



Mgr inż. Marcin Noga
Politechnika Krakowska
Wydział Mechaniczny
Instytut Pojazdów Samochodowych i Silników Spalinowych



ROZPRAWA DOKTORSKA

**„WPLYW ZASTOSOWANIA DWUWTRYSKIWACZOWEGO UKŁADU
ZASILANIA NA PARAMETRY ROBOCZE SILNIKA SPALINOWEGO”**

Promotor:
Prof. dr hab. inż. Bronisław Sendyka

Kraków 2010



*Serdecznie dziękuję
Panu Prof. dr hab. inż. Bronisławowi Sendyce,
Promotorowi mojej pracy doktorskiej,
za umożliwienie mi realizacji podjętego tematu
i nieocenioną pomoc w tworzeniu
niniejszego opracowania.*

Autor



Spis treści:

Zestawienie użytych w tekście skrótów i oznaczeń.....	4
Rozdział 1.	
Wprowadzenie	7
1.1. Układy wtrysku benzyny.....	7
1.2. Rys historyczny zastosowania układów wtrysku paliwa do zasilania silników o zapłonie iskrowym.....	9
1.3. Bezpośredni wtrysk benzyny w silnikach współczesnych.....	13
1.4. Dwuwtryskiwaczowy układ zasilania paliwem oparty na systemie wtrysku bezpośredniego i do kanału dolotowego.....	16
Rozdział 2.	
Założenia pracy doktorskiej	25
2.1. Cel pracy.....	25
2.2. Teza naukowa pracy.....	25
2.3. Zakres pracy.....	25
2.3. Nowość i oryginalność pracy.....	26
Rozdział 3.	
Stanowisko badawcze	27
3.1. Obiekt badań i użyta aparatura pomiarowa.....	27
3.2. System sterowania układem paliwowym silnika.....	35
Rozdział 4.	
Badania symulacyjne	39
4.1. Symulacja pracy silnika badawczego przy użyciu programu KIVA-3V.....	39
4.2. Obiekt badań symulacyjnych.....	43
4.3. Warunki początkowe obliczeń.....	45
4.4. Porównanie wybranych rezultatów symulacji uzyskanych dla dwóch systemów zasilania.....	46
4.5. Podsumowanie efektów prac symulacyjnych.....	56

Rozdział 5.	
Badania stanowiskowe	57
5.1. Wstęp.....	57
5.2. Wpływ zastosowania zasilania dwuwtryskiwaczowego na osiągi i zużycie paliwa.....	60
5.3. Skład spalin przy zasilaniu dwuwtryskiwaczowym.....	69
5.4. Wpływ zastosowania zasilania dwuwtryskiwaczowego na proces spalania ładunku.....	81
5.4.1. <i>Wpływ rodzaju zasilania paliwem na przebieg wykresu indykatorowego silnika oraz na wskaźniki pracy bezpośrednio z nim związane</i>	82
5.4.2. <i>Wpływ zastosowanego sposobu zasilania paliwem na szybkość spalania ładunku</i>	88
Rozdział 6.	
Analiza błędów pomiarów	93
6.1. Błędy pomiarów.....	93
6.2. Metoda różniczki zupełnej.....	95
6.3. Oszacowanie błędu wyznaczania sprawności ogólnej.....	96
Rozdział 7.	
Wnioski z pracy	98
Rozdział 8.	
Dalsze prace związane z tematyką pracy	99
Rozdział 9.	
Literatura	100

Zestawienie użytych w tekście skrótów i oznaczeń

α	–	kąt obrotu wału korbowego, [°]
$\alpha_{10\%}$	–	kąt osiągnięcia 10% udziału masowego ładunku spalonego, [°OWK]
$\alpha_{90\%}$	–	kąt osiągnięcia 90% udziału masowego ładunku spalonego, [°OWK]
α_{ign}	–	kąt zapłonu, [°OWK]
α_{thr}	–	stopień otwarcia przepustnicy, [%]
$\Delta\alpha_o$	–	kąt całkowitego spalania, [°OWK]
$\Delta\alpha_r$	–	kąt rozwoju płomienia, [°OWK]
$\Delta\alpha_s$	–	kąt szybkiego spalania, [°OWK]
Δp_{sp}	–	przyrost ciśnienia związany z procesem spalania, [MPa]
$\Delta p_{sp}'$	–	skorygowany przyrost ciśnienia związany z procesem spalania, [MPa]
Δp_v	–	zmiana ciśnienia wynikająca ze zmiany objętości przestrzeni roboczej, [MPa]
δp_c	–	przyrost ciśnienia indykowanego, [MPa]
$\Delta\eta_{DI+MPI}$	–	zmiana sprawności ogólnej przy zasilaniu dwuwtryskiwaczowym, [%]
$\Delta\eta_o$	–	błąd wyznaczenia sprawności ogólnej, [-]
Δp_{inj}	–	różnica ciśnień paliwa i ośrodka, do którego jest ono wtryskiwane, [Pa]
Δy	–	błąd bezwzględny pomiaru, [-]
η_o	–	sprawność ogólna silnika, [-]
η_c	–	sprawność cieplna silnika, [-]
η	–	amplituda fali ciśnienia w momencie rozpadu kropli, [m]
η_p	–	amplituda fali ciśnienia przed rozpadem kropli, [m]
λ	–	współczynnik nadmiaru powietrza, [-]
ρ_{ot}	–	gęstość otaczającego gazu, [kg/m ³]
ρ_{pal}	–	gęstość paliwa, [kg/m ³]
μ_{pal}	–	współczynnik lepkości kinematycznej paliwa, [Pa·s]
v	–	względna prędkość pomiędzy gazem i strumieniem cieczy, [m/s]
σ	–	napięcie powierzchniowe paliwa, [N/m]
A	–	stała odniesiona do geometrii wtryskiwacza
B	–	stała zależna od cech użytego wtryskiwacza
ang., z	–	z języka angielskiego
C_d	–	współczynnik wypływu wtryskiwacza, [-]
CO	–	objętościowy udział tlenku węgla w spalinach, [%]
CO ₂	–	objętościowy udział dwutlenku węgla w spalinach, [%]

d_c	– średnica cylindra, [mm]
$dp_c/d\alpha$	– szybkość przyrostu ciśnienia, [MPa/°OWK]
$dx_b/d\alpha$	– szybkość spalania ładunku w cylindrze, [%masy/ °OWK]
D-4	– układ bezpośredniego wtrysku benzyny firmy Toyota
D-4S	– układ wtrysku paliwa firmy Toyota z dwoma wtryskiwaczami na cylinder
DC	– z ang. <i>Direct Current</i> – prąd stały
DI	– z ang. <i>Direct Injection</i> – wtrysk bezpośredni
DMP	– dolne martwe położenie tłoka
FSI	– z ang. <i>Fuel Stratified Injection</i> – wtrysk paliwa z uwarstwieniem ładunku
FT	– zbiornik paliwa
g_e	– jednostkowe zużycie paliwa, [g/kWh]
G_e	– całkowite godzinowe zużycie paliwa, [kg/h]
G_{eDI}	– godzinowe zużycie paliwa przez układ wtrysku do cylindrów, [kg/h]
GDI	– z ang. <i>Gasoline Direct Injection</i> – bezpośredni wtrysk benzyny
GMP	– górne martwe położenie tłoka
h	– grubość strumienia paliwa wypływającego z dyszy wtryskiwacza, [m]
HC	– objętościowy udział nieopalonych węglowodorów w spalinach, [ppm]
HDEV	– z niem. <i>Hochdruck Einspritzventil</i> - wtryskiwacz wysokociśnieniowy
HP	– wysokociśnieniowa pompa paliwa
k	– wykładnik politropy, [-]
K	– kręt (moment pędu) ładunku względem danej osi układu, [$g \cdot cm^2/s$]
K_c	– całkowity kręt ładunku, [$g \cdot cm^2/s$]
l	– długość korbowodu, [mm]
LOB	– liczba oktanowa paliwa określona metodą badawczą, [-]
LOM	– liczba oktanowa paliwa określona metodą motorową. [-]
LP	– pompa paliwa niskociśnieniowa
n	– prędkość obrotowa wału korbowego silnika, [obr/min]
max	– maksymalny
min	– minimalny
m_{inj}	– masa dawki paliwa, [mg]
M_o	– moment obrotowy, [Nm]
MPI	– z ang. <i>Multi-point Injection</i> – wtrysk do przewodów dolotowych
N_i	– moc indykowana, [kW]
N_c	– strumień ciepła dostarczonego do silnika wraz z paliwem, [kW]

NDIR	–	z ang. <i>Non-Dispersive Infrared</i> – nie rozproszony strumień podczerwieni
NO	–	objętościowy udział tlenu azotu w spalinach, [ppm]
niem., z	–	z języka niemieckiego
OWK	–	obrotu wału korbowego
p_c	–	ciśnienie w przestrzeni roboczej cylindra silnika, [MPa]
p_{dol}	–	ciśnienie bezwzględne w kolektorze dolotowym, [MPa]
p_e	–	średnie ciśnienie efektywne, [MPa]
p_i	–	średnie ciśnienie indykowane, [MPa]
p_{ot}	–	ciśnienie otoczenia (bezwzględne), [MPa]
PFI	–	z ang. <i>Port Fuel Injection</i> – wtrysk do przewodów dolotowych
r	–	promień wykorbienia, [mm]
r_{dr}	–	promień kropli paliwa przed rozpadem, [m]
s	–	skok tłoka, [mm]
SPI	–	z ang. <i>Single Point Injection</i> – jednopunktowy wtrysk paliwa
SULEV	–	z ang. <i>Super Ultra Low Emission Vehicle</i> - pojazd o szczególnie niskiej emisji szkodliwych składników spalin
t	–	czas, [s]
t_{inj}	–	czas wtrysku, [ms]
T_{ot}	–	temperatura otoczenia, [K]
T_c	–	temperatura w cylindrze silnika, [K]
t_{spal}	–	temperatura spalin, [°C]
TBI	–	z ang. <i>Throttle Body Injection</i> – wtrysk paliwa przed przepustnicę
U_A	–	napięcie wyjściowe kontrolera sondy lambda, [V]
v_{inj}	–	prędkość strumienia paliwa wypływającego z dyszy wtryskiwacza, [m/s]
V_{ks}	–	objętość komory spalania, [cm ³]
V_{ss}	–	objętość skokowa silnika, [dm ³]
V_c	–	objętość przestrzeni roboczej cylindra, [cm ³]
W_d	–	wartość opałowa paliwa, [kJ/kg]
x_b	–	udział masy ładunku spalonego (spalin), [-]
x_{DI}	–	udział dawki paliwa wtrysku bezpośredniego w całej dawce paliwa, [-]
y	–	wynik pomiaru, [-]
y_{dr}	–	odkształcenie kropli paliwa (w odniesieniu do promienia kropli), [-]
y_0	–	rzeczywista wartość wielkości mierzonej, [-]
z	–	wielkość poszukiwana, [-]

Rozdział 1.

Wprowadzenie

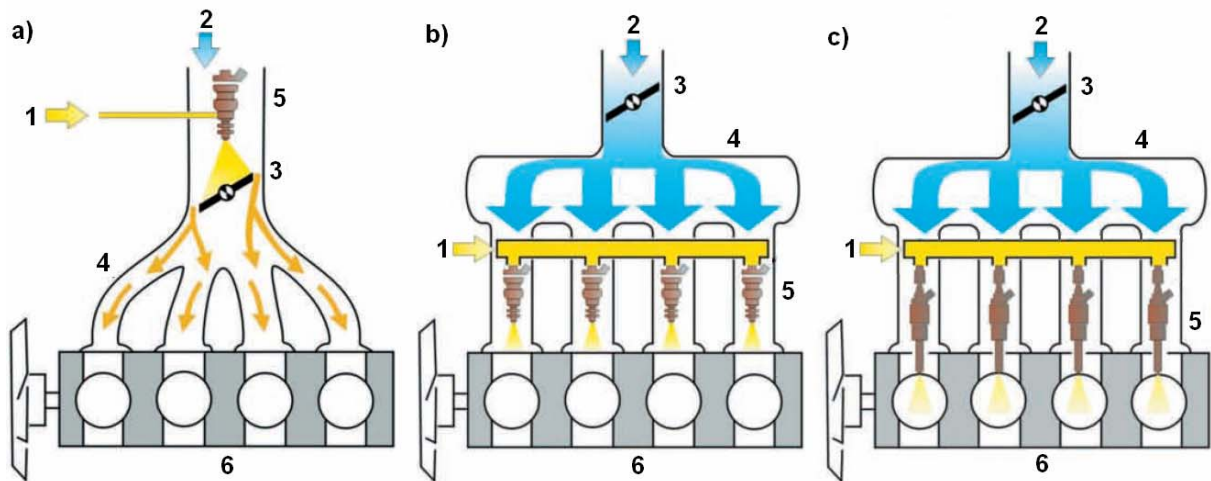
1.1. Układy wtrysku benzyny

Rozwój systemów wtrysku paliwa jako układów zasilania silników o zapłonie iskrowym rozpoczął się niemalże równoległe z wynalezieniem i opatentowaniem wspomnianego źródła napędu w drugiej połowie XIX wieku. Przez długie lata w systemach zasilania paliwem dominował gaźnik, jako urządzenie prostsze, tańsze, pewniejsze w działaniu i pozbawione swoistych problemów natury technologicznej i materiałowej w porównaniu z pierwszymi układami wtrysku benzyny. Gaźniki, nawet w najbardziej rozwiniętych formach, odznaczały się cechami, które ograniczały w pewnym stopniu osiągi silników. Dynamiczny rozkwit przemysłowy, w tym i motoryzacji, spowodował, że z czasem niebagatelny, wręcz priorytetowy, znaczenia nabrał aspekt emisji szkodliwych składników spalin i dwutlenku węgla przez pojazdy napędzane silnikami spalinowymi. Spowodowało to, w połączeniu rozwojem i spadkiem cen elektronicznych układów sterowania, wyparcie gaźnika jako podstawowego elementu układu zasilania silników o zapłonie iskrowym na rzecz układów wtrysku benzyny. Początkowo były to systemy prostsze, oparte na dostępnej ówczesnie elektronice analogowej lub ze sterowaniem mechanicznym, czy mechaniczno-hydraulicznym. W następnych latach zaczęto stosować coraz bardziej zaawansowane układy sterowania wtryskiem paliwa oparte na technice cyfrowej, zintegrowane z układami zapłonowymi oraz innymi pomocniczymi, jak np. układ recyrkulacji spalin, czy też zmiennych faz rozrządu. Obecnie kompleksowy układ zarządzający pracą silnika jest połączony siecią komputerową ze sterownikami innych urządzeń obecnych w samochodzie takich, jak układ zapobiegający blokowaniu kół przy hamowaniu, układ kontroli trakcji, system stabilizacji toru jazdy. Umożliwia to niezbędną wręcz korelację działania wspomnianych urządzeń.

Niezależnie od stopnia zaawansowania układu sterowania wtryskiem paliwa, ze względu na miejsce podawania paliwa wyróżnić można następujące systemy:

- przed przepustnicę powietrza, jednomiejscowo, wspólnie dla wszystkich cylindrów – tzw. wtrysk jednopunktowy, z ang. TBI – *Throttle Body Injection* lub SPI – *Single Point Injection* (Rys. 1.1 a)
- do indywidualnych przewodów dolotowych każdego cylindra – tzw. wtrysk wielopunktowy, z ang. PFI – *Port Fuel Injection* lub MPI – *Multipoint Injection* (Rys 1.1 b)

– bezpośrednio do przestrzeni roboczej każdego cylindra, tzw. wtrysk bezpośredni, najbardziej rozpowszechniony w literaturze skrót GDI pochodzi od angielskiego terminu *Gasoline Direct Injection* (Rys. 1.1 c).

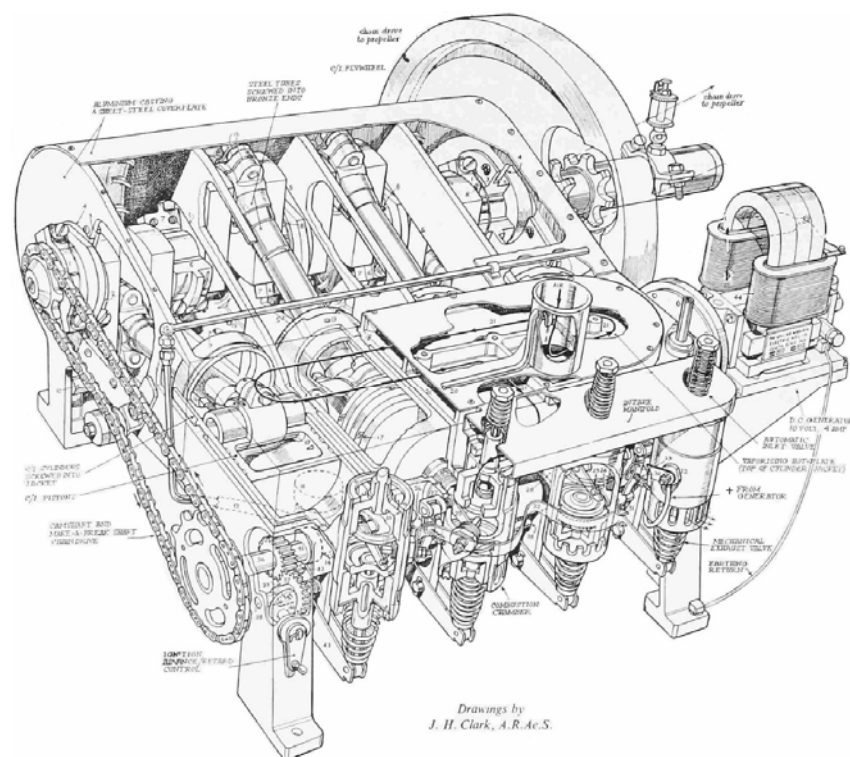


Rys. 1.1. Podział układów wtrysku benzyny ze względu na miejsce dawkowania paliwa[42]:
a) wtrysk jednopunktowy, b) wtrysk wielopunktowy, c) wtrysk bezpośredni;
1 – Dopływ paliwa, 2 – Dopływ powietrza, 3 – Przepustnica, 4 – Kolektor dolotowy,
5 – Wtryskiwacz (lub wtryskiwacze) paliwa, 6 – Silnik

Znany jest również system łączący w sobie cechy układów typu MPI i GDI. Układ zasilania paliwem D-4S zaprezentowany w 2005 roku przez koncern Toyota odznacza się tym, że na każdy cylinder silnika przypadają dwa wtryskiwacze. Jeden z nich dawkuje paliwo do przestrzeni roboczej cylindra, a drugi – przed zawory dolotowe. Zastosowanie tak rozbudowanego układu zasilania owocuje wzrostem osiągnięć silnika i ograniczeniem jego zapotrzebowania na paliwo w porównaniu do podobnej jednostki z wtryskiem paliwa tylko przed zawory dolotowe.

1.2. Rys historyczny zastosowania układów wtrysku paliwa do zasilania silników o zapłonie iskrowym

Historia zastosowania wtrysku paliwa w silnikach o zapłonie iskrowym jako alternatywy dla bardzo niedoskonałego wtedy gaźnika ma początek już na przełomie XIX i XX stulecia. Za pierwszą próbę użycia wtryskowego układu zasilania w silniku ZI uznaje się rok 1898, kiedy to firma Deutz zastosowała suwakową pompę wtryskową do swojej stacjonarnej jednostki napędowej zasilanej naftą. Gaźnika nie miał też przedstawiony na Rys. 1.2 silnik pierwszego w dziejach ludzkości samolotu [33]. System zasilania silnika samolotu braci Orville'a i Wilbura Wright z 1903 roku można uznać za prosty, bezpompowy układ wtrysku paliwa lekkiego [43].



Rys. 1.2. Przekrój anatomiczny silnika samolotu Orville'a i Wilbura Wright z 1903 roku

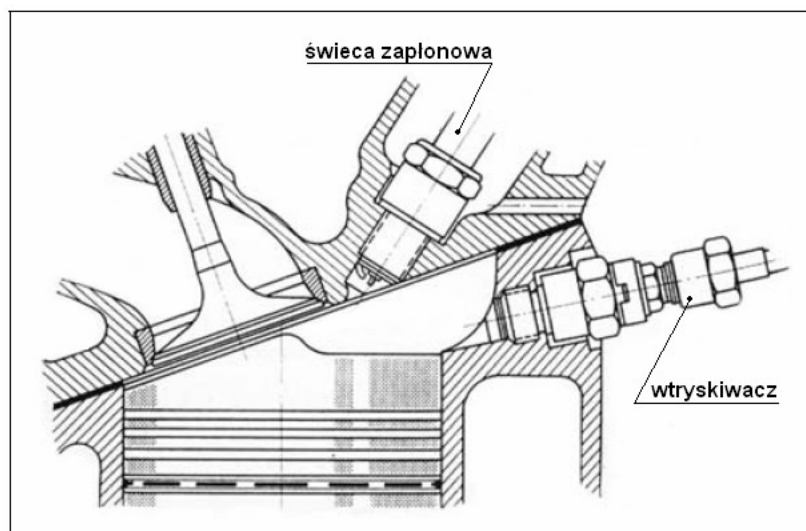
Implementacja zwężki Venturi'ego do gaźnika w następnych latach oraz trudności materiałowe i technologiczne ograniczyły na około dwie dekady rozwój wtryskowych układów zasilania w silnikach o zapłonie iskrowym. Chęć uzyskania lepszego objętościowego wskaźnika mocy, niż w przypadku zasilania za pomocą gaźnika spowodowała, że powrócono do idei wtrysku paliwa. Sprawilo to, iż pierwsze silniki z wtryskiem benzyny zastosowano do napędu pojazdów jeszcze przed wybuchem II Wojny Światowej. Jak wiadomo zastosowanie takiego rozwiązania wpływa m.in. na poprawę współczynnika napełnienia cylindra w porównaniu z zasilaniem gaźnikowym, co ma bezpośrednie przełożenie na osiągi silnika.

W 1930 roku system wtrysku paliwa otrzymał wyścigowy motocykl Guzi, natomiast w latach odpowiednio 1937 i 1938, samochody Lancia i DKW [36]. Żadna z tych konstrukcji nie doczekała się jednak produkcji seryjnej.

W przemyśle lotniczym rozwój systemów wtrysku paliwa lekkiego nastąpił tuż przed i w czasie II Wojny Światowej, głównie za sprawą firmy Bosch, która od 1912 roku prowadziła prace badawcze nad pompą układu wtrysku benzyny [15]. W lotnictwie bardzo istotne znaczenie nabierało zjawisko oblodzenia gaźnika oraz problemy z zapewnieniem przez gaźnik odpowiedniej jakości mieszanki podczas wykonywania ewolucji powietrznych z dużymi przeciążeniami. Wad tych pozbawione były w dużej mierze silniki z wtryskiem paliwa do cylindra. Za pierwszy na świecie taki silnik uznaje się jednostkę Junkers Jumo 210G opracowaną w połowie lat '30 ubiegłego stulecia i zastosowaną w 1937 roku w jednej z wersji rozwojowych samolotu myśliwskiego Messerschmitt Bf-109[62]. Innymi przykładami silników lotniczych z bezpośrednim wtryskiem paliwa z okresu II Wojny Światowej są niemiecki Daimler-Benz DB 601 oraz radziecki Szwecow ASz-82FN (stosowano również oznaczenie M-82FN), który stanowił rozwinięcie konstrukcji amerykańskiego Wright R-1820 Cyclone [19]. Aparatura wtryskowa tego silnika została skopiowana ze zdobytego przez Rosjan w 1942 r. niemieckiego silnika BMW-801.

Po wojnie czyniono próby zastosowania wtrysku paliwa do cylindra silników dwusuwowych celem ograniczenia strat paliwa w procesie przepłukiwania cylindra. Dwusuwowe silniki o zapłonie iskrowym z mechanicznym systemem wtrysku paliwa do cylindra zastosowano w produkowanych w latach 50 XX wieku małych niemieckich samochodach Borgward Goliath GP700 i Gutbrod Superior 600, jednak bez większego powodzenia [36]. Co prawda samochód Goliath GP700 z silnikiem o bezpośrednim wtrysku paliwa zużywał o około 20 do 30% mniej paliwa i miał o 18% większą moc maksymalną, niż wersja pojazdu z silnikiem zasilanym za pomocą gaźnika, jednak komponenty układu wtryskowego były dość drogie w produkcji i nie cechowały się odpowiednią niezawodnością. Uznaje się natomiast, że wspomniane samochody były pierwszymi w historii seryjnie produkowanymi, w których zastosowano silniki o bezpośrednim wtrysku benzyny.

W przemyśle samochodowym czterosuwowe silniki z wtryskiem benzyny zastosowano po raz pierwszy seryjnie w sportowym samochodzie Mercedes-Benz 300 SL w roku 1955 [45]. Na Rys. 1.3 przedstawiono przekrój komory spalania ww. samochodu. Na rysunku widoczne jest umiejscowienie wtryskiwacza oraz świecy zapłonowej.



Rys. 1.3. Przekrój komory spalania silnika M198 stosowanego w Mercedesie 300SL [81]

W układzie wtrysku paliwa silnika M198 zastosowano rzędowną pompą wtryskową firmy Bosch, podobną do stosowanych w silnikach o zapłonie samoczynnym. Rozwiązanie to było jednak na ówczesne czasy zbyt kosztowne, nawet do tak drogich samochodów, i Mercedes zaprzestał produkcji silników z bezpośrednim wtryskiem benzyny w pierwszej połowie lat sześćdziesiątych.

W następnych czterech dekadach rozwojowi podlegały głównie mniej kosztowne układy wtrysku pośredniego. W roku 1956 Stanach Zjednoczonych firma Bendix opracowała pierwszy elektronicznie sterowany układ wtrysku paliwa przed przepustnicą o nazwie Ejectrojector [20]. W następnym roku znalazł on zastosowanie w samochodzie Rambler Rebels. Opracowanie koncernu Bendix rozwijano w Niemczech od 1958 roku, co doprowadziło do stworzenia elektronicznego systemu wtrysku okresowego przed zawór dolotowy Bosch D-Jetronic, który w seryjnej produkcji stosowano w samochodach marki Volkswagen od 1967 roku[50].

Lata siedemdziesiąte zeszłego stulecia to rozwój systemów wtrysku benzyny, zarówno okresowego sterowanego elektronicznie, jak i ciągłego ze sterowaniem mechaniczno-hydraulicznym. W latach osiemdziesiątych, gdy coraz większego znaczenia nabierał aspekt emisji szkodliwych składników spalin przez silniki samochodowe, a cena systemów sterowania elektronicznego systematycznie spadała, proste układy wtrysku jednopunktowego zaczęły być stosowane również w małych, tanich samochodach. Nie wytrzymał też próby czasu tzw. gaźnik elektroniczny, jako urządzenie kosztowniejsze, bardziej zawodne i zdecydowanie trudniejsze w obsłudze od układów wtrysku benzyny.

Badania nad elektronicznymi układami wtrysku benzyny dla silników z zapłonem iskrowym prowadzono w tym czasie również w Polsce. Pod koniec lat osiemdziesiątych elektronicznie sterowany układ wtrysku przed przepustnicę do samochodu Polonez opracowano w Instytucie Pojazdów Samochodowych i Silników Spalinowych Politechniki Krakowskiej [38]. Niestety, na początku następnej dekady do seryjnej produkcji wdrożono w warszawskiej Fabryce Samochodów Osobowych licencyjne rozwiązanie holenderskiej firmy Abimex adaptowane z układu wtrysku General Motors Multec TBI-700.

Ostatnią dekadę ubiegłego stulecia można uznać już za ostateczny zmierzch gaźnika, jako urządzenia, które dominowało przez ok. 100 lat w układach zasilania silników o zapłonie iskrowym. Obecnie gaźnik spotkać można jedynie w motorowerach, motocyklach, w silnikach używanych do napędu sprzętu ogrodniczego, w małych silnikach łodziowych, czy mniejszych maszynach budowlanych i drogowych. Zaprzestano też produkcji układów ciągłego wtrysku paliwa sterowanego mechaniczno-hydraulicznie. Ze względu na sukcesywne wprowadzanie coraz to ostrzejszych przepisów dotyczących czystości spalin, systemy wtrysku centralnego musiały ustąpić miejsca układom wielopunktowego wtrysku pośredniego nawet w jednostkach napędowych najmniejszych samochodów. Taki stan rzeczy obowiązuje w zasadzie od końca 2000 roku, kiedy to zaczęły w Unii Europejskiej obowiązywać przepisy normy EURO III będącej regulacją prawną emisji poszczególnych składników toksycznych spalin przez samochody. W drugiej połowie lat '90 za sprawą firmy Mitsubishi w sprzedaży pojawiły się ponownie samochody, których silniki zasilane były za pomocą wtrysku bezpośredniego i temu zagadnieniu poświęcony został podrozdział 1.3.

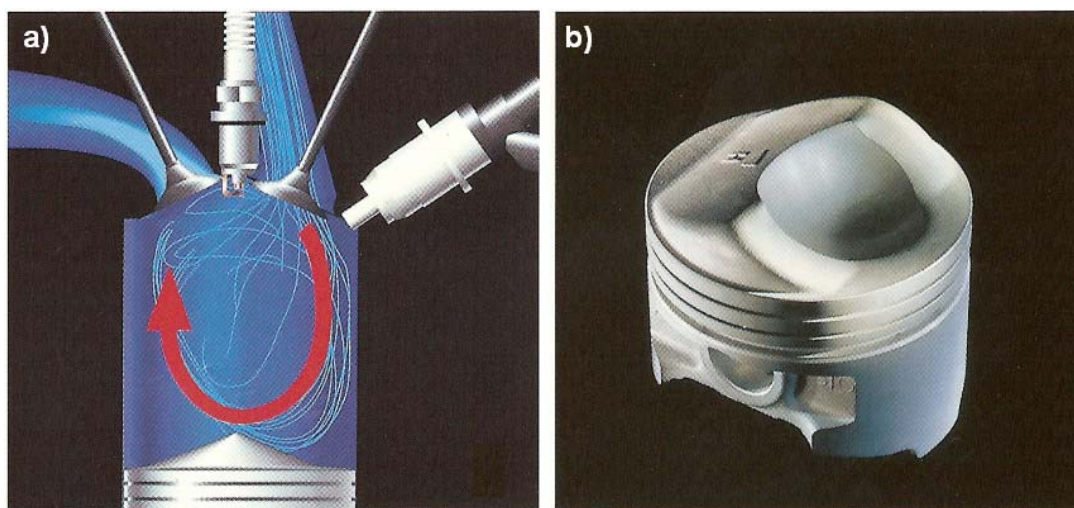
1.3. Bezpośredni wtrysk benzyny w silnikach współczesnych

W przypadku układów bezpośredniego wtrysku benzyny można zaryzykować stwierdzenie, że ich renesans rozpoczął się w roku 1996, kiedy to japoński koncern Mitsubishi wprowadził do sprzedaży model Carisma z silnikiem 4G93 GDI o objętości skokowej

1.8 dm³. Silnik ten należy uznać za pierwszą seryjnie produkowaną jednostkę napędową o zapłonie iskrowym z elektronicznie sterowanym bezpośrednim wtryskiem paliwa. Innowacyjność tego rozwiązania sprawiła, że dysponowana moc i moment maksymalny wzrosły o 10%, a przebiegowe zużycie paliwa zmalało o 20% w odniesieniu do wcześniej stosowanego silnika z zasilaniem paliwem za pomocą wtrysku do przewodów dolotowych.

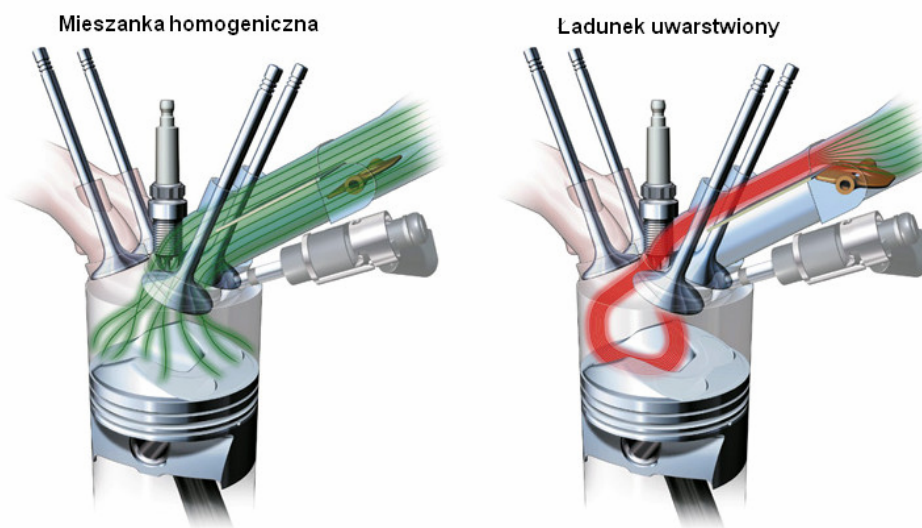
Wspomniana wyżej redukcja zużycia paliwa możliwa była dzięki zastosowaniu systemu spalania uwarstwionych mieszanek ubogich powietrza z paliwem w zakresie częściowych obciążeń i niskich oraz średnich prędkości obrotowych silnika. Ładunek uwarstwiony tworzony był według modelu *wall-guided*, co na język polski można tłumaczyć jako powierzchniowe prowadzenie mieszanki [49]. Oznacza to, że struga paliwa wtrysniętego w odpowiedniej chwili suwu sprężania odbija się od specjalnego wgłębienia w denku tłoka. Dzięki temu w okolicy elektrod świecy zapłonowej trafia mieszanka lekko wzbogacona w stosunku do składu stechiometrycznego, o współczynniku $\lambda \approx 0,9$, pozwalająca na skuteczny zapłon i szybkie rozprzestrzenianie się płomienia w pozostałej części komory spalania. Ładunek jest tam zdecydowanie uboższy, ma skład daleko przekraczający granice zapalności w klasycznym systemie spalania [45] tak, że np. praca silnika na biegu luzem zachodzi przy spalaniu mieszanek o globalnym współczynniku nadmiaru powietrza $\lambda = \text{ok. } 2.5$. Wraz ze zwiększaniem obciążenia mieszanka jest globalnie wzbogacana. Regulacja mocy w trybie pracy z ładunkiem uwarstwionym ma więc charakter jakościowy [47].

Praca silnika z dużymi obciążeniami i przy dużej prędkości obrotowej cechuje się tym, że paliwo dawkuje jest już podczas suwu dolotu, co pozwala na wytworzenie homogenicznej mieszanki palnej, podobnie jak to ma miejsce w silniku zasilanym za pomocą wtrysku paliwa przed zawór dolotowy. Zaleta, w przypadku zasilania wtryskiem bezpośrednim, polega na tym, że odparowanie paliwa odbywa się dopiero w przestrzeni roboczej cylindra skutkując schłodzeniem ładunku i, w efekcie, zwiększeniem współczynnika napełnienia cylindra. Na Rys. 1.4 zaprezentowano poglądowy przekrój cylindra silnika GDI z pionowo usytuowanym przewodem dolotowym oraz widok tłoka z denkiem o charakterystycznym kształcie.



Rys. 1.4. Charakterystyczne elementy budowy silnika Mitsubishi GDI 4G93 [28]:
 a) przekrój cylindra z widocznym pionowo poprowadzonym przewodem dolotowym
 b) widok denka tłoka będącego jednym z podstawowych elementów układu zapewniającego tworzenie mieszanek uwarstwionych

W następnych latach również inne koncerny wprowadziły na rynek samochody z silnikami o zapłonie iskrowym zasilanymi bezpośrednim wtryskiem paliwa. Wymienić tu należy silniki D4 Toyoty, FSI grupy Volkswagena, HPi Citroëna, SCi Forda, CGI Mercedesa, jednostki JTS stosowane przez Alfę Romeo, czy wreszcie IDE koncernu Renault. Różnice w tworzeniu mieszanki homogenicznej i ładunku uwarstwionego w silniku z układem zasilania typu FSI przedstawiono na Rys. 1.5.

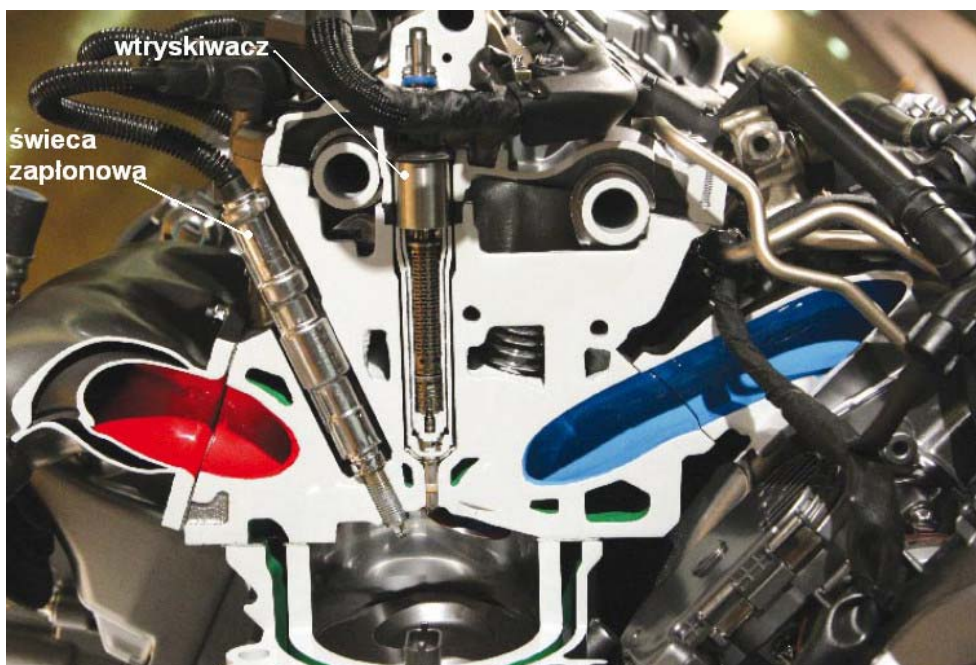


Rys. 1.5. Ilustracja procesu napelniania w silniku FSI pracującym w trybie mieszanki homogenicznej oraz uwarstwionej (Audi AG)

Intensyfikację zawirowania typu beczkowego (ang. *tumble*) konieczną do uzyskania stratyfikacji mieszanki według metody „*wall-guided*” uzyskuje się w tych jednostkach

napędowych na drodze przemykania specjalną kierownicą dolnej części kanału dolotowego [12].

