardziej dokładną metodą jest użycie masy ładunku wyznaczonej w obliczeniach KIVA-3V.



Rys. 6.47. Ciśnienie w cylindrze i skrzyni korbowej przy prędkości obrotowej 3400 obr/min i 100% OP

Jednoczesny przebieg ciśnienia i temperatury w cylindrze pokazany jest na rys.6.48 dla prędkości obrotowej 3400 obr/min oraz pełnego otwarcia przepustnicy.

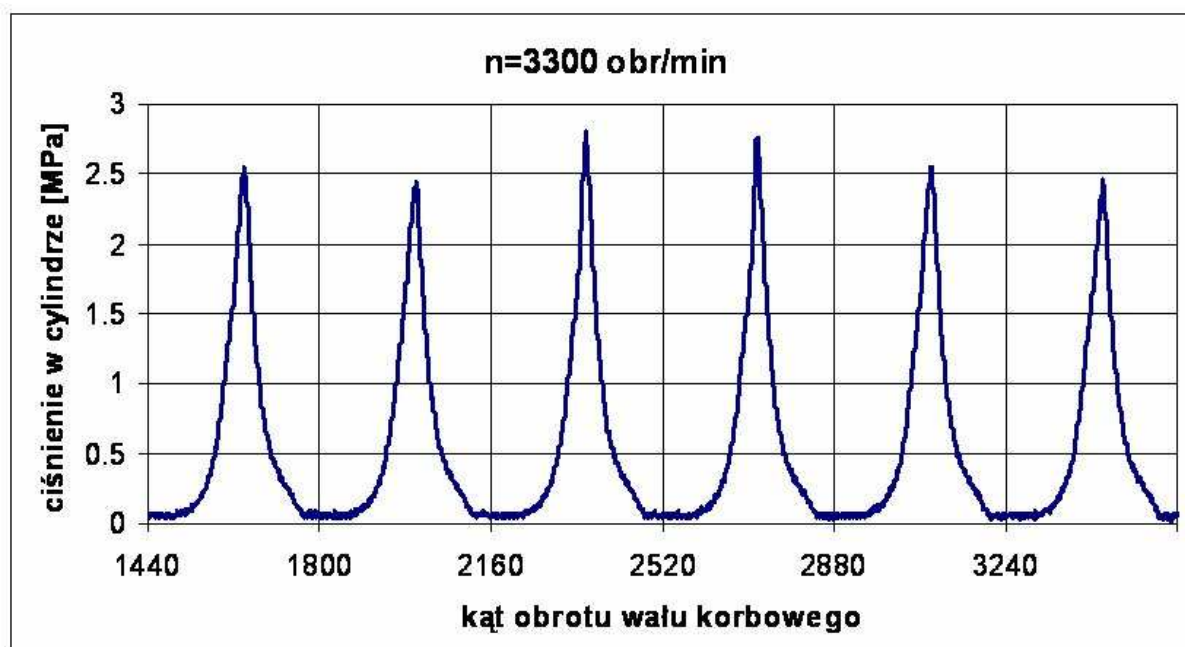


Rys. 6.48. Zmierzone ciśnienie i wyznaczona temperatura w cylindrze silnika przy prędkości obrotowej 3400 obr/min i OP=100%

Wyznaczona maksymalna temperatura ładunku w cylindrze osiąga wartość 2100 K i jest porównywalna do temperatury wyznaczonej za pomocą symulacji dla prędkości obrotowej

3000 obr/min (rys. 4.39). Występuje kątowe przesunięcie fazowe maksymalnej temperatury i maksymalnego ciśnienia o około 10° OWK.

Bardzo ważnym parametrem pracy silnika jest równomierność przebiegów ciśnień w każdym cyklu roboczym wpływająca również na drgania. Dla badanego 1-cylindrowego silnika ma to szczególne znaczenie. W silniku dwusuwowym występuje duża pozostałość spalin z poprzedniego cyklu roboczego wpływająca na różny stopień napełnienia powodując przy tej samej dawce paliwa zmienność współczynnika nadmiaru powietrza. Nierównomierność pracy silnika pokazano na rys. 6.49 dla prędkości obrotowej 3300 obr/min i pełnego otwarcia przepustnicy powietrza. Występują różnice maksymalnych ciśnień w kolejnych cyklach roboczych wynoszące około 0,03 MPa, co dla tego typu silnika jest wartością niedużą.



Rys. 6.49. Przebiegi ciśnienia w cylindrze w kolejnych cyklach roboczych przy prędkości obrotowej 3300 obr/min i 100% OP

W pracy przedstawiono tylko niektóre wyniki pomiarów przebiegu ciśnienia w cylindrze i skrzyni korbowej. Analiza przebiegu ciśnień umożliwia analizę parametrów spalania przedstawioną w rozdziale 7.

7. PROCES SPALANIA W DWUSUWOWYM SILNIKU Z BEZPOŚREDNIM WTRYSKIEM PALIWA

7.1. WYDZIELANIE CIEPŁA W CYLINDRZE SILNIKA DFI

Cylinder silnika dwusuwowego po zamknięciu okna przelotowego i wylotowego jest zamkniętym systemem termodynamicznym, w którym przy niewielkiej zmianie kąta obrotu wału korbowego silnika następuje zmiana objętości od V_1 do V_2 , zmiana temperatury od T_1 do T_2 i zmiana ciśnienia od p_1 do p_2 . W procesie spalania wydzielą się ciepło w ilości dQ_R . Pierwsze prawo termodynamiki dla tego zamkniętego systemu stanowi, że ciepło dostarczone z ładunkiem powoduje wzrost energii wewnętrznej dU , a pewna część dQ_c jest tracona – oddawana do ścianek cylindra i układu chłodzenia. Praca wykonana przez tłok w jednym cyklu wynosi dW .

$$dQ_R - dQ_c - dQ_{vap} = dU + dW \quad (7.1)$$

Ilość ciepła dQ_{vap} zużyta na odparowanie części paliwa w stanie ciekłym można pominąć, gdyż zakłada się, że przy zapłonie iskrowym prawie cała masa paliwa podczas procesu spalania jest odparowana.

Przyrost energii wewnętrznej w zamkniętym układzie jest funkcją przyrostu temperatury:

$$dU = mc_v dT \quad (7.2)$$

Ciepło właściwe przy stałej objętości c_v jest funkcją temperatury i właściwości gazu. W trakcie procesu spalania temperatura i właściwości gazu zmieniają się szybko, dlatego c_v nie ma stałej wartości i może być w każdym czasie określone przez pomiar lub wyliczenie:

$$pV = mRT \quad (7.3)$$

$$c_v = \frac{R}{k-1} \quad (7.4)$$

gdzie: $k = \frac{c_p}{c_v}$ – wykładnik adiabaty

R – stała gazowa

Po różniczkowaniu równania stanu gazu dla układu zamkniętego (odosobnionego) i podzieleniu stronami przez mR , przy założeniu stałej masy ładunku m i indywidualnej stałej gazowej R otrzymamy:

$$dT = \frac{pdV + Vdp}{mR} \quad (7.5)$$

Po wstawieniu powyższego równania do równania energii wewnętrznej (7.2):

$$dU = \frac{pdV - Vdp}{k - 1} \quad (7.6)$$

Średnia praca wykonana przez tŁok w cyklu:

$$dW = pdV \quad (7.7)$$

Po wstawieniu (7.6) i (7.7) do zależności (7.1):

$$dQ_R - dQ_c = \frac{pdV + Vdp}{k - 1} + pdV \quad (7.8)$$

Jeżeli proces spalania nie zachodzi, wtedy proces sprężania lub rozprężania (ekspansji) gazu jest kontynuowany w normalny sposób. Proces politropowy zachodzi według zależności:

$$pV^n = \text{const} \quad (7.9)$$

Po zróżniczkowaniu równania (7.9) uzyskuje się:

$$V^n dp + npV^{(n-1)}dV = 0 \quad (7.10)$$

Dzieląc stronami wyrażenie (7.10) przez pV^n otrzymuje się:

$$\frac{dp}{p} + np \frac{dV}{V} = 0 \quad (7.10a)$$

Urojony proces spalania bez doprowadzenia ciepła $dQ_R=0$ umożliwia wyliczenie dQ_c z pierwszej zasady termodynamiki na podstawie formuły (7.9):

$$-dQ_c = p_1 \left\{ \frac{V_2 \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^n - V_1}{k - 1} + \frac{(V_2 - V_1) \left(\left(\frac{V_1}{V_2} \right)^n + 1 \right)}{2} \right\} \quad (7.11)$$

$$dQ_R = \left\{ p_2 - p_1 \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^n \right\} \left(\frac{V_2}{k - 1} + \frac{V_2 - V_1}{2} \right) \quad (7.12)$$

Rasseweiler i Withrow [109] proponują następującą prostszą postać tej zależności:

$$dQ_R = \left\{ p_2 - p_1 \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^n \right\} \left(\frac{V_2}{k - 1} \right) \quad (7.13)$$

Na podstawie pomiarów ciśnienia i temperatury w procesie indykowania silnika można określić dQ_R w jednym cyklu pracy silnika.

7.2. OCENA PRZEBIEGU PROCESU SPALANIA W CYLINDRZE SILNIKA

Na podstawie wykresów ciśnienia w przestrzeni roboczej silnika uzyskanych w trakcie badań eksperymentalnych wyznaczono przebiegi udziału masy ładunku spalonego w cylindrze oraz szybkość wywiązywania się ciepła [17] w funkcji kąta obrotu wału korbowego. Udział ładunku spalonego w cylindrze opisany jest równaniem:

$$x_z = \frac{m_{sp}}{m_p}, \quad (7.14)$$

gdzie:

x_z – stopień masowego spalania paliwa,

m_{sp} – ilość spalonego paliwa,

m_s – ilość dostarczonego paliwa na cykl.

Do opisu teoretycznego procesu spalania często stosowana jest funkcja Wiebe przedstawiona wzorem (7.15),

$$x_z = 1 - \exp\left(-a \left(\frac{\alpha - \alpha_1}{\Delta\alpha_b}\right)^m\right) \quad (7.15)$$

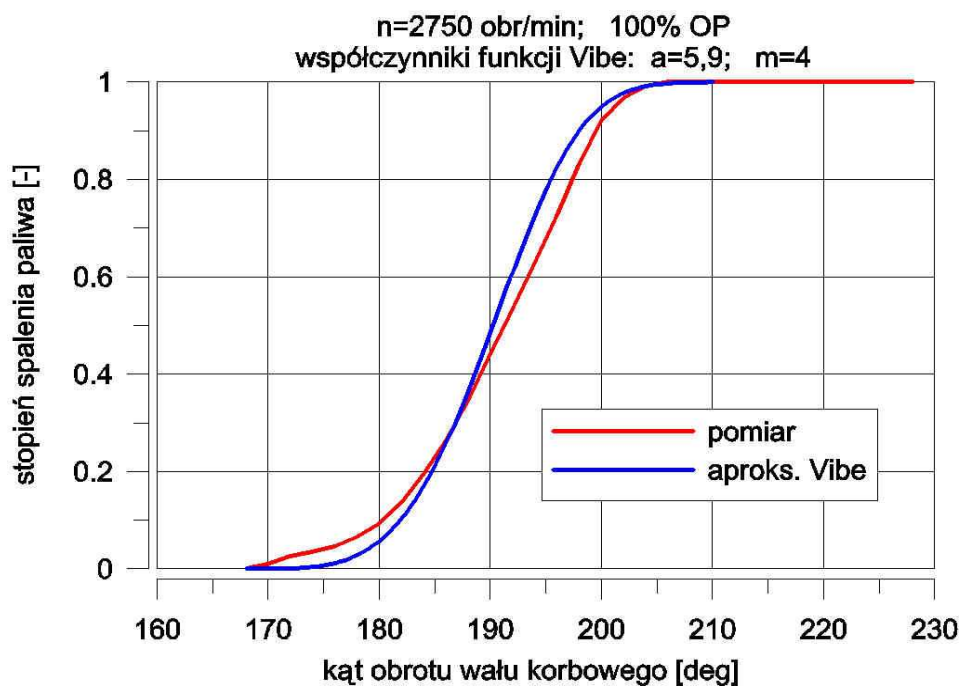
gdzie:

α – kąt OWK

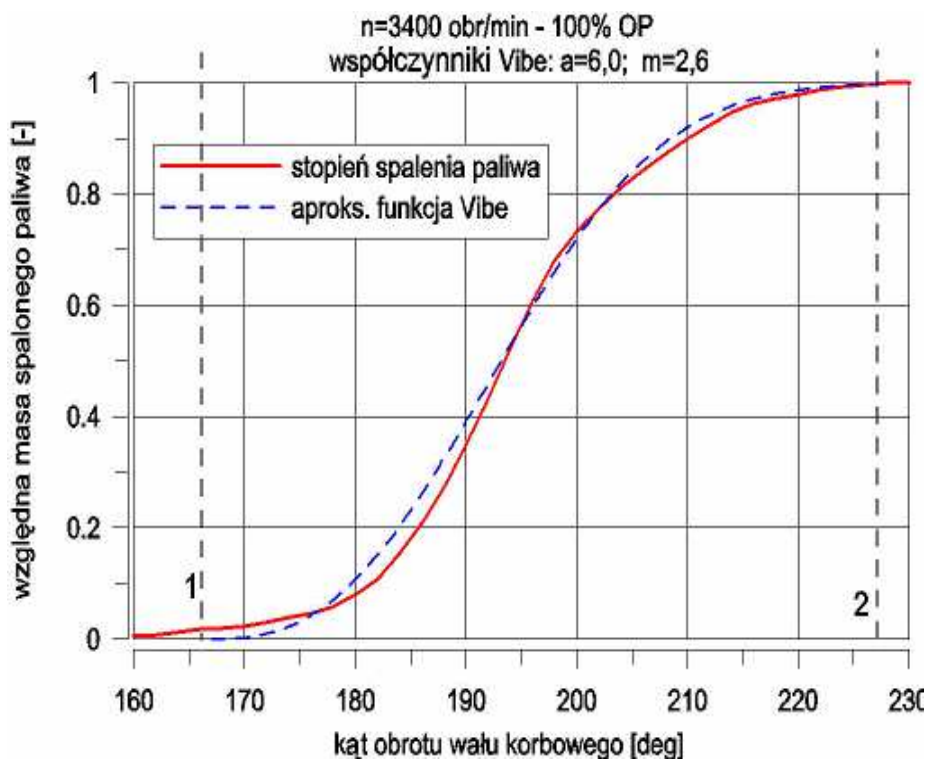
a – współczynnik liczbowy uwzględniający stopień spalania całkowitej dawki paliwa w jednym cyklu roboczym silnika,

m – parametr charakteryzujący dynamikę przebiegu wywiązywania ciepła.

Przykładowe porównanie rzeczywistego przebiegu udziału ładunku spalonego z jego przebiegiem przybliżonym funkcją Wiebe przedstawiono na rys. 7.1 i 7.2. dla dwóch wybranych prędkości obrotowych silnika 2750 i 3400 obr/min.



Rys. 7.1. Porównanie rzeczywistego przebiegu udziału ładunku spalonego w dawce paliwa z jego przebiegiem przybliżonym (aprosymowanym) funkcją Wiebe dla $n = 2750$ obr/min.



Rys. 7.2. Porównanie przebiegów udziału masy spalonego paliwa uzyskanych z badań eksperymentalnych oraz aproksymacją wg funkcji Wiebe dla $n = 3400$ obr/min.

W wyniku dopasowania funkcji Wiebe do rzeczywistego spalania dawki paliwa uzyskano współczynniki tej funkcji dla silnika dwusuwowego z bezpośrednim wtryskiem paliwa dla wybranych prędkości obrotowych:

- dla prędkości obrotowej $n=2750$ obr/min: **$a=5,9$; $m=4$**
- dla prędkości obrotowej $n=3400$ obr/min: **$a=6,0$; $m=2,6$**

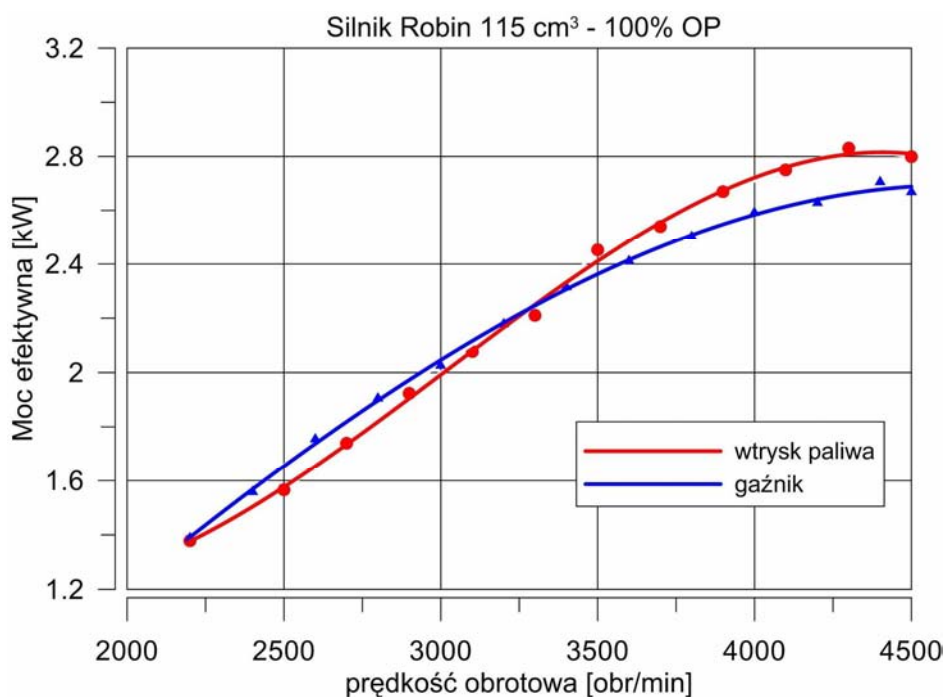
Uzyskane wartości współczynników funkcji Wiebe mogą stanowić podstawę do teoretycznych obliczeń przebiegu procesu spalania w dwusuwowym silniku z zasilaniem wtryskiem bezpośrednim. W dostępnej literaturze autorzy nie podają powyższych wartości dla silników dwusuwowych, toteż ich określenie stanowi oryginalny wkład pracy w dziedzinie modelowania procesów spalania.

8. PORÓWNANIE WYBRANYCH PARAMETRÓW ROBOCZYCH SILNIKA Z ZASILANIEM GAŹNIKOWYM I Z BEZPOŚREDNIM WTRYSKIEM PALIWA

Ocena celowości podjętej pracy badawczej została oparta na porównaniu wyników badania silnika Robin EC12 z klasycznym zasilaniem gaźnikowym z rezultatami uzyskanymi dla tego silnika z bezpośrednim wysokociśnieniowym wtryskiem paliwa. Pomiarów parametrów roboczych silnika gaźnikowego Robin EC12 wykonano przed jego modyfikacją. Dokonano porównania osiągnięć silnika, jego sprawności ogólnej, zużycia paliwa i emisji gazów wylotowych dla dwóch systemów zasilania.

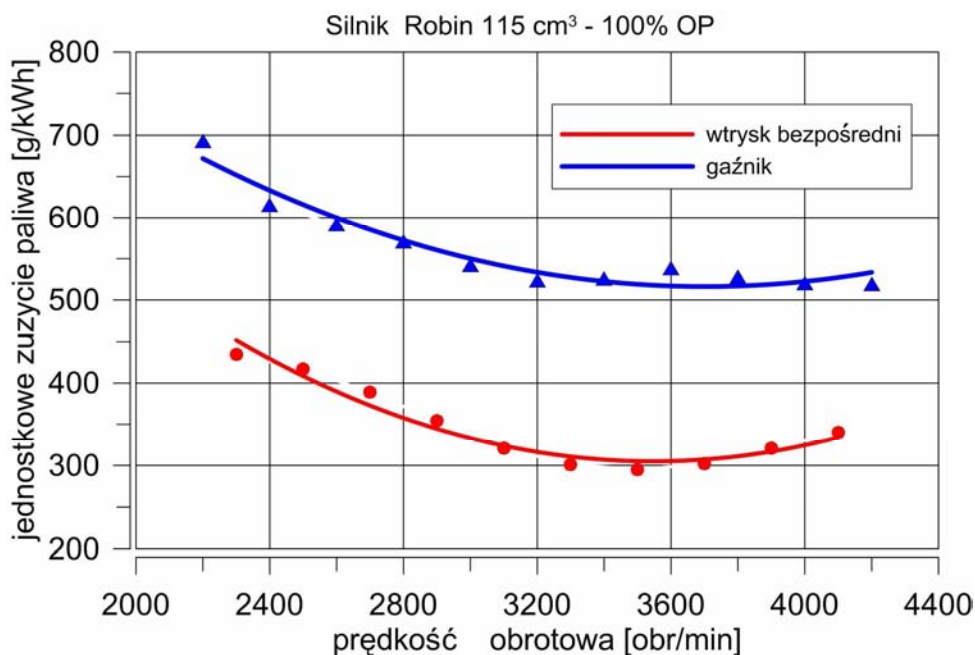
8.1. PORÓWNANIE PARAMETRÓW ROBOCZYCH SILNIKA GAŹNIKOWEGO I Z ZASILANIEM WTRYSKOWYM

Na rysunku 8.1 przedstawiono przebiegi mocy efektywnej silnika w funkcji prędkości obrotowej dla obydwu rodzajów zasilania, przy pełnym otwarciu przepustnicy.