Ze względu na różnego rodzaju niedogodności związane ze stosowaniem tego typu układów zasilania paliwem część producentów samochodów, jak np. Ford, Renault i Citroën, wycofała się ze stosowania silników z wtryskiem bezpośrednim benzyny w swoich pojazdach, większość jednak rozwija te systemy. W 2004 roku w samochodach marki Audi pojawiły się pierwsze turbodoładowane silniki o bezpośrednim wtrysku benzyny. W dwa lata później Mercedes zaprezentował model CLS 350 CGI, w którego silniku tworzenie uwarstwionego ładunku następuje za pomocą strugi paliwa (ang. *spray-guided*). Przekrój głowicy silnika M272 DE 35 samochodu Mercedes-Benz CLS 350 CGI z zaznaczonymi wtryskiwaczem oraz świecą zapłonową zaprezentowano na Rys. 1.6.



Rys. 1.6 Przekrój głowicy silnika M272 DE 35 samochodu CLS 350 CGI [23]

W podobny sposób ładunek palny jest formowany w silnikach HPI (od ang. *High Precision Injection*) samochodów marki BMW. Zarówno w silnikach Mercedesa, jak też i BMW użyto wtryskiwaczy piezoelektrycznych, które cechują się zdecydowanie większą precyzją dawkowania paliwa od dotychczas stosowanych wtryskiwaczy elektromagnetycznych. Wcześniej według wspomnianego modelu *spray-guided* tworzenie mieszanki odbywało się w nie produkowanych już silnikach F5R IDE Renaulta, ale nie pracowały one z zastosowaniem ładunku uwarstwionego.

1.4. Dwuwtryskiwaczowy układ zasilania paliwem oparty na systemie wtrysku bezpośredniego i do kanału dolotowego

W sierpniu 2005 roku Toyota zastosowała innowacyjny układ zasilania. w wolnossącym silniku 2GR-FSE używanym m.in. do napędu usportowionych samochodów Lexus IS350 [96]. Silnik ten cechuje się bardzo wysokimi osiągami ($p_{\text{emax}} = 1,24 \text{ MPa}$) przy zachowaniu umiarkowanego zużycia paliwa i ograniczonego poziomu emisji toksycznych składników spalin pozwalającego na zakwalifikowanie wspomnianego pojazdu na rynku amerykańskim do grupy SULEV (z ang. *super ultra low emission vehicle* – pojazd o szczególnie niskiej emisji spalin) [106].

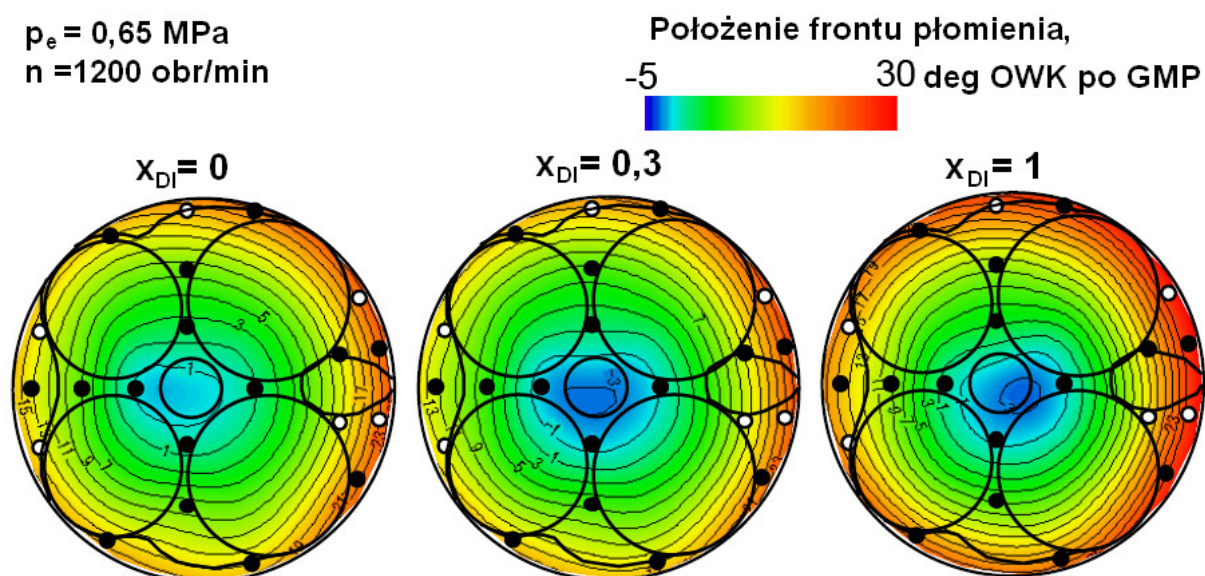
Specyficzną cechą tej jednostki napędowej jest zastosowanie w układzie zasilania dwóch wtryskiwaczy paliwa na każdy cylinder. Jeden z nich dawkuje paliwo do przewodu dolotowego, natomiast drugi wtryskuje benzynę bezpośrednio do komory spalania. Rozmieszczenie wtryskiwaczy w głowicy silnika pokazuje Rys. 1.7.



Rys. 1.7. Przekrój głowicy silnika 2GR-FSE [57];
1- Wtryskiwacz układu wtrysku do przewodów dolotowych, 2 – Wtryskiwacz systemu wtrysku paliwa do cylindra.

Relacja ilości paliwa dawkanego pośrednio i wprost do przestrzeni roboczej silnika jest zmienna w zależności od obranego punktu pola pracy silnika. W zakresie obciążeń częściowych silnika dawka paliwa jest podzielona pomiędzy dwa układy w taki sposób, że przynajmniej 30% masy paliwa wtryskiwane jest wprost do cylindra. Takie ograniczenie ma uchronić wtryskiwacz przed przekroczeniem temperatury rozpylacza 150 °C mogącej w dłuższej perspektywie spowodować jego uszkodzenie.

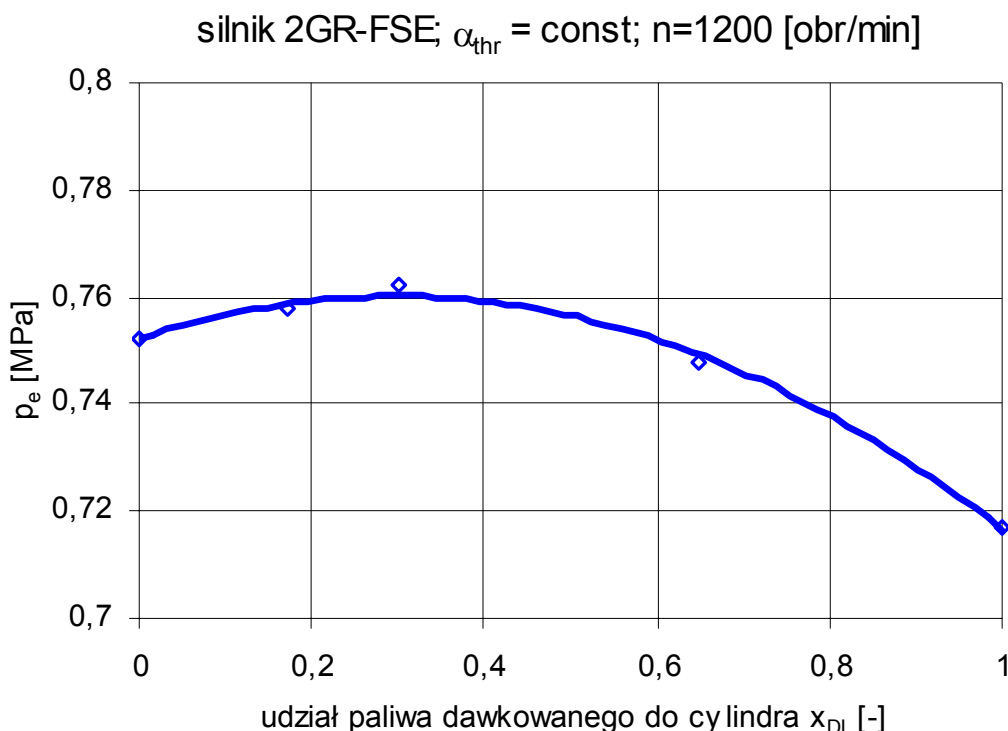
Na podstawie analizy procesu spalania stwierdzono, że w zakresie niepełnych obciążeń podział dawki paliwa pomiędzy dwa układy wtrysku powoduje, iż ładunek ma bardziej korzystny rozkład współczynnika nadmiaru powietrza w przestrzeni roboczej cylindra, niż ma to miejsce w przypadku dostarczenia całej masy paliwa do przewodu dolotowego, czy też wprost do cylindra [80]. Mieszanke cechuje większy stopień jednorodności. Jedynie w obrębie elektrod świecy jest ona lekko wzbogacona w odniesieniu do składu stechiometrycznego, co skraca okres indukcji wpływając pozytywnie na proces spalania. Na Rys 1.8 przedstawiono wyniki pomiarów propagacji frontu płomienia w komorze spalania za pomocą układu 21 sond jonizujących przy zasilaniu wtryskiem pośrednim ($x_{DI} = 0$), bezpośrednim ($x_{DI} = 1$) oraz dla zasilania dwuwtryskiwaczowego z 30% udziałem dawki wtrysku bezpośredniego ($x_{DI} = 0,3$).



Rys. 1.8 Rozprzestrzenianie się frontu płomienia w komorze spalania dla różnych udziałów dawki wtrysku bezpośredniego x_{DI} [96]

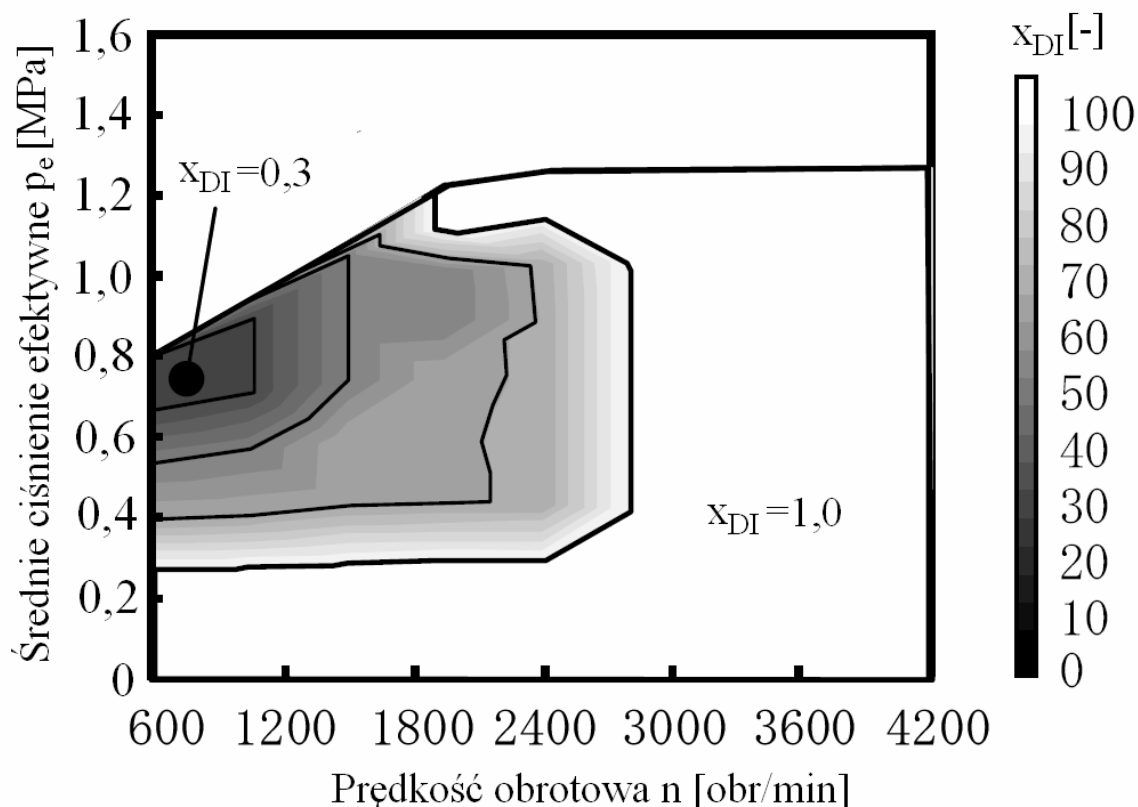
Widoczne jest, że w przedstawionym punkcie pracy ($p_e = 0,65 \text{ MPa}$, $n = 1200 \text{ obr/min}$) front płomienia rozprzestrzenia się najszybciej przy dawkowaniu paliwa z 30% udziałem masy paliwa wtryskiwanego bezpośrednio do cylindra. Pozwala to na zwiększenie

generowanego przez silnik momentu obrotowego w danych warunkach pracy [80]. Przykładowy przebieg krzywej średniego ciśnienia efektywnego w zależności od relacji dawki paliwa podawanego bezpośrednio do cylindra w stosunku do całej masy przypadającej na jeden cykl roboczy przedstawiono na Rys. 1.9 [106].



Rys. 1.9. Zależność średniego ciśnienia efektywnego od udziału dawki paliwa wtryskiwanej bezpośrednio do cylindra dla silnika 2GR-FSE Toyota

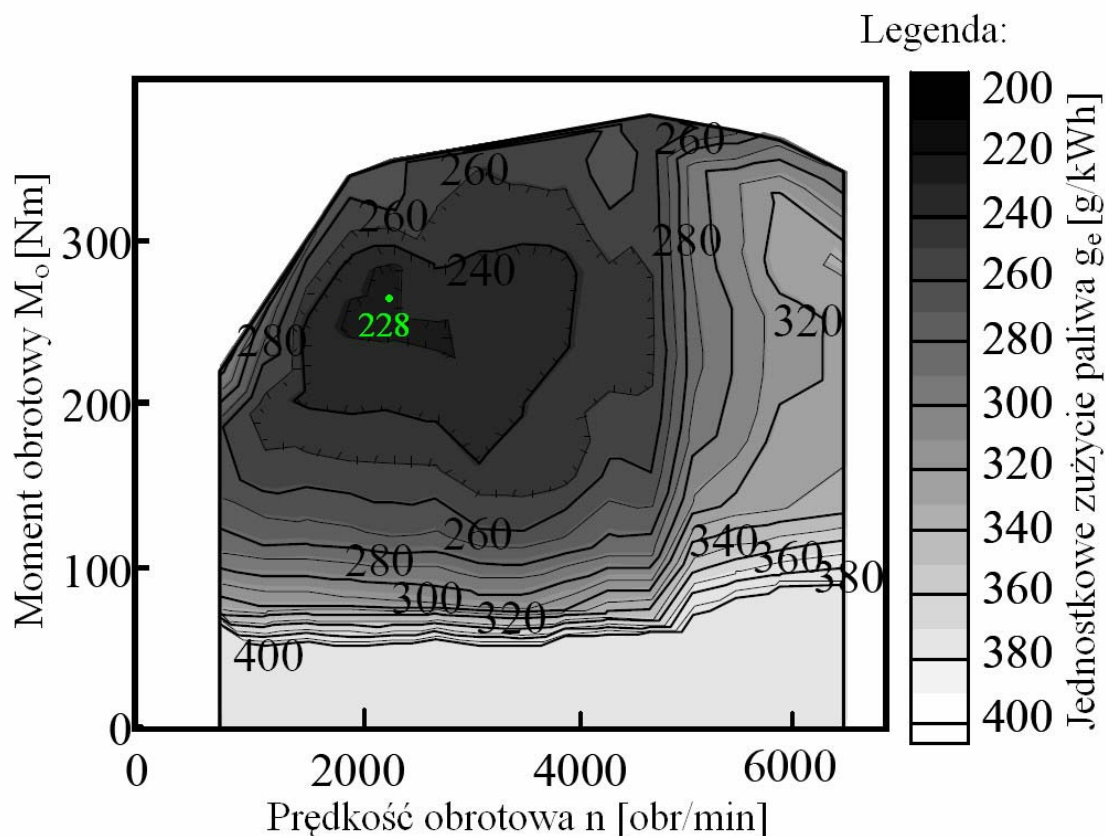
W punkcie pola pracy z Rys. 1.9 silnik uzyskuje maksymalny moment obrotowy dla około 30% udziału dawki paliwa wtrysku bezpośredniego. W innych punktach charakterystyki uniwersalnej silnika udział paliwa wtryskiwanego bezpośrednio do cylindra przyjmuje wartości od 30% aż do 100%. Wtedy to nie pracuje wtryskiwacz systemu wtrysku do przewodów dolotowych, a cała porcja paliwa jest dawkowana wprost do przestrzeni roboczej cylindra. Na Rys. 1.10 przedstawiono wykres obrazujący podział dawki paliwa pomiędzy układ wtrysku bezpośredniego i do przewodów dolotowych w zależności od prędkości obrotowej i średniego ciśnienia efektywnego generowanego przez silnik.



Rys. 1.10. Udział dawki paliwa wtrysku bezpośredniego z funkcji prędkości obrotowej i średniego ciśnienia efektywnego dla silnika 2GR-FSE Toyota[96]

Silnik pracuje w całym zakresie prędkości obrotowych z zasilaniem tylko wtryskiem bezpośrednim przy niewielkich obciążeniach, tj. do ok. $p_e = 0,28$ MPa oraz dla prędkości obrotowych większych od 2800 obr/min niezależnie od obciążenia. W pozostałej części pola pracy silnika, jak wspomniano wcześniej, dawka paliwa dzielona jest pomiędzy dwa systemy wtrysku. Przy dużych obciążeniach i prędkościach obrotowych odparowanie całej masy paliwa w cylindrze umożliwia osiągnięcie większego napełniania cylindra i ograniczenia skłonności do spalania stukowego, a co za tym idzie, zwiększenie generowanej przez silnik mocy efektywnej. Zastosowanie dwóch wtryskiwaczy na cylinder umożliwiło ponadto rezygnację z stosowanych w systemie wtrysku bezpośredniego D-4 [32] dodatkowych przepustnic zamykających podczas pracy silnika w zakresie niskich prędkości obrotowych jeden z kanałów dolotowych każdego cylindra. Zamknięcie jednego z kanałów dolotowych miało na celu tworzenie intensywnego wiru obwodowego w cylindrze w zakresie niskich prędkości obrotowych silnika i, przez to, poprawę warunków tworzenia mieszanki. Usunięcie systemu klap dodatkowo pozytywnie wpływa na poprawę współczynnika napełnienia silnika z dwuwtryskiwaczowym dawkowaniem paliwa, zwłaszcza w zakresie wyższych prędkości obrotowych przy pełnym otwarciu przepustnicy

Użycie innowacyjnego systemu zasilania benzyną D-4S, poza poprawą charakterystyki momentu obrotowego, miało też wpływ na uzyskanie ograniczonego zużycia paliwa. Charakterystykę uniwersalną silnika 2GR-FSE z zaznaczonym punktem o najniższym jednostkowym zużyciu paliwa g_e ilustruje Rys. 1.11.

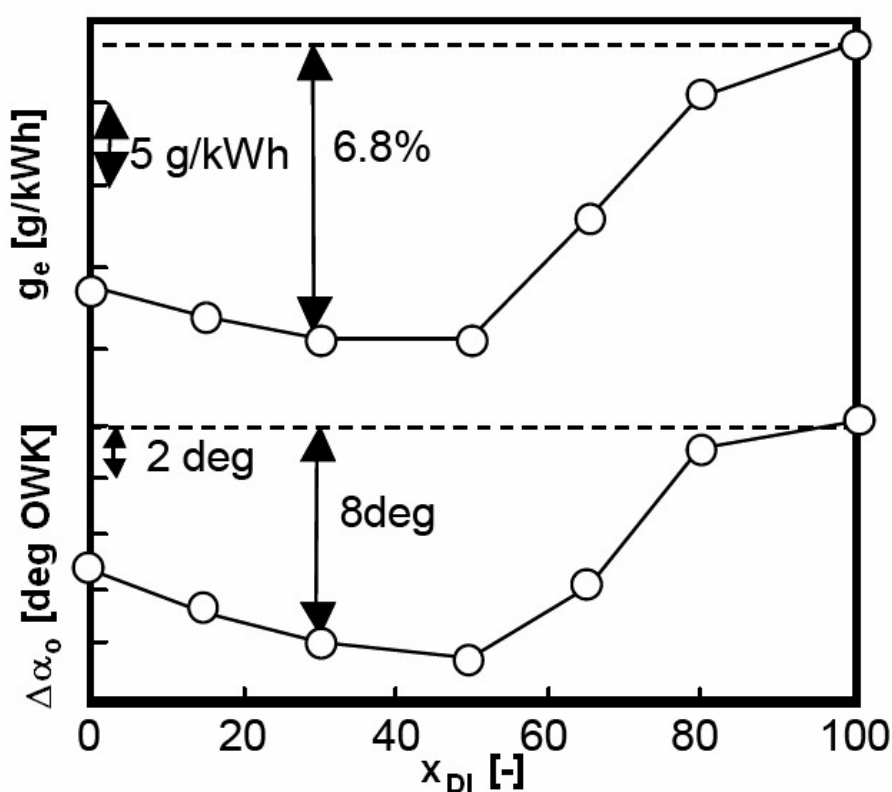


Rys. 1.11. Charakterystyka uniwersalna silnika Toyota 2GR-FSE z zaznaczonym kolorem zielonym punktem, gdzie uzyskano najniższe jednostkowe zużycie paliwa g_e [96]

Analizując Rys. 1.10 oraz 1.11 można zaobserwować, że obszar charakterystyki uniwersalnej silnika z najniższym jednostkowym zużyciem paliwa, tj. ≤ 230 g/kWh uzyskano przy dwuwtryskiwaczowym dawkowaniu paliwa. Wyżej wymieniona wartość jednostkowego zużycia paliwa odpowiada sprawności ogólnej $\eta_o = 0,356$. Wynik taki w obecnym stanie rozwoju silników spalinowych można uznać za bardzo dobry, tym bardziej, że uzyskano go przy zasilaniu mieszanką o składzie stechiometrycznym, bez właściwego dla silników pracujących na mieszankach ubogich uwarstwienia. W omawianym silniku zasilanie mieszanką lekko uwarstwowioną („*weak stratified charge combustion*” [106]) ma miejsce jedynie tuż po uruchomieniu zimnego silnika w celu skrócenia czasu aktywacji reaktorów katalitycznych. Globalny współczynnik nadmiaru powietrza osiąga wtedy wartość ok. 1.03, jednak jego odpowiedni rozkład w komorze spalania w połączeniu z zapłonem już w suwie

pracy, powodują, że gazy spalinowe mają wyższą temperaturę i mogą w krótszym czasie ogrzać rdzenie konwerterów katalitycznych.

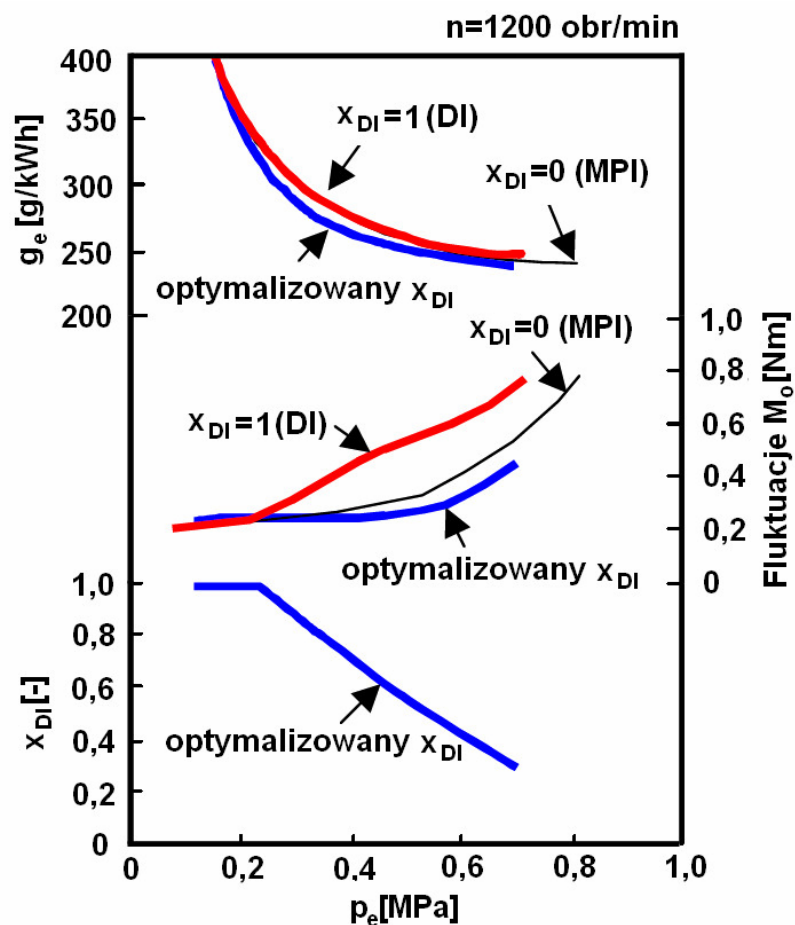
Przykładową charakterystykę regulacyjną udziału dawki wtrysku bezpośredniego x_{DI} przedstawia Rys. 1.12. Przebiegi zmian jednostkowego zużycia paliwa g_e oraz uzyskanego na podstawie analizy wykresu indykatorowego kąta całkowitego spalania $\Delta\alpha_o$ uzyskano przy prędkości obrotowej $n=1200$ obr/min i obciążeniu reprezentowanym przez średnie ciśnienie efektywne p_e równe 0,65 MPa. Kąt całkowitego spalania $\Delta\alpha_o$ zdefiniowany został jako, część kąta OWK od chwili wystąpienia iskry na elektrodach świecy zapłonowej (α_{ign}) do momentu, gdy 90% masy paliwa w cylindrze ulegnie spalaniu ($\alpha_{90\%}$).



Rys. 1.12. Przebieg zmian jednostkowego zużycia paliwa g_e oraz kąta całkowitego spalania $\Delta\alpha_o$ silnika 2GR-FSE w zależności od udziału dawki wtrysku bezpośredniego x_{DI} uzyskane dla prędkości obrotowej $n=1200$ obr/min i przy obciążeniu $p_e=0,65$ MPa[96]

Zauważalne jest, że zarówno krzywa jednostkowego zużycia paliwa g_e , jak i wykres kąta całkowitego spalania $\Delta\alpha_o$ osiągają swoje minimum w przypadku zasilania mieszanego. Zmniejszenie kąta całkowitego spalania o 8 °OWK dla tego punktu pracy w przypadku 30% udziału dawki wtrysku bezpośredniego w porównaniu z wynikami uzyskanymi dla zasilania wtryskiem bezpośrednim miało niewątpliwy wpływ na redukcję jednostkowego zużycia paliwa o 6,8%.

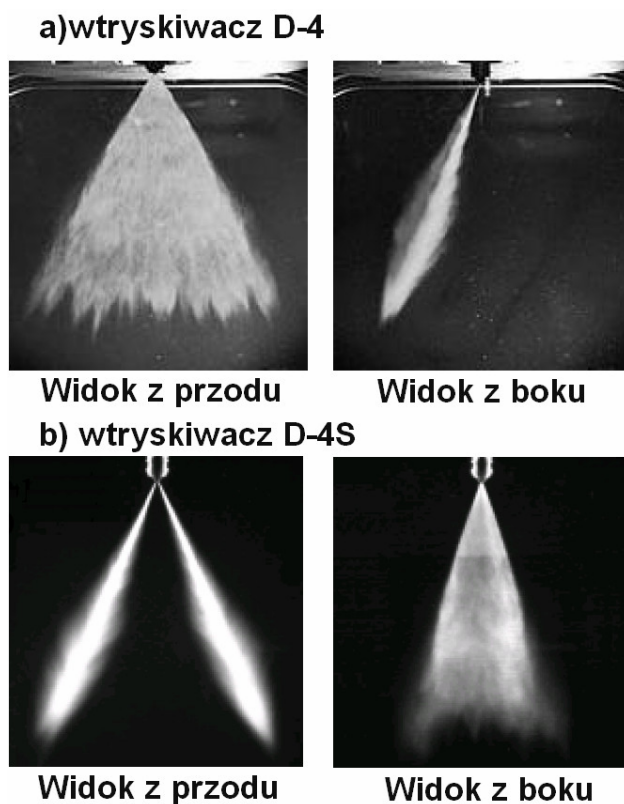
W dolnej części Rys. 1.13 przedstawiono przykładowy przebieg ustalonego w procesie optymalizacji udziału dawki paliwa wtrysku bezpośredniego x_{DI} w zależności od stopnia obciążenia silnika wyrażanego za pomocą średniego ciśnienia efektywnego p_e dla prędkości obrotowej $n = 1200$ obr/min. W górnym i środkowym fragmencie Rys. 1.13 przedstawiono odpowiednio przebiegi jednostkowego zużycia paliwa g_g oraz fluktuacji momentu obrotowego przy zasilaniu wtryskiem do przewodów dolotowych, wtryskiem bezpośrednim oraz przy zasilaniu mieszanym z udziałem x_{DI} zmiennym według linii z dolnej części rysunku.



Rys. 1.13. Przebieg zmian udziału dawki wtrysku bezpośredniego x_{DI} , jednostkowego zużycia paliwa g_e oraz fluktuacji momentu obrotowego w zależności od średniego ciśnienia efektywnego p_e [96]

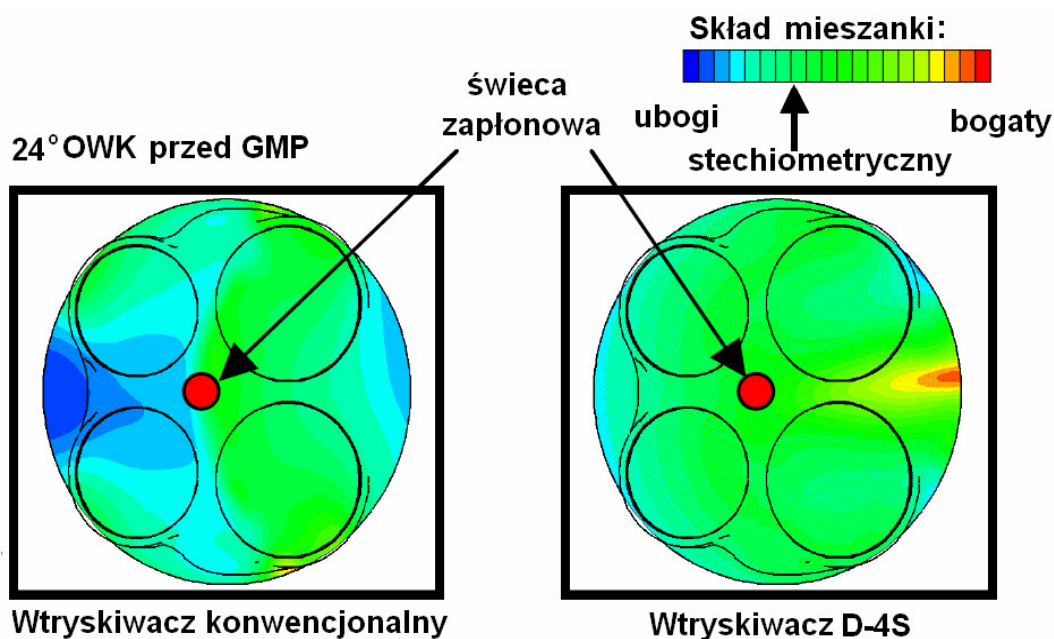
Efektom przeprowadzonej optymalizacji jest obniżenie jednostkowego zużycia paliwa g_e oraz redukcja zmian momentu obrotowego silnika wokół ustalonej wartości, zwłaszcza w porównaniu z wynikiem uzyskanym przy dawkowaniu paliwa tylko bezpośrednio do cylindra.

Jednym z elementów systemu wtrysku benzyny D-4S, który miał duży wpływ na poprawę tworzenia mieszanki palnej w cylindrze był opracowany specjalnie dla silnika 2GR-FSE wtryskiwacz układu wtrysku bezpośredniego kształtujący strugę paliwa w formie podwójnego wachlarza (ang. „*dual fan-shaped*”)[39]. Wtryskiwacz ma rozpylacz w postaci dwóch prostokątnych szczelin o wymiarach: 0,52x0,13 mm. Pracuje przy ciśnieniu wtrysku zmiennym od 4 do 13 MPa. Wydatek paliwa dla ciśnienia roboczego 12 MPa wynosi 948 cm³/min. Natomiast w układzie wtrysku do przewodów dolotowych użyto wtryskiwaczy wielootworowych (12 otworów o średnicy 0,19 mm każdy), pracujący przy ciśnieniu 0,4 MPa. Wtryskiwacz taki cechuje się wydatkiem paliwa o wartości 295 cm³/min dla ciśnienia roboczego. Porównanie zarejestrowanych techniką fotografii smugowej obrazów strug paliwa wtryskiwaczy układu D-4 oraz D-4S (wtryskiwacz układu wtrysku do cylindra) przedstawiono na Rys. 1.14.



Rys. 1.14 . Widok strugi paliwa wtryskiwacza wysokociśnieniowego[80];
a) stosowanego w układzie D-4, b) opracowanego na potrzeby systemu wtrysku D-4S

Zmiana kształtu rozpylacza wtryskiwacza użytego w silniku 2GR-FSE miała wpływ na zwiększenie stopnia jednorodności mieszanki w cylindrze. Ilustrującą ten fakt przykładową wizualizację rozkładu współczynnika nadmiaru powietrza w przekroju komory spalania wykonaną w programie symulacyjnym Star-CD v.3.150A przedstawiono na Rys. 1.15.



Rys. 1.15. Porównanie rozkładu współczynnika nadmiaru powietrza w komorze spalania mieszanki tworzonej przy użyciu konwencjonalnego wtryskiwacza wysokociśnieniowego oraz wtryskiwacza użytego w silniku 2GR-FSE [96]

Rozkład współczynnika nadmiaru powietrza λ w komorze spalania dla mieszanki formowanej przy użyciu wtryskiwacza nowego typu przybiera zdecydowanie bardziej korzystny charakter. Ładunek cylindra wykazuje w tym przypadku pewną niejednorodność kompozycji jedynie na obrzeżach komory spalania. Nie ma natomiast stosunkowo niekorzystnej, m.in. ze względu na inicjację procesu spalania, skokowej wręcz zmiany składu mieszanki w okolicach elektrod świecy zapłonowej.

Reasumując, problematyka zasilania silnika o zapłonie iskrowym za pomocą dwuwtryskiwaczowego układu paliwowego wydaje się być zagadnieniem wysoce interesującym i, co równie ważne, bardzo aktualnym. Dzieje się tak zwłaszcza ze względu na potencjalne możliwości ograniczenia emisji CO_2 i toksycznych składników spalin do atmosfery wynikające z zastosowania dwuwtryskiwaczowych systemów paliwowych.

Sprawiło to, że autor zajął się określeniem wpływu zastosowania podobnie skompletowanego do opisanego układu zasilania na parametry robocze silnika o daleko mniejszej objętości skokowej, niż ma to miejsce w przypadku jednostki produkowanej seryjnie.

Opis działań przeprowadzonych w tym celu, obejmujących m.in. prace symulacyjne w programie komputerowym KIVA-3V, budowę stanowiska badawczego oraz szereg badań eksperymentalnych rzeczywistego silnika, został przedstawiony w następnych rozdziałach tej pracy.

Rozdział 2.

Założenia pracy doktorskiej

2.1. Cel pracy

Celem pracy jest ocena wpływu podziału dawki paliwa w dwuwtryskiwaczowym systemie zasilania na parametry robocze i toksyczność spalin dla określonych obszarów w polu pracy silnika.

2.2. Teza naukowa pracy:

Istnieją miejsca pola pracy silnika, w których, przy zachowaniu niezmiennego składu mieszanki, zastosowanie dwuwtryskiwaczowego układu zasilania umożliwi poprawę parametrów roboczych silnika w porównaniu z uzyskanymi dla jednego miejsca dawkowania paliwa.

2.3. Zakres pracy

Zakres pracy obejmuje:

1. Analizę obecnego stanu wiedzy o przedmiotowym zagadnieniu.
2. Komputerową symulację pracy silnika ZI z dwuwtryskiwaczowym układem zasilania paliwem. Na podstawie wyników symulacji przeprowadzonej w programie KIVA-3V możliwe było wytypowanie punktów pola pracy silnika, w których należy się spodziewać największych korzyści z zastosowania dwumiejscowego systemu dawkowania paliwa.
3. Budowę hamownianego stanowiska badawczego silnika spalinowego ZI w celu wykorzystania go do przeprowadzenia przewidzianych badań eksperymentalnych. Działania zostały skupione głównie na powiązaniu działania systemów wtrysku bezpośredniego i do przewodów dolotowych tak, aby możliwy był dowolny podział dawki paliwa pomiędzy wspomniane wyżej układy z zachowaniem stałej sumarycznej dawki paliwa przypadającej na cykl roboczy silnika.
4. Przeprowadzenie badań eksperymentalnych silnika spalinowego z układem zasilania paliwem za pomocą wtrysku bezpośredniego i do przewodów dolotowych. Uzyskane wyniki pozwoliły na sporządzenie stosownych charakterystyk regulacyjnych silnika. W drugim etapie badań eksperymentalnych zostały przeprowadzone pomiary ciśnienia indykowanego w przestrzeni roboczej silnika dla wybranych parametrów jego pracy i układów wtryskowych. Na tej podstawie można było przeprowadzić analizę

termodynamiczną cyklu roboczego silnika. W szczególności porównana została szybkość spalania mieszaniny paliwowo - powietrznej przy różnych proporcjach masy paliwa wtryskiwanej bezpośrednio i do kolektora dolotowego.

5. Analizę otrzymanych rezultatów ze szczególnym uwzględnieniem wpływu zmiany relacji masy paliwa dawkowanego bezpośrednio do cylindra i do przewodów dolotowych na parametry robocze silnika i toksyczność spalin. Została też wyznaczona zmiana sprawności ogólnej silnika przy dwuwtryskiwaczowym dawkowaniu paliwa w odniesieniu do wyników uzyskanych dla wtrysku do przewodów dolotowych.
6. Przeprowadzenie analizy błędów pomiarowych.
7. Postawienie wniosków z pracy.
8. Określenie kierunków dalszych prac naukowych związanych z przedmiotową problematyką.