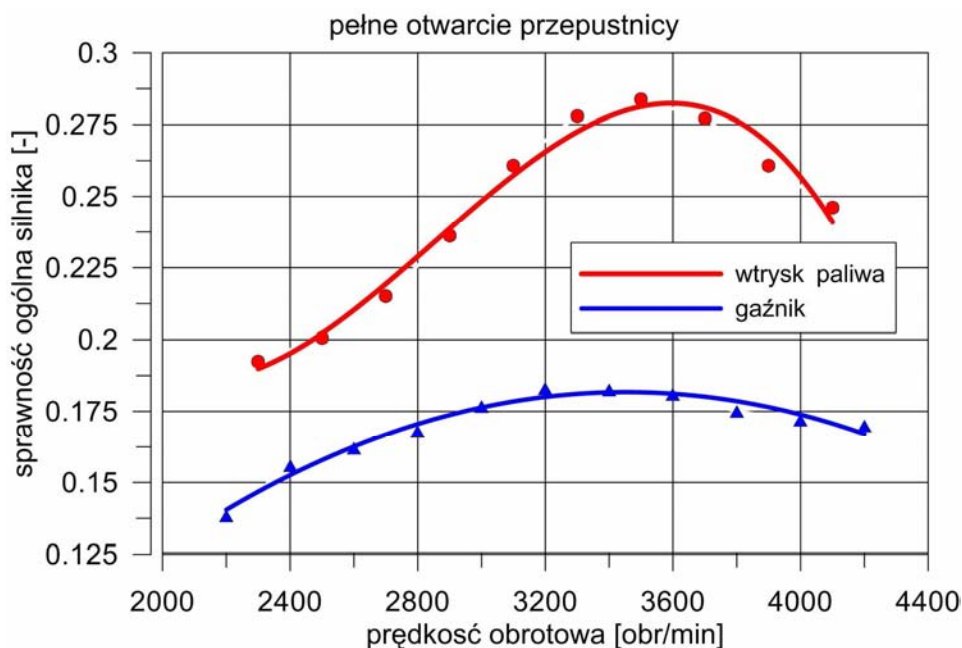
Rys. 8.1. Zależność mocy efektywnej silnika od jego prędkości obrotowej dla pełnego otwarcia przepustnicy powietrza

Zbliżone przebiegi mocy efektywnej wskazują na podobny efekt energetyczny pracy silnika w obydwu przypadkach, gdyż w procesie spalania dawki paliwa bierze udział taka sama ilość powietrza, co determinuje możliwość wywiązania się w tym procesie podobnych ilości energii. Na rys. 8.2 przedstawiono przebiegi jednostkowego zużycia paliwa g_e w funkcji prędkości obrotowej silnika. Dla zasilania wtryskowego minimalne jednostkowe zużycie paliwa osiąga wartość rzędu 295 g/kWh przy ok. 520 g/kWh dla zasilania gaźnikowego.



Rys. 8.2. Jednostkowe zużycie paliwa g_e w funkcji prędkości obrotowej silnika.

Na rys 8.3 przedstawiono porównanie przebiegów sprawności ogólnej silnika w funkcji prędkości obrotowej wału korbowego przy zasilaniu gaźnikowym oraz z wtryskiem bezpośrednim. Zastosowanie zasilania wtryskowego zwiększa sprawność ogólną silnika dochodzącą do 28 %, co oznacza zwiększenie tej sprawności o ok. 55 % w stosunku do sprawności ogólnej silnika z zasilaniem gaźnikowym.

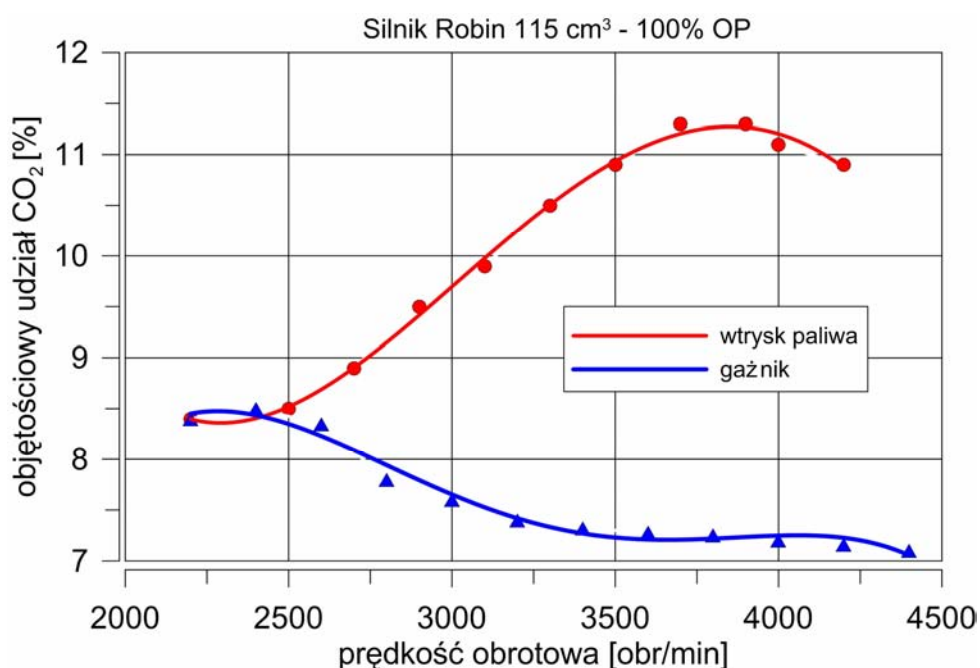


Rys. 8.3. Porównanie przebiegów sprawności ogólnej silnika uzyskanych przy zasilaniu gaźnikowym oraz wtryskiem bezpośrednim

Uzyskanie tak zdecydowanego wzrostu sprawności ogólnej silnika należy przypisać skutecznej likwidacji straty wylotowej i radykalnemu zmniejszeniu emisji niespalonych węglowodorów HC do układu wydechowego (rys. 8.6).

8.2. PORÓWNANIE UDZIAŁÓW SKŁADNIKÓW GAZÓW WYLOTOWYCH

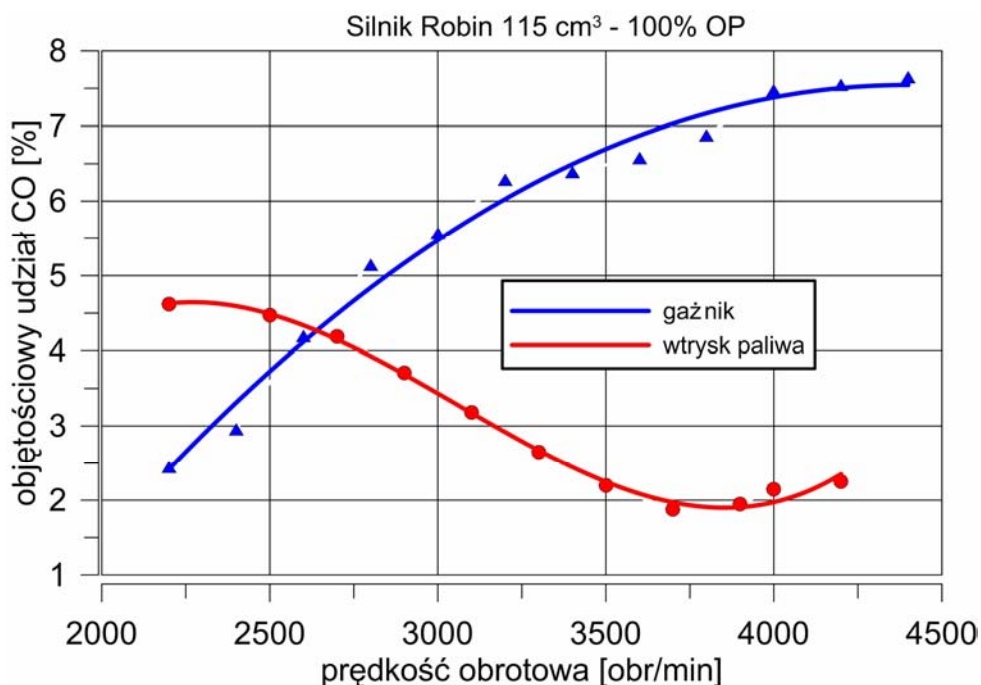
Na rys. 8.4 przedstawiono wykresy udziałów objętościowych dwutlenku węgla w spalinach w funkcji zmian prędkości obrotowej silnika. Znaczny wzrost objętościowego udziału CO_2 w spalinach powyżej prędkości obrotowej silnika 2500 obr/min świadczy o zdecydowanej poprawie warunków spalania ładunku uwarstwionego z zachowaniem odpowiednio wysokiej wartości współczynnika nadmiaru powietrza λ , co sprzyja pełnemu spalaniu tego ładunku.



Rys. 8.4. Objętościowe udziały CO_2 w spalinach w funkcji prędkości obrotowej przy zasilaniu gaźnikiem oraz wtryskiem bezpośrednim

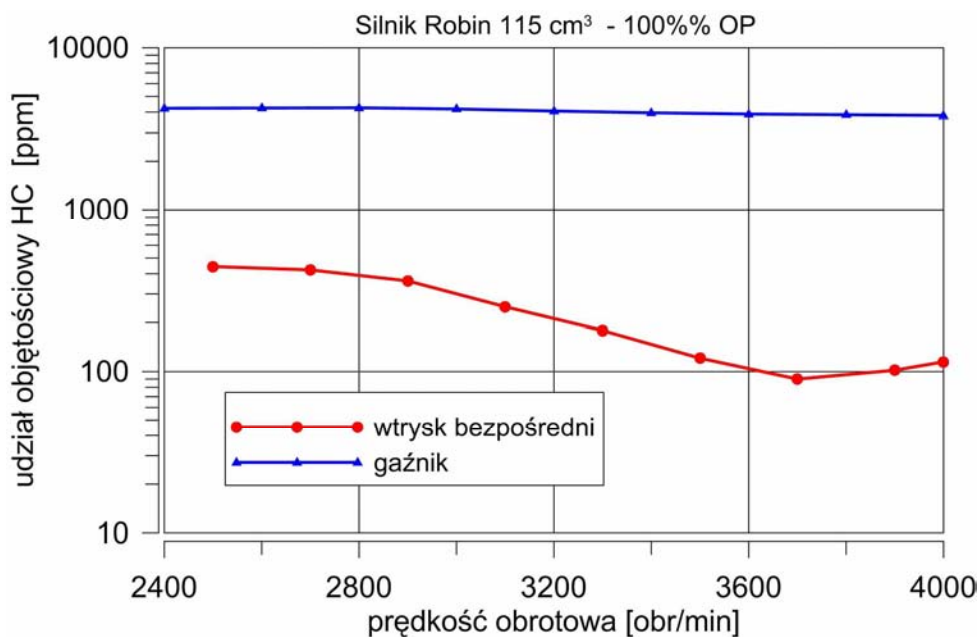
Na rys. 8.5 zaprezentowano porównanie zawartości tlenku węgla CO w spalinach silnika dla dwóch sposobów jego zasilania (gaźnikowe i wtryskowe) w funkcji zmian prędkości obrotowej, przy pełnym otwarciu przepustnicy. Obserwuje się istotny spadek udziału objętościowego tlenku węgla zwłaszcza przy prędkościach obrotowych silnika powyżej 2500 obr/min, czyli w zakresie pracy, w którym zarejestrowano zdecydowany wzrost objętościowej zawartości dwutlenku węgla w spalinach wskazujący na polepszenie warunków do spalania prawie zupełnego i całkowitego (rys. 8.4).

Tak korzystny rezultat badania należy przypisać uwarstwieniu ładunku w komorze spalania, prawidłowemu przebiegowi procesu rozdrobnienia wtryskiwanej dawki paliwa i dobremu jej odparowaniu oraz utrzymaniu korzystnej wartości współczynnika nadmiaru powietrza λ w całym zakresie pracy silnika (rozdział 6).



Rys. 8.5. Objętościowe udziały CO w spalinach w funkcji prędkości obrotowej przy zasilaniu gaźnikiem oraz wtryskiem bezpośrednim

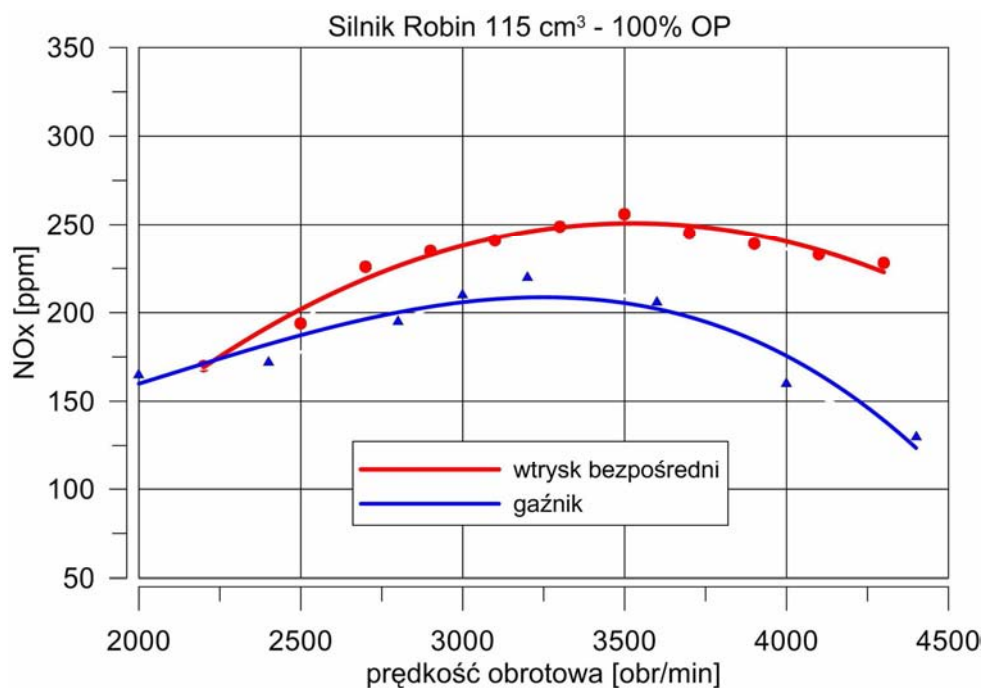
Na szczególną uwagę zasługuje przedstawiony na rys. 8.6 przebieg objętościowego udziału węglowodorów w spalinach silnika w funkcji prędkości obrotowej. Wykres został sporządzony w skali logarytmicznej. Udział objętościowy HC w spalinach kształtuje się na poziomie 450 ppm przy małych prędkościach obrotowych silnika i obniża się do wartości nieco poniżej 100 ppm dla prędkości obrotowych odpowiadających największej sprawności ogólnej (ok. 3750 obr/min). Tak korzystny wynik oznacza prawie całkowitą likwidację tzw. straty wylotowej związanej z przepłukaniem silnika przy zastosowaniu wysokociśnieniowego bezpośredniego wtrysku paliwa i poprawnym doborze kąta wyprzedzenia wtrysku oraz czasu otwarcia wtryskiwacza tak, aby wtrysk dawki paliwa do cylindra rozpoczął się po zamknięciu okna wylotowego (koniec procesu przepłukania cylindra).



Rys. 8.6. Objętościowe udziały HC w spalinach w funkcji prędkości obrotowej przy zasilaniu gaźnikiem oraz wysokociśnieniowym wtryskiem bezpośrednim

W stosunku do zasilania gaźnikowego porównanie to wypada bardzo korzystnie, gdyż przy konwencjonalnym zasilaniu objętościowy udział HC w spalinach kształtował się na poziomie ok. 4200 ppm dla całego zakresu prędkości obrotowych silnika (rys. 8.6). Oznacza to co najmniej 10-krotny spadek objętościowego udziału niespalonych węglowodorów w składzie gazów wylotowych.

Na rys. 8.7 przedstawiono przebieg udziałów objętościowych tlenków azotu NO_x w spalinach, w funkcji zmian prędkości obrotowej. Udziały objętościowe NO_x dla zasilania wtryskowego są większe niż udziały przy zasilaniu gaźnikowym. Jest to jedyny parametr pracy badanego silnika kształtujący się niekorzystnie przy zasilaniu wtryskiem bezpośrednim, przy czym wzrost zawartości tlenków azotu w spalinach kształtuje się na poziomie wyższym o 10 – 20 % w stosunku do zasilania gaźnikowego. Przypuszcza się, że na taki wynik badania wpływają inne niż ujęte w programie badań czynniki sprzyjające tworzeniu rodników tlenków azotu w przestrzeni roboczej silnika.



Rys. 8.7. Objętościowe udziały NO_x w spalinach w funkcji prędkości obrotowej przy zasilaniu gaźnikiem oraz wtryskiem bezpośrednim

Analizując rezultaty przeprowadzonych badań eksperymentalnych zaprezentowane na rysunkach 8.3 i 8.6 należy w szczególności podkreślić fakt istotnego **zwiększenia sprawności ogólnej silnika** zasilanego bezpośrednim wtryskiem paliwa sterowanym elektronicznie (rys. 8.3) oraz radykalnego **zmniejszenia emisji węglowodorów do atmosfery** dla tego rodzaju zasilania (rys. 8.6), co uzasadnia celowość podjętych prac zmierzających do określenia optymalnych parametrów sterowania tym wtryskiem.

9. ANALIZA BŁĘDÓW POMIARÓW

9.1. KLASYFIKACJA BŁĘDÓW POMIAROWYCH

Nieodłącznym elementem badań laboratoryjnych jest pomiar wielkości fizycznych, czyli proces porównywania wielkości mierzonej z wielkością tego samego rodzaju przyjętą za jednostkową. Umożliwia to ilościowy opis parametrów fizycznych badanego obiektu. Wynik pomiaru musi się składać z wartości liczbowej i jednostki.

Pomiary wielkości fizycznych dzielimy na bezpośrednie i pośrednie:

- pomiar bezpośredni polega na porównaniu danej wielkości fizycznej z odpowiednią miarą wzorcową,
- w przypadku pomiarów pośrednich wartość badanej wielkości wyznaczana jest na podstawie pomiarów bezpośrednich innych wielkości fizycznych, które są z nią związane znaną formułą matematyczną.

W przypadku badań prowadzonych w ramach tej pracy zarówno wartość mocy silnika jak i sprawności należały do tej ostatniej kategorii wielkości fizycznych.

Niezależnie od metody pomiarów stosowanej w trakcie eksperymentu nie można bezwzględnie dokładnie wyznaczyć rzeczywistej wartości wielkości fizycznej. Jest to spowodowane szeregiem przyczyn takich jak niedokładność przyrządów pomiarowych czy niedoskonałość zmysłów osoby wykonującej pomiar.

Błędy pomiarów ze względu na przyczyny ich powstania dzielimy na:

- *błędy systematyczne* wynikające z niedoskonałości przyrządów i metod pomiarowych. Błąd systematyczny może być, w zależności od swojego charakteru, skompensowany przez dodanie do wyniku pomiaru poprawki lub przez pomnożenie go przez współczynnik poprawkowy.
- *błędy przypadkowe* występujące zawsze w procesie dokonywania pomiarów i są spowodowane wpływem różnych przypadkowych i nie dających się przewidzieć czynników zakłócających. Błędy przypadkowe nie mogą być skompensowane przy użyciu poprawki, ich wpływ na wynik pomiaru redukuje się przez wielokrotne powtórzenia pomiaru i przyjęcie jako wyniku wartości średniej.
- *błędy grube* (zwane również omyłkami), spowodowane są nieuwagą lub niestarannością wykonawcy pomiaru podczas odczytywaniu wyniku pomiaru lub przy ich zapisywaniu. Błędy tego typu mogą wynikać np. z użycia niewłaściwej skali w mierniku wielozakresowym lub z przesunięcia przecinka przy zapisywaniu wyniku pomiaru. Błąd

tego rodzaju zwykle jest łatwy do wykrycia i wyeliminowania, ponieważ wynik obarczony takim błędem najczęściej znacznie odbiega od innych wyników pomiarów badanej wielkości.

Błąd bezwzględny pomiaru wyrażony jest jako różnica wyniku pomiaru i rzeczywistej wartości wielkości mierzonej, co wyraża się wzorem (9.1).

$$\Delta x_i = x_i - x_0 \quad (9.1)$$

gdzie:

Δx – błąd bezwzględny (absolutny) pomiaru,

x_i – wynik pomiaru (wartość przybliżona),

x_0 – rzeczywista wartość wielkości mierzonej.

Błąd względny definiowany jest ilorazem błędu bezwzględnego pomiaru odniesionego do wartości wielkości mierzonej (9.2).

$$\delta x = \frac{\Delta x_i}{x_0} \cdot 100[\%] \quad (9.2)$$

gdzie:

δx – błąd względny pomiaru,

Δx_i – błąd bezwzględny,

x_0 – rzeczywista wartość wielkości mierzonej.

Ponieważ nigdy nie jest znana rzeczywista wartość wielkości mierzonej, więc posługiwanie się pojęciem błędu pomiaru nie jest wygodne. Międzynarodowa Norma Oceny Niepewności Pomiaru przyjęta ustawowo w Polsce w 1999 roku zaleca posługiwanie się terminem niepewności pomiaru zdefiniowanej jako parametr charakteryzujący wątpliwości dotyczące wartości wyniku pomiarowego.

Miarą niepewności pomiarowej jest **niepewność standardowa** - liczba „u” (od ang. *uncertainty*), która może być oszacowana na dwa sposoby:

- 1) typu A wykorzystujący analizę statystyczną serii pomiarów, która wymaga odpowiednio dużej liczby powtórzeń pomiaru; sposób ten ma zastosowanie do określenia błędów przypadkowych oraz
- 2) typu B oparta na sposobach innych, niż analiza wyników serii pomiarów. Sposoby te są stosowane do określania systematycznych błędów aparatury pomiarowej wywołanych jej niedoskonałością. Błędy tego typu nie ujawniają się przy nawet licznych powtórzeniach tego samego pomiaru.

9.2. TEORIA NIEPEWNOŚCI MAKSYMALNEJ - METODA RÓŻNICZKI ZUPEŁNEJ

Statystyczny błąd pomiaru, który związany jest z niedoskonałością urządzeń pomiarowych zastosowanych w badaniach może być szacowany w różny sposób. Jedną z metod wyznaczenia wielkości błędu tego rodzaju jest metoda różniczki zupełnej.

Określenie wartości wielkości poszukiwanej najczęściej realizowane jest na bazie pomiarów wielkości pośrednich związanych z wielkością poszukiwaną funkcją określaną jako równanie pomiaru:

$$y = f(x_1, x_2 \dots x_n) \quad (9.3)$$

gdzie:

y – wielkość poszukiwana,

x_1, x_2, \dots, x_n – wielkości wejściowe.