2.4. Nowość i oryginalność pracy

Na podstawie analizy literatury dotyczącej problematyki bezpośredniego wtrysku benzyny w silniku z zapłonem iskrowym autor stwierdził, że żaden ośrodek naukowo-badawczy w Europie nie prowadził badań nad podobnym do opisywanego systemem zasilania paliwem. Nie ma na ten temat żadnych dostępnych publikacji. Jak wspomniano we wprowadzeniu, dwuwtryskiwaczowy układ zasilania zastosował w silniku 2GR-FSE koncern Toyota w 2005 roku, jednakże jest to jednostka napędowa o dużej objętości skokowej – 3,5 dm³, używana do napędu samochodów dostępnych jedynie na rynku japońskim i amerykańskim. Brak też jest szerszych informacji na temat teoretycznego opisu zjawisk zachodzących w silniku z dwuwtryskiwaczowym układem zasilania.

Sprawiło to, że autor zajął się analizą naukowo - badawczą zagadnienia zastosowania podobnego do opisanego układu zasilania do silnika o daleko mniejszej objętości skokowej, niż ma to miejsce w przypadku jednostki produkowanej seryjnie. W dobie downsizingu rozpowszechnionego również w dziedzinie silników spalinowych zagadnienie to może nabrać szczególnie ważnego znaczenia.

Rozdział 3

Stanowisko badawcze

3.1. Obiekt badań i zastosowana aparatura pomiarowa

Podstawowym elementem stanowiska badawczego jest czterosuwowy, silnik spalinowy z zapłonem iskrowym o oznaczeniu producenta 2SZ-FE wyprodukowany przez koncern Toyota z przeznaczeniem głównie do samochodu osobowego Yaris. Podstawowe dane techniczne tego silnika zostały ujęte w tabeli 3.1.

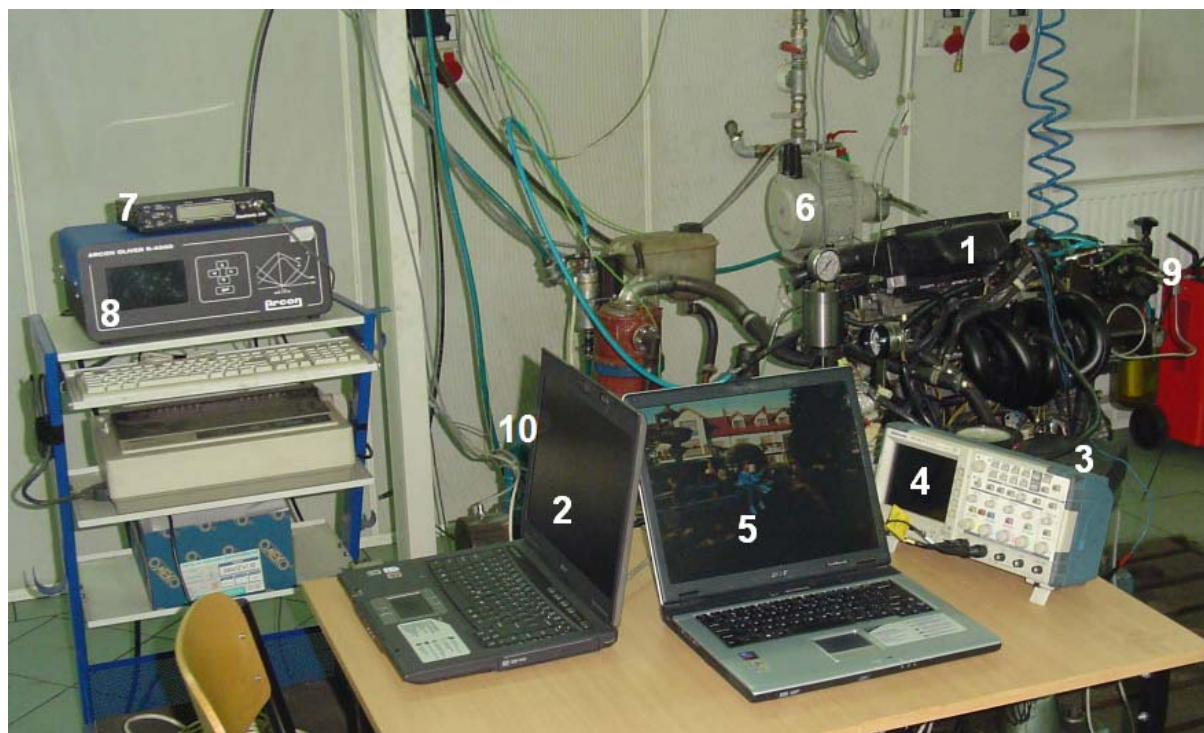
Typ silnika	2SZ-FE
Liczba cylindrów i ich układ	cztery , rzędowy
Mechanizm rozrządu	cztery zawory na każdy cylinder, dwa wałki rozrządu w głowicy cylindrów napędzane za pomocą łańcucha, układ zmiennych faz rozrządu wałka zaworów dolotowych
Typ komory spalania	daszkowa
Układ zapłonowy	z indywidualnymi cewkami zapłonowymi każdego cylindra
Objętość skokowa V_{ss} [dm ³]	1,298
Średnica cylindra d_c x skok tłoka s [mm]	72,0 x 79,7
Promień wykorbienia r [mm]	39,85
Długość korbowodu l [mm]	129,5
Stopień sprężania	10,0
Moc maksymalna [kW] przy prędkości obrotowej [obr/min]	64, 6000
Moment obrotowy maksymalny [Nm] przy prędkości obrotowej [obr/min]	122, 4200
Kolejność pracy cylindrów	1-3-4-2
Badawcza liczba oktanowa paliwa	95 lub więcej

Tab. 3.1. Dane techniczne silnika spalinowego 2SZ-FE [107]

Silnik został zainstalowany na stanowisku badawczym z hamulcem elektrowirowym Automex AMX 200 o mocy nominalnej 100 kW z urządzeniem sterującym – pomiarowym tej samej firmy. Ma ono możliwość sterowania poziomem obciążenia silnika, pomiaru prędkości obrotowej, momentu obrotowego, zużycia paliwa. Sterownik hamulca ma też blok pomiaru temperatur: cieczy chłodzącej silnik, powietrza dolotowego oraz spalin w kolektorze

wylotowym. Możliwe jest także połączenie sterownika hamulca z komputerem osobistym za pomocą złącza RS 232. Dzięki temu dane z systemu sterowania hamulcem mogą być odczytywane i rejestrowane na komputerze przy użyciu programu do wspomagania badań hamownianych o nazwie PARM opracowanego również przez producenta hamulca.

Widok ogólny stanowiska badawczego z zaznaczonymi głównymi elementami został przedstawiony na Rys. 3.1.

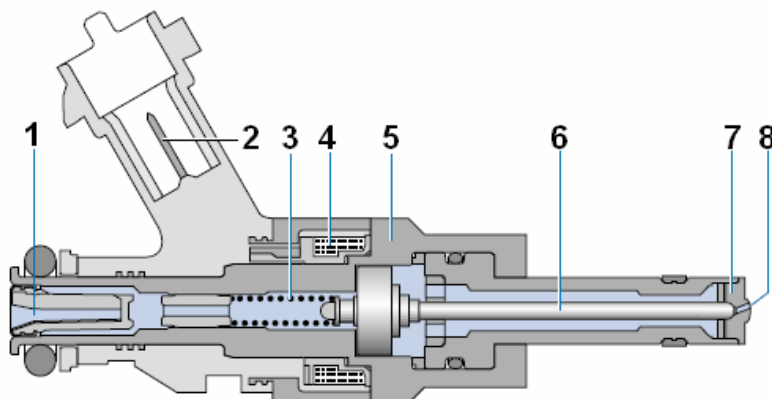


Rys. 3.1. Widok ogólny stanowiska badawczego;

1 – Silnik badawczy, 2 – Komputer PC do nadzorowania pracy układu wtryskowego, 3 – Sterownik układu wtryskowo – zapłonowego, 4 – Oscyloskop cyfrowy, 5 – Komputer PC wykorzystywany w pomiarach przebiegu zmian ciśnienia w cylindrze silnika, 6 – Nastawnik przepustnicy silnika, 7 – Przepływomierz paliwa dla układu wtrysku bezpośredniego (używany w pierwszym etapie badań) 8 – Analizator spalin Arcon Oliver K-4500, 9 – Pompa paliwa układu wtrysku bezpośredniego z regulatorem ciśnienia paliwa, 10 – Hamulec elektrowirowy AMX-200

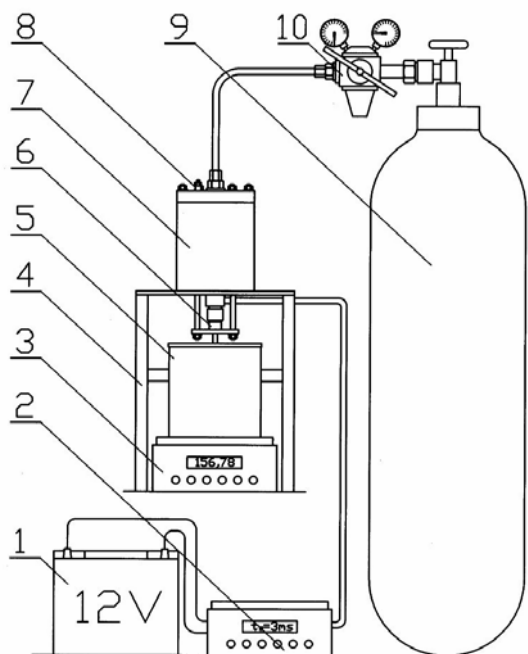
W porównaniu z wykonaniem fabrycznym, silnik ma istotną zmianę konstrukcyjną polegającą na umieszczeniu wysokociśnieniowych wtryskiwaczy paliwa w komorach spalania każdego z cylindrów. Zastosowane wtryskiwacze zostały wyprodukowane przez firmę Bosch, a montowane są m.in. w samochodach osobowych grupy Volkswagen wyposażonych w silniki z bezpośrednim wtryskiem benzyny FSI. Taki wybór podyktowany został korzystnymi warunkami zabudowy wtryskiwaczy w głowicy posiadanego silnika i dostępnością wtryskiwaczy o takich samych wymiarach zewnętrznych, a charakteryzujących

się różnymi parametrami roboczymi. Przekrój anatomiczny zastosowanego wtryskiwacza typu HDEV 1.1 przedstawiono na Rys. 3.2.



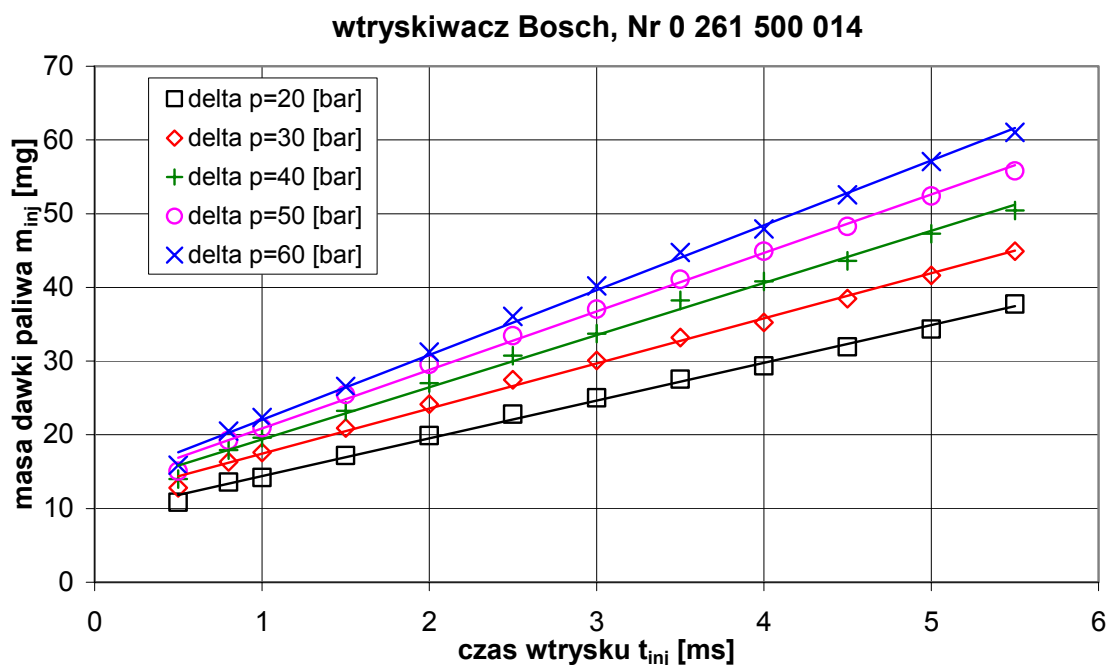
Rys. 3.2. Przekrój wtryskiwacza wysokociśnieniowego Bosch HDEV 1.1; 1 – Wlot paliwa z filtrem, 2 – Złącze elektryczne, 3- Sprężyna, 4 – Cewka elektromagnesu, 5 – Kadłub wtryskiwacza, 6 – Iglica, 7 – Gniazdo iglicy, 8 – Wylot rozpylacza, [17]

Uzyskanie pożądanego składu mieszanki palnej w różnych warunkach pracy silnika wymagało przeprowadzenie pomiarów mających na celu poznanie charakterystyki dawkowania wtryskiwacza [73]. Zostało w tym celu zbudowane specjalne bezpompowe stanowisko badawcze, którego schemat przedstawiono na Rys. 3.3.



Rys. 3.3. Schemat stanowiska badawczego do sporządzania charakterystyki dawkowania elektromagnetycznie sterowanych wtryskiwaczy wysokociśnieniowych [85]; 1- Akumulator 12V 55Ah, 2 – Tester wtryskiwacza, 3 – Waga laboratoryjna, 4 – Rama stanowiska, 5 – Komora do gromadzenia paliwa rozpylanego przez wtryskiwacz, 6- Wtryskiwacz, 7 – Komora paliwowa, 8 – Zawór do napełniania komory paliwem, 9 – Butla ze sprężonym azotem, 10 – Nastawny reduktor ciśnienia.

Uzyskaną na podstawie wyników badań graficzną ilustracją zależności masy m_{inj} [mg] dawki paliwa od czasu t_{inj} [ms] wtrysku przy ciśnieniach wtrysku zmiennych od 2 do 6 MPa dla zastosowanego do silnika badawczego wtryskiwacza Nr 0 261 500 014 przedstawiono na Rys. 3.4.

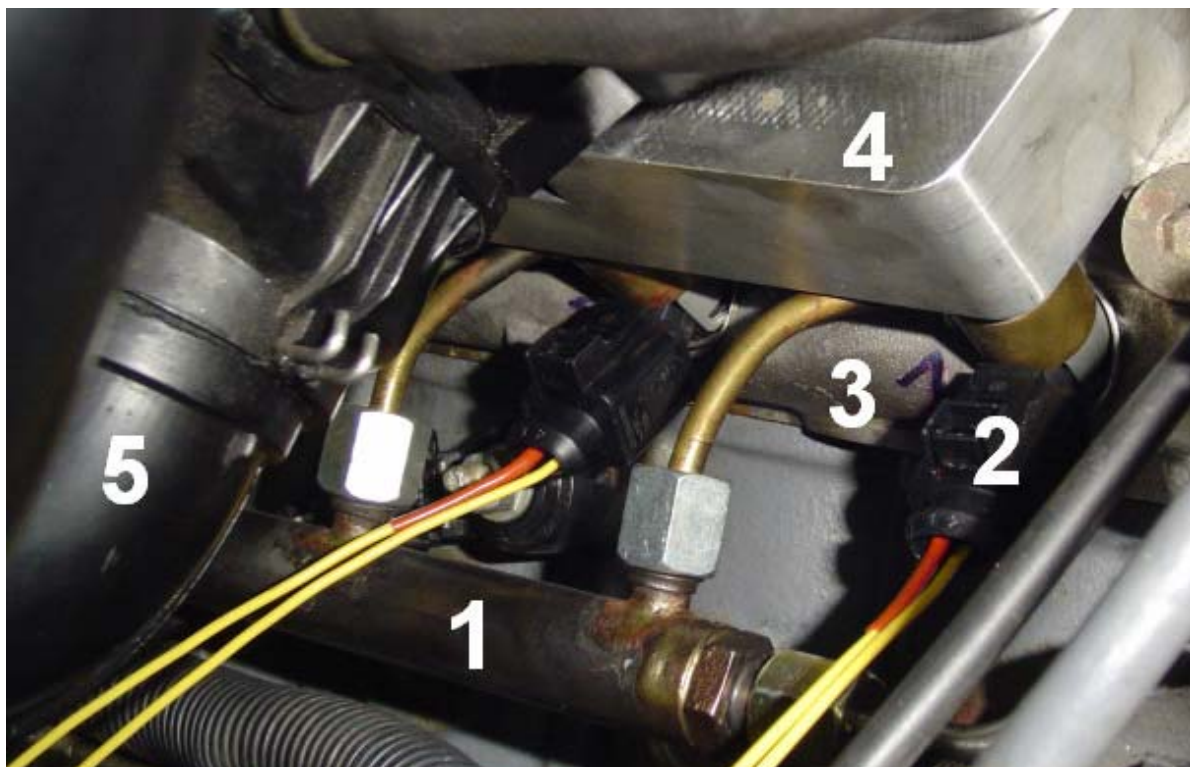


Rys. 3.4. Charakterystyka dawkowania wtryskiwacza Bosch 0 261 500 014

Zauważalne jest, że zastosowany wtryskiwacz nie wykazuje dużych odchyień od liniowej charakterystyki dawkowania. Z innych istotnych informacji o zastosowanych wtryskiwaczach należy przytoczyć fakt, że oś strumienia wtryskiwanego paliwa pokrywa się z osią podłużną wtryskiwacza, natomiast stożek strugi ma kąt wierzchołkowy 67° . Więcej informacji na temat zagadnień związanych z doбором wtryskiwacza do silnika znajduje się w [85].

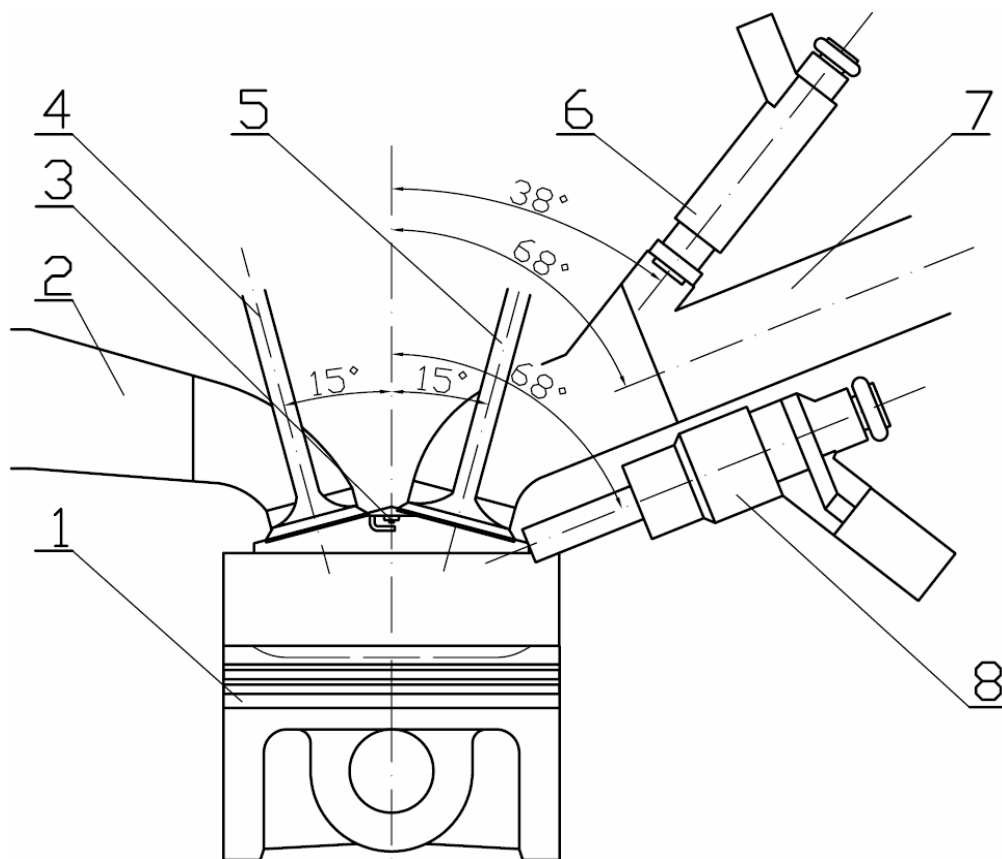
Zabudowa wtryskiwaczy do silnika wymagała opracowania specjalnej zbiorczej szyny paliwowej i płyty dystansowej kolektora dolotowego, która jednocześnie jest elementem utrzymującym wtryskiwacze w założonej pozycji (Rys. 3.5). Wtryskiwacze zamontowano pod kątem 68° względem osi pionowej cylindrów, tj. równolegle do osi przewodów dolotowych w miejscu montażu kolektora dolotowego. W tym celu przez płaszcz wodny aż do komór spalania w głowicy silnika wykonano otwory o stopniowanej średnicy, w które wtłoczono tulejki z otworami montażowymi wtryskiwaczy. Połączenie wciskowe tulejek z otworami w głowicy zostało dodatkowo uszczelnione specjalnym utwardzonym anaerobowo klejem do złącz współosiowych, który w wysokich temperaturach pozostaje odporny na

działanie cieczy chłodzącej oraz gazów spalinowych pod wysokim ciśnieniem [58]. Ze względu na fakt wnikania do wnętrza komór spalania końcówek tulejek użytych do montażu wtryskiwaczy, musiały zostać wykonane odpowiednie wybrania również w części wyciskającej denek każdego z tłoków.



Rys. 3.5. Zabudowa do głowicy wtryskiwaczy układu wtrysku bezpośredniego;
1 – Szyna paliwowa, 2 – Wysokociśnieniowy wtryskiwacz paliwa, 3 – Głowica silnika,
4 – Płyta dystansowa kolektora dolotowego, 5 – Kolektor dolotowy

Rozmieszczenie wtryskiwaczy układu wtrysku bezpośredniego i wtrysku paliwa do przewodów dolotowych zilustrowano poglądowo na Rys. 3.6. Na rysunku zaznaczone zostały również charakterystyczne kąty istotne dla budowy obiektu badań. Zarówno zawory dolotowe, jak i wylotowe są odchyłone o 15° od płaszczyzny zawierającej osie cylindrów. Wtryskiwacze dawkujące paliwo do przewodów dolotowych są typu wielootworowego (10 otworów) o względnie małym kącie rozpylenia paliwa [107] i zamontowano je pod kątem 38° względem osi pionowej cylindrów tj. 30° w odniesieniu do osi kanału dolotowego przed rozwidleniem na indywidualne przewody każdego z zaworów dolotowych



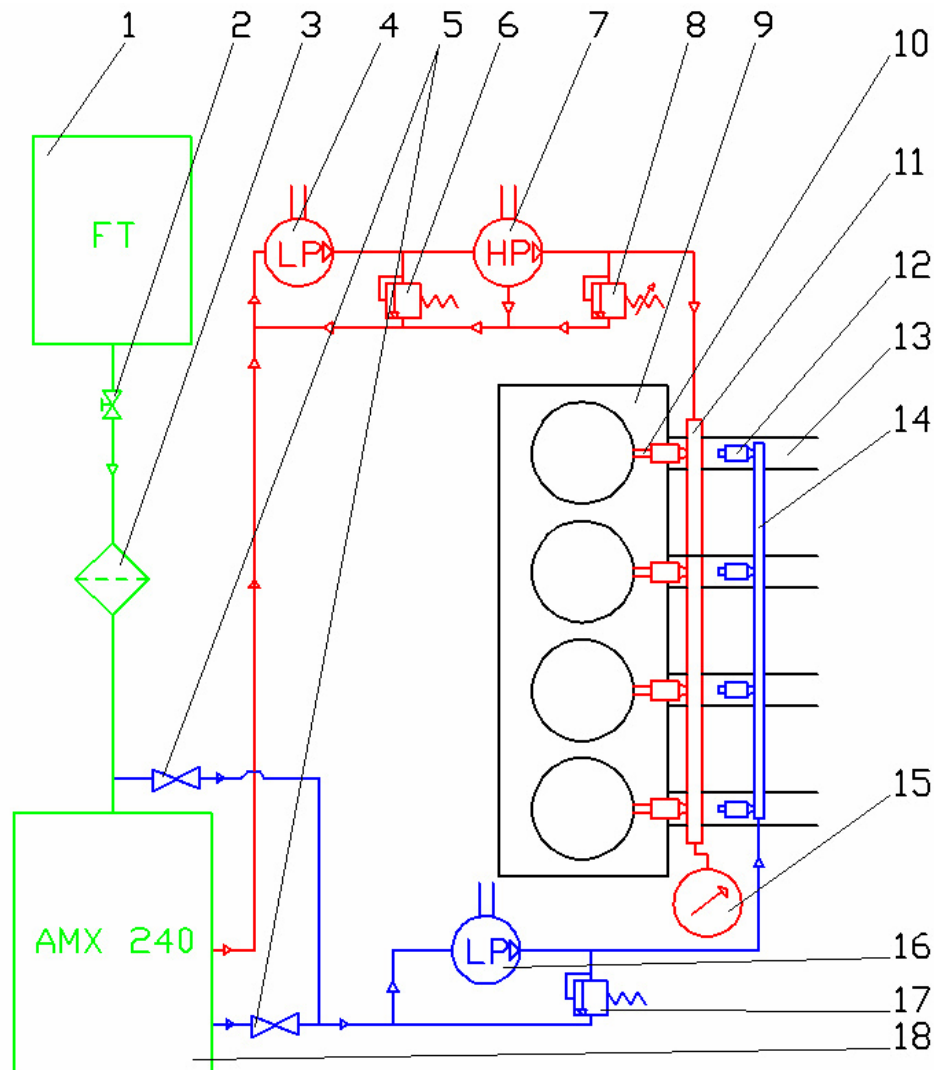
Rys. 3.6. Rozmieszczenie wtryskiwaczy układu wtrysku bezpośredniego oraz wtrysku do przewodów dolotowych w silniku badawczym;

1 – Tłok, 2 – Kanał wylotowy, 3 – Elektrody świecy zapłonowej, 4 – Zawór wylotowy, 5 – Zawór dolotowy, 6 – Wtryskiwacz układu wtrysku do przewodów dolotowych, 7 – Kanał dolotowy, 8 – Wtryskiwacz układu wtrysku bezpośredniego

Zasilanie paliwem odbywa się za pośrednictwem wysokociśnieniowej trójsekcyjnej pompy paliwa stosowanej powszechnie w układach wtrysku oleju napędowego typu „common rail”. Ciśnienie paliwa w układzie wtrysku bezpośredniego ustalane jest za pomocą regulowanego zaworu upustowego produkowanego przez Ponar - Wadowice. Kolektor paliwowy połączony jest z manometrem, który umożliwia bieżącą kontrolę ciśnienia wtrysku. Układ paliwowy wyposażony jest ponadto w dwie elektryczne pompy paliwa. Jedna z nich zasila pompę wysokiego ciśnienia obwodu wtrysku bezpośredniego, natomiast druga pracuje w tradycyjnie skompletowanym bezpowrotnym układzie wtrysku wielopunktowego przed zawór dolotowy. Pomiar zużycia paliwa odbywa się za pomocą paliwomierza grawimetrycznego zablokowanego z układem sterującym hamulca silnikowego. Zastosowanie odpowiedniego układu elektrozaworów paliwa umożliwia w zależności od potrzeb pomiar całkowitego zużycia paliwa przez silnik lub tylko strumienia masy benzyny dawkowanej przez układ wtrysku bezpośredniego. W początkowym etapie prób hamownianych do

pomiaru wydatku paliwa układu wtrysku bezpośredniego stosowany był przepływomierz objętościowy Flowtronic 215, jednak nie zapewniał on wymaganej dokładności wskazań.

Schemat systemu paliwowego silnika badawczego z wyodrębnieniem układu wtrysku do przewodów dolotowych oraz układu wtrysku bezpośredniego został przedstawiony na Rys.3.7.



Rys. 3.7. Schemat układu paliwowego silnika badawczego.

1 – Zbiornik paliwa, 2 – Zawór odcinający, 3 – Filtr paliwa, 4 – Pompa zasilająca układu DI, 5 – Elektrozwory umożliwiające pomiar zużycia tylko w układzie DI, 6 – Regulator niskiego ciśnienia obwodu DI, 7 – Pompa wysokiego ciśnienia, 8 – Nastawny regulator ciśnienia DI, 9 – Silnik badawczy, 10 – Wtryskiwacz układu DI, 11 – Kolektor paliwowy wtryskiwaczy układu DI, 12 – Wtryskiwacz układu MPI, 13 – Przewód dolotowy silnika, 14 – Zbiorcza szyna paliwowa układu MPI, 15 – Manometr do kontroli ciśnienia DI, 16 – Pompa paliwa układu MPI, 17 – Regulator ciśnienia MPI, 18 – Paliwomierz grawimetryczny;
Kolor zielony – elementy wspólne obu układów, kolor czerwony – układ wtrysku bezpośredniego, kolor niebieski – system wtrysku do przewodów dolotowych

Paliwem użytym w badaniach była benzyna silnikowa bezołowiowa zgodna z normą PN-EN 228:2006 o liczbach oktanowych nie mniejszych od odpowiednio: 95 - LOB i 85 – LOM.

Skład spalin był mierzony za pomocą analizatora Arcon Oliver K-4500. Urządzenie to pozwala na pomiar stężenia objętościowego w spalinach substancji, takich jak: tlenek węgla, dwutlenek węgla, tlen, węglowodory sumarycznie (w przeliczeniu na heksan) oraz tlenek azotu. Analizator posiada komorę pomiarową CO, CO₂, i HC typu AMB II amerykańskiej firmy Sensors, Inc. działającą w technologii NDIR (z ang. *Non-Dispersive Infrared* – nie rozproszony strumień podczerwieni). Zawartość tlenu i tlenku azotu jest mierzona przy użyciu stosownych ogniw elektrochemicznych produkowanych przez International Technologies Dr Gambert GmbH [68], [69].

Na potrzeby pomiarów ciśnienia indykowanego w przestrzeni roboczej cylindra silnik wyposażono w sprzężony z wałem korbowym enkoder inkrementalny Omron E6B2-CWZ3E o rozdzielczości 360 impulsów na obrót z wyjściem o typu napięciowego [72]. Sam pomiar ciśnienia indykowanego przeprowadzono z użyciem optoelektronicznego czujnika C82255-SP firmy Optrand [10]. Jest to czujnik typu świecowego. Czujnik ciśnienia wraz ze stosownie adaptowaną świecą zapłonową przedstawiono na Rys. 3.8.

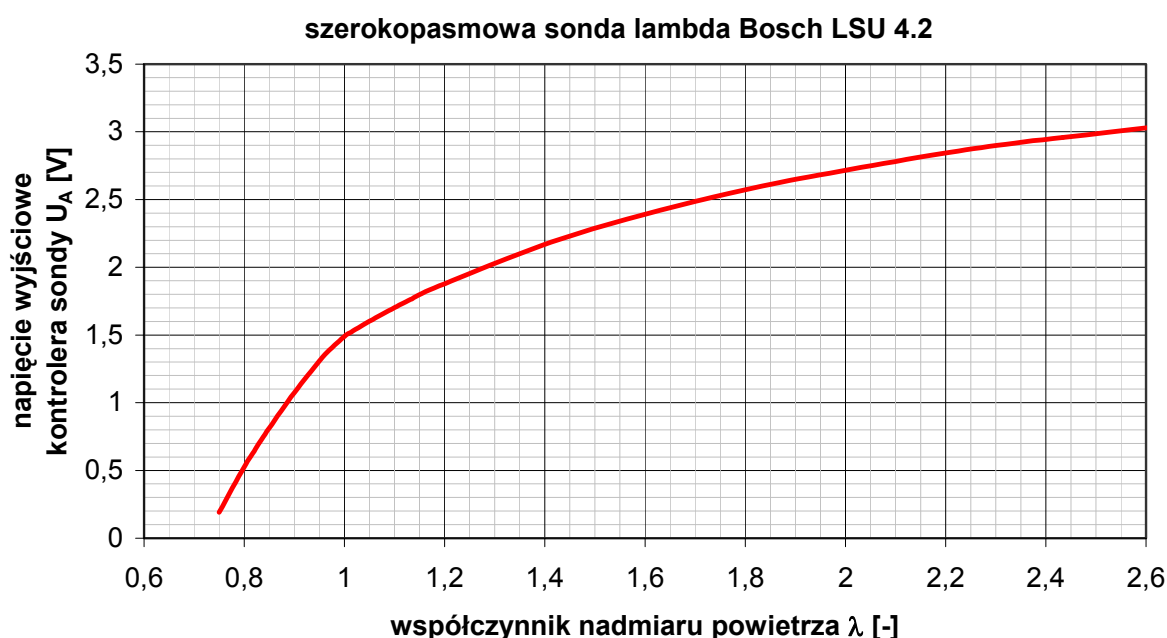


Rys. 3.8. Świeca zapłonowa z zamontowanym optoelektronicznym czujnikiem ciśnienia firmy Optrand

Zastosowany czujnik ciśnienia cechuje się małymi wymiarami zewnętrznymi (średnica membrany czujnika – 2,8 mm) i pozwala na bezinwazyjny, tj. bez ingerencji w materiał głowicy, pomiar ciśnienia w komorze spalania. Miało to w przypadku badanego silnika o tyle duże znaczenie, że po zamontowaniu wtryskiwaczy dawkujących paliwo do komór spalania wykonanie dodatkowego otworu w głowicy do zamontowania czujnika innego typu byłoby w praktyce stosunkowo trudne do zrealizowania.

3.2. System sterowania układem paliwowym silnika

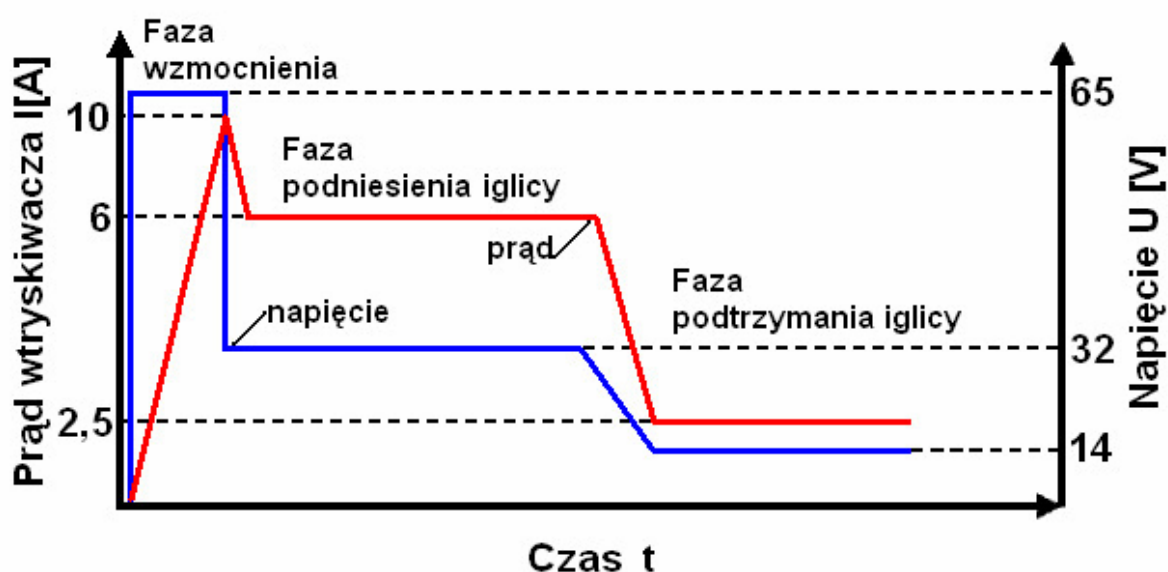
Ze względu na zastosowanie w układzie paliwowym dodatkowego kompletu wtryskiwaczy wysokociśnieniowych oryginalny sterownik silnika został zastąpiony układem sterowania typu 1010-0269 amerykańskiej firmy AEM. Jest to sterownik swobodnego programowania o bardzo szerokich możliwościach konfigurowania map czasu otwarcia dla dwóch kompletów wtryskiwaczy w funkcji prędkości obrotowej silnika i jego obciążenia [3]. Ustalenie pożądanego składu mieszanki i kąta wyprzedzenia zapłonu odbywa się w oparciu o pomiar prędkości obrotowej silnika i masowego natężenia przepływu powietrza dolotowego. Dodatkowymi wielkościami korekcyjnymi są temperatura cieczy chłodzącej silnik, temperatura powietrza dolotowego i stopień otwarcia przepustnicy. Ponadto sterownik silnika współpracuje z szerokopasmowym czujnikiem tlenu w spalinach typu LSU 4.2. W porównaniu z sondą lambda o działaniu skokowym urządzenie to umożliwia pracę w pętli zamkniętej dla mieszanek o składzie innym niż stechiometryczny. Do współpracy sondy szerokopasmowej ze sterownikiem silnika wymagany jest odpowiedni kontroler [53], za pośrednictwem którego sonda jest zasilana i formowany jest jej sygnał wyjściowy. Przebieg napięcia wyjściowego U_A kontrolera sondy LSU4.2 w zależności od wartości współczynnika nadmiaru powietrza przedstawiono na Rys. 3.9.



Rys. 3.9. Charakterystyka szerokopasmowej sondy lambda typu Bosch LSU 4.2, opracowano na podst. [52]

Zastosowana sonda lambda charakteryzuje się dokładnością wskazań współczynnika nadmiaru powietrza $\pm 0,007$ dla gazów wylotowych będących produktami spalania mieszanki o składzie $\lambda=1,016$ [52].

Zapewnienie właściwej jakości i powtarzalności tworzenia mieszaniny palnej przez układ wtrysku bezpośredniego przy ciśnieniu roboczym rzędu od kilku do kilkunastu MPa wymagało dodatkowo opracowania i zbudowania elektronicznego układu sterującego otwarciem wtryskiwaczy elektromagnetycznych pracujących przy napięciu zasilania dochodzącym do ok. 60V. Założone przez producenta zastosowanych do silnika wtryskiwaczy (Bosch) przebiegi prądu i napięcia zasilania przedstawiono na Rys. 3.10.