Określenie wartości funkcji dla argumentów $x_1 + \Delta x_1, x_2 + \Delta x_2, \dots, x_n + \Delta x_n$, pozwala na wyznaczenie zmiany wartości funkcji o Δy spowodowanej zmianami wielkości wejściowych o $\Delta x_1, \Delta x_2, \dots, \Delta x_n$. Operację taką opisuje równanie (9.4).

$$\Delta y = f(x_1 + \Delta x_1, x_2 + \Delta x_2, \dots, x_n + \Delta x_n) - f(x_1, x_2, \dots, x_n) \quad (9.4)$$

Rozwijając pierwszą część równania (9.4) w postaci szeregu Taylora oraz pozostawiając jedynie wyrażenia pierwszego rzędu wzór ten przyjmuje postać (9.5):

$$\Delta y = \left| \frac{\partial y}{\partial x_1} \right| |\Delta x_1| + \left| \frac{\partial y}{\partial x_2} \right| |\Delta x_2| + \dots + \left| \frac{\partial y}{\partial x_n} \right| |\Delta x_n| \quad (9.5)$$

Formuła (9.5) określana jest mianem różniczki zupełnej. Równanie to pozwala określić maksymalną wartość błędu pomiaru wielkości y .

9.3. OSZACOWANIE BŁĘDU WYZNACZANIA SPRAWNOŚCI OGÓLNEJ SILNIKA

Proces realizowanych badań eksperymentalnych doprowadził do określenia w drodze pomiarów pośrednich sprawności ogólnej silnika η_0 . Analizę niepewności pomiarów ograniczono do wyznaczenia błędu jej określenia.

Określenie sprawności ogólnej η_0 jest oparte na pomiarach bezpośrednich trzech wielkości: momentu obrotowego silnika M_0 [Nm], prędkości obrotowej n [min^{-1}] i zużycia paliwa G_s [g/s]. Zestawienie wielkości mierzonych bezpośrednio oraz ich maksymalnych błędów pomiaru zawarto w tabeli 9.1.

Tab. 9.1. Maksymalne błędy pomiaru wielkości użytych do wyznaczenia sprawności ogólnej silnika

Lp	Wielkość wejściowa	Skrót i jednostka	Błąd pomiaru maksymalny
1.	Moment obrotowy	M_0 [Nm]	$\pm 0,05$ Nm
2.	Prędkość obrotowa	n [obr/min]	± 10 obr/min
3.	Zużycie paliwa	G_s [g/s]	$\pm 0,005$ g/s

Sprawność ogólna silnika określana na podstawie pomiaru ww. wielkości jest wyrażona zależnością (9.6):

$$\eta_0 = \frac{M_0 \cdot n}{9549 \cdot G_s \cdot W_d} \quad (9.6)$$

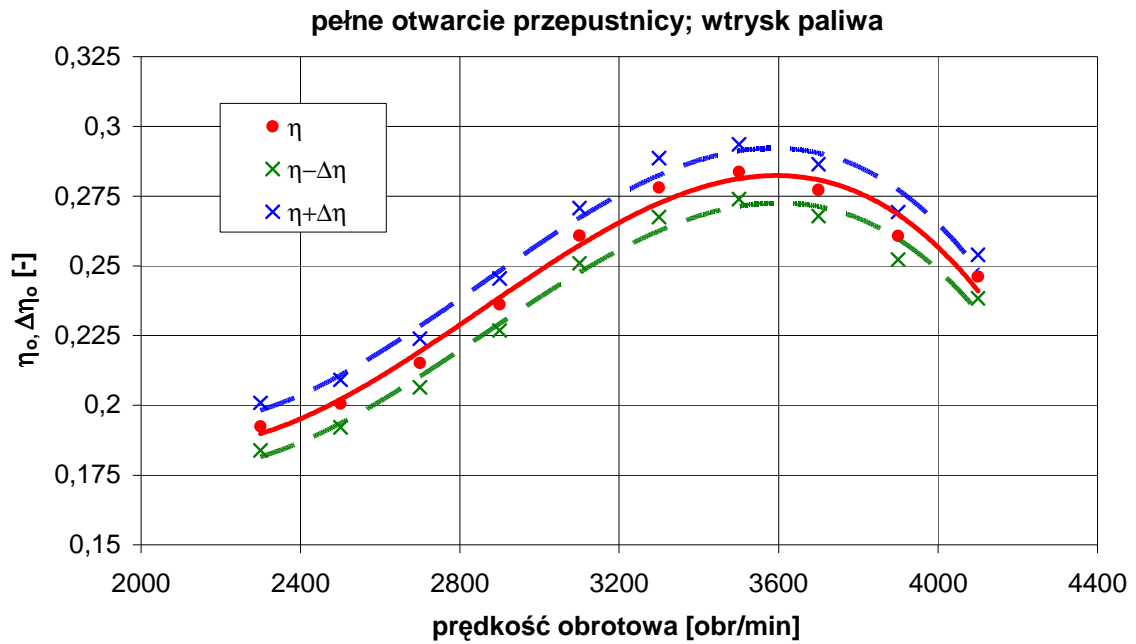
Maksymalny błąd sprawności ogólnej silnika w postaci różniczki zupełnej wyrażenia (9.6) opisuje wzór (9.7).

$$\Delta\eta_0 = \left| \frac{\partial f}{\partial M_0} \Delta M_0 \right| + \left| \frac{\partial f}{\partial n} \Delta n \right| + \left| \frac{\partial f}{\partial G_s} \Delta G_s \right| \quad (9.7)$$

Równanie błędu sprawności ogólnej w końcowej formie przyjmuje postać (9.8):

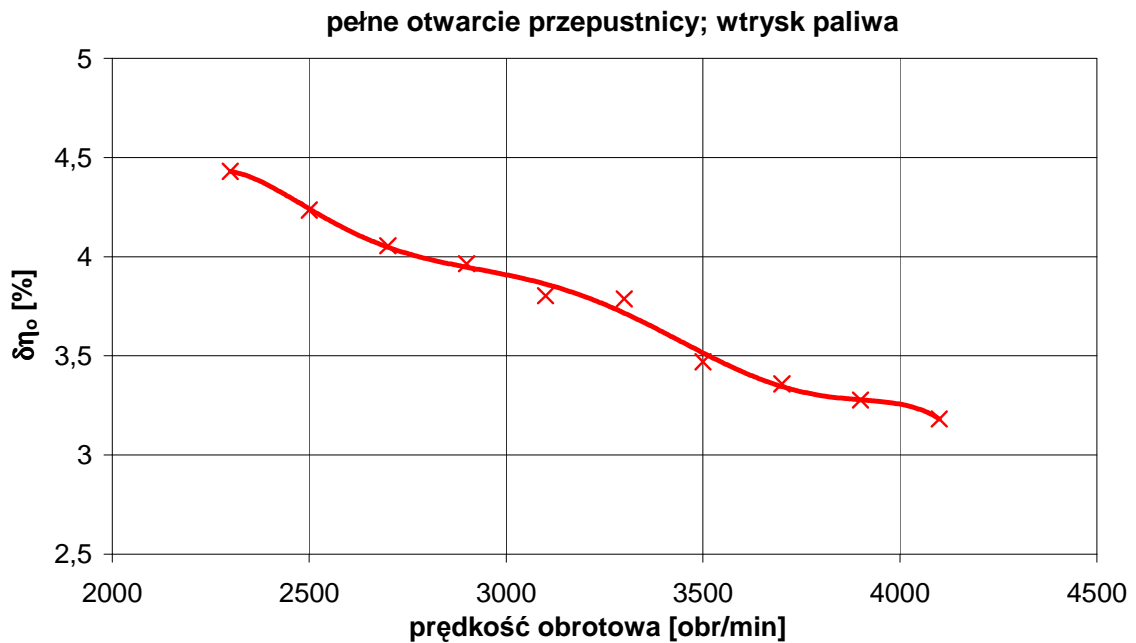
$$\Delta\eta_0 = \frac{\Delta M_0 \cdot n \cdot G_s + \Delta n \cdot M_0 \cdot G_s + \Delta G_s \cdot M_0 \cdot n}{9549 \cdot W_d \cdot G_s^2} \quad (9.8)$$

Przedział maksymalnego błędu bezwzględnego określenia sprawności ogólnej wyznaczony przy pomocy równania (9.8) dla wybranej charakterystyki prędkościowej silnika zawartej w pracy przedstawiono na rys. 9.1.



Rys. 9.1. Krzywa sprawności ogólnej η_o z przedziałem błędu maksymalnego $\langle \eta_o - \delta\eta_o, \eta_o + \delta\eta_o \rangle$

Na rys 9.2 zaprezentowano przebieg maksymalnego błędu względnej sprawności ogólnej $\delta\eta$ w funkcji prędkości obrotowej badanego silnika.



Rys. 9.2. Maksymalny względny błąd sprawności ogólnej dla wybranych warunków pracy silnika.

10. WNIOSKI KOŃCOWE

10.1. PODSUMOWANIE

Niniejsza praca przedstawia analizę własnego i nowatorskiego opracowania wysokociśnieniowego bezpośredniego wtrysku paliwa w silniku 2-suwowym ZI. W pracy rozważono: możliwości systemu, zachowania się wtryskiwanego strumienia paliwa w cylindrze, procesu odparowania, uwarstwienia ładunku w cylindrze, powstawania szkodliwych składników spalin oraz ich udziałów w gazach wylotowych. Dokonano w niej analizy działania układu ze wspomaganie elektronicznym, umożliwiającym szeroką zmianę parametrów sterowania dawką paliwa i ciśnieniem wtrysku. Nowy system zasilania stanowi uzupełnienie gamy innych systemów zapobiegających stracie wylotowej paliwa, a zatem i dużej emisji HC.

Przeprowadzono analizę numeryczną analizowanego systemu za pomocą programu GT-Power wg własnego algorytmu obliczeń oraz przeprowadzono również symulację pracy tego silnika dwusuwowego z bezpośrednim wtryskiem paliwa w programie typu CFD KIVA3V (dostępnego w kodzie źródłowym) dla kilku cykli roboczych w celu uzyskania zbieżności obliczeń. Dokonana została adaptacja silnika 2-suwowego do zasilania wtryskowego wraz z układem elektronicznego sterowania. W tym celu napisane zostały odpowiednie procedury sterowania w środowisku Labview.

Badania doświadczalne zostały przeprowadzone na fabrycznym silniku gaźnikowym i na silniku badawczym dla szerokiej gamy parametrów sterujących i geometrycznych układu. Przystosowanie silnika 2-suwowego do wersji badawczej ograniczone było względami konstrukcyjnymi i dostępnością wtryskiwacza o małej dawce paliwa na cykl.