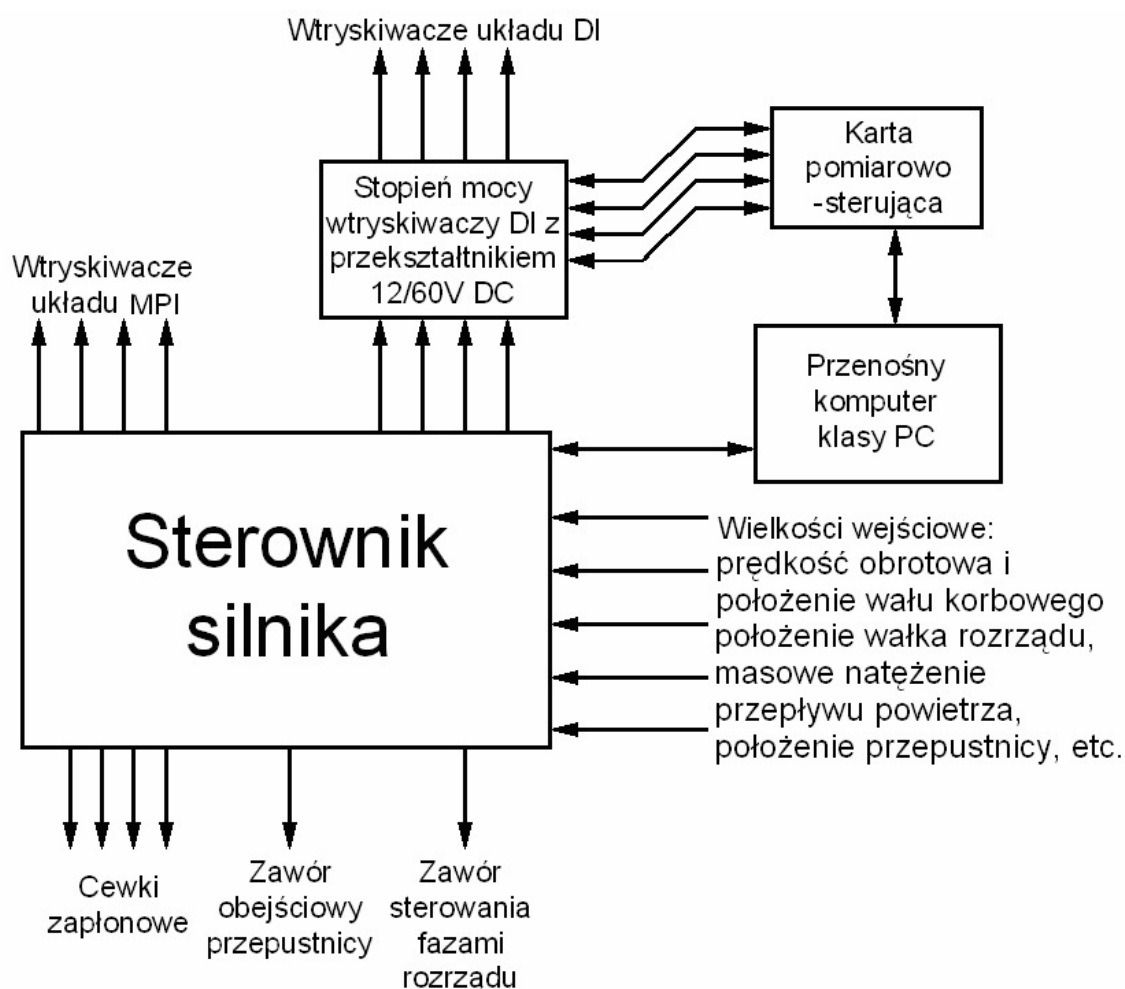
Rys. 3.10. Teoretyczne przebiegi zmian prądu i napięcia w trakcie otwarcia wtryskiwacza.

Zasilanie wyższym napięciem w początkowej fazie procesu wtrysku pozwala przyspieszyć wydatnie osiągnięcie pełnego otwarcia wtryskiwacza, co ma niewątpliwy wpływ na precyzję i powtarzalność odmierzania założonej dawki paliwa [97]. Zauważalne jest, że po osiągnięciu pełnego otwarcia wtryskiwacza, prąd i napięcie ograniczane są elektronicznie do poziomu wymaganego do podtrzymania iglicy w pozycji pełnego otwarcia. Fakt ten powoduje, że niepotrzebnemu obciążeniu termicznemu nie jest poddawana cewka wtryskiwacza. Dodatkowo ograniczenie prądu i napięcia wtryskiwacza zapewnia oszczędność pewnej porcji energii, szczególnie dla większych czasów realizowanego wtrysku, co ma miejsce dla dużych obciążeń silnika.

Układ sterowania wtryskiwaczami systemu wtrysku bezpośredniego ma możliwość niezależnej od podstawowego sterownika silnika regulacji czasu otwarcia wtryskiwacza.

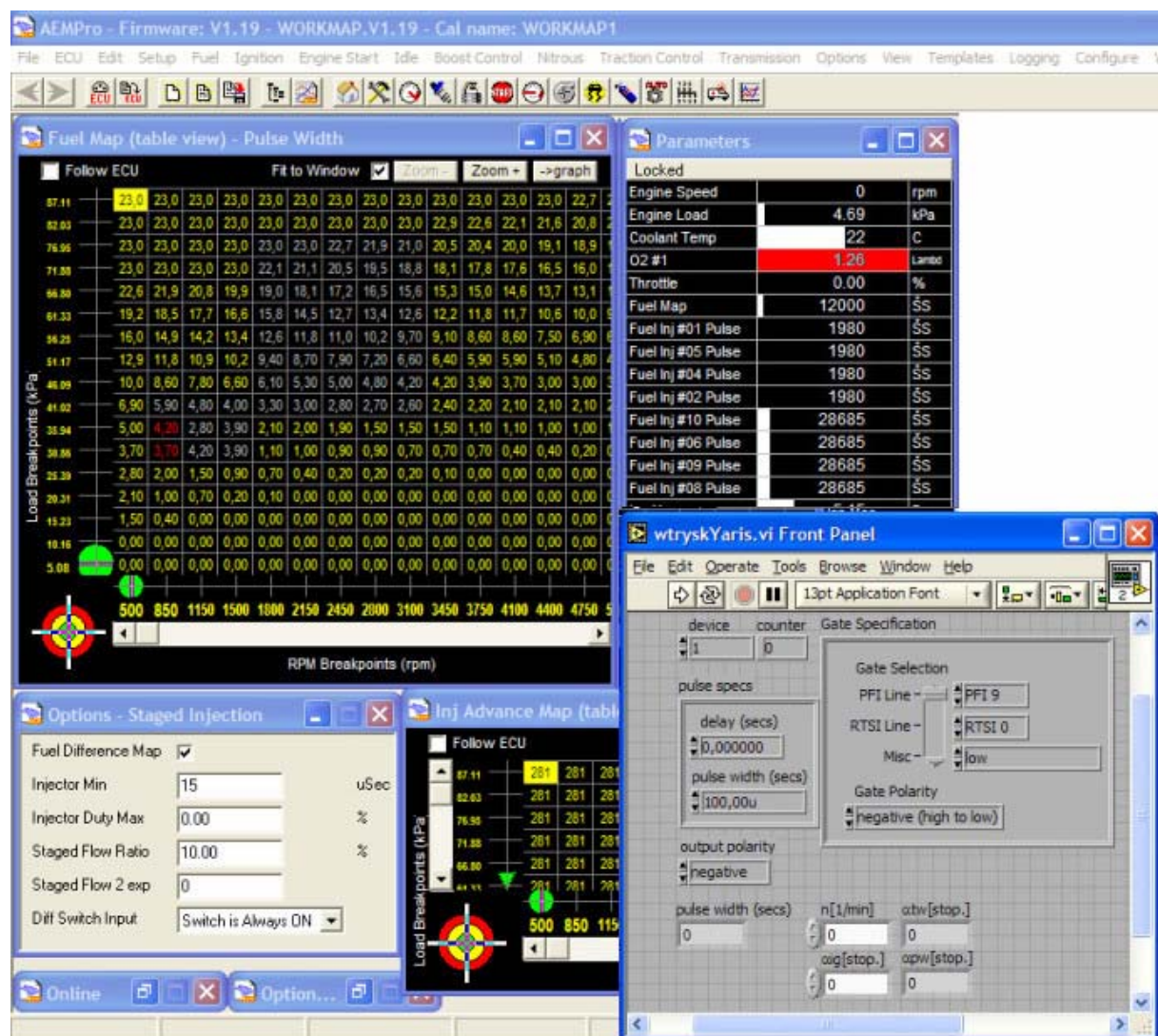
Sterowanie czasem wtrysku bezpośredniego uzyskano z wykorzystaniem aplikacji stworzonej w środowisku LabView i wielofunkcyjnej karty pomiarowej obsługiwanych przy użyciu przenośnego komputera PC. Wprowadzenie opisywanej modyfikacji było konieczne ze względu na fakt, iż minimalny czas otwarcia wtryskiwacza generowany przez sterownik silnika wynosi 0,7 ms. Przekłada się on na stosunkowo dużą ilość paliwa dostarczoną przez wtryskiwacz wysokociśnieniowy o tzw. stromej charakterystyce dawkowania [92]. Minimalny czas wtrysku realizowany przez zmodyfikowany układ sterowania, który nie powoduje wystąpienia istotnej nierównomierności w wielkości dawki paliwa poszczególnych wtryskiwaczy wynosi około 0,3 ms. Zastosowanie systemu sterowania wtryskiwaczami układu wtrysku bezpośredniego bez możliwości zmniejszenia czasu otwarcia poniżej wspomnianej wartości uniemożliwiłoby uzyskanie niskich udziałów masy paliwa dawkowanego wprost do przestrzeni roboczej cylindra.

Schemat ideowy opisywanego układu sterowania silnikiem badawczym wraz z interakcjami w nim występującymi przedstawiono na Rys. 3.11.



Rys. 3.11. Schemat ideowy układu sterowania silnikiem

Zmiana ustawień sterownika, takich jak kąt wyprzedzenia zapłonu, kąt wyprzedzenia wtrysku, czy też czas trwania wtrysku odbywa się w czasie rzeczywistym, tj. podczas pracy silnika. Ingerencja w nastawy sterownika jest prowadzona przy użyciu komputera PC. Komunikacja pomiędzy komputerem a sterownikiem silnika odbywa się za pomocą szeregowej magistrali komunikacyjnej RS232C. Interfejs użytkownika programu do zmiany nastaw sterownika silnika w czasie rzeczywistym oraz aplikacji do autonomicznego sterowania czasem wtrysku bezpośredniego przedstawiono na rysunku 3.12.



Rys. 3.12. Interfejs użytkownika systemu sterowania silnikiem

Wielkości, takie jak kąt wyprzedzenia zapłonu i wtrysku, czy czas wtrysku są przedstawione na Rys. 3.12 w postaci tabeli, możliwa jest też ich wizualizacja w formie trójwymiarowych wykresów, tzw. map.

Rozdział 4.

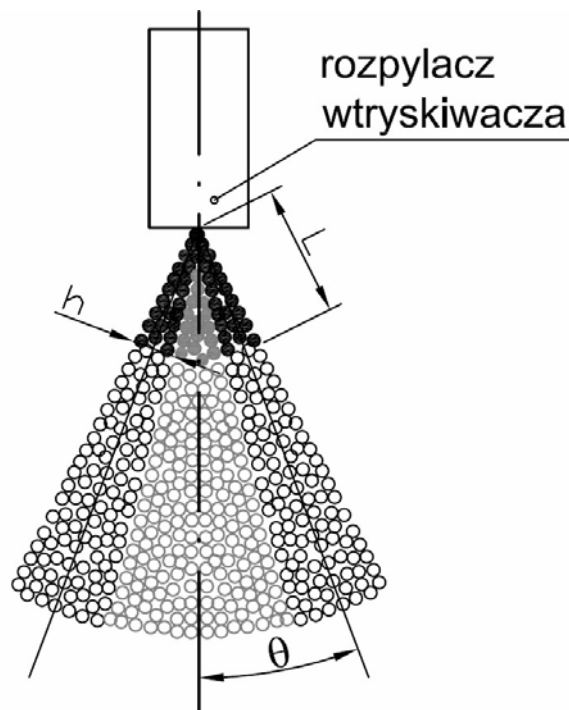
Badania symulacyjne

4.1. Symulacja pracy silnika badawczego przy użyciu programu KIVA-3V

W celu określenia efektów zastosowania dwuwtryskiwaczowego systemu zasilania w silniku badawczym przeprowadzono symulację jego pracy w programie KIVA-3V działającym w 64-bitowym systemie operacyjnym Linux.

Służący do trójwymiarowego modelowania procesów zachodzących w silniku spalinowym program KIVA-3V uwzględnia zjawiska fizyczne i chemiczne zachodzące przy tworzeniu ładunku i w trakcie jego spalania [6], [7], [8], [64].

Program uwzględnia związki ruchu kropeł i ich rozpad w powietrzu. Przy zastosowaniu stochastycznego modelu wtrysku, zakłada się, że wtryskiwacz formuje stożkowy strumień paliwa o określonej długości i grubości. Model tworzenia strugi paliwa i jej rozdrobnienia przedstawiono schematycznie na Rys 4.1.



Rys. 4.1. Schemat formowania i rozdrobnienia strugi paliwa wyływającego z rozpylacza (opis poniżej)

Krople przed rozpadem oznaczono jako pełne. Kolor czarny oznacza krople widoczne w przekroju wzdłużnym strugi. Podstawowymi parametrami strumienia paliwa wyływającego z rozpylacza wtryskiwacza są: długość L , grubość h oraz kąt wierzchołkowy stożka 2θ . Dystans L od dyszy wtryskiwacza, przy którym zaczyna się rozpad kropeł benzyny

wyznacza się na podstawie zależności Clarka i Dombrowskiego [64] opisanej równaniem (4.1).

$$L = B \cdot \left(\frac{\rho_{pal} \cdot \sigma \cdot \ln(\eta / \eta_p) \cdot h \cdot \cos \theta}{\rho_{ot}^2 \cdot v^2} \right)^{1/2} \quad (4.1)$$

gdzie:

B – stała (zakłada się B=3 [64])

ρ_{pal} – gęstość paliwa, [kg/m³]

σ – napięcie powierzchniowe paliwa, [N/m]

h – grubość strumienia cieczy, [m]

ρ_{ot} – gęstość otaczającego gazu, [kg/m³]

v – względna prędkość pomiędzy gazem i strumieniem cieczy, [m/s]

η – amplituda fali ciśnienia w momencie rozpadu kropli, [m]

η_p – amplituda fali ciśnienia przed rozpadem kropli, [m]

Grubość h strumienia paliwa wypływającego z dyszy wtryskiwacza określić można na podstawie wzoru (4.2).

$$h = \left(A \cdot \frac{12 \cdot \mu_{pal} \cdot \dot{m}_{pal} \cdot (1 + X)}{\pi \cdot d_0 \cdot \rho_{pal} \cdot \Delta p_{inj} \cdot (1 - X)^2} \right)^{1/2} \quad (4.2)$$

gdzie:

h – grubość strumienia paliwa wypływającego z dyszy wtryskiwacza, [m]

A – stała odniesiona do geometrii wtryskiwacza, zakłada się średnią wartość 400 [64]

μ_{pal} – współczynnik lepkości kinematycznej paliwa, [Pa·s]

\dot{m}_{pal} – natężenie przepływu masy paliwa, [kg/s]

Δp_{inj} – różnica ciśnień paliwa i osrodka, do którego jest ono wtryskiwane, [Pa]

X – parametr zależny od cech konstrukcyjnych użytego wtryskiwacza, [-]

ρ_{pal} – gęstość paliwa, [kg/m³]

Prędkość strumienia wtryskiwanego paliwa opisuje formuła (4.3) wynikająca z równania Bernoulliego oraz równania ciągłości.

$$v_{inj} = C_d \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p_{inj}}{\rho_{pal}}} \quad (4.3)$$

gdzie:

v_{inj} – prędkość strumienia paliwa wypływającego z dyszy wtryskiwacza, [m/s]

C_d – współczynnik wypływu wtryskiwacza, [-]

Δp_{inj} – różnica ciśnień paliwa i ośrodka, do którego jest ono wtryskiwane, [Pa]

ρ_{pal} – gęstość paliwa, [kg/m³]

Kąt θ jest zależny od konstrukcji dyszy wylotowej wtryskiwacza. Dla wtryskiwaczy używanych w systemach wtrysku bezpośredniego najczęściej przyjmuje on wartości od 30 do 37°.

W dalszej kolejności brany pod uwagę jest rozpad kropli paliwa zgodnie z bilansem sił działających na kroplę opisanym równaniem różniczkowym (4.4).

$$\frac{d^2 y_{dr}}{dt^2} + \frac{5 \cdot \mu_{pal}}{\rho_{pal} \cdot r_{dr}^2} \frac{dy_{dr}}{dt} + \frac{8 \cdot \sigma}{\rho_{pal} \cdot r_{dr}^3} y_{dr} - \frac{2}{3} \cdot \frac{\rho_{pal} \cdot v^2}{\rho_{ot} \cdot r_{dr}^2} = 0 \quad (4.4)$$

gdzie:

r_{dr} – promień kropli paliwa przed rozpadem, [m]

y_{dr} – odkształcenie kropli paliwa (w odniesieniu do promienia kropli), [-]

t – czas, [s]

Reszta oznaczeń jw.

Rozpad kropli możliwy jest tylko wtedy, gdy $y_{dr} > 1$ [64]. W takiej sytuacji wielkość kropli wyznaczona jest na podstawie bilansu energii przed i po rozpadzie kropli – (4.5).

$$\frac{r_{dr1}}{r_{dr2}} = \frac{7}{3} + \frac{1}{8} \frac{\rho_{pal} \cdot r_{dr1}^3}{\sigma} \left(\frac{dy_{dr1}}{dt} \right)^2 \quad (4.5)$$

gdzie:

1,2 – indeksy oznaczające stan kropli przed rozpadem i po rozpadzie

Pozostałe oznaczenia jak poprzednio.

W następnym kroku program KIVA-3V uwzględnia odparowanie kropli paliwa, stosownie do założeń modelu Spaldinga [89] w odniesieniu do odparowania niskociśnieniowego, gdzie określa się szybkość parowania kropli opisaną podstawowym równaniem (4.6).

$$\frac{dm_{dr}}{dt} = -2\pi \cdot r_{dr} \cdot \rho_{ot} \cdot D \cdot B_M \cdot Sh \quad (4.6)$$

gdzie:

m_{dr} – masa kropli, [kg]

D – dyfuzja masy par paliwa do gazu, [m²/s]

B_M – liczba Spaldinga przepływu masy z kropli do gazu, [-]

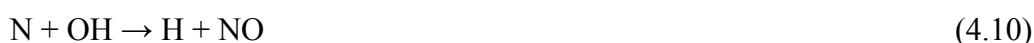
Sh – liczba Sherwooda przepływu masowego, [-]

Inne oznaczenia jw.

KIVA-3V ma możliwość przeprowadzenia symulacji pracy silnika przy zastosowaniu różnych paliw. W opisywanych pracach jako paliwo zastosowano węglowodór o wzorze chemicznym C_8H_{17} . Widoczne jest podobieństwo do oktanu (C_8H_{18}), jednak substancja ta ma bardziej zbliżone do rzeczywistej benzyny silnikowej udziały masowe węgla i wodoru w cząsteczce. Z tego względu można ją więc uznać za swoisty rodzaj jednokomponentowej benzyny. Paliwo C_8H_{17} jest utleniane zgodnie z reakcją (4.7).



Spalanie paliwa opisane równaniem chemicznym (4.7) jest podstawową reakcją chemiczną zachodzącą w trakcie symulacji w programie KIVA-3V. Inne bardzo istotne dla przebiegu symulacji procesy zachodzą według formuł od (4.8) do (4.10).



Zestaw reakcji (4.8) – (4.10) opisuje tzw. termiczny mechanizm powstawania tlenku azotu, do którego dochodzi w wysokich temperaturach, czyli np. w warunkach panujących w komorze spalania silnika. Od nazwiska rosyjskiego uczonego Jakowa Borysowicza Zeldowicza, który go podał, w literaturze często określany jest jako rozszerzony mechanizm Zeldowicza.

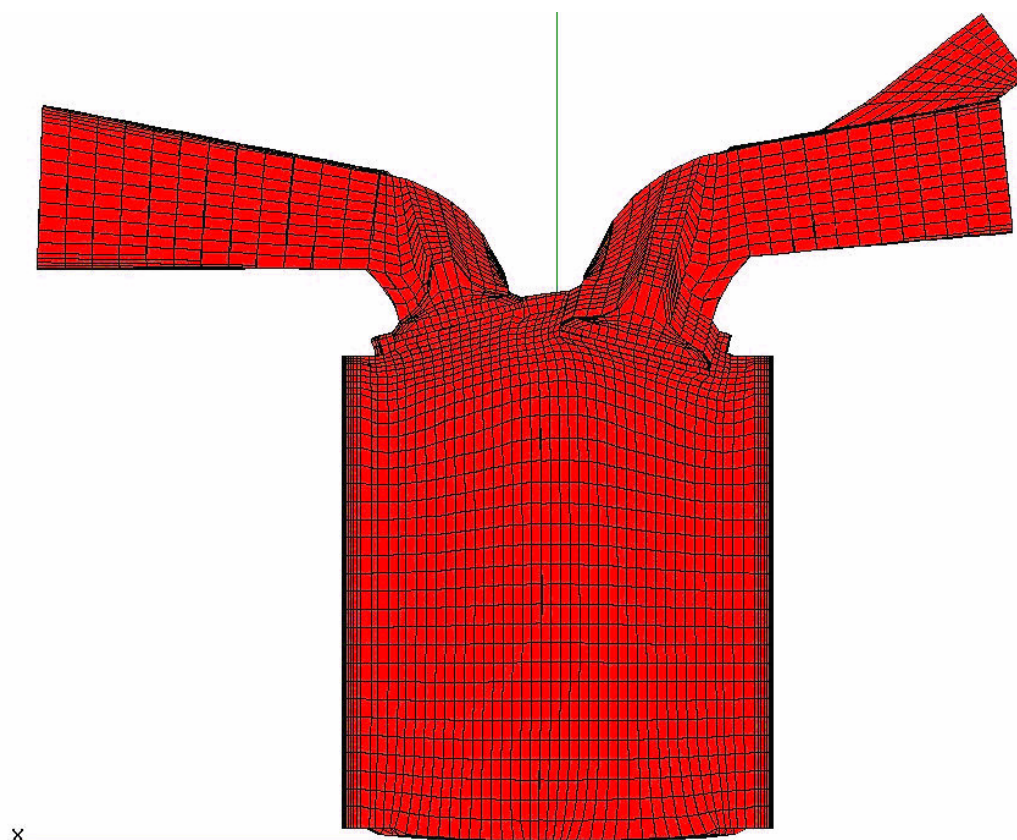
Przeprowadzone prace symulacyjne skupiono na wykryciu i porównaniu różnic w przebiegu procesu spalania w jednym z cylindrów silnika dla zasilania wtryskiem pośrednim oraz przy dwumiejscowym dawkowaniu paliwa.

Przygotowania do przeprowadzenia badań symulacyjnych objęły m.in. opracowanie siatki przestrzennej modelu jednego z cylindrów silnika badawczego oraz modyfikację programu źródłowego KIVA-3V tak, aby możliwa była symulacja pracy z użyciem obu wtryskiwaczy paliwa jednocześnie, co w podstawowej wersji programu nie jest możliwe.

4.2. Obiekt badań symulacyjnych

Wykorzystywany w badaniach model silnika został opracowany na podstawie dostępnych danych technicznych silnika 2SZ-FE, które ujęto w Tab. 3.1. Potrzebne do sporządzenia siatki obliczeniowej dane geometryczne, głównie głowicy i charakterystyki wzniosu zaworów, uzyskano na drodze pomiarów elementów posiadanego zmodyfikowanego silnika. Do symulacji założono ustawienie wałka rozrządu zaworów dolotowych takie, aby otwarcie zaworów rozpoczynało się przy położeniu tłoka 4° OWK przed GMP, a zamknięcie kończyło się dla 46° OWK po DMP. Odpowiada to pracy rzeczywistego silnika badawczego z dezaktywowanym systemem zmiennych faz rozrządu.

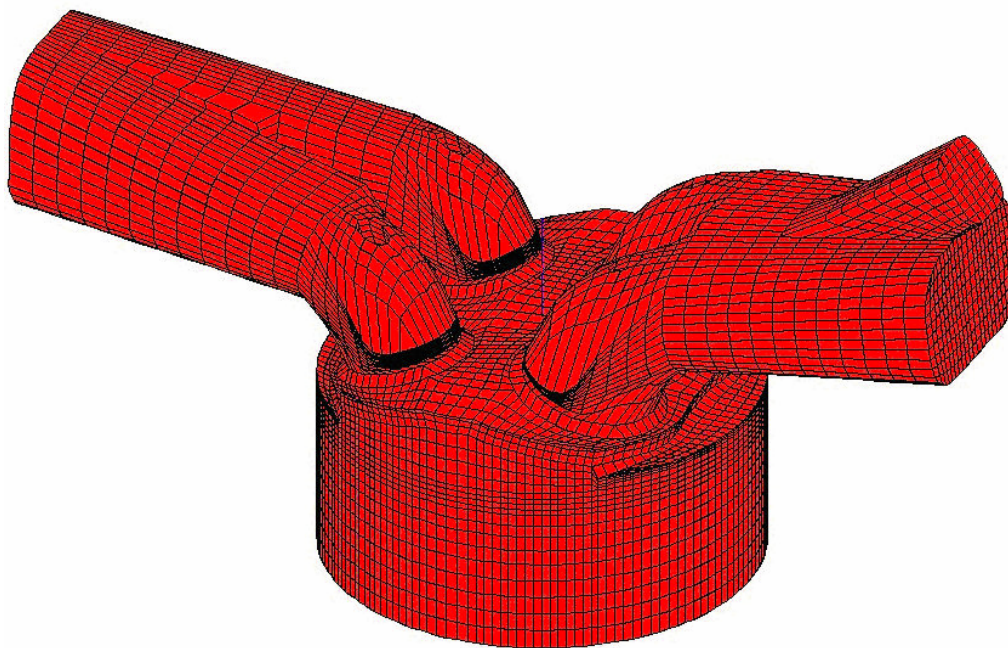
Stworzona za pomocą preprocesora programu KIVA-3V siatka obliczeniowa składa się z 35 warstw poziomych zagęszczonych w jej górnej części w celu uzyskania zwiększonej dokładności obliczeń. Na Rys. 4.2 zaprezentowano przekrój wzdłuż osi zaworów siatki obliczeniowej silnika dla położenia tłoka 156° OWK po GMP, tj. w okresie trwania suwu dolotu.



Rys. 4.2. Przekrój przez oś zaworów siatki obliczeniowej silnika dla położenia tłoka 156° OWK po GMP

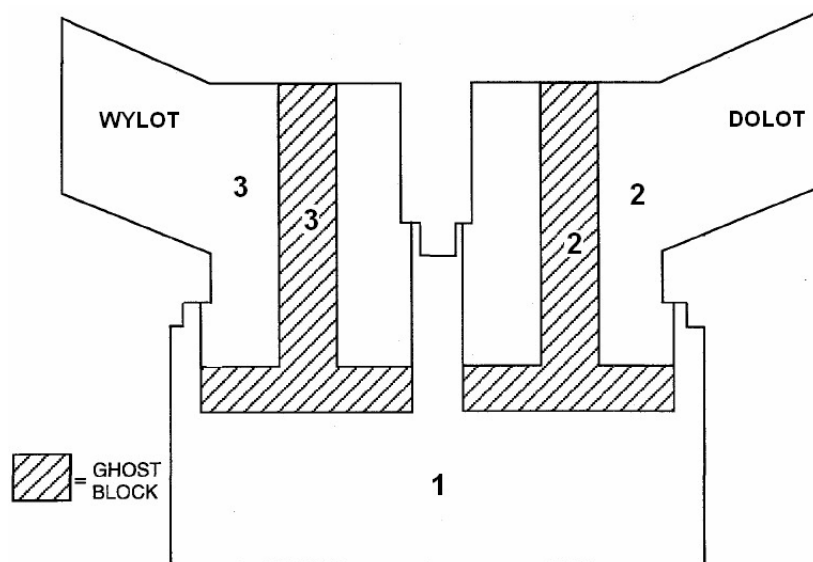
Na powyższym rysunku dobrze widoczny jest zarys daszkowej komory spalania oraz częściowo otwarty zawór dolotowy.

Widok ogólny siatki od strony przewodu dolotowego przy położeniu tłoka 66° OWK po GMP został zaprezentowany na Rys. 4.3.



Rys. 4.3. Widok ogólny siatki obliczeniowej silnika przy położeniu tłoka 66° OWK po GMP

W programie KIVA-3V część parametrów symulacji ustalanych jest oddzielnie dla tzw. regionów. Pierwszym z nich jest przestrzeń robocza cylindra, drugim kanał dolotowy a trzecim kanał wylotowy. Rozmieszczenie regionów w obiekcie opisywanych badań przedstawiono schematycznie na Rys. 4.4.



Rys. 4.4. Schemat rozmieszczenia regionów w siatce obliczeniowej obiektu badań[7]; 1- Przestrzeń robocza cylindra, 2 – Kanał dolotowy, 3 – Kanał wylotowy

Zawory określone są jako tzw. „ghost block”, czyli elementy zewnętrzne mające możliwość ruchu względem przestrzeni obliczeniowej.

4.3. Warunki początkowe obliczeń

Zarówno podczas symulacji pracy przy zasilaniu silnika wtryskiem pośrednim, jak i dla dwumiejscowego dozowania paliwa nie uległa zmianie stechiometryczna kompozycja mieszanki. W obu przypadkach założono takie same ciśnienie bezwzględne w kanale dolotowym równe 0,079 MPa, symulując tym samym jednakowe w badaniach stanowiskowych otwarcie przepustnicy.

Dawka paliwa wynosiła w przypadku wtrysku do przewodów dolotowych 0,01610 g na jeden cykl pracy. W przypadku symulacji pracy silnika zasilanego dwuwtryskiwaczowo cała dawka została podzielona pomiędzy układy wtrysku pośredniego i bezpośredniego tak, że udział dawki wtrysku bezpośredniego wyniósł 0,63. Odpowiadało to odpowiednio 0,0060 g paliwa dawkowanego przez wtryskiwacz do przewodu dolotowego i 0,0101 g paliwa wtryskiwanego wprost do komory spalania. Sumaryczna dawka w tej sytuacji wyniosła 0,01661 g/cykl, czyli nieco więcej niż w przypadku wtrysku do przewodów dolotowych.

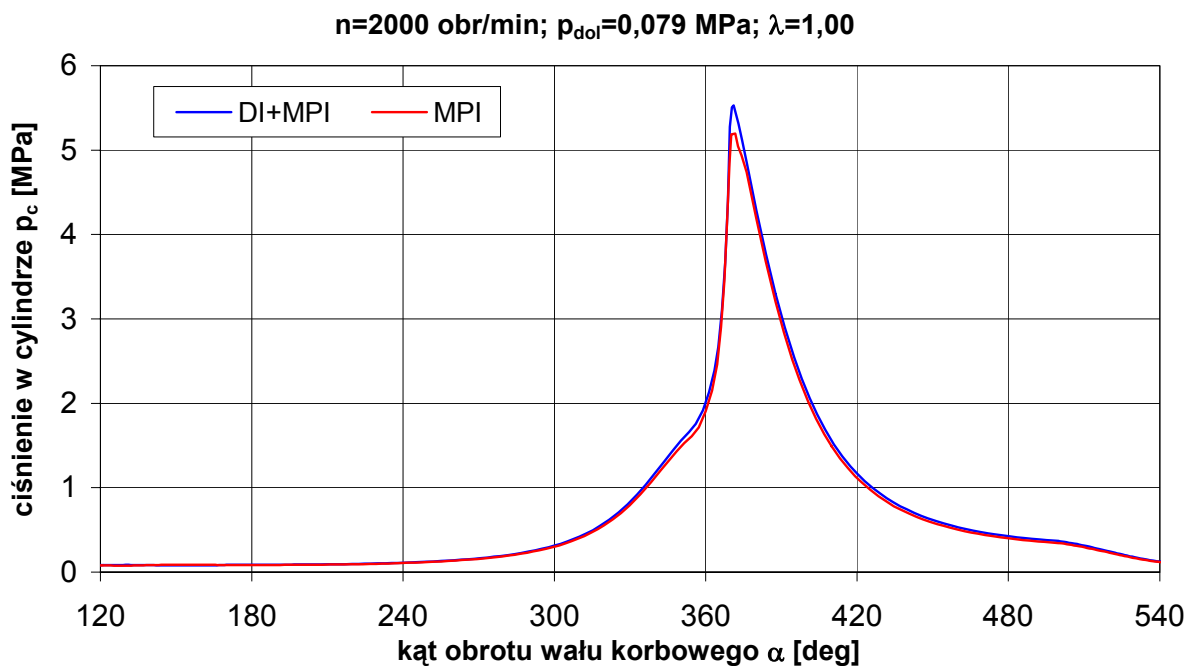
Początek wtrysku paliwa do przewodów dolotowych ustalono w obu symulacjach w GMP, czyli tuż po rozpoczęciu otwarcia zaworów dolotowych, natomiast za początek wtrysku do przestrzeni roboczej silnika przyjęto położenie tłoka odpowiadające 79° OWK po GMP. Obie symulacje realizowano dla prędkości obrotowej wału korbowego wynoszącej 2000 obr/min i kąta wyprzedzenia zapłonu równego 14° OWK. Przyjęto całkowity czas wyładowania iskrowego (faza przebicia, łukowa, jarzeniowa [46]) równy 1,33 ms, co dla podanej prędkości obrotowej przekłada się na ok. 16° OWK. Ciśnienie w kanale wylotowym przyjęto równe 0,11 MPa. Założono ciśnienie otoczenia o wartości 0,097 MPa.

W przeprowadzonych symulacjach temperatury poszczególnych elementów silnika zostały uśrednione i ustalone jako niezmiennie. Temperatura tulei cylindra wynosiła 450 K, ścianek głowicy 500K, natomiast denka tłoka 530 K. Takie uproszczenie nie ma znaczącego wpływu na dokładność otrzymanych wyników, natomiast wydatnie skraca czas trwania obliczeń symulacyjnych.

W trakcie symulacji rozpatrywanych było 12 substancji chemicznych. Należy też w tym miejscu wspomnieć, że program KIVA-3V używa modelu turbulencji typu k-ε (k – energia kinetyczna turbulencji, ε – dyssypacja tejże energii) [6].

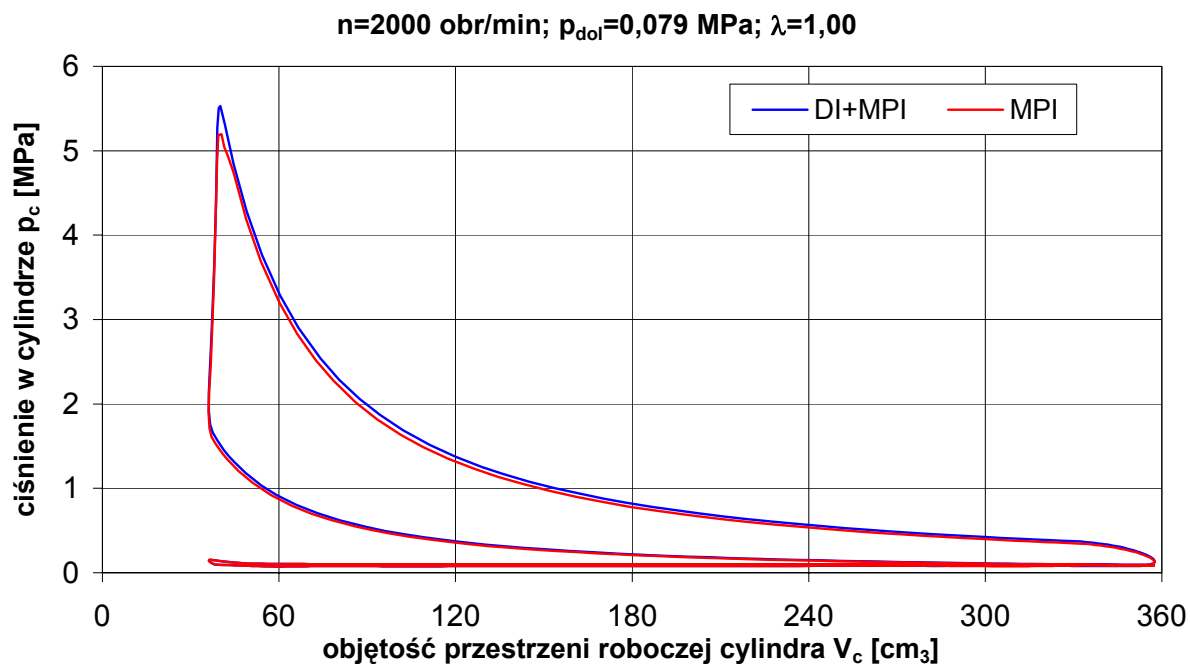
4.4. Porównanie wybranych wyników symulacji dla dwóch systemów zasilania

Na Rys. 4.5 przedstawiono porównanie przebiegów ciśnienia w przestrzeni roboczej cylindra w funkcji kąta obrotu wału korbowego dla obu systemów zasilania paliwem tj. wtryskiem benzyny do przewodów dolotowych (MPI) oraz wtryskiem paliwa do kolektora dolotowego i do przestrzeni roboczej (DI+MPI). Uwidacznia się różnica w wartości maksymalnej ciśnienia oraz nieco większe pole powierzchni pod krzywą dla przebiegu ciśnienia w cylindrze silnika zasilanego benzyną za pomocą dwóch systemów wtryskowych.