10.2. WNIOSKI WYNIKAJĄCE Z PRACY

Na podstawie wyników symulacji numerycznej i badań doświadczalnych przeprowadzonych w pracy doktorskiej można postawić następujące wnioski:

1. Zastosowanie bezpośredniego wtrysku paliwa ze sterowaniem elektronicznym w silniku dwusuwowym powoduje znaczne obniżenie jednostkowego zużycia paliwa, a tym samym wzrost sprawności ogólnej silnika od ok. 18 % do ok. 28 %,
2. Zastosowanie wyżej wymienionego systemu zasilania powoduje istotne zmniejszenie emisji węglowodorów i tlenku węgla w całym zakresie pracy silnika,

3. Na podstawie wyników badań symulacyjnych można stwierdzić, że ruch ładunku w komorze spalania wywołany procesem przepłukania w badanym silniku oraz usytuowanie wtryskiwacza ma zasadniczy wpływ na korzystne rozprzestrzenianie się strumienia paliwa i szybkość jego odparowania.
4. Zastosowanie wysokociśnieniowego bezpośredniego wtrysku paliwa w silniku dwusuwowym pozwala uzyskać te same osiągi silnika, co przy zasilaniu gaźnikowym.
5. Zwiększanie kąta wyprzedzenia wtrysku powoduje zmniejszanie jednostkowego zużycia paliwa przy jednoczesnym nieznacznym (około 20-procentowym) zwiększaniu objętościowego udziału węglowodorów w spalinach.

Opierając się na wynikach badań symulacyjnych i doświadczalnych oraz na analizie teoretycznej, szczególnie porównań dokonanych w rozdziale 9, **potwierdzono tezę pracy** przedstawioną w paragrafie 2.2.

10.3. ZAMIERZENIA DALSZYCH PRAC

Planowane jest przeprowadzenie badania wpływu wspomaganie powietrznego bezpośredniego wtrysku paliwa ze sterowaniem elektronicznym na osiągi silnika i uwarunkowania ekologiczne poprzez wprowadzenie dodatkowego strumienia powietrza do komory spalania. Stosowanie bezpośredniego wtrysku paliwa w silnikach spalinowych ZI wywołuje powstawanie cząstek stałych, głównie w postaci sadzy. Stąd konieczne jest przeprowadzenie dodatkowych pomiarów emisji cząstek stałych i zadymienia spalin w badanym silniku dwusuwowym.

BIBLIOGRAFIA

- [1] Abraham, J., Magi, V., *GMV, General Mesh Viewer*, Los Alamos National Laboratory LA-UR-95-2986, Los Alamos 1995, Stany Zjednoczone
- [2] Achleitner, E., Berger, S., Frenzel, H., Klepatsch, M., Warnecke, V. *Benzin-Direkteinspritzsystem mit Piezo-Injektor für strahlgeführte Brennverfahren*, MTZ 65 (2004), Nr 5, Niemcy
- [3] *AEM Installation Instructions for EMS P/N30-1010*, Instrukcja montażu urządzenia, Advanced Engine Management Incorporated, Hawthorne 2003, Stany Zjednoczone
- [4] Ambrozik A., Ambrozik T., Łagowski P.: *Ocena funkcji sklejaných aproksymujících rzeczywisty wykres indykatorowy silnika o zapłonie samoczynnym, zasilanego różnymi paliwami*, Journal of KONES Powertrain and Transport Vol.15, Nr 3, Warszawa 2008
- [5] Amsden, A., *KIVA-3: A KIVA Program with Block-Structured Mesh for Complex Geometries*, LA-1 2503-MS, UC-361, Los Alamos National Laboratory, Los Alamos 1993, Stany Zjednoczone
- [6] Amsden, A., *KIVA-3V, Release 2, Improvements to KIVA- 3V*, LA-13608-MS, Los Alamos National Laboratory, Los Alamos 1999, Stany Zjednoczone
- [7] Ashai, T., Yamada, T., Hashizume, H., *The New 4.6L V8 SI Engine for the Lexus LS460*, 28. International Vienna Motor Symposium, Wiedeń 2007, Austria
- [8] *Auto PSI Pressure Sensor Operating Instructions*, Instrukcja obsługi, Optrand Incorporated, Plymouth 2007, Stany Zjednoczone
- [9] Amsden A.A., O'Rurke P.J., Butler T.D., *KIVA-II – A Computer Program for Chemically Reactive Flows with Sprays*, Los Alamos National Lab., LA-11560-MS, 1989, USA
- [10] Archer, M.; Bell, G.: *Advanced Electronic Fuel Injection Systems – An Emissions Solution for both 2- and 4-stroke Small Vehicle Engines*. Technical Paper No. 2001-01-0010, 2001
- [11] Basshuysen, R. van, *Gasoline Engine with Direct Injection*, Vievag & Teubner Verlag, Wiesbaden 2009, Niemcy
- [12] Basshuysen, R. van, *Ottomotor mit Direkteinspritzung. Verfahren, Systeme, Entwicklung, Potenzial*, Vievag & Teubner Verlag, Wiesbaden 2008, Niemcy
- [13] Basshuysen, R. van, Schaefer, F., *Internal Combustion Engine. Handbook. Basics, Components, Systems and Perspectives*, SAE International, Warrendale 2004, Stany Zjednoczone

- [14] Bauer, H., „*Gasoline Fuel Injection System K-Jetronic*”, Robert Bosch GmbH, Stuttgart 2000, Niemcy
- [15] Bauer, H., „*Gasoline Fuel-Injection System L-Jetronic*”, Instrukcja techniczna, Robert Bosch GmbH, Stuttgart 1995, Niemcy
- [16] Bishop, I., Simko, A., *A new concept of stratified charge combustion – the Ford Combustion Process (FCP)*, SAE Technical Paper Series No. 680041, 1968, Stany Zjednoczone
- [17] Blair G. P., *Design and Simulation of Four-Stroke Engines*, SAE R-161, Warrendale, 1999
- [18] Boretti A. A. i inni, *Experimental and Theoretical Study of an Air Assisted Fuel Injector for a D.I.S.I. Engine*, SAE 2007-01-1415, SAE Int. Congress & Exp., Detroit, 2007 USA
- [19] *Bosch-Hochdruck-Einspritzventil*, Berufsschul Info 2003/4, Robert Bosch GmbH, Stuttgart 2003, Niemcy
- [20] Chen, Y.S., Kim, S.W., *Computation of Turbulent Flows Using an Extended κ - ϵ turbulence closure model*, NASA CR-179204, 1987
- [21] Cho, N., *Effect of in-cylinder air motion on fuel spray characteristics in a gasoline direct injection engines*, SAE Technical Paper No. 1999-0177, SAE International, Warrendale 1999, Stany Zjednoczone
- [22] Cobb, W.: *Compression Wave Injection: A Mixture Injection Method for Two Stroke Engines based on Unsteady Gas Dynamics*. SAE Technical Paper No. 2001-01-1817/4237,
- [23] Corel, S., *Direct Injection Systems for Spark-Ignition and Compression-Ignition Engines*, Springer-Verlag Berlin-Heidelberg 1999, Niemcy
- [24] Courant R., Friedrichs K. Levy H., *Translation Report NYO-7689*, Math. Ann., Vol. 100, 1982,32
- [25] Curran H. J., Gaffuri P., Pitz W. J., Westbrook C. K., *A Comprehensive Modeling Study of iso-Octane Oxidation*, Combustion and Flame, No 129, p. 253-280, 2002
- [26] Dell'Orto, P.; Colombo, P.; Chiavazzo, E.; Manganiello, G.; Marchetti, M.; Migliaccio, M.; Grassia, P.: *The Dell'Orto Direct Injection System for Small Engines*
- [27] Diwaker R i in. *Liquid and Vapor Fuel Distribution from an Air-Assisted Injector – An Experymental and Computational Study*, SAE Paper 920422, SAE International Congress and Exposition, Detroit 1992
- [28] Dowkontt, J., *Teoria silników cieplnych*, Wydawnictwa Komunikacji i Łączności, Warszawa 1973

- [29] Duret P., Lavy J., Venturi S., Allan C., *SCIP Simplified Direct Injection for Low Emission. Small Two Stroke Engines*, SAE 1991-01-3289/SAE 9938043, SAE Conference, Madison 1999
- [30] Eriksson, L., Andersson, I., *An Analytic Model for Cylinder Pressure in a Four Stroke SI Engine*, Proceedings of SAE 2002 World Congress, SAE Paper 2002-01-0371, Detroit 2002, Stany Zjednoczone
- [31] Faeth G. M., *Evaporation and Combustion of Sprays*, Prog. Energy Comb. Sci., Vol. 9. pp 1-76, 1983
- [32] Fry, M., *Direct injection of gasoline – practical considerations*, SAE Technical Paper No. 1999-01-0171, SAE International, Warrendale 1999, Stany Zjednoczone
- [33] Fukami, Y.; Watabe, S.; Jinja, Y.; Matsuda, Y.; Takahashi, K.; Noda, T.: *Superiority of Newly Developed Direct-Injection Engine over Conventional Engine for Personal Watercraft*. SAE, Technical Paper No. 2001-01-1787/4210, 2001
- [34] Gajdeczko, B., *Application of two-color particle image velocimetry to a firing production direct-injection stratified-charge engine*, SAE Technical Paper No. 1999-01-1111, SAE International, Warrendale 1999, Stany Zjednoczone
- [35] Gambino M., Iannaccone S., *Two-stroke direct injection spark ignition engine for two wheelers*, SAE 2001 01 1842/4261, SETC Pisa, 2001
- [36] *GDI – Gasoline Direct Injection. Nowy silnik benzynowy. Podstawowe informacje techniczne*, Materiały informacyjne Mitsubishi Motors, MMC Car Poland Co. Ltd., Warszawa 1998
- [37] Ghandi J.B. i inni, *Investigation of the Fuel Distribution in a Two-Stroke Engine with an Air-Assisted Injector*, SAE Paper 940394, SAE Int. Congress & Exp., Detroit, 1994 USA
- [38] Groff, E., *The New 2.0L High Performance Turbo Engine with Gasoline Direct Injection from GM Powertrain*, 27. International Vienna Motor Symposium, Wiedeń 2006, Austria[31]
- [39] Heimberg, W.: *Ficht Pressure Surge Injection System*. SAE Technical Paper No. 931502, 1993
- [40] Hepburn, J., *Engine and aftertreatment modeling for gasoline direct injection*, SAE Technical Paper No. 982596, SAE International, Warrendale 1998, Stany Zjednoczone
- [41] Heywood J. B., *Internal Combustion Engine Fundamentals*, Mc Graw-Hill, 1988
- [42] Hirsch Ch., *Numerical computation of internal & external flows*, Elsevier, Oxford, 2007