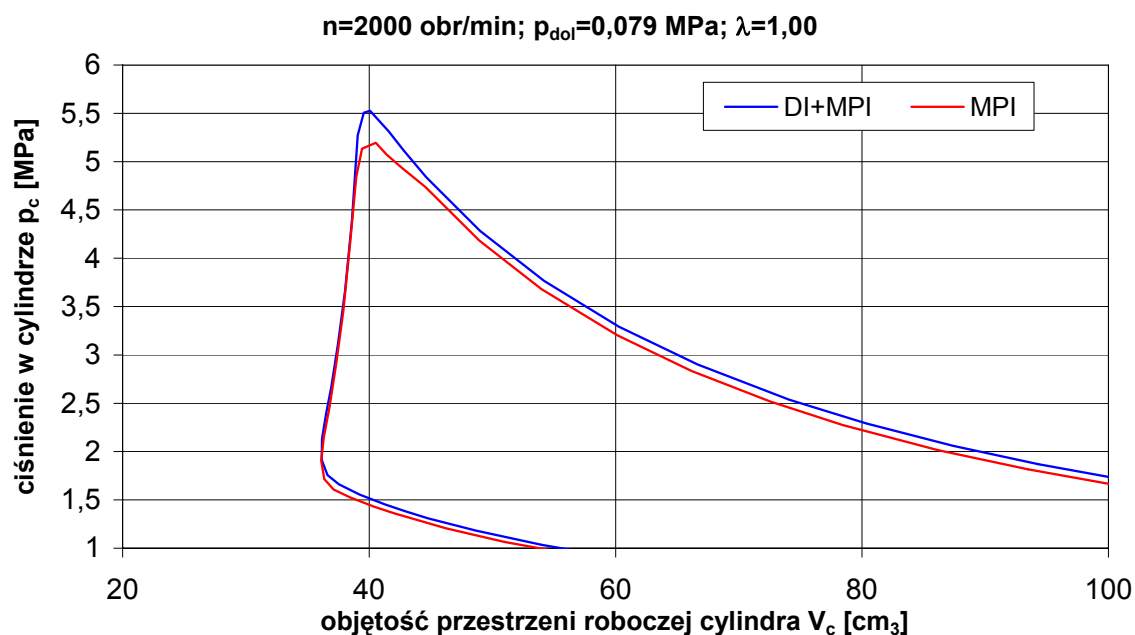
Rys. 4.5. Przebieg zmian ciśnienia p_c w przestrzeni roboczej cylindra w funkcji kąta obrotu wału korbowego α dla obu rozpatrywanych przypadków zasilania paliwem

Na Rys. 4.6 przedstawiono zamknięte wykresy indykatorowe opracowane w oparciu o przebiegi zaprezentowane na poprzednim rysunku.



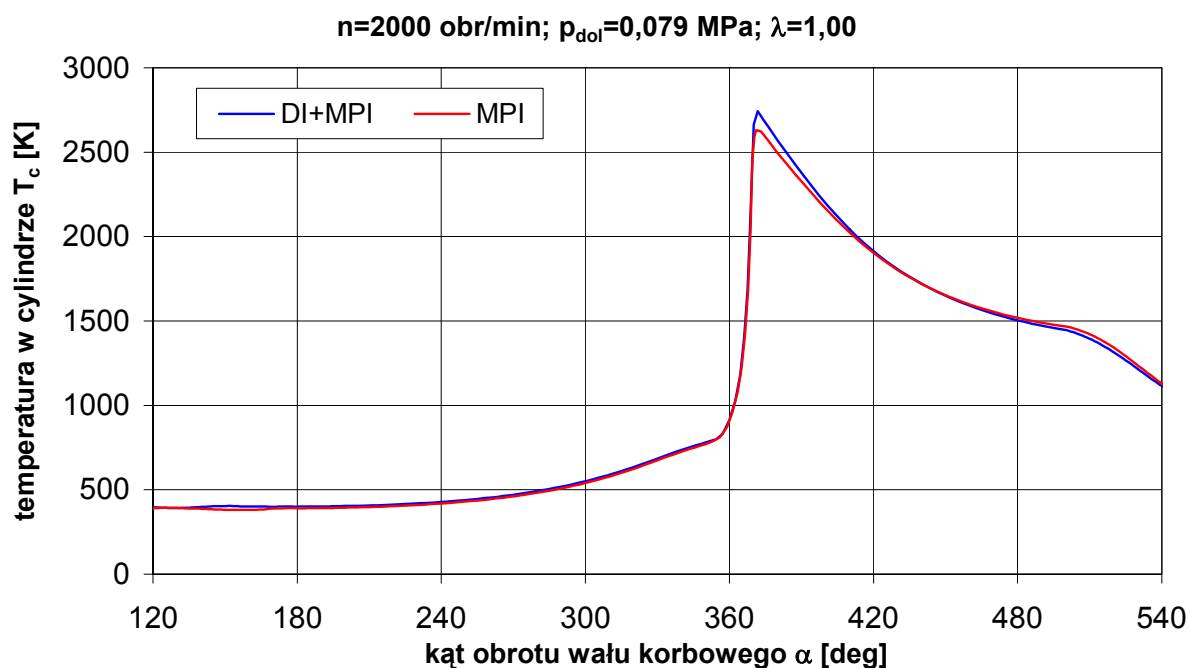
Rys. 4.6. Przebiegi ciśnienia w cylindrze p_c w funkcji objętości przestrzeni roboczej V_c uzyskane w toku symulacji dla zasilania wtryskiem do przewodów dolotowych i przy zasilaniu dwuwtryskiwaczowym

Dla lepszego zobrazowania różnicy w przebiegach ciśnień dla obu systemów zasilania na Rys. 4.7 przedstawiono powiększone fragmenty zamkniętych wykresów indykatorowych przedstawionych na Rys. 4.6.



Rys. 4.7. Powiększony fragment zamkniętego wykresu indykatorowego obrazujący różnice w przebiegu procesu dostarczania ciepła przy zasilaniu dwuwtryskiwaczowym oraz za pomocą wtrysku pośredniego

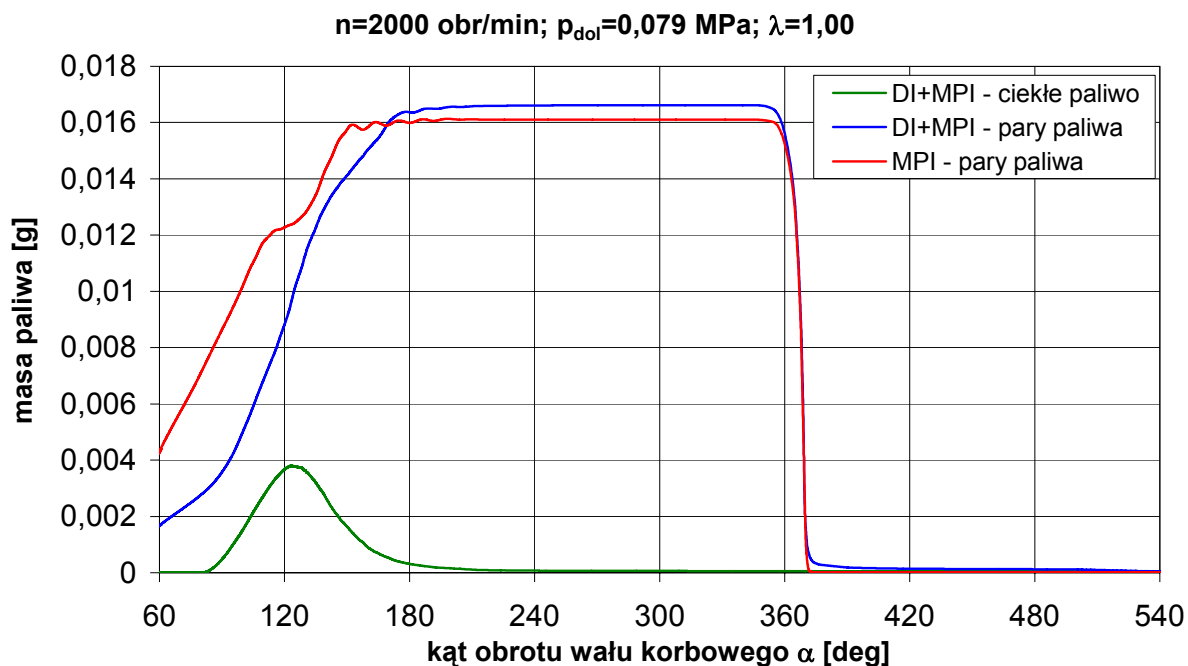
Przebiegi zmian temperatury ładunku cylindra dla obu przypadków zasilania paliwem zilustrowano na Rys. 4.8.



Rys. 4.8. Przebieg zmian temperatury w cylindrze przy zasilaniu dwuwtryskiwaczowym oraz dla zasilania wtryskiem pośrednim

Widoczne różnice pomiędzy wykresami z Rys. 4.8 uzyskanymi na drodze symulacji dla obu typów układów zasilania paliwem mają charakter podobny do otrzymanych dla przebiegów ciśnienia w przestrzeni roboczej cylindra.

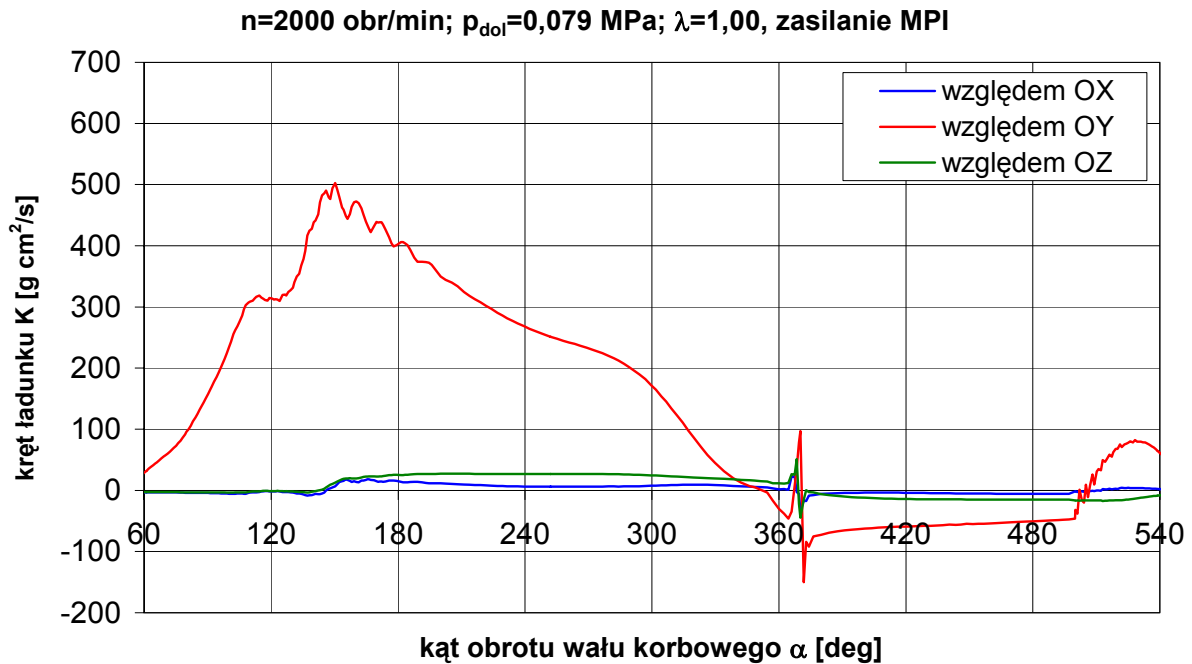
Rys. 4.9 przedstawia zmianę mas paliwa w funkcji kąta obrotu wału korbowego dla obu rozpatrywanych systemów zasilania.



Rys. 4.9. Zmiana masy paliwa w cylindrze przy zasilaniu dwuwtryskiwaczowym oraz dla zasilania tylko wtryskiem pośrednim

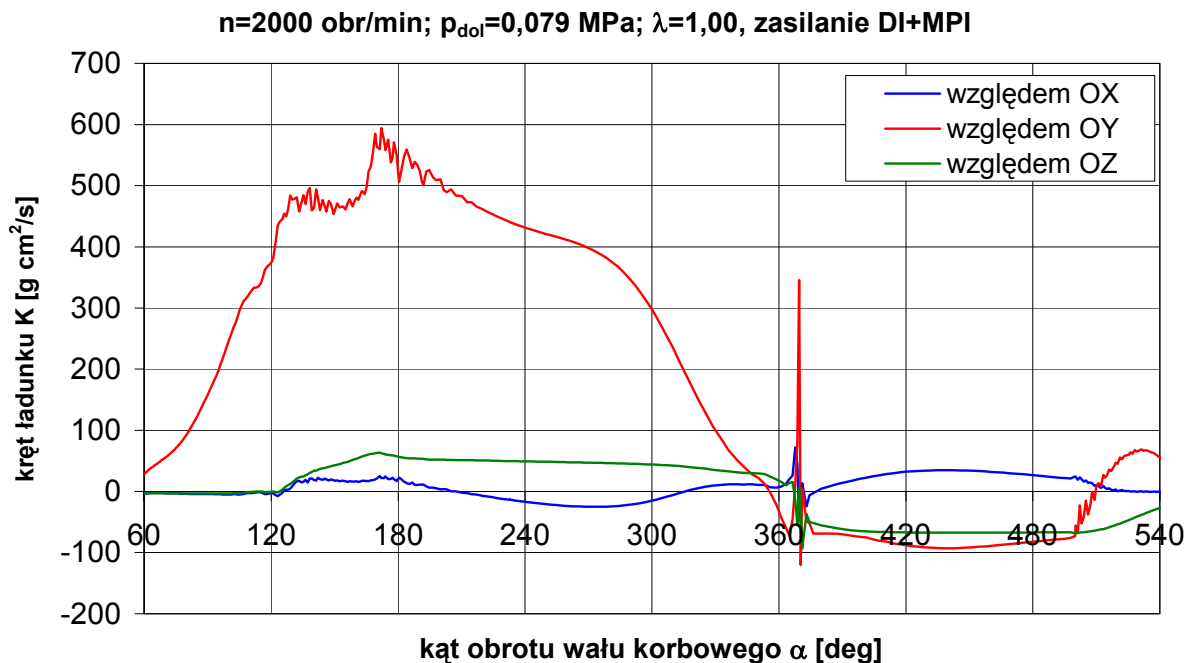
W przypadku dawkowania paliwa tylko do przewodów dolotowych w rozpatrywanym okresie czasu w cylindrze znajdują się już wyłącznie pary paliwa. Przy zastosowaniu dwumiejscowego systemu dozowania benzyny wtrysnięta bezpośrednio do cylindra część dawki odparowuje zupełnie jeszcze przed chwilą zapłonu. Zdarzenie to reprezentowane jest na wykresie przez osiągnięcie poziomu zerowego przez krzywą zieloną (masa ciekłego paliwa) oraz maksimum przez krzywą niebieską (masa par paliwa), co ma miejsce około 120° OWK przed GMP, podczas gdy kąt wyprzedzenia zapłonu w symulacji wynosił 14° OWK.

Kręt ładunku jest łączną miarą nasilenia ruchu wirowego obwodowego (ang. „swirl”) oraz beczkowego (ang. „tumble”), które mają wpływ na intensywność odparowania paliwa, jego rozprzestrzenianie się w objętości przestrzeni roboczej cylindra, a w efekcie na prędkość rozprzestrzeniania się płomienia. Program KIVA oblicza kręty ładunku względem trzech osi układu współrzędnych. Wykresy zmian krętów ładunku w cylindrze względem poszczególnych osi przyjętego układu współrzędnych przedstawiono dla przypadku wtrysku do przewodów dolotowych na Rys. 4.10.



Rys. 4.10. Krętu ładunku K względem poszczególnych osi układu współrzędnych w funkcji kąta obrotu wału korbowego α dla zasilania wtryskiem pośrednim

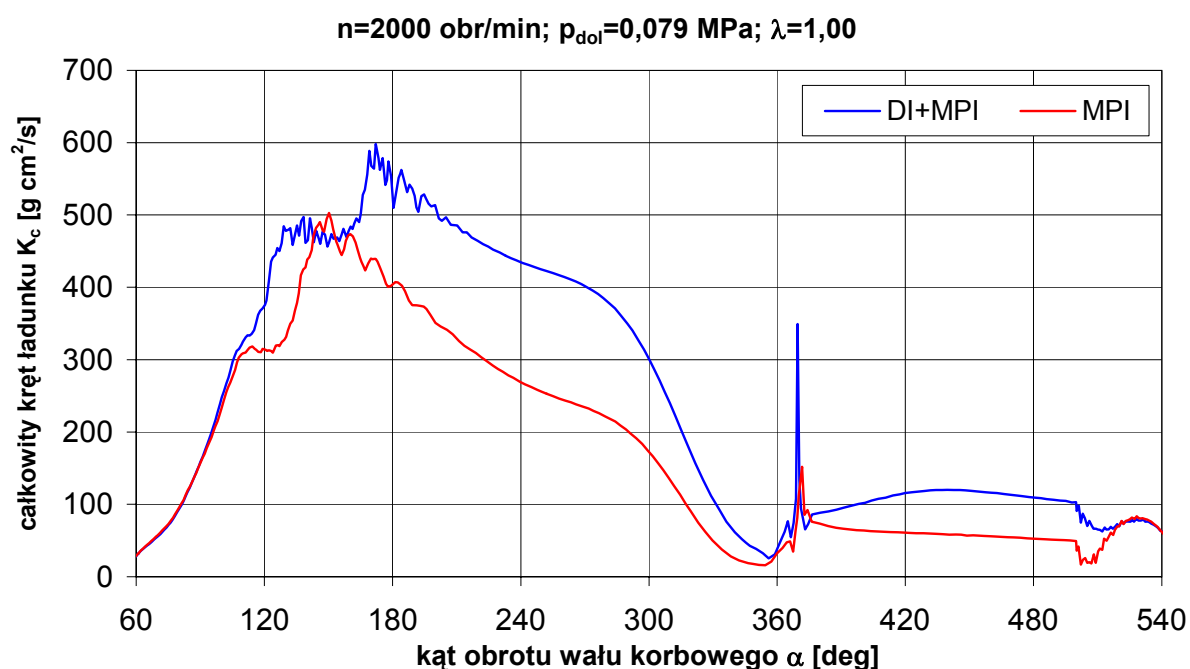
Przebiegi zmienności krętu ładunku cylindra K w funkcji kąta obrotu wału korbowego silnika dla zasilania mieszanego zaprezentowano na Rys. 4.11.



Rys. 4.11. Wykres krętu ładunku K względem poszczególnych osi układu współrzędnych w funkcji kąta obrotu wału korbowego α przy zasilaniu dwuwtryskiwaczowym

Zauważalne jest oddziaływanie na ładunek strugi paliwa dawkowanego wprost do cylindra. W przypadku zasilania mieszanego kręt K względem osi „z” (oś cylindra) i osi „y” (oś równoległa do osi wału korbowego) osiąga w procesie napełniania i sprężania wartości większe, niż ma to miejsce przy dawkowaniu paliwa tylko do przewodów dolotowych. Zwiększenie krętu względem osi „y” można interpretować jako intensyfikację zawirowania typu „tumble” – beczkowego, natomiast przyrost krętu względem osi pionowej cylindra „z”, jako wzmocnienie zawirowania obwodowego – „swirl” [46].

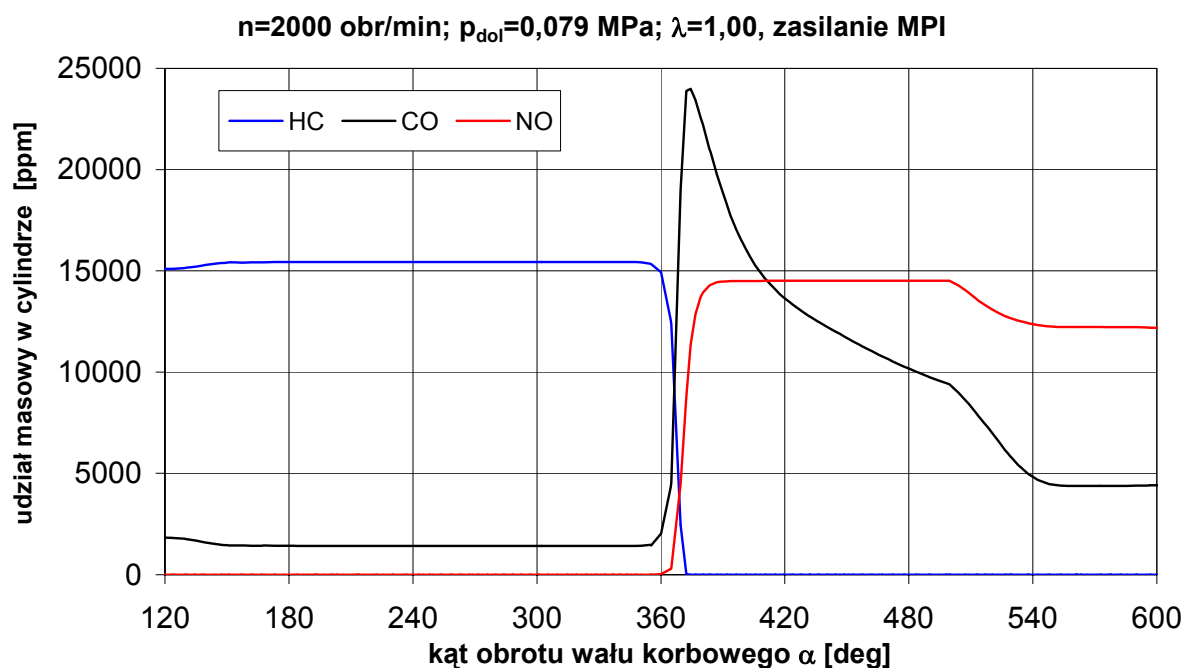
Obliczony na podstawie przedstawionych na Rys. 4.10 i 4.11 przebiegów krętów ładunku względem poszczególnych osi układu współrzędnych przebieg zmian całkowitego krętu ładunku cylindra w funkcji kąta obrotu wału korbowego przedstawiono na Rys. 4.12.



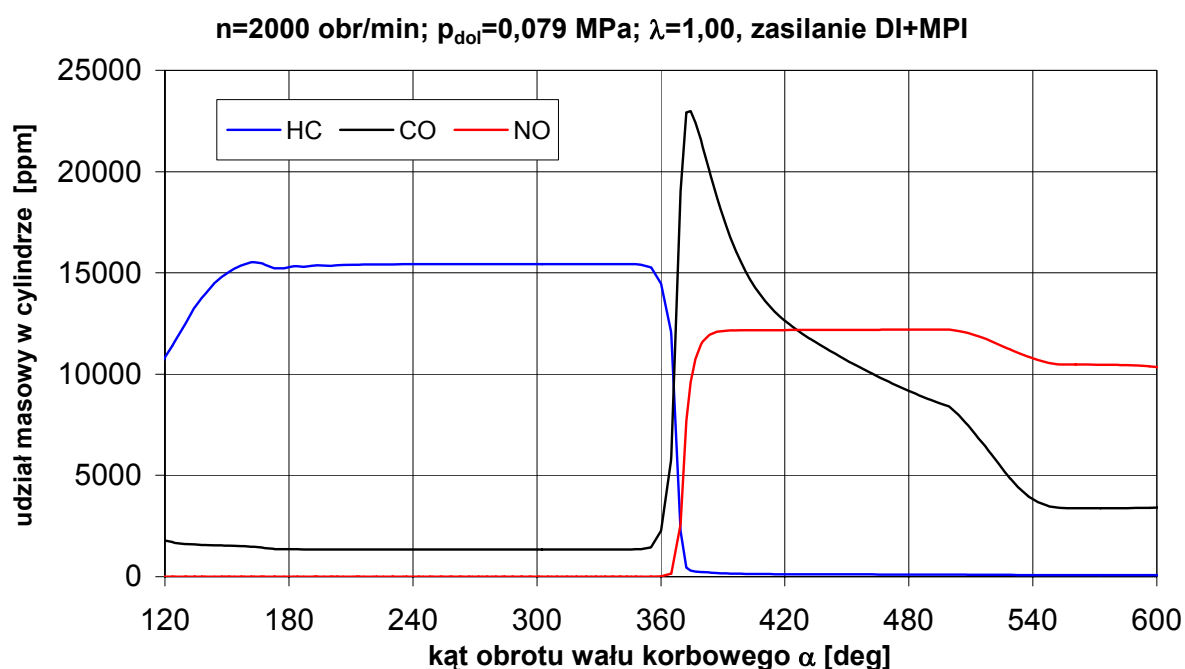
Rys. 4.12. Całkowity kręt ładunku w cylindrze K_c w funkcji kąta obrotu wału korbowego dla obu systemów zasilania paliwem

Intensyfikacja turbulencji ładunku cylindra przedstawiona na Rys. 4.10 – 4.12 ma niewątpliwie istotny wpływ na poprawę przebiegu zapłonu i procesu spalania, a przez to, na zwiększenie momentu obrotowego generowanego przez silnik.

Przebiegi zilustrowane na kolejnych rysunkach reprezentują masowy udział węglowodorów HC, tlenku węgla CO i tlenku azotu NO w cylindrze w funkcji kąta obrotu wału korbowego odpowiednio dla zasilania wtryskiem pośrednim – Rys. 4.13 oraz dla zasilania mieszanego – Rys. 4.14.



Rys. 4.13. Masowe udziały HC, CO i NO w cylindrze w funkcji kąta obrotu wału korbowego przy zasilaniu paliwem wtryskiem pośrednim

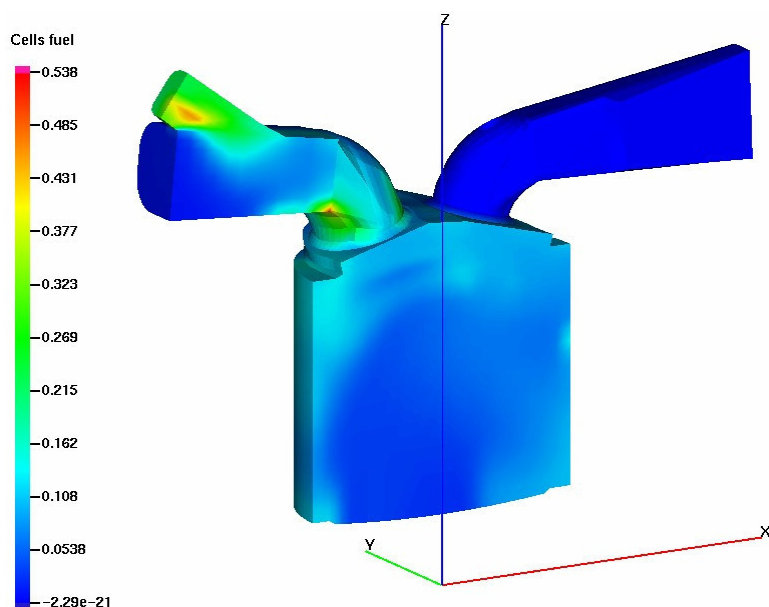


Rys. 4.14. Udziały masowe HC, CO i NO w cylindrze w funkcji kąta obrotu wału korbowego uzyskane przy zasilaniu dwuwtryskiwaczowym

Na podstawie analizy wykresów zamieszczonych na dwóch wspomnianych wcześniej rysunkach można stwierdzić, że występują pewne różnice w przebiegach stężenia tlenku węgla CO, węglowodorów HC i tlenku azotu NO w zależności rozpatrywanego systemu zasilania. Po zakończeniu procesu spalania w cylindrze silnika z wtryskiem tylko do

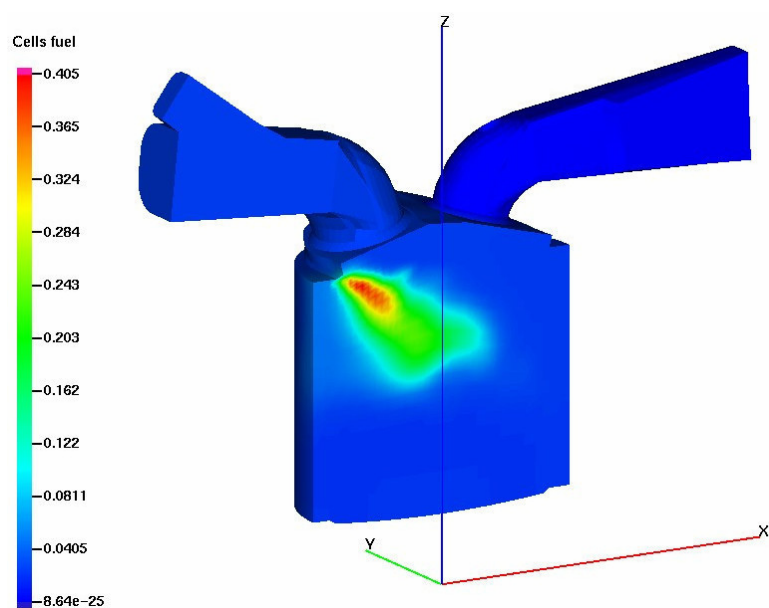
przewodów dolotowych pozostaje nieco więcej CO i NO, niż ma to miejsce w przypadku zasilania z podziałem dawki pomiędzy dwa wtryskiwacze. Przy dwuwtryskiwaczowym dawkowaniu paliwa udział niespalonych węglowodorów jest natomiast większy, niż przy zasilaniu wtryskiem pośrednim. Różnica wynosi około 80 ppm, nie jest to więc wartość duża.

Rys. 4.15 przedstawia rozkład udziału masowego paliwa w przekroju wzdłużnym przestrzeni roboczej cylindra w suwie dolotu w przypadku zasilania wtryskiem pośrednim



Rys. 4.15. Udział masowy paliwa w cylindrze silnika zasilanego wyłącznie za pomocą wtrysku do kolektora dolotowego, położenie tłoka – 250° OWK przed GMP

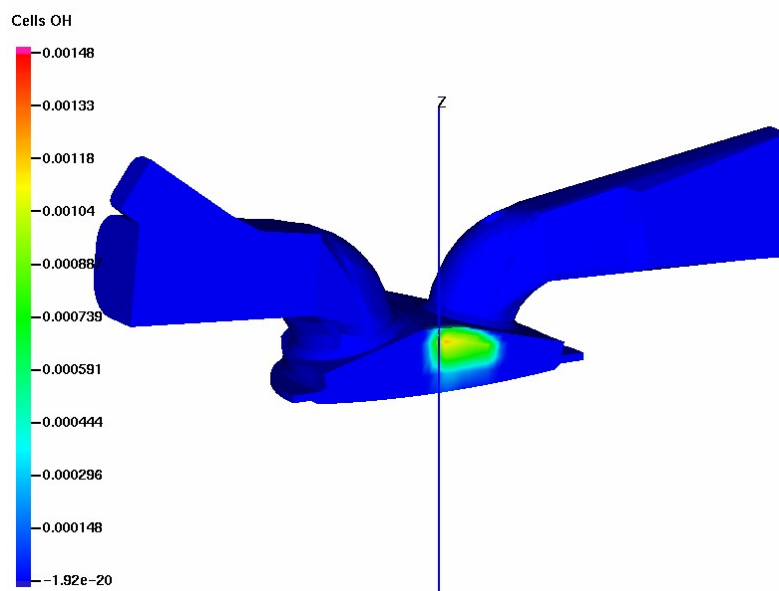
Podobną wizualizację wykonaną dla przypadku z dwumiejscowym dawkowaniem paliwa przedstawiono na Rys. 4.16.



Rys. 4.16. Udział masowy paliwa w cylindrze silnika przy dwuwtryskiwaczowym dawkowaniu paliwa, tłok w położeniu 250° OWK przed GMP

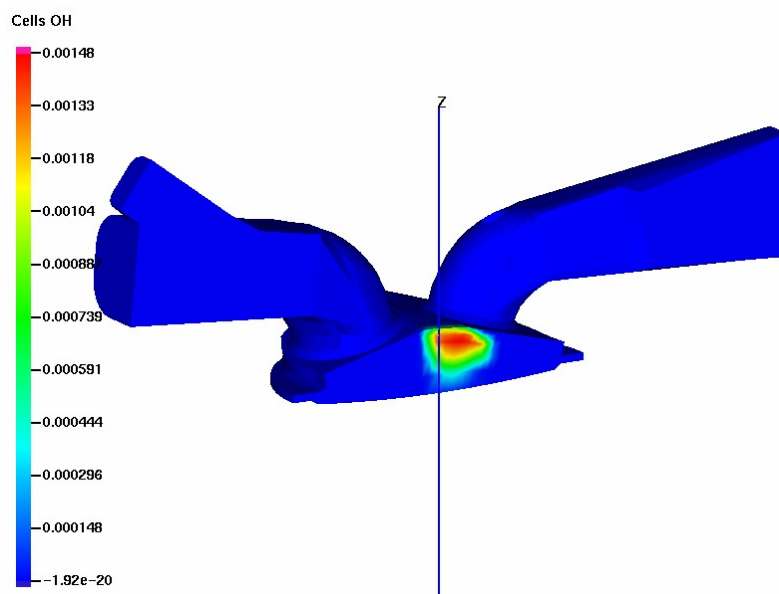
Na Rys. 4.16 dobrze widoczna jest struga paliwa wtryskiwanego bezpośrednio do cylindra silnika.

Rozkład udziału masowego rodników OH dla położenia tłoka 5° OWK przed GMP w analogicznym, jak poprzednio, przekroju cylindra uzyskany na podstawie symulacji przeprowadzonej dla zasilania wtryskiem pośrednim przedstawiono na Rys. 4.17.



Rys. 4.17. Rozkład udziału masowego rodników OH w przekroju cylindra przy położeniu tłoka odpowiadającemu 5° OWK przed GMP uzyskany dla zasilania wtryskiem pośrednim

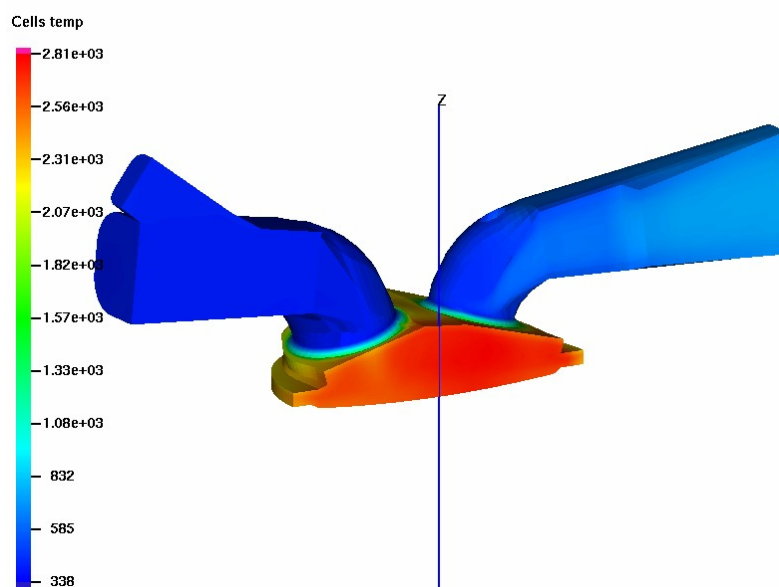
Rozkład udziału masowego rodników OH dla takich samych, jak na poprzednim rysunku, warunków otrzymany na podstawie wyników symulacji pracy silnika z wtryskiem paliwa do przewodów dolotowych i bezpośrednio do cylindra przedstawiono na Rys. 4.18.



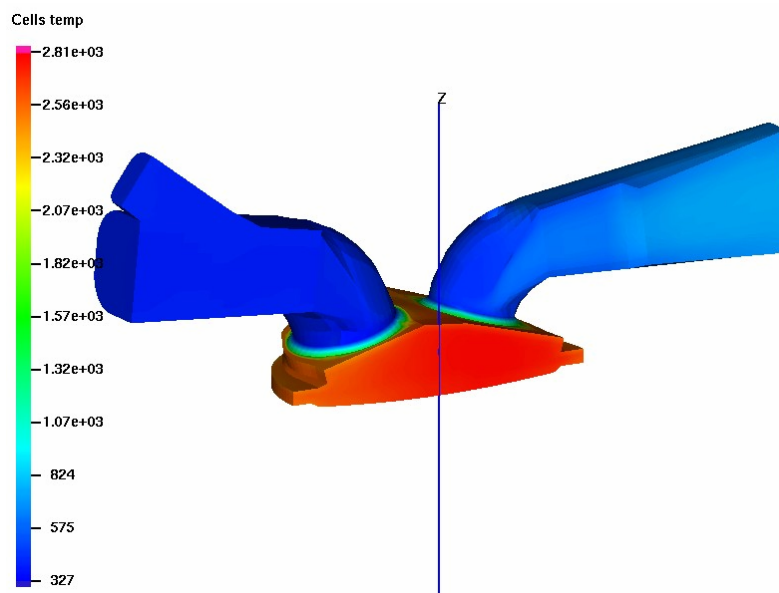
Rys. 4.18. Rozkład udziału masowego rodników OH w przekroju cylindra przy położeniu tłoka odpowiadającemu 5° OWK przed GMP otrzymany przy zasilaniu dwuwtryskiwaczowym

Na podstawie analizy obrazów z Rys. 4.17 i 4.18 można postawić stwierdzenie, że spalanie rozwija się w początkowym okresie nieco szybciej, gdy silnik zasilany jest mieszanką tworzoną przy użyciu dwóch wtryskiwaczy na cylinder.

Rozkład temperatury w cylindrze silnika zasilanego wtryskiem do przewodów dolotowych przy położeniu tłoka dla 24° OWK po GMP zaprezentowano na Rys. 4.19. Dla przypadku z zasilaniem dwoma wtryskiwaczami stosowny obraz przedstawiono na Rys. 4.20.



Rys. 4.19. Rozkład temperatury w przekroju wzdłużnym cylindra przy położeniu tłoka odpowiadającym 24° OWK po GMP uzyskany przy zasilaniu wtryskiem pośrednim



Rys. 4.20. Rozkład temperatury w przekroju wzdłużnym cylindra przy położeniu tłoka odpowiadającym 24° OWK po GMP uzyskany dla pracy silnika z dwuwtryskiwaczowym dawkowaniem paliwa

Widoczne jest, że pod koniec procesu spalania nieznacznie wyższe temperatury obserwuje się w przestrzeni roboczej cylindra silnika zasilanego dwuwtryskiwaczowo.

4.5. Podsumowanie efektów prac symulacyjnych

Przeprowadzone symulacje pracy silnika zasilanego za pomocą wtrysku paliwa tylko do kolektora dolotowego oraz z dwumiejscowym dawkowaniem paliwa umożliwiły postawienie następujących wniosków:

- Uzyskanie w przypadku zasilania mieszanego tej samej, co przy zasilaniu wtryskiem pośrednim, wartości współczynnika nadmiaru powietrza wymaga nieco większej dawki paliwa. Fakt ten wskazuje na poprawę współczynnika napełnienia cylindra dla zasilania mieszanego w rozpatrywanych warunkach symulacji.
- Wtrysk paliwa do przestrzeni roboczej cylindra w suwie dolotu powoduje intensyfikację zawirowania ładunku. Miarą tego procesu jest zwiększenie całkowitego krętu ładunku w suwie dolotu. Jest to zjawisko korzystne, mające pozytywny wpływ na tworzenie mieszaniny palnej i, w efekcie, na później następujący proces jej spalania.
- Jak wiadomo, jednym z podstawowych problemów wiążących się z zastosowaniem wtrysku bezpośredniego benzyny jest zagadnienie szybkiego odparowania paliwa tak, aby ładunek cylindra cechował się pożądanym stopniem jednorodności. Zaobserwowano, że przy dwumiejscowym dawkowaniu paliwa cała masa paliwa odparowuje ponad 100° OWK przed chwilą zapłonu. Czas potrzebny na utworzenie możliwie jednorodnej w tym przypadku mieszanki jest więc stosunkowo długi.
- Dla silnika zasilanego za pomocą dwóch systemów wtrysku szczytowe ciśnienie spalania jest wyższe o około 6% w porównaniu do ciśnienia uzyskanego dla zasilania paliwem jedynie za pomocą wtrysku do kolektora. Średnia szybkość przyrostu ciśnienia $dp/d\alpha$ od chwili zapłonu do osiągnięcia ciśnienia szczytowego wynosząca przy zasilaniu dwuwtryskiwaczowym 0,16 MPa/°OWK jest nieznacznie większa, aniżeli ma to miejsce dla dawkowania paliwa wyłącznie do przewodów dolotowych. W tym przypadku przyjmuje ona wartość 0,15 MPa/°OWK.
- Cykl roboczy silnika zasilanego za pomocą wtrysku bezpośredniego i do przewodów dolotowych charakteryzuje się większą o około 3% wartością średniego ciśnienia indykowanego, niż dla silnika z systemem wtrysku paliwa tylko do kolektora dolotowego.

W podsumowaniu należy stwierdzić, że uzyskane w toku prac symulacyjnych rezultaty zastosowania dwumiejscowego dawkowania paliwa w silniku z zapłonem iskrowym wskazały na celowość przeprowadzenia badań eksperymentalnych silnika badawczego z takim układem zasilania paliwem.

Rozdział 5.

Badania stanowiskowe

5.1. Wstęp

Program badań, które są przedmiotem niniejszego opracowania, obejmował sporządzenie charakterystyk regulacyjnych w wybranych ośmiu punktach pola pracy silnika, gdzie wielkością zmienną była wzajemna relacja dawek paliwa wtryskiwanych pośrednio i bezpośrednio do cylindra. Wyboru obszaru prac badawczych dokonano na podstawie analizy dostępnej literatury [80], [96], [106]. W opracowaniach tych wskazano obszar niepełnych obciążeń i niskich oraz średnich prędkości obrotowych, jako część pola pracy silnika, gdzie potencjalne korzyści z zastosowania dwuwtryskiwaczowego układu zasilania powinny być największe.

W Tab. 5.1 zestawiono punkty pola pracy silnika wytypowane do sporządzenia charakterystyk regulacyjnych udziału dawki wtrysku bezpośredniego x_{DI} w całej masie paliwa przypadającej na jeden cykl roboczy silnika.

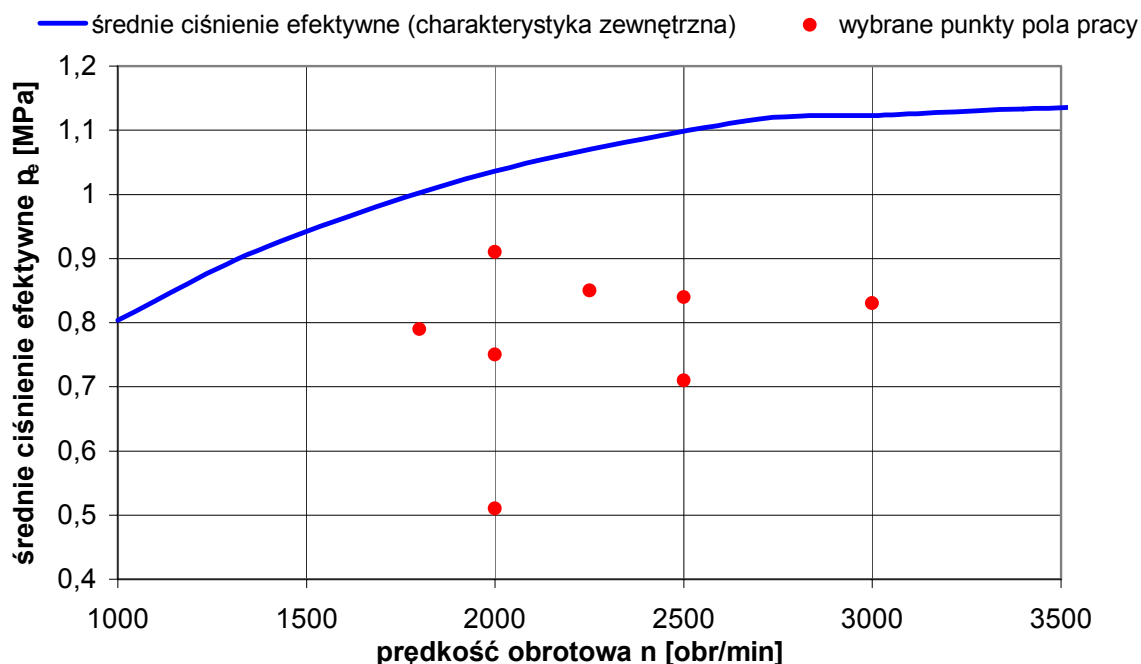
Lp.	Stopień otwarcia przepustnicy, α_{thr} [%]	Prędkość obrotowa, n [obr/min]	Średnie ciśnienie efektywne przy zasilaniu typu „MPI”, p_e [MPa]
1.	13	2000	0,51
2.	20	1800	0,79
3.	20	2000	0,75
4.	25	2500	0,71
5.	30	2000	0,91
6.	30	2250	0,85
7.	30	2500	0,84
8.	30	3000	0,83

Tab. 5.1. Punkty pola pracy silnika badawczego wybrane do sporządzenia charakterystyk regulacyjnych udziału dawki wtrysku bezpośredniego x_{DI}

Najmniejsze obciążenie, reprezentowane przez średnie ciśnienie efektywne p_e , możliwe do uzyskania w obecnej konfiguracji stanowiska badawczego przy zasilaniu mieszanym wynosiło 0,51 MPa. Poniżej tej wartości występowały problemy ze stabilną pracą silnika. Fakt ten spowodowany był występowaniem nierównomierności dawkowania poszczególnych wtryskiwaczy układu wtrysku bezpośredniego przy krótkich czasach

otwarcia. Skrócenie czasu wtrysku poniżej ok. 0,3 ms, konieczne do realizacji niższych udziałów x_{DI} przy niskich obciążeniach, powoduje wystąpienie wspomnianego zjawiska.

Na Rys. 5.1 przedstawiono część pola pracy silnika z zaznaczonymi wybranymi punktami pomiarowymi i ograniczoną krzywą charakterystyki zewnętrznej średniego ciśnienia efektywnego p_e .



Rys. 5.1. Pole pracy silnika badawczego z zaznaczonymi punktami wybranymi do sporządzenia charakterystyk regulacyjnych udziału dawki wtrysku bezpośredniego

Krzywą opisującą przebieg średniego ciśnienia efektywnego przy zasilaniu wtryskiem do przewodów dolotowych, opracowano w oparciu o charakterystykę zewnętrzną momentu obrotowego badanego silnika zamieszczoną w [87].

Pomiarom w badaniach podlegały przede wszystkim wielkości, takie jak: prędkość obrotowa wału korbowego silnika, moment obrotowy, zużycie paliwa, stężenia objętościowe poszczególnych składników spalin, czy też ich temperatura. Podczas badań hamownianych mierzone były również ciśnienie p_{ot} i temperatura otoczenia T_{ot} w celu sprowadzenia otrzymanych rezultatów do warunków normalnych.

Podczas każdej z prób utrzymywano stałą prędkość obrotową silnika, stechiometryczny skład mieszanki (z dokładnością $\Delta\lambda$ równą $\pm 0,007$) oraz stałe otwarcie przepustnicy. Ustalenie założonego składu mieszanki po zmianie dawki wtrysku bezpośredniego było realizowane automatycznie poprzez sterownik silnika pracujący w pętli sprzężenia zwrotnego z szerokopasmową sondą lambda. Na podstawie odczytu sygnału sondy lambda układ sterowania silnikiem, stosownie do potrzeb, skracał lub wydłużał czas otwarcia

wtryskiwaczy układu wtrysku do przewodów dolotowych tak, aby skład mieszanki był stechiometryczny.

Nieaktywny podczas prowadzonych badań stanowiskowych był układ zmiennych faz wałka rozrządu zaworów dolotowych, w który jest wyposażony silnik badawczy. Takie działanie podyktowane było chęcią uniezależnienia się od wpływu ustawienia rozrządu na badane wielkości. Nie podlegał zmianie także kąt wyprzedzenia początku wtrysku bezpośredniego względem GMP. Jego wartość została określona podczas wstępnych prób na poziomie 281° OWK przed GMP, co oznacza wtrysk bezpośredni paliwa w czasie suwu dolotu. Również podczas wstępnych badań silnika ustalono na poziomie 8 MPa ciśnienie bezpośredniego wtrysku benzyny.

W drugiej części badań stanowiskowych zostały zarejestrowane przebiegi ciśnienia indykowanego dla prędkości obrotowej $n = 2000$ obr/min i otwarcia przepustnicy $\alpha_{thr} = 20\%$. Próby przeprowadzono w celu określenia różnic w przebiegu procesu spalania ładunku w silniku przy zasilaniu za pomocą wtrysku do przewodów dolotowych i dla określonego w pierwszej części badań podziału dawki paliwa na układ wtrysku bezpośredniego i pośredniego zapewniającego minimalne w tym punkcie pola pracy jednostkowe zużycie paliwa.

5.2. Wpływ zastosowania zasilania dwuwtryskiwaczowego na osiągi i zużycie paliwa

Na podstawie wyników pomiarów opisanych we wstępie wyznaczono przebiegi momentu obrotowego M_o i jednostkowego zużycia paliwa g_e w zależności od udziału x_{DI} dawki paliwa wtryskiwanego do przestrzeni roboczej cylindra w całej masie paliwa przypadającej na jeden cykl roboczy silnika. Stosunek x_{DI} definiuje wzór (5.1).

$$x_{DI} = \frac{G_{eDI}}{G_e} \quad (5.1)$$

gdzie:

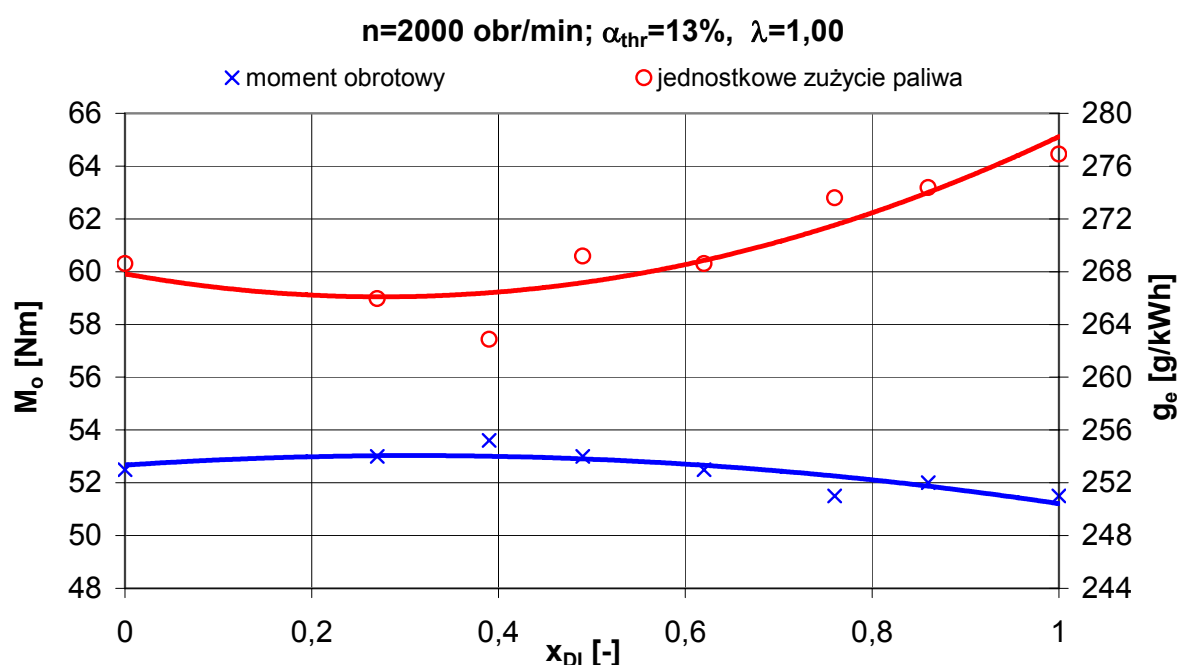
x_{DI} - udział dawki paliwa wtryskiwanego bezpośrednio do cylindra w całej dawce paliwa, [-]

G_{eDI} – godzinowe zużycie paliwa dawkowanego przez układ wtrysku bezpośredniego, [kg/h]

G_e – całkowite godzinowe zużycie paliwa, [kg/h]

Na kolejnych rysunkach przedstawiono graficzne ilustracje ośmiu charakterystyk regulacyjnych, gdzie wielkością zmienną był udział dawki paliwa wtrysku bezpośredniego. Wyniki pomiarów we wszystkich przypadkach aproksymowano wielomianami drugiego stopnia.

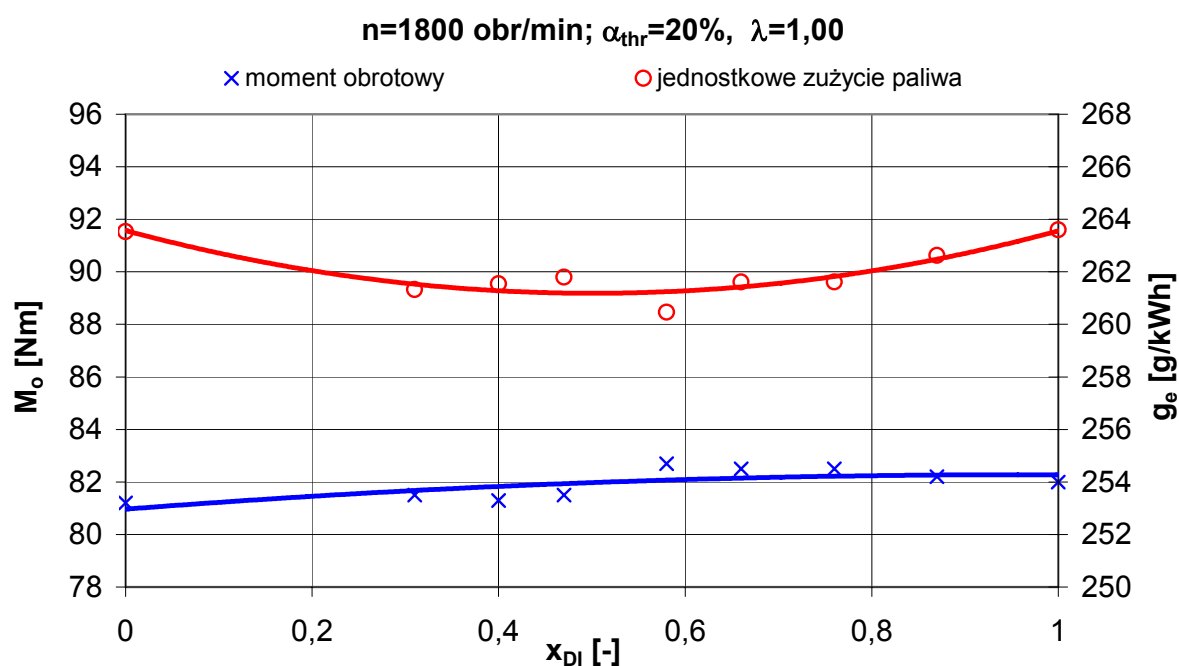
Rys. 5.2 przedstawia przebiegi momentu obrotowego i jednostkowego zużycia paliwa dla stopnia otwarcia przepustnicy 13% i prędkości obrotowej 2000 obr/min.



Rys. 5.2. Moment obrotowy M_o i jednostkowe zużycie paliwa g_e w zależności od udziału dawki paliwa wtryskiwanego bezpośrednio w całej dawce paliwa dla stopnia otwarcia przepustnicy 13 % i prędkości obrotowej 2000 obr/min

Dla przypadku z powyższego rysunku widoczne jest, że maksimum momentu obrotowego i minimum jednostkowego zużycia paliwa uzyskano dla udziału dawki wtrysku bezpośredniego x_{DI} równego niespełna 0,4. Wyniki otrzymane dla takiego podziału masy paliwa pomiędzy system wtrysku bezpośredniego i do przewodów dolotowych wykazują istotne różnice zwłaszcza w zestawieniu z rezultatami badań uzyskanymi w sytuacji, gdy cała dawka paliwa wtryskiwana jest bezpośrednio do cylindra.

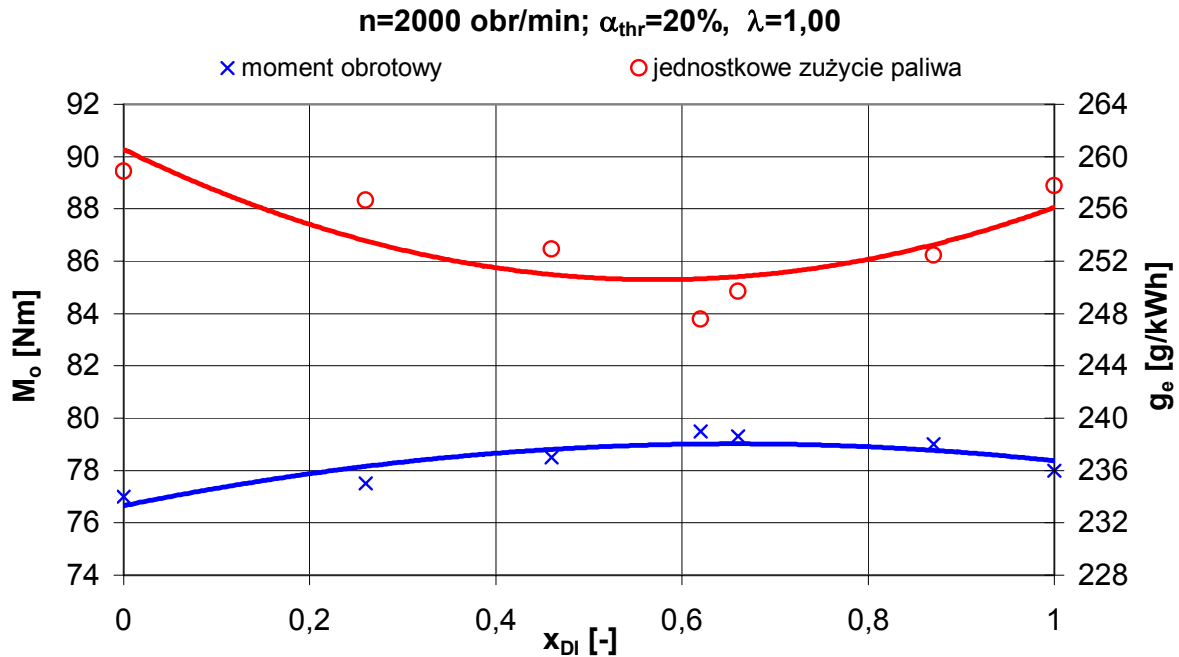
Rys. 5.3 obrazuje wyniki badań przeprowadzonych przy prędkości obrotowej 1800 obr/min i z 20% stopniem uchylecia przepustnicy.



Rys. 5.3. Zależność momentu obrotowego M_o i jednostkowego zużycia paliwa g_e od udziału dawki paliwa wtryskiwanego bezpośrednio w całej dawce paliwa dla stopnia otwarcia przepustnicy 20 % i prędkości obrotowej 1800 obr/min

Dla mniejszej, niż poprzednio, prędkości obrotowej silnika i większego stopnia otwarcia przepustnicy największą wartość momentu obrotowego oraz minimalne jednostkowe zużycie paliwa zarejestrowano dla udziału dawki wtrysku bezpośredniego x_{DI} równego 0,58. Należy wspomnieć, że różnice pomiędzy wynikami otrzymanymi dla kolejnych proporcji podziału dawki pomiędzy dwa systemy wtrysku są w tym przypadku nieco mniejsze, niż obserwowano na obrazie pierwszej z otrzymanych charakterystyk.

Przebieg momentu obrotowego i jednostkowego zużycia paliwa w funkcji udziału dawki paliwa wtryskiwanej do cylindra zarejestrowane przy prędkości obrotowej 2000 obr/min i stopniu otwarcia przepustnicy 20% przedstawia Rys. 5.4.

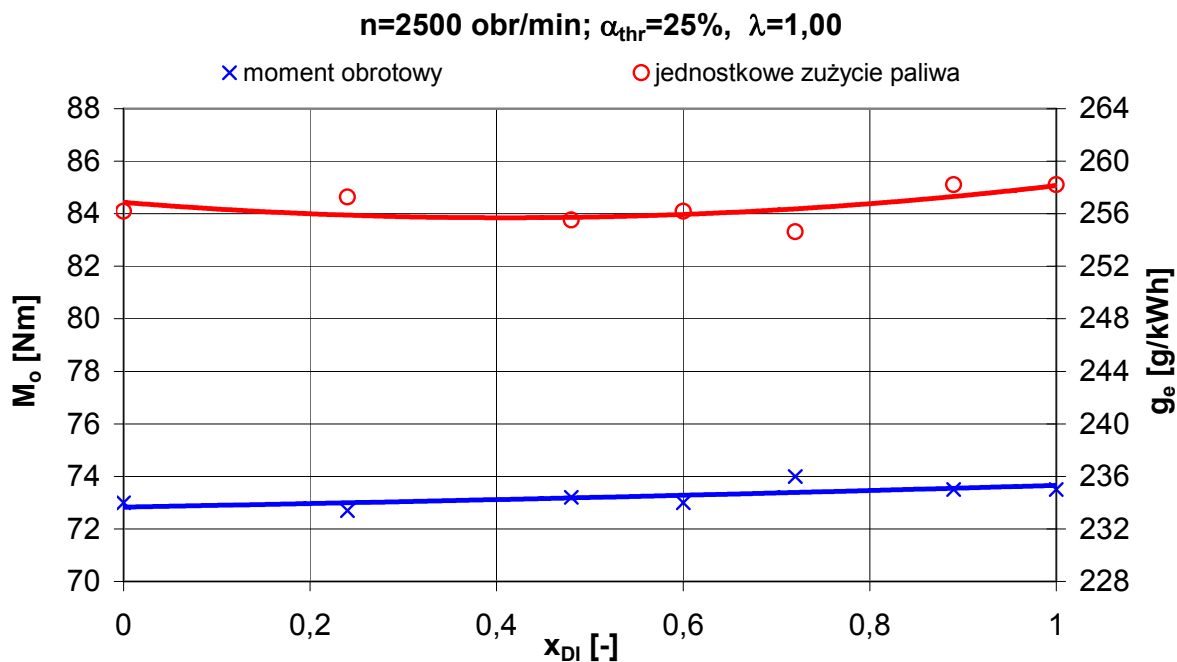


Rys. 5.4. Moment obrotowy M_o i jednostkowe zużycie paliwa g_e w zależności od udziału dawki paliwa wtryskiwanego bezpośrednio w całość dawce paliwa dla stopnia otwarcia przepustnicy 20% i prędkości obrotowej 2000 obr/min

Dla stopnia otwarcia przepustnicy α_{thr} równego 20% i prędkości obrotowej 2000 obr/min najkorzystniejsze wyniki jednostkowego zużycia paliwa i momentu obrotowego zaobserwowano dla udziału dawki paliwa wtrysku bezpośredniego wynoszącego 0,62. W opisywanej sytuacji wspomniane parametry robocze silnika wykazały istotną poprawę w odniesieniu do sytuacji, gdy cała porcja paliwa dawkowana jest poprzez wtryskiwacze paliwa układu wtrysku do przewodów dolotowych.

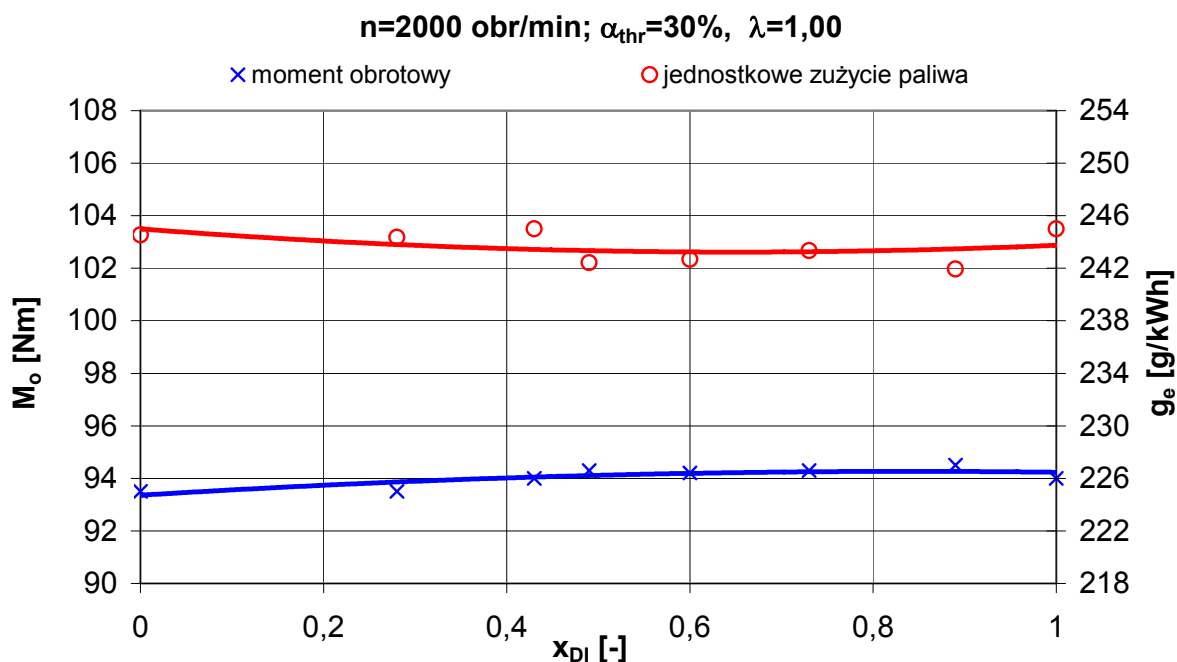
Na Rys. 5.5 przedstawiono charakterystykę regulacyjną udziału dawki paliwa wtrysku bezpośredniego otrzymaną na podstawie wyników pomiarów wykonanych dla 25% stopnia otwarcia przepustnicy i prędkości obrotowej 2500 obr/min.

W powyższych warunkach prób najlepsze rezultaty dla momentu obrotowego i jednostkowego zużycia paliwa uzyskano przy udziale dawki paliwa wtryskiwanego bezpośrednio do cylindra równym 0,72. Otrzymane dla kolejnych proporcji podziału masy paliwa różnice pomiędzy wynikami nie są w tym przypadku szczególnie wyraźne. Zarówno moment obrotowy, jak i jednostkowe zużycie paliwa odznaczają się stosunkowo płaskimi, zwłaszcza w porównaniu z poprzednimi, przebiegami zmienności.



Rys. 5.5. Przebiegi momentu obrotowego M_o i jednostkowego zużycia paliwa g_e w funkcji udziału dawki wtrysku bezpośredniego x_{DI} zarejestrowane przy prędkości obrotowej 2500 obr/min i stopniu otwarcia przepustnicy 25%

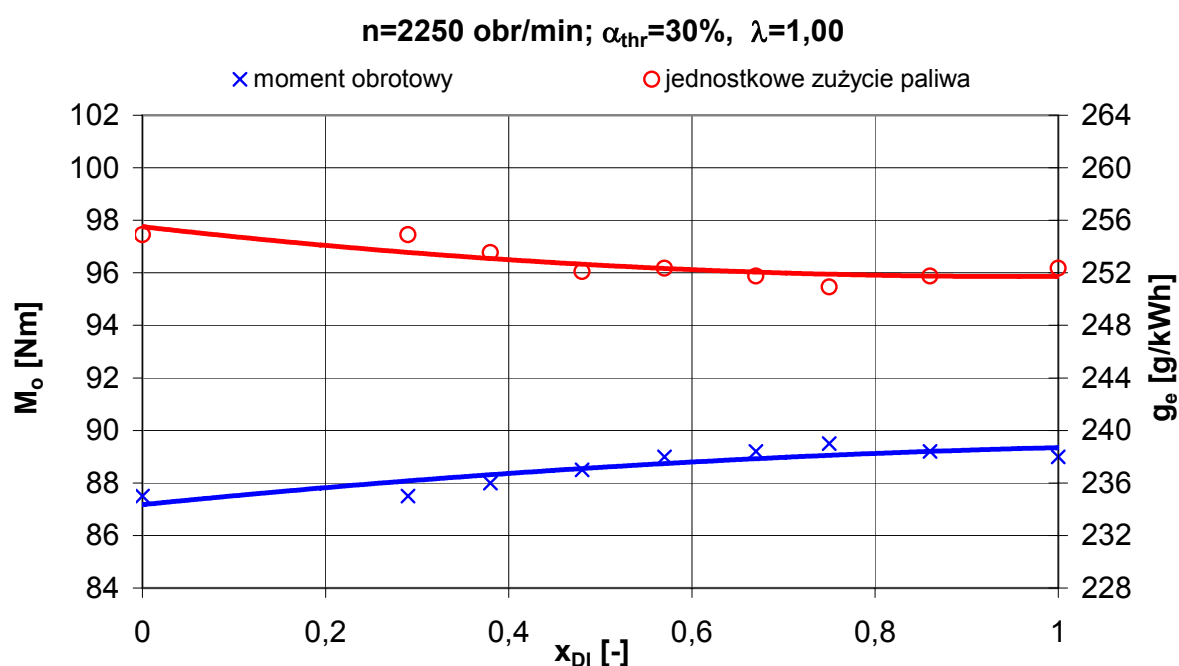
Otrzymane dla prędkości obrotowej 2000 obr/min i przy stopniu otwarcia przepustnicy 30% przebiegi momentu obrotowego i jednostkowego zużycia paliwa w zależności od udziału benzyny dawkowanej za pomocą układu wtrysku bezpośredniego zaprezentowano w formie graficznej na Rys. 5.6.



Rys. 5.6. Wykresy zmian momentu obrotowego M_o i jednostkowego zużycia paliwa g_e w zależności od udziału dawki x_{DI} benzyny wtryskiwanej do cylindra dla stopnia otwarcia przepustnicy 30% i prędkości obrotowej 2000 obr/min

Podobnie, jak w poprzednim przypadku, również dla stopnia otwarcia przepustnicy zwiększonego do 30% i prędkości obrotowej 2000 obr/min zmiany momentu obrotowego i jednostkowego zużycia paliwa zarejestrowane dla różnych udziałów dawki wtrysku bezpośredniego nie są duże. Najlepsze rezultaty zostały uzyskane dla udziału dawki paliwa wtryskiwanego do cylindra równego 0,89.

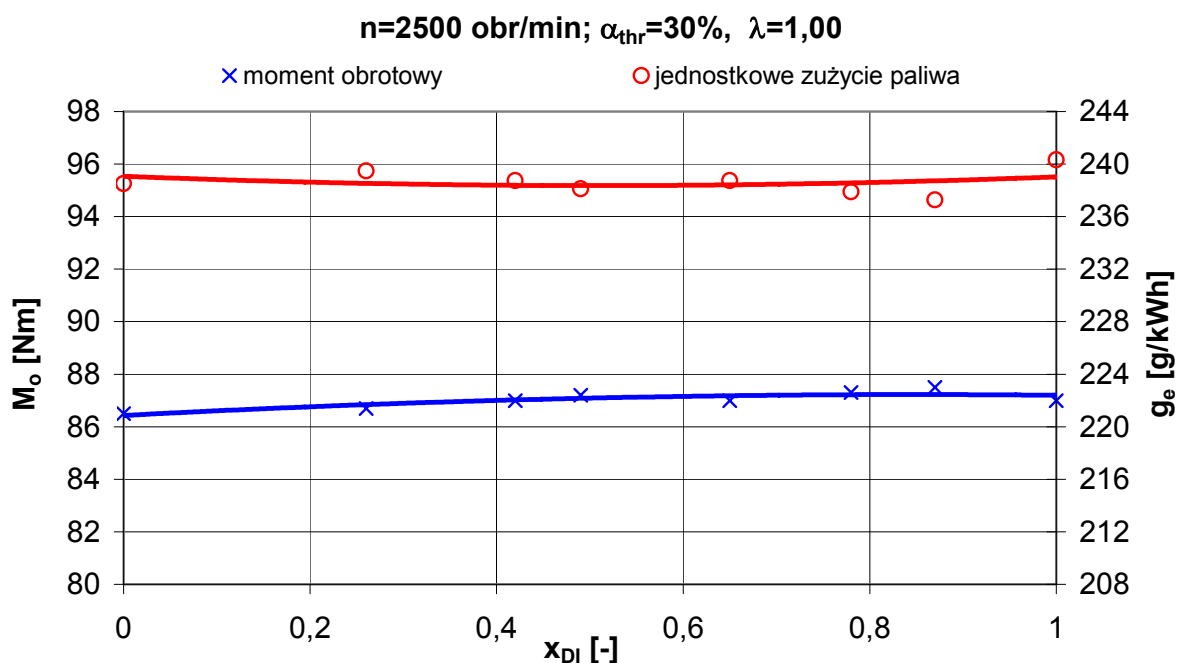
Rys. 5.7 pokazuje obraz charakterystyki regulacyjnej udziału dawki wtrysku bezpośredniego otrzymany na podstawie wyników badań przeprowadzonych przy 30% stopniu otwarcia przepustnicy i dla prędkości obrotowej 2250 obr/min.



Rys. 5.7. Zależność momentu obrotowego M_o i jednostkowego zużycia paliwa g_e od udziału dawki paliwa wtrysku bezpośredniego x_{DI} dla stopnia otwarcia przepustnicy 30 % i prędkości obrotowej 2250 obr/min

W powyższych warunkach maksimum momentu obrotowego i minimum jednostkowego zużycia paliwa przypada dla udziału dawki wtrysku bezpośredniego równego 0,75. Widoczny jest trend poprawy wspomnianych parametrów wraz ze zwiększaniem ilości paliwa wtryskiwanego bezpośrednio.

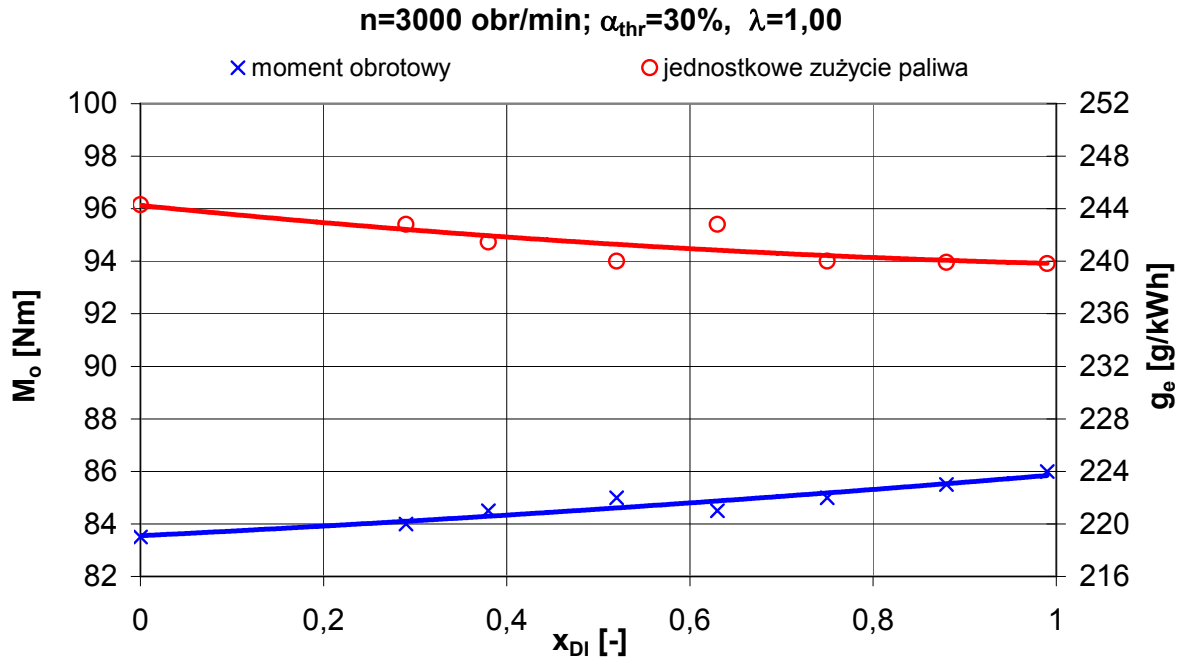
Na kolejnym Rys. 5.8 przedstawiono przebiegi momentu obrotowego i jednostkowego zużycia paliwa uzyskane na podstawie pomiarów dokonanych przy prędkości obrotowej zwiększonej do 2500 obr/min i dla takiego, jak poprzednio, stopnia otwarcia przepustnicy wynoszącego 30%.