- [43] Hiroshi, O., Shigeo, F., Mutsumi, K., Fumiaki, H., *Development of a New Direct Injection Gasoline Engine (D-4)*, Toyota Technical Review vol. 50, No. 2, pp. 14 – 21, Toyota Motor Corporation, Japonia 2000
- [44] Houston, R.; Cathcart, G.: *Combustion and Emissions Characteristics of Orbital's Combustion Process Applied to Multi-Cylinder Automotive Direct Injected 4-Stroke Engines*, Orbital Engine Company. SAE Technical Paper No. 980153, 1998
- [45] Hobbs, L. H., *The Wright Brothers Engines and Their Design*, Smithsonian Annals of Flight No. 5, Smithsonian Institution, National Air and Space Museum, Waszyngton 1971, Stany Zjednoczone
- [46] Hoffmann, J.A., Eberhardt, E., Martin, J.K., *Comparison between air-assisted and single-fluid pressure atomizers for direct injection SI engines via spatial and temporal mass flux measurements*, SAE 970630, 1997, Stany Zjednoczone
- [47] Ikeda Y., Nakajima T., Kurihara N., *Spray Formation of Air-Assist Injection for Two-Stroke Engine*, SAE Paper 950271, SAE International Congress & Exposition, Detroit, 1995
- [48] Ikoma, T., Abe, S., Sonoda, Y., Suzuki, H., *Development of V-63.5-liter Engine Adopting New Direct Injection System*, SAE Paper2006-01-1259, SAE International, Warrendale 2006, Stany Zjednoczone
- [49] Jarnuszkiewicz, S, Jarnuszkiewicz, M, Marek, W, *Die Zweitakt Motoren mit pumpeloser Kraftstoff Einspritzung mit Hilfe von heißen Abgasen*, Wyd. Konferencyjne „Fahrzeugmotoren im Vergleich” VDI-IVK, Drezno 1993
- [50] Juda, Z., Marek, W., *Mikroprocesorowy, jednopunktowy układ zasilania wtryskowego w wersji Politechniki Krakowskiej. Zasilanie wtryskowe - Systemy i sterowanie* Praca zbiorowa. Wyd. "PRO-MO" Kraków 1994.
- [51] Kakuhou, A., *LIF visualization of in-cylinder mixture formation in a direct-injection SI engine*, Materiały konferencyjne, 4th International Symposium COMODIA 98, Kyoto 1998, Japonia
- [52] Kasendorf, J. „Zasilanie wtryskowe benzyną” WKiŁ Warszawa, 1989.
- [53] Kato, S., Onishi, S., *New Mixture Formation Technology of Direct Fuel Injection Stratified Combustion SI Engine (OSKA)*,. SAE Technical Paper No. 871689, SAE International, Warrendale 1987, Stany Zjednoczone
- [54] Kedzia, R., Okoński, A., *Układy paliwowe systemów wtryskowych silników z zapłonem iskrowym*, Poradnik Serwisowy Nr 1/2002, Instalator Polski, Warszawa 2002

- [55] Kirchberger, R.: *Abgasoptimierung durch Einsatz von Luftunterstützter Direkteinspritzung beim Zweitakt-Kleinmotor*. Dissertation, TU Graz, 2003
- [56] Kochersberger, K., Hyde, K. W., Emsen, R., Parker, R. G., *An Evaluation of the 1910 Wright Vertical Four Aircraft Engine*, AIAA-2001-3387, American Institute of Aeronautics and Astronautics, Reston 2001, Stany Zjednoczone
- [57] Konopiński, M., *Elektronika w technice motoryzacyjnej*, Wydawnictwa Komunikacji i Łączności Warszawa 1987
- [58] Kordziński, Cz., *Silniki Spalinowe z wtryskiem paliwa lekkiego*, WKiŁ W-wa 1958,
- [59] Kowalewicz, A., *Tworzenie mieszanki i spalanie w silnikach o zapłonie iskrowym*, Wydawnictwa Komunikacji i Łączności, Warszawa 1984
- [60] Kowalewicz, A., *Wybrane zagadnienia samochodowych silników spalinowych*, Wydanie 2, poprawione i uzupełnione, Wydawnictwo Politechniki Radomskiej, Radom 2002
- [61] Kozaczewski, W., *Uwarstwienie mieszanki uzyskiwane bezpośrednim wtryskiem benzyny*, Journal of Kones, Vol. 7, No. 1-2, Warszawa 2000
- [62] Krebs, R., Stiebels, B., Spiegel, L., Pott, E., *FSI – Ottomotor mit Direkteinspritzung im Volkswagen Lupo*, 21. International Vienna Motor Symposium Wiedeń 2000, Austria
- [63] Kudzia, S., *Wpływ strumieniowego tworzenia ładunku w silniku o zapłonie iskrowym z bezpośrednim wtryskiem paliwa na jego parametry robocze*, Rozprawa doktorska, Politechnika Krakowska im. T. Kościuszki, promotor: prof. dr hab. inż. Bronisław Sendyka, Kraków 2008
- [64] Kuhlitz, D., *Journal of Bosch History. Supplement 2*, Robert Bosch GmbH, Corporate Communications, Stuttgart 2005, Niemcy
- [65] Kuo T., Reitz R., *Three-dimensional computations of combustion in premixed-charge and direct-injected two-stroke engines*, SAE paper 920425, 1992
- [66] Kuwahara, K., *Intake-port design for Mitsubishi GDI engine to realize distinctive in-cylinder flow and high charge coefficient*, SAE Technical Paper No. 2000-01-2018, SAE International, Warrendale 2000, Stany Zjednoczone
- [67] *Lambda Sensor LSU 4.2*, Karta informacyjna produktu, Bosch Engineering GmbH, Abstatt 2010, Niemcy
- [68] *Lambda Sensor LSU 4.9*, Karta informacyjna produktu, Bosch Engineering GmbH, Abstatt 2010, Niemcy
- [69] Langen, P., Melcher, T., Missy, S., Schwarz, C., Schünemann, E., *New BMW Six- and Four-Cylinder Petrol Engines with High Precision Injection and Stratified Combustion*, 28. International Vienna Motor Symposium, Wiedeń 2007, Austria

- [70] Lee, Y., Pae, S., Min, K., Kim, E., *Prediction of knock onset and the autoignition site in spark ignition engines*, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, Volume 214, Number 7 / 2000, Professional Engineering Publishing, Londyn 2000, Wielka Brytania
- [71] Leonard, R., Gerhardt, J., *Direct Injection – From Vision to Reality*, 27. International Vienna Motor Symposium, Wiedeń 2006, Austria
- [72] *Loctite 620. Technical Data Sheet*, Materiały informacyjne, Henkel AG, Düsseldorf 2004, Niemcy
- [73] Luft, S., *Podstawy budowy silników*, Wydawnictwa Komunikacji i Łączności, Warszawa 2006
- [74] Maćkowski, J., *Obiegi czterosuwowych silników o zapłonie iskrowym*, Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice 1987
- [75] Mao, C., *Investigations of carbon formation inside fuel injector systems*, Materiały konferencyjne, ILASS-America '98, Stany Zjednoczone
- [76] Marek W. *Studium dawkowania paliwa w interaktywnym systemie zasilania silnika spalinowego o zapłonie iskrowym*, Wydawnictwo Politechniki Krakowskiej - Kraków 2007
- [77] Mason, F. K., *Messerschmitt Bf-109B,C,D,E in Luftwaffe & Foreign Service*, Aircam Aviation Series No. 39 (Vol.1), Osprey Publishing Limited, Berkshire 1973, Wielka Brytania
- [78] Meinig, U.: *Standortbestimmung des Zweitaktmotors als Pkw-Antrieb – Teil 3: Zweitaktmotor*.In: MTZ 62 (2001), Nr. 10
- [79] Merkisz, J., *Ekologiczne aspekty stosowania silników spalinowych*, Wydawnictwo Politechniki Poznańskiej, Poznań 1995
- [80] Mitianiec W., *Wtrysk paliwa w silnikach dwusuwowych małej mocy*, PAN, Kraków, 1999.
- [81] Mitianiec,W. *Direct Injection of Fuel Mixture in Spark Ignition Two-Stroke Engine – SAE – SP-1693*, 2002-01-0830
- [82] Mitianiec, W., Forma, M., *Simulation and experimental test of spray guided direct fuel injection in a two-stroke engine*, Combustion Engines, 2009-SC2, PTNSS-2009-SC-43, p. 105-112, Bielsko-Biała, 2009
- [83] Mitianiec, W., Forma, M., *Influence of charge motion on spray guided direct fuel injection in small power two-stroke engine*, 12th EAEC European Automotive Congress, No 01-017, Bratislava, 29.06-1.07.2009

- [84] Mitianiec W. Forma M., *Analysis of Direct Fuel Injection in a Small Power Two-Stroke Engine*, Journal of Kones, vol. 16 Nr 2. European Kones, Zakopane, 2009
- [85] Mitianiec, W., Forma, M., *Mixture formation at spray guided direct injection in SI two-stroke engine*, Czasopismo Techniczne z. 7-M/2008, str. 115-128, Wydawnictwo Politechniki Krakowskiej, Kraków 2008
- [86] Mitianiec, W., Jaroszewski, A., *Modele matematyczne procesów fizycznych w silnikach spalinowych małej mocy*, Ossolineum, Wrocław, Warszawa, Kraków 1993.
- [87] Mitianiec, W., Rodak, Ł., Forma, M. *Gasoline mixture combustion In direct fuel injection SI two-stroke engine*, PAN - Archivum combustionis vol.30-2010 – Nr.4
- [88] Mitianiec W., *Pneumatyczny system zasilania silnika dwusuwowego o zapłonie iskrowym*, Wydawnictwo Politechniki Krakowskiej, Kraków 2005
- [89] Mitianiec W., *Studium termodynamiczne pneumatycznego wtrysku paliwa w sprzężonym 2-suwowym silniku spalinowym*, Sekcja Termodynamiki PAN. IV Konferencja Termodynamików, Stawiska, 2004
- [90] Morris, S.W., *The evaluation of performance enhancing fluids and the development of measurement and evaluation techniques in the Mitsubishi GDI Engine*, SAE Technical Paper No. 1999-01-1496, SAE International, Warrendale 2000, Stany Zjednoczone
- [91] Nakanishi, K., *Application of a new combustion concept to direct injection gasoline engine*, International Vienna Motor Symposium Vol. 1/2000, Wiedeń 2000, Austria
- [92] Nathan L. i inni, *Design of a Direct Injection Retrofit Kit for Small Two-Stroke Engines*, SAE 2005-32-0095, Warrendale, 2005
- [93] Niewiarowski, K., *Tłokowe silniki spalinowe*, Tom I, Wydawnictwo Komunikacji i Łączności Warszawa 1983
- [94] *NO - Automotive Sensor. Type: A-21*, Specyfikacja techniczna produktu, International Technologies Dr. Gambert GmbH, Wismar, Niemcy
- [95] Nuti, M.: *Direct Fuel Injection for Two-Stroke S.I. Engines – Exhaust Emissions Abatement.2. Grazer Zweiradtagung (Tagungsband)*, 1986
- [96] Nuti, M., et al.: *FAST Injection System: Piaggio Solution for ULEV Two Stroke Engines*. SAE Technical Paper No. 970362, 1997
- [97] Nuti, M.; Pardini, R.: *Twenty Years of Piaggio Direct Injection Research to Mass Produced Solution for Small 2T SI Engines*. SAE Technical Paper No. 980760, 1998
- [98] *O₂ - Automotive Sensor. Type: A-01/T*, Specyfikacja techniczna produktu, International Technologies Dr. Gambert GmbH, Wismar, Niemcy

- [99] Ohyama, Y., *Mixture formation in gasoline direct injection engine*, Materiały konferencyjne, Direkteinspritzung im Ottomotor, 1998, Niemcy
- [100] Okabe, N., *Study of deposits of direct injection gasoline engine*, JSAE Technical Paper, No. 9934177, 1999, Japonia
- [101] *Omron Rotary Encoder E6B2*, Instrukcja obsługi, Omron Corporation, Osaka, Japonia
- [102] Orzechowski, Z., Prywer, J., *Rozpylanie cieczy*, Wydawnictwa Naukowo-Techniczne, Wyd. 2, Warszawa 1991
- [103] Park, Y.K., *Spray characteristics of a gasoline direct swirl injector*, Materiały konferencyjne, 18th ICLASS, Pasadena 2000, Stany Zjednoczone
- [104] Parrish, S., *Transient spray characteristics of a direct injection spark-ignited fuel injector*, SAE Technical Paper No. 970629, SAE International, Warrendale 1997, Stany Zjednoczone
- [105] Plohberger, D.; Mikulic, L.; Landfahrer, K.: *Der Zweitaktmotor mit innerer Gemischbildung– Entwicklungsstand und Zukunftsaussichten*. 9. Internationales Wiener Motorensymposium, 1988
- [106] Plohberger, D.; Mikulic, L.; Landfahrer, K.: *Development of a Fuel Injected Two-Stroke Gasoline Engine*. SAE Technical Paper No. 880170, 1988
- [107] Plohberger, D., Mikulic, L.: *Der Zweitaktmotor als PKW-Antriebskonzept – Anforderungen und Lösungsansätze*. 10. Internationales Wiener Motorensymposium. VDI Verlag, 1989
- [108] Postrzednik, S., Żmudka, Z., *Termodynamiczne oraz ekologiczne uwarunkowania eksploatacji tłokowych silników spalinowych*, Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice 2007
- [109] Rassweiler G.M., Withrow L., *Motion Pictures of Engine Flames Correlated with Pressure Cards*, SAE Paper 800131, Warrendale, 1980
- [110] Reitz, R.D. *Modeling Atomization Process in High Pressure Vaporization Sprays*. Atomization and Spray Technology, 3, 309-337, 1987
- [111] Robert Bosch GmbH, *Automotive Electrics and Automotive Electronics. System and Components*, 5th Edition, Bentley Publishers, Cambridge 2007, Stany Zjednoczone
- [112] Rychter, T., Teodorczyk, A., *Modelowanie matematyczne roboczego cyklu silnika tłokowego*, Państwowe Wydawnictwo Naukowe, Warszawa 1990
- [113] Rychter, T., Teodorczyk, A., *Teoria silników tłokowych*, Wydawnictwa Komunikacji i Łączności, Warszawa 2006

- [114]SAE International – SETC Small Engine Technology Conference and Exhibition – *Development of a direct injection two-stroke engine for scooters – 2001 01 1782/4205*
- [115]Saeki, T., Tsuchiya, T., Iwashii, K., Abe, S., *Development of V6 3.5-Liter 2GR-FSE Engine*, Toyota Technical Review vol. 55, No. 222, pp. 92 – 97, Toyota Motor Corporation, Japonia 2007
- [116]Scherenberg, H., *Der Erfolg der Benzin-Einspritzung bei Daimler-Benz*, Motorische Zeitschrift (MTZ) 22, Nr 7/1961
- [117]Schmidt, S., *Auslegung, thermodynamische Analyse und Entwicklung von Zweitakt-Brennverfahren mit Hochdruck-Direkteinspritzung*, Dissertation, TU Graz, 2005
- [118]Schmidt, S.; Eichlseder, H.; Kirchberger, R.; Nimmervoll, P.; Ohrnberger, G.; Wagner, M., *GDI with High-Performance 2-Stroke Application: Concepts, Experiences and Potential for the Future*, SAE Technical Paper No. 2004-32-043, 2004
- [119]Schmidt, U.; Froede, W., *Zweitaktmotoren mit Benzineinspritzung. In: Deutsche Kraftfahrforschung, Zwischenbericht Nr. 68*. 1938
- [120]Schmidt, S.; Winkler, F.; Schoegl, O.; Pontoppidan, M., *Development of a Combustion Process for a High Performance 2-Stroke Engine with High Pressure Direct Injection*, SAE Technical Paper No. 2004-01-2942, 2004
- [121]Schlunke, K., *Der Orbital Verbrennungsprozess des Zweitakt-Motors*, 10. Internationales Wiener Motorensymposium. VDI Verlag, 1989
- [122]Schnittger, W.; Königstein, A.; Pritze, S.; Pöpperl, M.; Samstag, P. R. M., *2.2 Direct Ecotec – Neuer Ottomotor mit Direkteinspritzung von Opel*, MTZ 64 (2003), Nr 12, Niemcy
- [123]Scholten, I., *2.2 L Ecotec Direct from Opel – gasoline direct injection*, International Vienna Motor Symposium, Vol. 1/2000, Wiedeń 2000, Austria
- [124]Sendyka, B., Noga, M., *Determination of optimal fuel mass relation dosed by a dual-injector fuel system in a spark ignition engine*, Silniki Spalinowe 2009-SC2, PTNSS–2009–SC–123, PTNSS, Bielsko- Biała 2009
- [125]Sendyka, B., Noga, M., *Modeling of Dynamic Fuel Flow Rate of High-Pressure Injector for DISI Engine*, Silniki Spalinowe 2009-SC2, PTNSS Kongres – 2009 Opole, PTNSS-2009-SC-124, PTNSS, Bielsko - Biała 2009
- [126]Serdecki, W., *Badania silników spalinowych – laboratorium*, Wydawnictwo Politechniki Poznańskiej, 2001
- [127]Sochan, A., *Dobór parametrów pracy silnika spalinowego o zapłonie iskrowym z obiegiem Atkinsona w hybrydowym układzie napędowym*, Rozprawa doktorska,

Politechnika Krakowska im. T. Kościuszki, promotor: prof. dr hab. inż. Bronisław Sendyka, Kraków 2008

- [128]Sogawa, M., and Kato, M., *Development of the High Pressure Direct Injection (HPDI) for Two-Stroke Outboard Motor*, SAE Paper. 2001-01-1786/4209.
- [129]Sonoda, Y., Abe, S., *Hybrid System and Emission control System development for the Lexus GS450h*, 27. International Vienna Motor Symposium, Wiedeń 2006, Austria
- [130]Spalding, D.B., *The Combustion of Liquid Fuels*, 4th Symposium of Combustion, William & Wilkins, 1953
- [131]Spalding G D.B., *GENTRA User Guide*, CHAM, London, 1997
- [132]Spicher, U., *Gasoline direct injection (GDI) engines – development potentialities*, SAE Technical Paper No. 1999-01-2938, SAE International, Warrendale 1999, Stany Zjednoczone
- [133]Stan, C., *Direct Injection Systems for Spark-Ignition and Compression- Ignition Engines*, SAE International, Warrendale 1999, Stany Zjednoczone
- [134]Stan, C., *Direkteinspritzsysteme für Ottomotoren – Konzepte und Entwicklungstrends*, Essen: Expert-Verlag, 1999
- [135]*Sterowanie silników o zapłonie iskrowym. Zasada działania. Podzespoły*, Bosch Informator Techniczny, Wydawnictwa Komunikacji i Łączności, Warszawa 2002
- [136]Syvertsen M. i inni, *Injection and Ignition Effects on Two-Stroke Direct Injection Emissions and Efficiency*, SAE 961803, SAE International Off-Highway & Powertrain Congress and Exposition, Indianapolis, 1996.
- [137]Szczołmak D., Patterson G., *Overview of Central-Injection, Air-Assisted Sidi Technology Emissions and Fuel Consumption*, SAE 2003-01-0545, SAE Int. Congress & Exp., Detroit, 2003
- [138]Tatschl, R., *PDF modeling of stratified-charge SI engine combustion*, SAE Technical Paper No. 981464, SAE International, Warrendale 1998, Stany Zjednoczone
- [139]Taylor Ch.F., *The Internal Combustion Engine in Theory and Practice*, The M.I.T. Press Cambridge 1977.
- [140]Teodorczyk, A., Jarnicki, R., *Modelowanie numeryczne procesów spalania przy użyciu programu KIVA*, Archiwum spalania Vol. 2/2002, Polski Instytut Spalania, Warszawa 2002
- [141]Teodorczyk, A., Wysga, P., *Symulacje komputerowe procesów spalania w silnikach tłokowych*, II Krajowe Sympozjum „Komputerowe systemy wspomaganie prac inżynierskich w przemyśle i transporcie”, Zakopane 1998

- [142]Teoh Y. H. i inni, *Performance Characterization of a Direct Injection LPG Fuelled Two-Stroke Motorcycle Engine*, 2008-32-0045 (SAE) / 20084745 (JSAE), SETC Yokohama, 2008
- [143]Tsuji, N., Sugiyama, M., Abe, S., *Der neue 3.5L V6 Benzinmotor mit dem innovativen stöchiometrischen Direkteinspritzsystem D-4S*, 27. Internationales Wiener Motorensymposium, Austria 2006
- [144]Tutaj, J., *Sterownik wtryskników paliwa dla silników spalinowych z bezpośrednim wtryskiem paliwa*, Konmot – Autoprogress 2008, Czasopismo Techniczne, z. 7-M/2008, Wydawnictwo Politechniki Krakowskiej, Kraków 2004
- [145]Uddin Md. N., Syed A., *Modeling and Programming for a Computer Controlled Direct Gasoline Fuel Injection System of SI Engine*, International Journal of Mechanical & Mechatronics Engineering IJMME-IJENS Vol: 10 No: 04, 2004
- [146]Van Nieuwstadt, M., *Heat relase regressions for GDI engines*, SAE Technical Paper No. 2000-01-0956, SAE International, Warrendale 1998, Stany Zjednoczone
- [147]Wiebe I. I., *Brennverlauf und Kreisproceß von Verbrennungs-motoren*, VEB Technik, Berlin, 1970
- [148]Wajand, J.A., Wajand, J.T., *Tłokowe silniki spalinowe średnio- i szybko-obrotowe*, Wydawnictwa Naukowo – Techniczne, Warszawa 2005.
- [149]Waltner, A., Lückert, P., Schaupp, U., Rau, E., Kemmler, R., Weller, R., *Future Technology of the Spark Ignition Engine: Spray-guided Direct Injection with Piezo Injector*, 27. International Vienna Motor Symposium, Wiedeń 2006, Austria
- [150]Welter, A., Unger, H., Hoyer, U., Brüner, T., Kiefer, W., *Der neue aufgeladene BMW Reihensechszylinder Ottomotor*, 15. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentchnik 2006
- [151]Wirth, M., *Gasoline DI engines in Europe. Achievements and future concepts for fuel economy and emissions*, ARO/ERC Engine Symposium, Madison 1998, Stany Zjednoczone
- [152]Wirth, M., Zimmermann, D., Davies, M., Pinggen, B., Borrmann, D., *Downsizing and Stratified Operation – an Attractive Combination Based on a Spray-guided Combustion System*, 27. International Vienna Motor Symposium, Wiedeń 2006, Austria
- [153]Wiśniewski, S., *Podstawy termodynamiki silników spalinowych*, Wydawnictwa Naukowo – Techniczne, Warszawa 1963
- [154]Wiśniewski, S., *Termodynamika techniczna*, Wydawnictwa Naukowo - Techniczne, Warszawa 1980

- [155]Woschni, G., *Experimentale Untersuchung des Wärmeflusses in Kolben und Zylinderbüchse eines schnelllaufenden Dieselmotors*, MTZ, Nr 12, 39, 1978
- [156]Zhao, F., Harrington, L., Lai, M-C., *Automotive Gasoline Direct-Injection Engines*, SAE International, Warrendale 2002, Stany Zjednoczone