Rys. 5.8. Moment obrotowy M_o i jednostkowe zużycie paliwa g_e w zależności od udziału dawki paliwa wtryskiwanego bezpośrednio w całej dawce paliwa dla stopnia otwarcia przepustnicy 30% i prędkości obrotowej 2500 obr/min

Rezultaty otrzymane dla stopnia otwarcia przepustnicy 30% i przy prędkości obrotowej 2500 obr/min również nie posiadają wyraźnie zaakcentowanego przebiegu zmienności. Nieznacznie lepsze od pozostałych wyniki momentu obrotowego i jednostkowego zużycia paliwa uzyskano dla udziału dawki wtrysku bezpośredniego o wartości równej 0,87.

Ostatnią z charakterystyk regulacyjnych udziału dawki wtrysku bezpośredniego x_{DI} otrzymana w oparciu o rezultaty badań hamownianych wykonanych przy prędkości obrotowej 3000 obr/min i stopniu otwarcia przepustnicy 30% przedstawiono na Rys. 5.9.



Rys. 5.9. Przebiegi momentu obrotowego M_o i jednostkowego zużycia paliwa g_e w funkcji udziału dawki wtrysku bezpośredniego x_{DI} zarejestrowane przy prędkości obrotowej 3000 obr/min i stopniu otwarcia przepustnicy 30%

Dla prędkości obrotowej 3000 obr/min i stopnia otwarcia przepustnicy 30% wraz ze zwiększaniem udziału dawki paliwa wtrysku bezpośredniego zaznacza się pewien przyrost momentu obrotowego i wynikająca z niego redukcja jednostkowego zużycia paliwa. Najkorzystniejsze rezultaty uzyskano wtedy, gdy cała porcja paliwa wtryskiwana była wprost do przestrzeni roboczej cylindra, czyli dla udziału dawki wtrysku bezpośredniego równego 1.

Na Rys. 5.10 przedstawiono wykresy sprawności ogólnej silnika η_o oraz wykresy względnego przyrostu sprawności ogólnej $\Delta\eta_{DI+MPI}$ dla pracy dwuwtryskiwaczowej w odniesieniu do zasilania wtryskiem pośrednim opracowane na podstawie wybranych Rys. 5.2 i 5.4. Widoczne na Rys. 5.10 krzywe są efektem aproksymacji wielomianami kwadratowymi punktów otrzymanych na drodze stosownych obliczeń.

Sprawność ogólna silnika została wyznaczona na podstawie wzoru (5.2). Do obliczeń przyjęto wartość opałową benzyny na poziomie 44000 kJ/kg [76].

$$\eta_o = \frac{3,6 \cdot 10^6}{g_e \cdot W_d} \quad (5.2)$$

gdzie:

η_o – sprawność ogólna silnika, [-]

g_e – jednostkowe zużycie paliwa, [g/kWh]

W_d – wartość opałowa paliwa, [kJ/kg]

$3,6 \cdot 10^6$ – stała wynikająca z przeliczenia zastosowanych jednostek miar

Przyrost sprawności ogólnej $\Delta\eta_{DI+MPI}$ dla pracy dwuwtryskiwaczowej w odniesieniu do sprawności uzyskanej przy zasilaniu wtryskiem pośrednim obliczono z użyciem formuły (5.3).

$$\Delta\eta_{DI+MPI} = \frac{\eta_o - \eta_{MPI}}{\eta_{MPI}} \cdot 100 \quad (5.3)$$

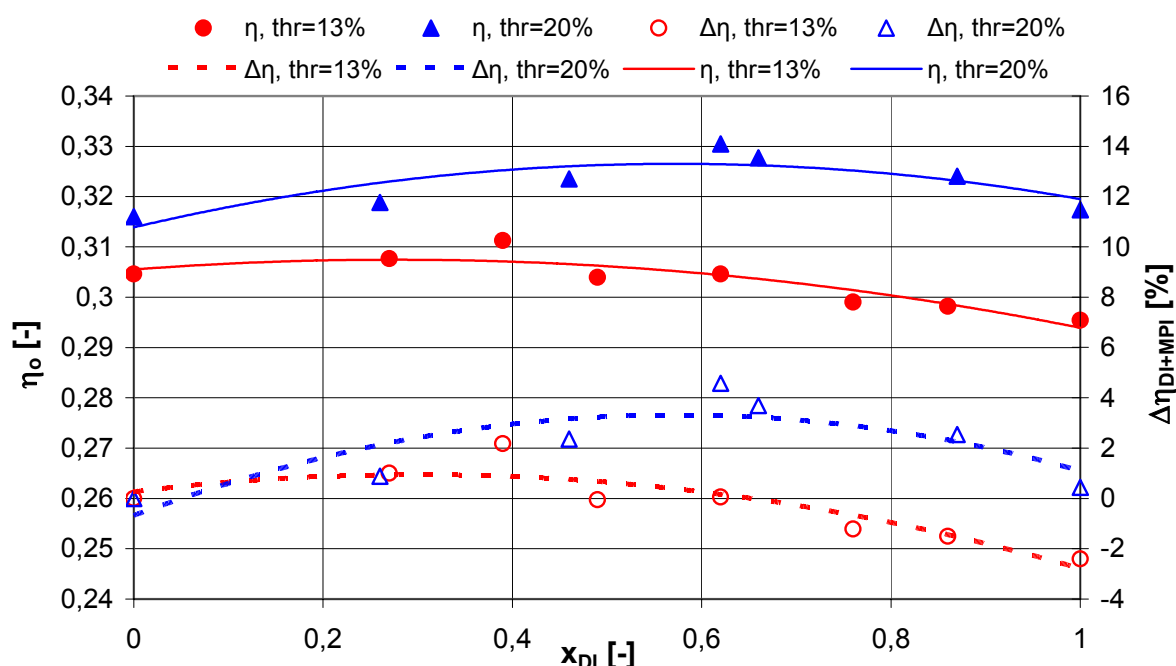
gdzie:

$\Delta\eta_{DI+MPI}$ – przyrost sprawności ogólnej w odniesieniu do sprawności uzyskanej podczas zasilania silnika wtryskiem pośrednim [%]

η_o – sprawność ogólna silnika w obranym punkcie pomiarowym, [-]

η_{MPI} – sprawność silnika zasilanego wtryskiem pośrednim w danych warunkach (α_{thr} , n), [-]

100 – mnożnik użyty dla uzyskania wyniku w [%]



Rys. 5.10. Sprawność ogólna η_o silnika w zależności od udziału dawki wtrysku bezpośredniego x_{DI} oraz względny przyrost sprawności ogólnej $\Delta\eta_{DI+MPI}$ dla pracy dwuwtryskiwaczowej w odniesieniu do zasilania wtryskiem pośrednim

Widoczny na powyższym rysunku największy przyrost sprawności ogólnej $\Delta\eta_{DI+MPI}$ wyniósł odpowiednio 4,58% dla pierwszego przypadku i 2,18% w drugim z obranych punktów pola pracy. W pierwszym z przypadków największą poprawę ekonomii pracy silnika zaobserwowano dla udziału paliwa wtryskiwanego bezpośrednio do cylindra równego 0,62 całej dawki. W drugiej z analizowanych na Rys. 5.10 sytuacji największa poprawa sprawności ogólnej silnika w odniesieniu do sprawności uzyskiwanej przy zasilaniu

wtryskiem pośrednim miała miejsce, gdy udział dawki paliwa wtryskiwanej bezpośrednio do przestrzeni roboczej cylindra wynosił 0,39.

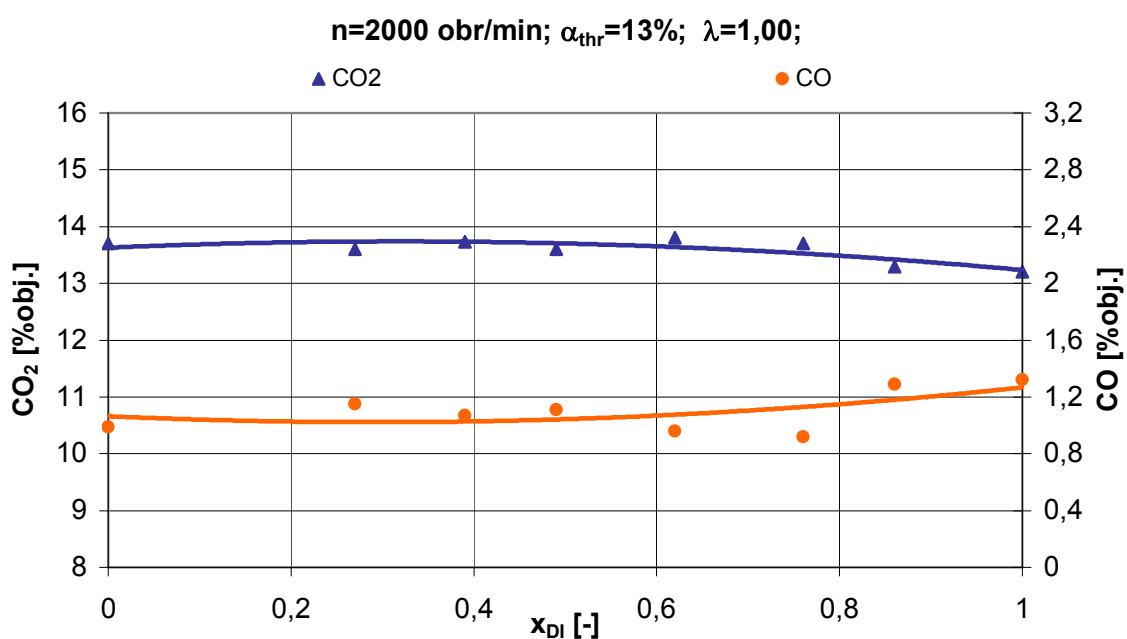
Z analizy uzyskanych rezultatów wynika, że przy zastosowaniu dwuwtryskiwaczowego układu zasilania możliwe jest podniesienie generowanego przez silnik w danym punkcie pola pracy momentu obrotowego i, co ważniejsze, zmniejszenie jednostkowego zużycia paliwa. Oznacza to tym samym poprawę sprawność ogólnej silnika.

Na podstawie otrzymanych wyników można też postawić stwierdzenie, że wraz ze wzrostem prędkości obrotowej, czy obciążenia zmienia się udział dawki paliwa wtrysku bezpośredniego, przy którym rejestruje się najkorzystniejsze w danym punkcie pola pracy wartości momentu obrotowego, czy też jednostkowego zużycia paliwa. Zaobserwowano, że wraz ze zwiększeniem prędkości obrotowej i stopnia otwarcia przepustnicy, czyli obciążenia, najkorzystniejszy, ze względu na przebieg analizowanych parametrów, udział dawki wtrysku bezpośredniego rośnie.

5.3. Skład spalin przy zasilaniu dwuwtryskiwaczowym

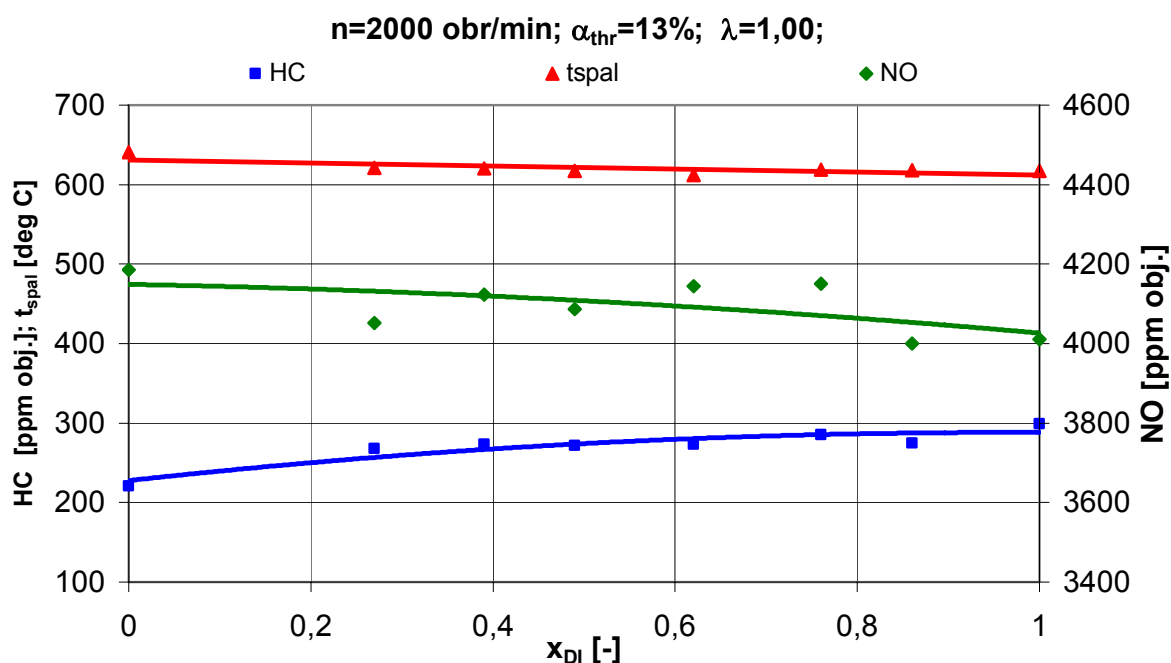
Jak wspomniano na wstępie, podczas sporządzania charakterystyk regulacyjnych udziału dawki wtrysku bezpośredniego za pomocą odpowiedniego analizatora mierzone były stężenia objętościowe poszczególnych składników spalin w kolektorze wylotowym silnika. Badania składu spalin przeprowadzono celowo bez reaktora katalitycznego. Podyktowane to było chęcią pomiaru stężeń składników spalin, które opuszczają cylindry silnika, a nie po przejściu przez reaktor katalityczny. Sprawny reaktor katalityczny powinien redukować stężenia szkodliwych składników spalin w ponad 90%, zatem pomiary spalin po przejściu przez reaktor katalityczny nie są tak miarodajne, jak bez jego udziału. Ponadto w kolektorze wylotowym prowadzono również rejestrację temperatury spalin. Dane te pozwoliły na sporządzenie wykresów zamieszczonych na kolejnych 16 rysunkach zawierających stosowne przebiegi stężeń tlenku węgla CO, dwutlenku węgla CO₂, tlenku azotu NO, niespalonych węglowodorów HC oraz temperatury spalin t_{spal} . Sumaryczny udział węglowodorów HC w spalinach został podany łącznie w przeliczeniu na heksan, który jest substancją powszechnie stosowaną w tym celu.

Na Rys. 5.11 przedstawiono przebiegi zmian stężeń objętościowych tlenku węgla CO i dwutlenku węgla CO₂ w zależności od udziału dawki paliwa wtryskiwanej bezpośrednio do cylindra zarejestrowanych dla prędkości obrotowej 2000 obr/min i dla stopnia otwarcia przepustnicy 13%.



Rys. 5.11. Stężenia objętościowe tlenku węgla CO i dwutlenku węgla CO₂ w spalinach w zależności od udziału dawki paliwa wtryskiwanej bezpośrednio do cylindra; prędkość obrotowa 2000 obr/min, stopień otwarcia przepustnicy 13%

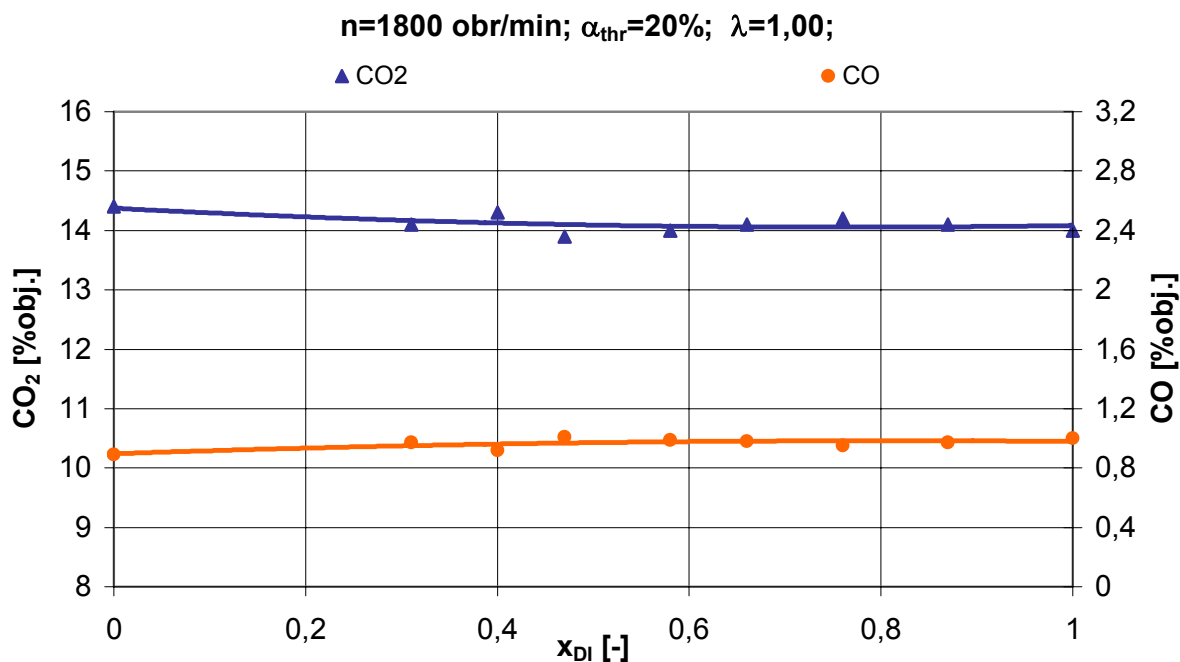
Wykresy zmian temperatury spalin t_{spal} , zawartości tlenku azotu NO oraz węglowodorów HC w spalinach zarejestrowane dla takich samych, jak poprzednio, warunków zilustrowano graficznie na Rys. 5.12.



Rys. 5.12. Temperatura spalin oraz zawartość niespalonych węglowodorów i tlenku azotu w spalinach w zależności od udziału dawki paliwa wtryskiwanego do cylindra silnika przy prędkości obrotowej 2000 obr/min i stopniu otwarcia przepustnicy 13%

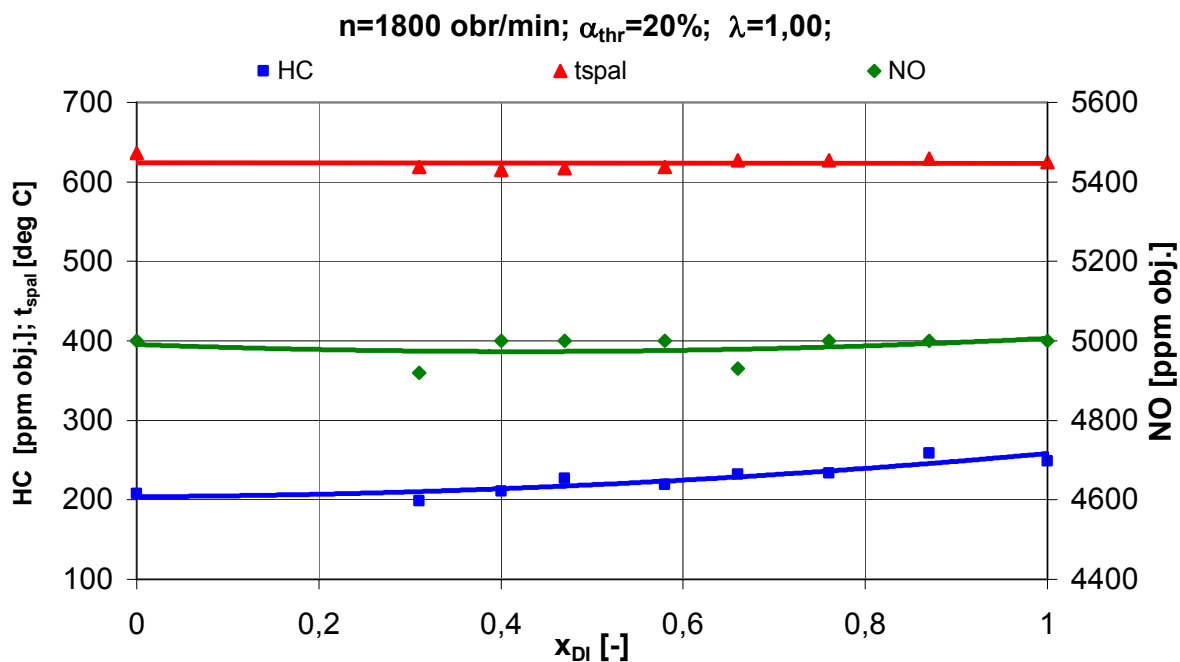
Analizując treść Rys. 5.11 i 5.12 należy zauważyć, że wraz ze wzrostem udziału dawki paliwa wtryskiwanej do cylindra silnika rośnie w pewnym stopniu udział tlenku węgla i węglowodorów w spalinach, natomiast maleje zawartość tlenku azotu oraz dwutlenku węgla. Zmniejszeniu ulega też w niewielkim stopniu temperatura spalin opuszczających cylindry silnika. Różnica pomiędzy zawartością tlenku azotu przy zasilaniu silnika wtryskiem do przewodów dolotowych oraz dla wtrysku paliwa tylko bezpośrednio do cylindra nie jest duża i wynosi około 170 ppm. Udział węglowodorów dla zasilania wtryskiem bezpośrednim zwiększa się w podobnym porównaniu nieco wyraźniej, nie osiągając, pomimo tego, wartości szczególnie wysokiej, tj. 290 ppm.

Na Rys. 5.13 przedstawiono przebiegi stężeń tlenku i dwutlenku węgla zarejestrowane podczas sporządzania charakterystyki regulacyjnej udziału dawki paliwa wtrysku bezpośredniego dla stopnia otwarcia przepustnicy 20% i prędkości obrotowej 1800 obr/min.



Rys. 5.13. Zawartości dwutlenku i tlenku węgla w spalinach w funkcji udziału dawki paliwa wtrysku bezpośredniego otrzymane na podstawie wyników pomiarów prowadzonych przy prędkości obrotowej 1800 obr/min i z 20% stopniem otwarcia przepustnicy.

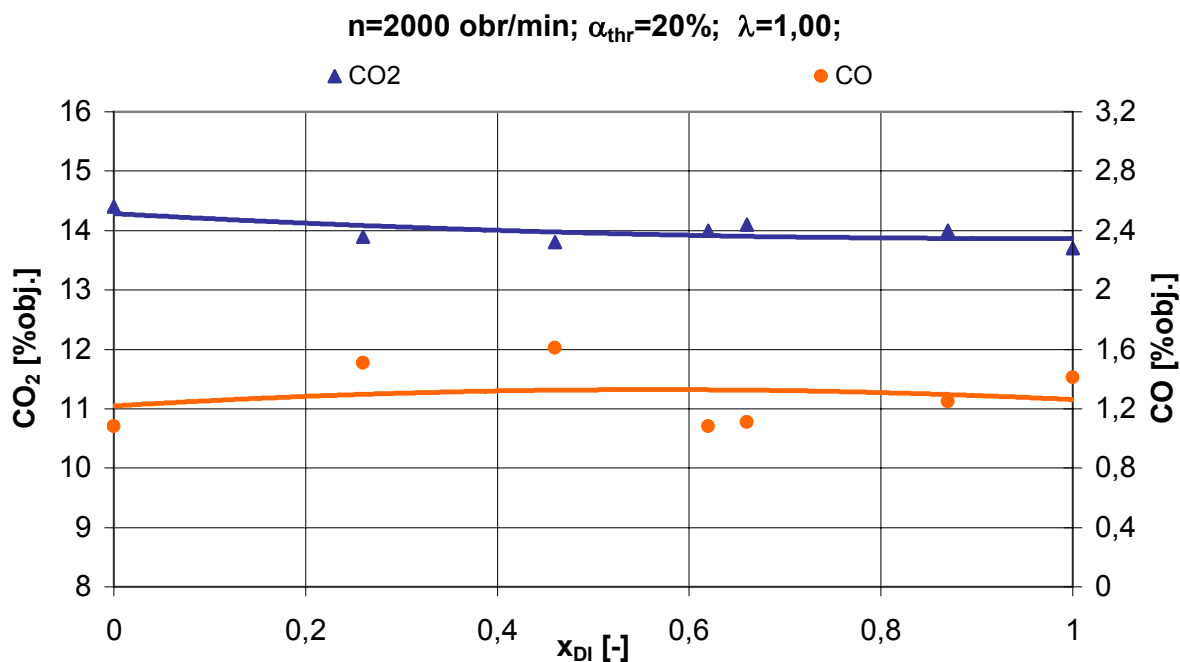
Przebiegi zawartości tlenu azotu i węglowodorów w spalinach oraz temperatury spalin zmierzone przy prędkości obrotowej 1800 obr/min i stopniu otwarcia przepustnicy 20% zaprezentowano na Rys. 5.14.



Rys. 5.14. Temperatura spalin oraz stężenie węglowodorów i tlenków azotu w spalinach w zależności od udziału dawki paliwa wtrysku bezpośredniego zarejestrowane dla prędkości obrotowej 1800 obr/min i przy 20% stopniu otwarcia przepustnicy

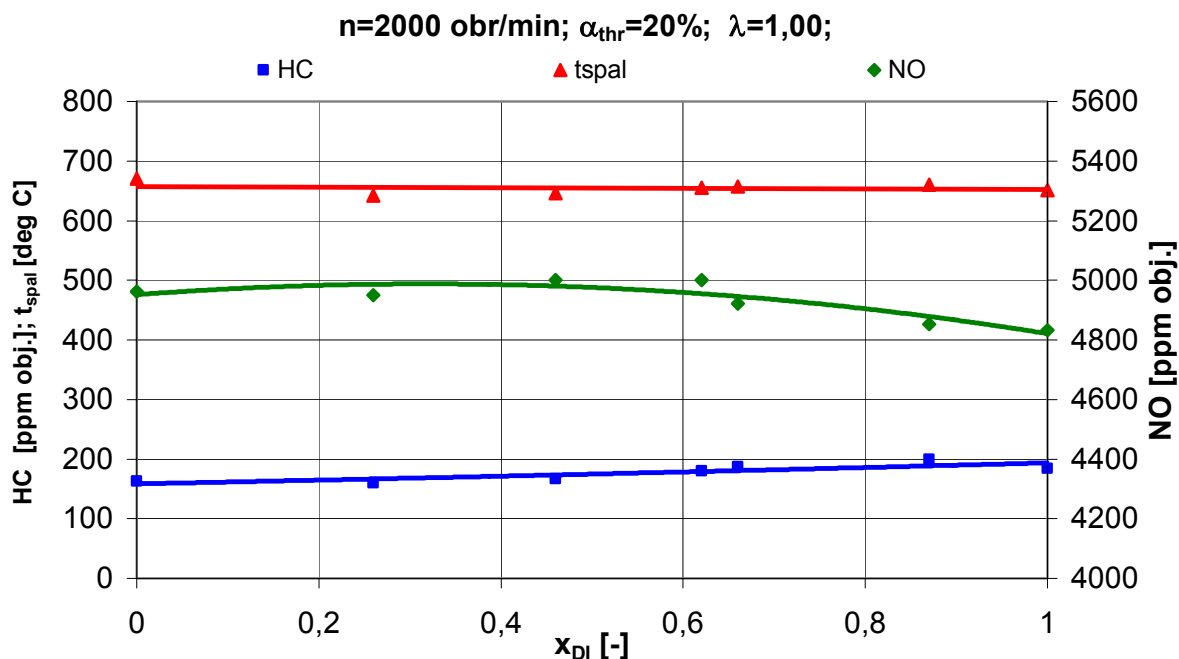
Charakter zmian parametrów spalin przy prędkości obrotowej 1800 obr/min i dla stopnia otwarcia przepustnicy 20% jest podobny do poprzednio opisywanego.

Na kolejnym Rys. 5.15 przedstawiono zarejestrowane przy prędkości obrotowej 2000 obr/min i stopniu otwarcia przepustnicy 20% przebiegi zawartości tlenku i dwutlenku węgla w spalinach w zależności od udziału dawki wtrysku bezpośredniego x_{DI} .



Rys. 5.15. Przebiegi stężeń tlenku węgla i dwutlenku węgla w spalinach w zależności od udziału dawki paliwa wtryskiwanego wprost do cylindra otrzymane na podstawie pomiarów przeprowadzonych przy prędkości obrotowej silnika równej 2000 obr/ min i z 20% stopniem otwarcia przepustnicy

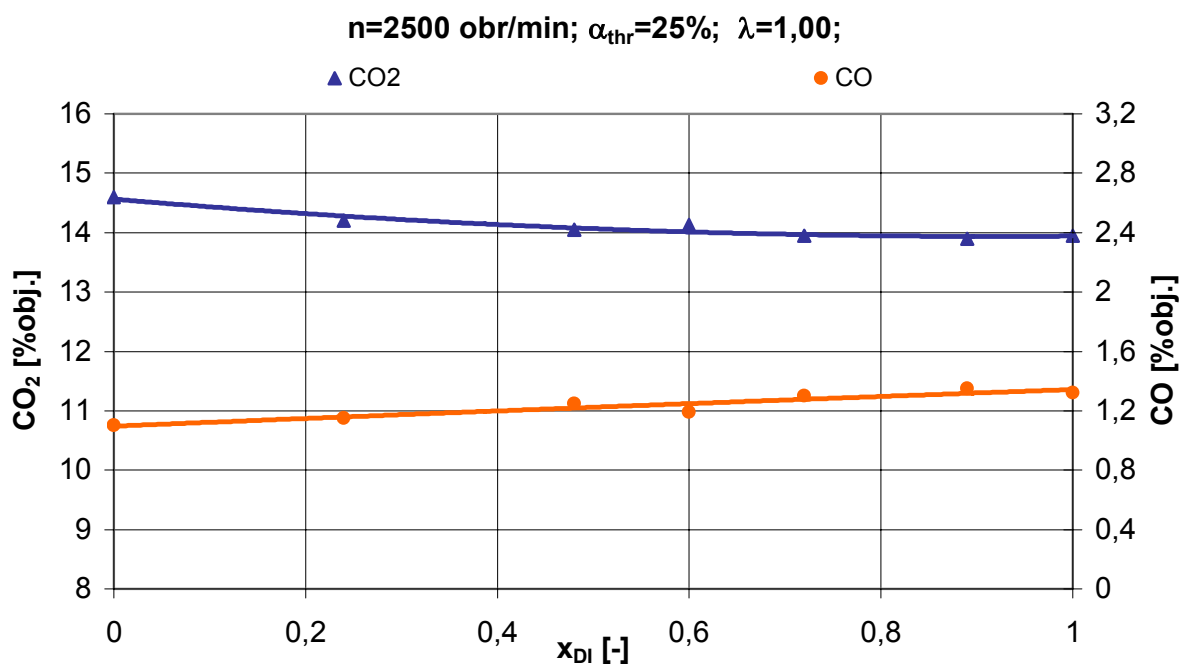
Na Rys. 5.16 zaprezentowano zależności zawartości tlenku azotu i węglowodorów w spalinach oraz temperatury spalin w funkcji udziału dawki paliwa wtrysku bezpośredniego uzyskane podczas badań silnika pracującego z prędkością obrotową równą 2000 obr/min i z przepustnicą powietrza otwartą w 20%.



Rys. 5.16. Zawartości tlenku azotu i węglowodorów w spalinach oraz temperatury spalin w funkcji udziału dawki paliwa wtrysku bezpośredniego uzyskane podczas badań silnika pracującego z prędkością obrotową 2000 obr/min i z 20% stopniem otwarcia przepustnicy

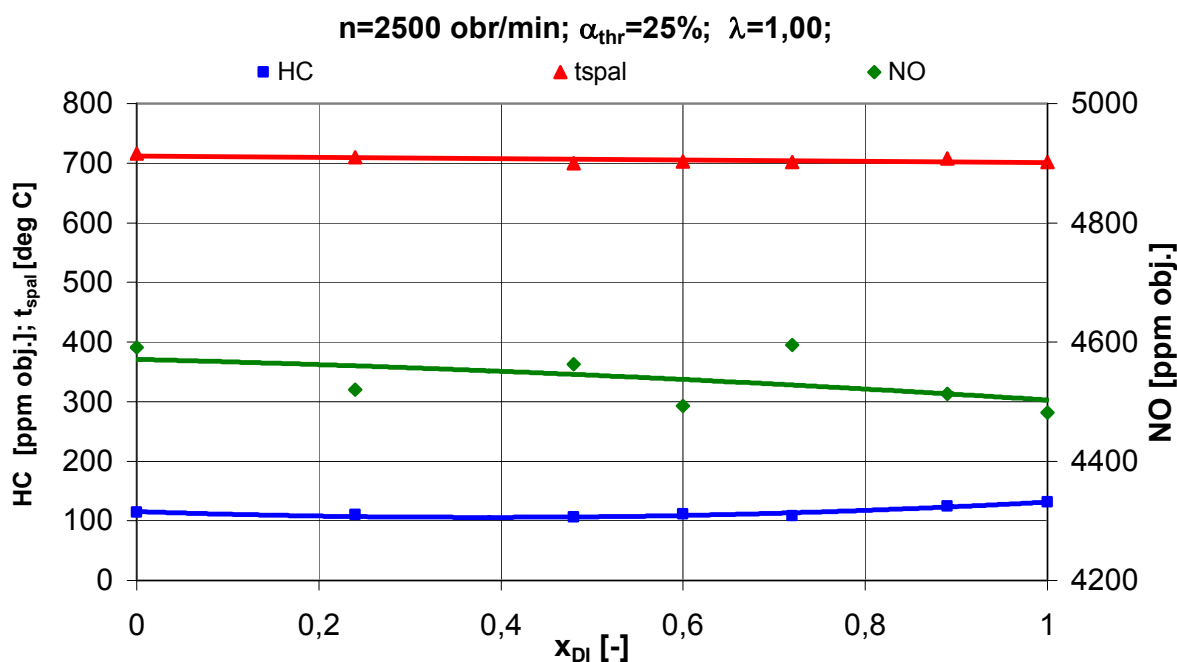
Przebiegi zmian parametrów zaprezentowanych na Rys. 5.15 i 5.16 nie odbiegają znacząco od obserwowanych w poprzednim przypadku.

Na Rys. 5.17 przedstawiono stosowne krzywe stężenia tlenku i dwutlenku węgla zarejestrowane dla prędkości obrotowej 2500 obr/min i przy 25% otwarciu przepustnicy.



Rys. 5.17. Wykresy zmian udziałów objętościowych tlenku węgla i dwutlenku węgla w gazach wylotowych silnika pracującego z prędkością obrotową 2500 obr/min i przy stopniu otwarcia przepustnicy równym 25%

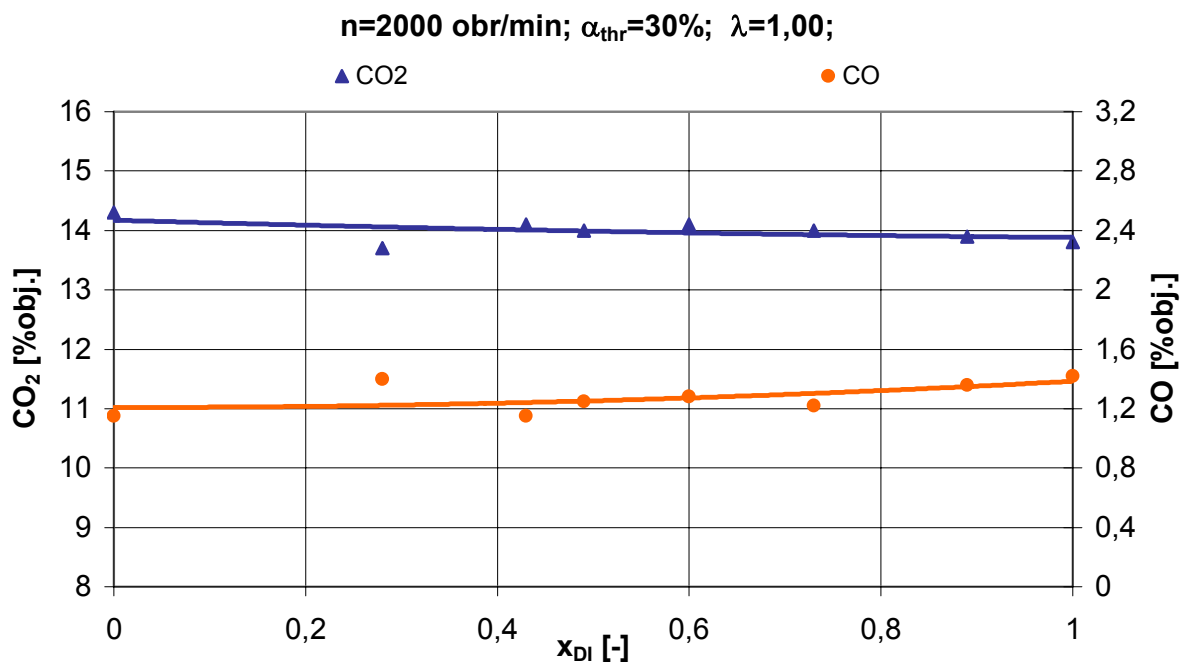
Przebiegi zmian temperatury spalin, stężeń tlenu azotu i niespalonych węglowodorów w spalinach w funkcji udziału dawki benzyny wtryskiwanej bezpośrednio do przestrzeni roboczej cylindra uzyskane na podstawie badań silnika przeprowadzonych przy prędkości obrotowej 2500 obr/min i przy 25% stopniu otwarcia przepustnicy zostały zamieszczone na Rys. 5.18.



Rys. 5.18. Przebiegi temperatury spalin oraz stężeń objętościowych tlenu azotu i węglowodorów w spalinach w funkcji udziału dawki paliwa wtrysku bezpośredniego uzyskane podczas pomiarów wykonanych dla silnika pracującego z prędkością obrotową 2500 obr/min i z stopniem otwarcia przepustnicy równym 25%

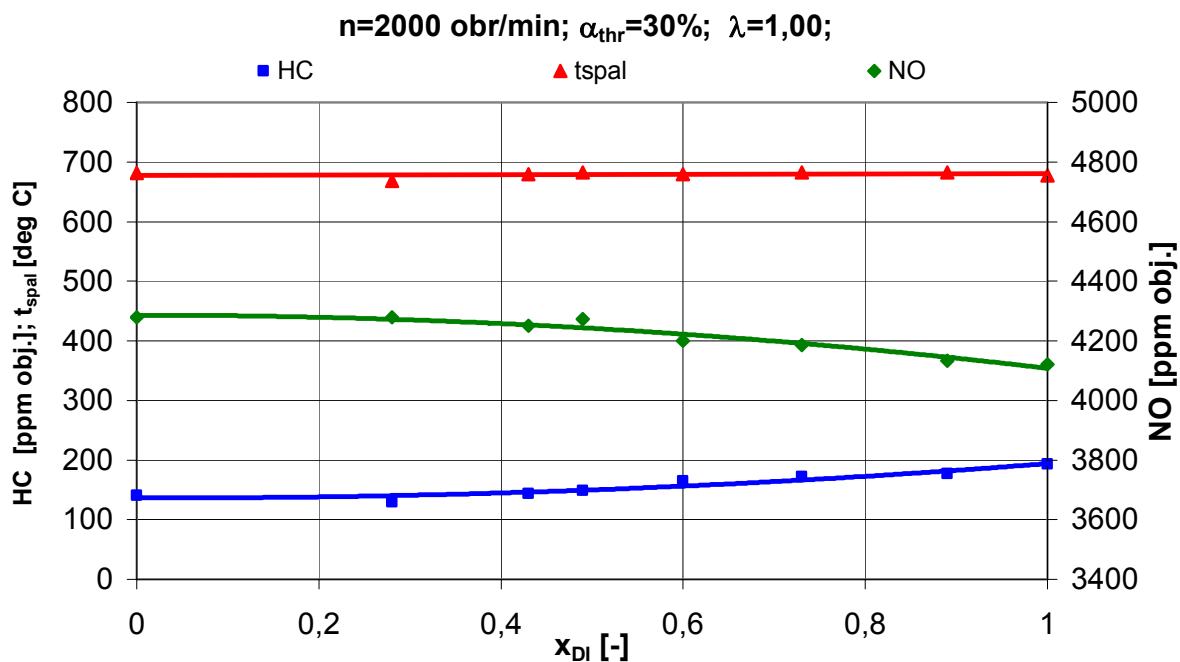
Przebieg zmian parametrów charakteryzujących gazy wylotowe silnika zaprezentowanych na Rys. 5.17 i 5.18 w odniesieniu do badań silnika pracującego przy prędkości obrotowej 2500 obr/min i z 25% stopniem otwarcia przepustnicy również nie wykazuje szczególnych odchyłeń od dotychczas obserwowanych. Stężenie węglowodorów w spalinach wykazuje przyrost o kilkadziesiąt ppm dopiero dla udziałów dawki wtrysku bezpośredniego większych od 0,85. Do tego miejsca oscyluje w granicach wartości niewiele przekraczających 100 ppm. Różnica maksymalnej i minimalnej zarejestrowanej zawartości tlenu azotu w spalinach wynosi 110 ppm, jest więc relatywnie zdecydowanie mniejsza.

Przebiegi zmian zawartości tlenu węgla CO i dwutlenku węgla CO₂ w spalinach w funkcji udziału dawki wtrysku bezpośredniego otrzymane na podstawie badań silnika przy prędkości obrotowej 2000 obr/min i 30% otwarciu przepustnicy zostały zaprezentowane na Rys. 5.19.



Rys. 5.19. Stężenia dwutlenku i tlenku węgla w spalinach w funkcji udziału dawki paliwa wtrysku bezpośredniego otrzymane na podstawie wyników pomiarów prowadzonych dla prędkości obrotowej 2000 obr/min i przy stopniu otwarcia przepustnicy równym 30%

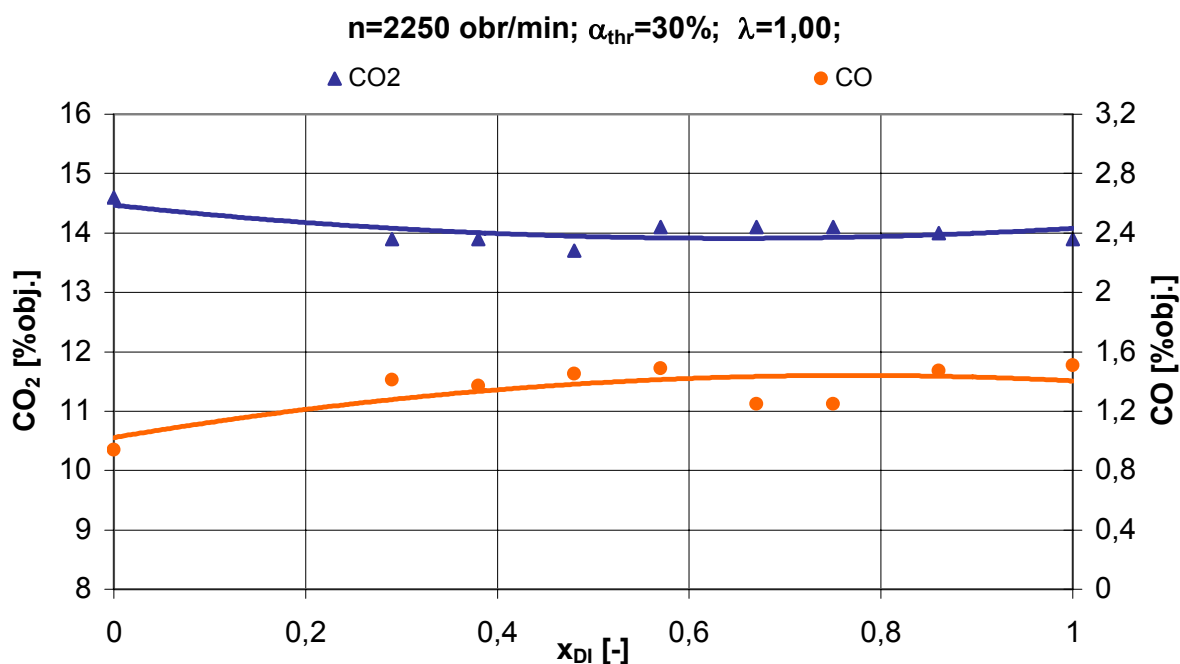
Zmiany temperatury spalin, stężenia tlenku azotu i niespalonych węglowodorów zarejestrowane podczas pracy silnika z prędkością obrotową 2000 obr/min i przy otwarciu przepustnicy równym 30% przedstawiono w formie graficznej na Rys. 5.20.



Rys. 5.20. Wykresy zmian temperatury spalin, stężenia tlenku azotu i niespalonych węglowodorów w gazach wylotowych silnika pracującego z prędkością obrotową 2000 obr/min i przy stopniu otwarcia przepustnicy równym 30%

Analizując rezultaty badań spalin silnika przy prędkości obrotowej 2000 obr/min i otwarciu przepustnicy 30% nie obserwuje się zmian parametrów o innym charakterze, niż opisywane dotychczas.

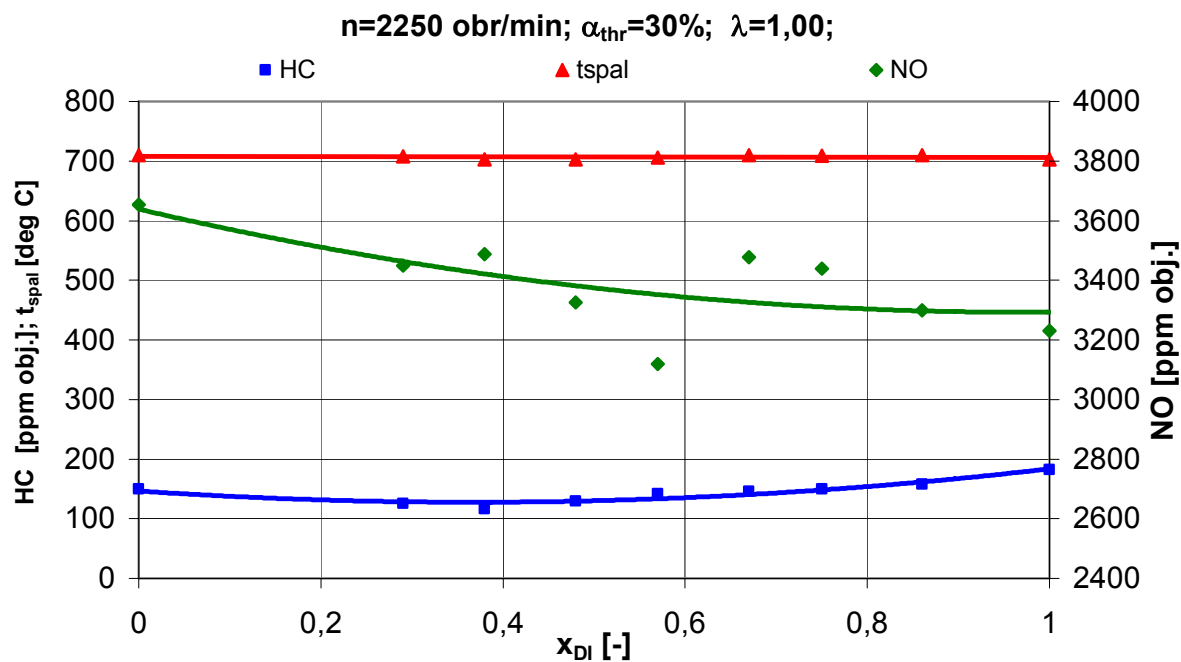
Rys. 5.21. przedstawia przebiegi zmian stężeń objętościowych tlenu węgla i dwutlenku węgla w funkcji udziału dawki paliwa wtryskiwanego do przestrzeni roboczej cylindra dla kolejnego z wybranych punktów pomiarowych, tj. dla prędkości obrotowej 2250 obr/min i niezmiennego stopnia otwarcia przepustnicy α_{thr} równego 30%.



Rys. 5.21. Przebiegi stężeń objętościowych tlenu węgla CO i dwutlenku węgla CO_2 w spalinach w zależności od udziału dawki paliwa wtryskiwanej bezpośrednio do cylindra; prędkość obrotowa 2250 obr/min, stopień otwarcia przepustnicy 30%

W podanych powyżej warunkach zmiany stężeń tlenu węgla i dwutlenku węgla przebiegają w nieco wyraźniejszy, niż dotychczas, sposób. Charakter zmian, tj. spadek zawartości dwutlenku węgla i wzrost stężenia tlenu węgla wraz ze zwiększaniem udziału dawki paliwa wtrysku bezpośredniego, został jednak utrzymany.

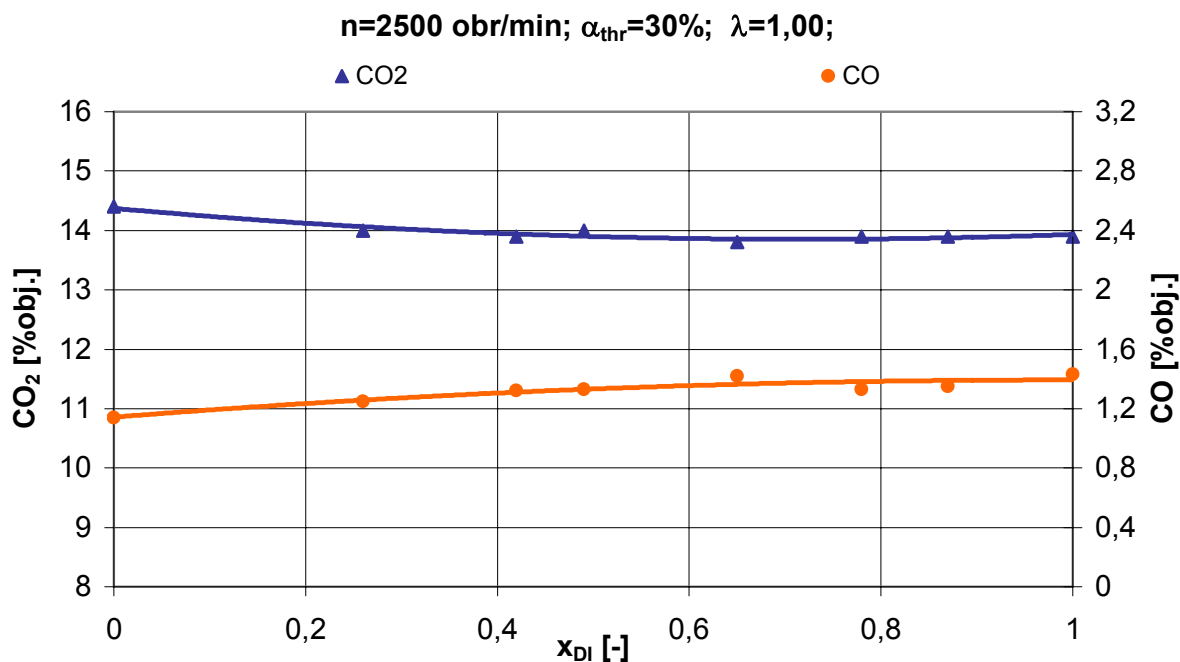
Na Rys. 5.22. zaprezentowano wykresy temperatury spalin, stężenia tlenu azotu i niespalonych węglowodorów w gazach wylotowych silnika pracującego przy prędkości obrotowej 2250 obr/min i z 30% otwarciem przepustnicy.



Rys. 5.22. Przebiegi temperatury spalin oraz stężeń objętościowych tlenku azotu i węglowodorów w spalinach w funkcji udziału dawki paliwa wtrysku bezpośredniego uzyskane podczas pomiarów wykonanych dla silnika pracującego z prędkością obrotową 2250 obr/min i z 30% stopniem otwarcia przepustnicy

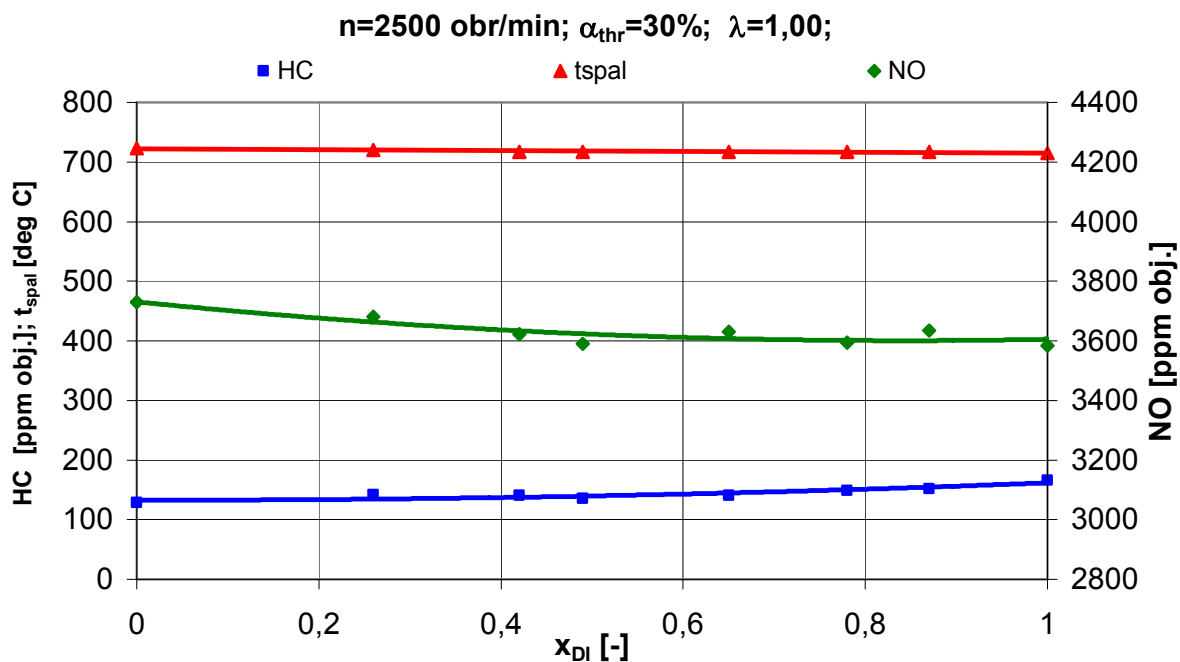
Dla wspomnianego punktu pomiarowego zaobserwowano również nieco wyraźniejszy, niż do tego miejsca, przebieg zmian stężenia tlenku azotu. Różnica pomiędzy wartością maksymalną stężenia NO zarejestrowaną podczas zasilania silnika tylko wtryskiem do przewodów dolotowych i minimalną, uzyskaną podczas pracy z 0,57 udziałem dawki wtrysku bezpośredniego dochodzi w tym przypadku do około 500 ppm. Fakt ten niewątpliwie związany jest z opisanym wcześniej mechanizmem zmian stężeń tlenku węgla i dwutlenku węgla wywołanym pewnym pogorszeniem zupełności spalania benzyny.

Zmiany stężeń tlenku węgla i dwutlenku węgla wraz ze zmianami udziału dawki paliwa wtrysku bezpośredniego podczas pracy silnika z prędkością obrotową 2500 obr/min i przy, takim jak w poprzednim przypadku, otwarciu przepustnicy zaprezentowano w formie wykresu na Rys. 5.23.

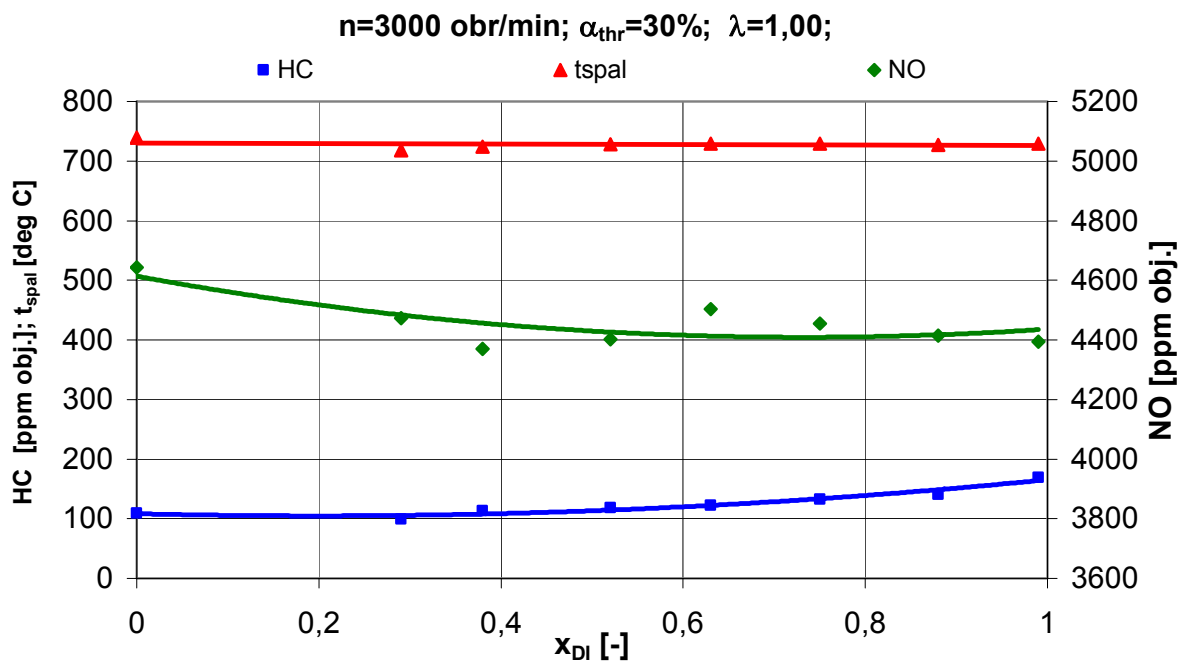


Rys. 5.23. Stężenia objętościowe tlenu i dwutlenku węgla w zależności od udziału dawki wtrysku bezpośredniego otrzymane podczas badań silnika pracującego z prędkością obrotową równą 2500 obr/min i z przepustnicą powietrza dolotowego otwartą w 30%

Rys. 5.24. prezentuje przebiegi temperatury spalin, stężenia tlenu azotu oraz niespalonych węglowodorów w funkcji udziału dawki wtrysku bezpośredniego w spalinach silnika pracującego z przepustnicą otwartą w 30%, przy prędkości obrotowej 2500 obr/min.



Rys. 5.24. Zawartości tlenu azotu i węglowodorów w spalinach oraz przebieg temperatury spalin w zależności od udziału dawki paliwa wtryskiwanego do cylindra uzyskane podczas pracy silnika z 30% stopniem otwarcia przepustnicy i z prędkością obrotową 2500 obr/min



Rys. 5.26. Temperatura spalin oraz stężenie węglowodorów i tlenków azotu w spalinach w zależności od udziału dawki paliwa wtrysku bezpośredniego zarejestrowane dla prędkości obrotowej 3000 obr/min i dla stopnia otwarcia przepustnicy równego 30%

Przebieg zmian parametrów spalin dla ostatniego z omawianych punktów pola pracy silnika nie posiada cech wyróżniających go spośród wszystkich przypadków dotychczas rozpatrywanych.

W podsumowaniu podrozdziału 5.3 należy podać następujące spostrzeżenia i prawidłowości dotyczące zmian parametrów spalin:

- Wraz ze zwiększaniem udziału dawki wtrysku bezpośredniego w poszczególnych punktach pomiarowych nie zachodzą duże zmiany składu gazów wylotowych badanego silnika.
- Temperatura spalin przy wzroście udziału dawki paliwa wtrysku bezpośredniego maleje w porównaniu z wartościami uzyskanymi przy zasilaniu typu „MPI”.
- Przy zwiększaniu udziału dawki paliwa wtrysku bezpośredniego zwiększa się nieco stężenie tlenku węgla i węglowodorów w spalinach. Maleje natomiast zawartość dwutlenku węgla i tlenku azotu. Fakt ten wiąże się zapewne z istnieniem obszarów w komorze spalania silnika, w których, przy aktywowaniu zasilania wtryskiem bezpośrednim, występują pewne niejednorodności założonego składu mieszanki.

5.4. Wpływ zastosowania zasilania dwuwtryskiwaczowego na proces spalania ładunku

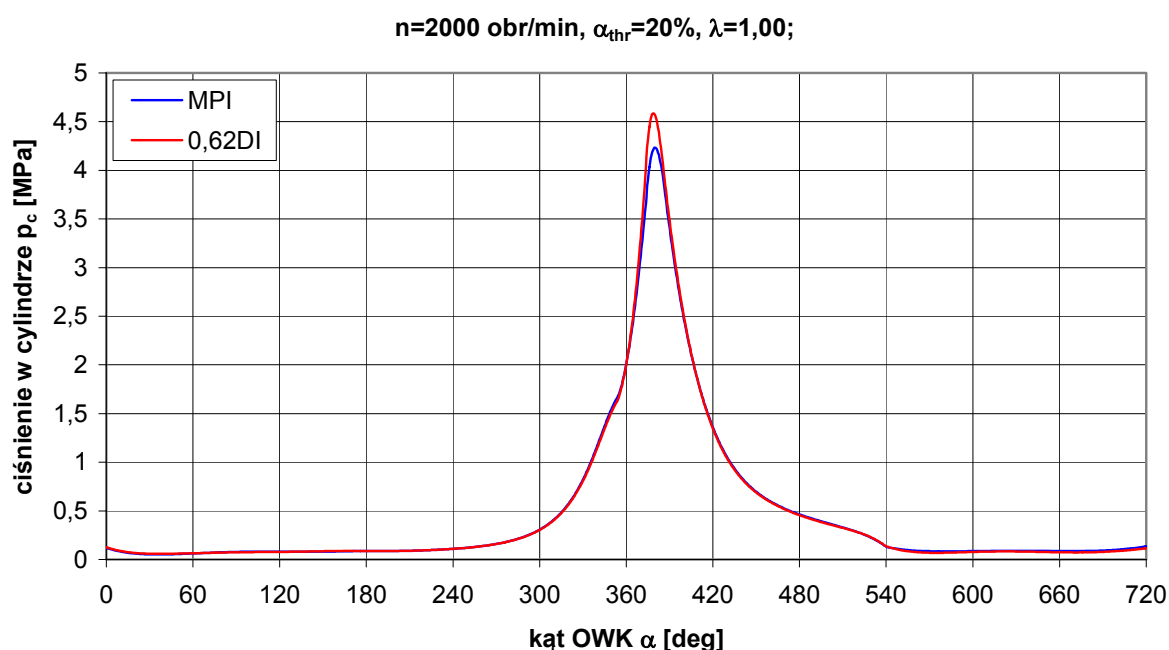
W celu przeprowadzenia analizy mającej uwidocznić ewentualne różnice w przebiegu procesu spalania przy zasilaniu wtryskiem pośrednim oraz dla dwuwtryskiwaczowego dawkowania paliwa zostało przeprowadzone indykowanie przestrzeni roboczej jednego z cylindrów silnika badawczego, czyli badania, podczas których jednocześnie z pomiarem szybkozmiennego ciśnienia w cylindrze rejestrowane było chwilowe położenie wału korbowego. Został do tego celu użyty wcześniej wspomniany optoelektroniczny czujnik ciśnienia Oprand C82255-SP zamontowany do specjalnie przygotowanej świecy zapłonowej oraz enkoder inkrementalny położenia kąтового Omron E6B-CWZ3E. Dane z obu czujników rejestrowane były przy użyciu przenośnego komputera klasy PC z kartą pomiarową National Instruments DAQCard-6062E pracującą z aplikacją stworzoną w środowisku LabView. Zapis strumienia danych został zrealizowany w formacie pozwalającym na jego import do arkusza kalkulacyjnego MS Excel.

Poza chwilowym ciśnieniem w cylindrze i położeniem wału korbowego rejestrowane były standardowo mierzone w badaniach silnikowych parametry pracy takie, jak prędkość obrotowa n , moment obrotowy M_o i chwilowe zużycie paliwa G_e oraz temperatura i ciśnienie otoczenia.

5.4.1. Wpływ rodzaju zasilania paliwem na przebieg wykresu indykatorowego silnika oraz na wskaźniki pracy bezpośrednio z nim związane

Badania, których wyniki posłużyły do przeprowadzenia analizy procesu spalania, wykonano dla prędkości obrotowej 2000 obr/min i stopnia otwarcia przepustnicy 20% przy stechiometrycznym składzie mieszanki palnej. Tak, jak we wcześniejszych badaniach prowadzonych w takich warunkach, kąt wyprzedzenia zapłonu wynosił 14° OWK. Zmierzone ciśnienie bezwzględne w kolektorze dolotowym miało wartość 0,079 MPa. Ciśnienie wtrysku bezpośredniego ustalono na poziomie 8 MPa, zaś wyprzedzenie jego początku wynosiło 281° OWK przed GMP. Udział dawki wtrysku bezpośredniego x_{DI} przy pracy z zasilaniem mieszanym był równy 0,62. Dla takiej wartości zarejestrowano minimalne jednostkowe zużycie paliwa w obranym punkcie pracy silnika.

Otwarte wykresy indykatorowe uzyskane dla pracy silnika z zasilaniem tylko wtryskiem pośrednim i przypadku z użyciem dwuwtryskiwaczowego dawkowania paliwa zilustrowano na Rys. 5.27.



Rys. 5.27. Rozwinięte wykresy indykatorowe dla zasilania wtryskiem pośrednim oraz przy zasilaniu mieszanym z 0,62 udziałem dawki wtrysku bezpośredniego; prędkość obrotowa silnika 2000 obr/min, stopień otwarcia przepustnicy 20%, mieszanka stechiometryczna

Bazując na przebiegach z Rys. 5.27. zamknięte wykresy indykatorowe uzyskano obliczając chwilową objętość przestrzeni roboczej cylindra V_c w funkcji kąta obrotu wału korbowego α z użyciem formuły (5.4), która ma dokładny charakter analityczny (nie zawiera dość powszechnie stosowanego uproszczenia).

$$V_c = V_{ks} + \frac{\pi \cdot d_c^2}{4 \cdot 1000} \cdot \left[r \cdot (l - \cos \alpha) + l - \sqrt{l^2 - r^2 \sin^2 \alpha} \right] \quad (5.4)$$

gdzie:

V_c – objętość przestrzeni roboczej cylindra, [cm³]

V_{ks} – objętość komory spalania, [cm³]

d_c – średnica cylindra, [mm]

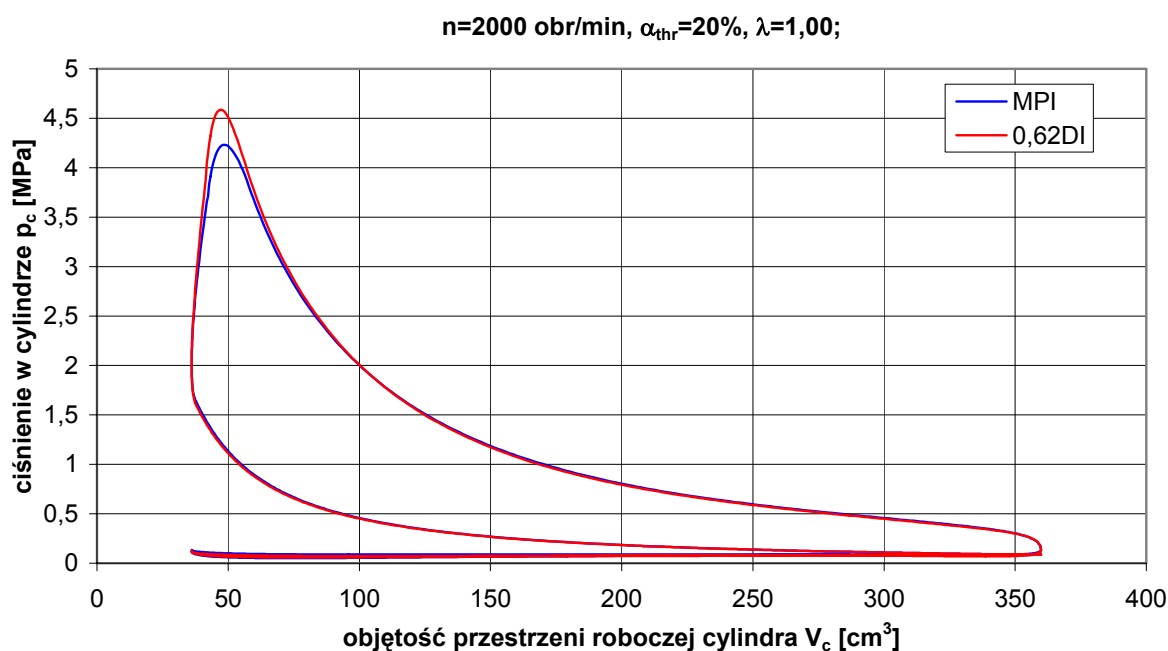
r – promień wykorbienia wału korbowego, [mm]

l – długość korbowodu (czynna - między osiami otworów), [mm]

α – kąt obrotu wału korbowego, [°]

1000 – dzielnik wynikający z zastosowania przyjętych jednostek

Przebiegi ciśnienia będące wynikiem zastąpienia kąta obrotu wału korbowego α chwilową objętością przestrzeni roboczej cylindra V_c zilustrowano na Rys. 5.28.

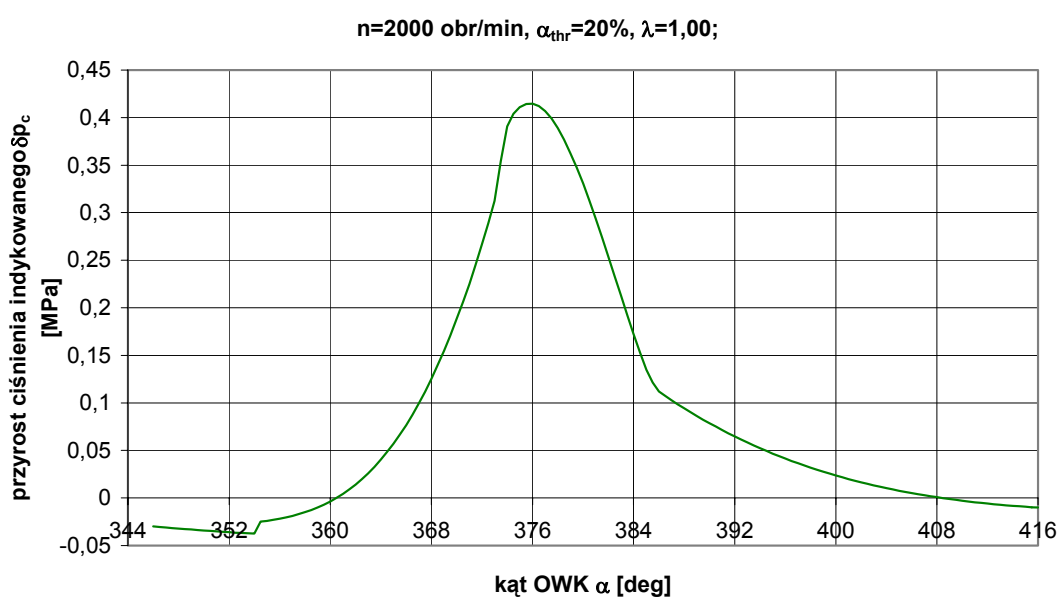


Rys. 5.28. Porównanie zamkniętego wykresu indykatorowego dla zasilania wtryskiem pośrednim oraz przy zasilaniu mieszaniem z 0,62 udziałem dawki wtrysku bezpośredniego; prędkość obrotowa silnika 2000 obr/min, stopień otwarcia przepustnicy 20%

Wykresy przedstawione na wyżej wymienionych rysunkach zostały uzyskane na drodze aproksymacji funkcjami sklejanymi przebiegów uśrednionych z 10 kolejnych cykli roboczych uzyskanych podczas pomiarów. Bez tego zabiegu niemożliwe byłoby poprawne określenie w następnym etapie prac szybkości spalania mieszanki ze względu na zakłócenia nakładające się na rejestrowany z czujnika przebieg ciśnienia w cylindrze. Zastosowana metoda oceny szybkości spalania ładunku wymaga użycia wolnych od tzw. szumu przebiegów ciśnienia indykowanego. Aproksymacja rzeczywistych wykresów

indykatorowych została wykonana w arkuszu kalkulacyjnym Excel. Użyto do tego celu głównie wielomianów różnego stopnia, natomiast fragmenty wykresu indykatorowego właściwe dla procesu sprężania i rozprężania przybliżono przebiegami o charakterze politropowym $p_c(V_c)^k = \text{const}$. Wartości wykładników politrop zostały określone z zamkniętych wykresów indykatorowych silnika przedstawionych we współrzędnych logarytmicznych. Średnie dla pełnego cyklu roboczego odchylenie wykresu aproksymowanego funkcjami sklejanymi od przebiegów zarejestrowanych z czujnika wyniosło odpowiednio $8,89 \cdot 10^{-4}$ MPa dla „MPI” oraz $9,73 \cdot 10^{-4}$ MPa dla przypadku z zasilaniem dwuwtryskiwaczowym. W przedziale najistotniejszym ze względu na analizę procesu spalania tj. od 352° do 416° OWK średnie odchylenie przyjmuje wartości jeszcze mniejsze, $8,58 \cdot 10^{-4}$ MPa przy zasilaniu wtryskiem do przewodów dolotowych oraz $9,45 \cdot 10^{-4}$ MPa przy zasilaniu mieszanym.

Na obu powyższych rysunkach, a zwłaszcza na Rys. 5.28, uwidacznia się zwiększenie pola powierzchni wykresu reprezentującego pracę dodatnią cyklu roboczego silnika. Maksymalne ciśnienie podczas procesu spalania osiągnęło wartość 4,23 MPa dla 21° OWK po GMP przy zasilaniu wtryskiem pośrednim oraz 4,60 MPa dla $19,5^\circ$ OWK po GMP przy zasilaniu mieszanym z 0,62 udziałem dawki wtrysku bezpośredniego. Szczytowe ciśnienie spalania jest więc większe w przypadku zasilania dwuwtryskiwaczowego o 0,37 MPa w porównaniu z wynikiem uzyskanym tylko dla wtrysku wielopunktowego do przewodów dolotowych.



Rys. 5.29. Przebieg przyrostu ciśnienia indykowanego Δp_c w przypadku zasilania dwuwtryskiwaczowego (0,62DI) w odniesieniu do ciśnienia w cylindrze dla zasilania wtryskiem pośrednim (MPI) w funkcji kąta obrotu wału korbowego

Na Rys. 5.29 przedstawiono przebieg przyrostu ciśnienia indykowanego δp_c w przypadku zasilania dwuwtryskiwaczowego w odniesieniu do ciśnienia w cylindrze dla zasilania wtryskiem pośrednim w funkcji kąta obrotu wału korbowego.

W celu dokładniejszego określenia różnic wynikających z przebiegu otrzymanych wykresów indykatorowych obliczono na podstawie zarejestrowanych danych średnie ciśnienia indykowane p_i odpowiednio dla obu przypadków. Zastosowano metodę całkowania numerycznego stosownych obszarów wykresów z Rys. 5.28 w arkuszu kalkulacyjnym. W celu zapewnienia zwiększonej dokładności obliczeń, została użyta metoda trapezów o wysokości dV_c i podstawach równych odpowiednim wartościom funkcji $p_c = p_c(V_c)$. Wyniki obliczeń zostały zamieszczone w Tab. 5.2.

Średnie ciśnienie efektywne p_e zostało wyznaczone dla obu przypadków zasilania paliwem na podstawie formuły (5.5):

$$p_e = \frac{\pi \cdot \tau \cdot M_o}{500V_{ss}} \quad (5.5)$$

gdzie:

p_e – średnie ciśnienie efektywne, [MPa]

τ – mnożnik, dla silnika czterosuwowego równy 2, [-]

M_o – moment obrotowy silnika, [Nm]

V_{ss} – objętość skokowa silnika, [dm³]

500 – przelicznik wynikający z zastosowanych jednostek miar

Natomiast na podstawie zależności (5.6) możliwe było obliczenie wartości sprawności cieplnej silnika w obu przypadkach. Na podstawie [76] założono wartość opałową benzyny równą 44000 kJ/kg.

$$\eta_c = \frac{N_i}{N_c} = \frac{30 \cdot p_i \cdot V_{ss} \cdot n}{G_e \cdot W_d} \quad (5.6)$$

gdzie:

η_c – sprawność cieplna silnika, [-]

N_i – moc indykowana, [kW]

N_c – strumień ciepła dostarczonego do silnika wraz z paliwem, [kW]

p_i – średnie ciśnienie indykowane, [MPa]

V_{ss} – objętość skokowa silnika, [dm³]

n – prędkość obrotowa wału korbowego silnika, [obr/min]

G_e – całkowite godzinowe zużycie paliwa, [kg/h]

W_d – wartość opałowa benzyny, [kJ/kg]

30 – stała wynikająca z przeliczenia użytych we wzorze jednostek miar

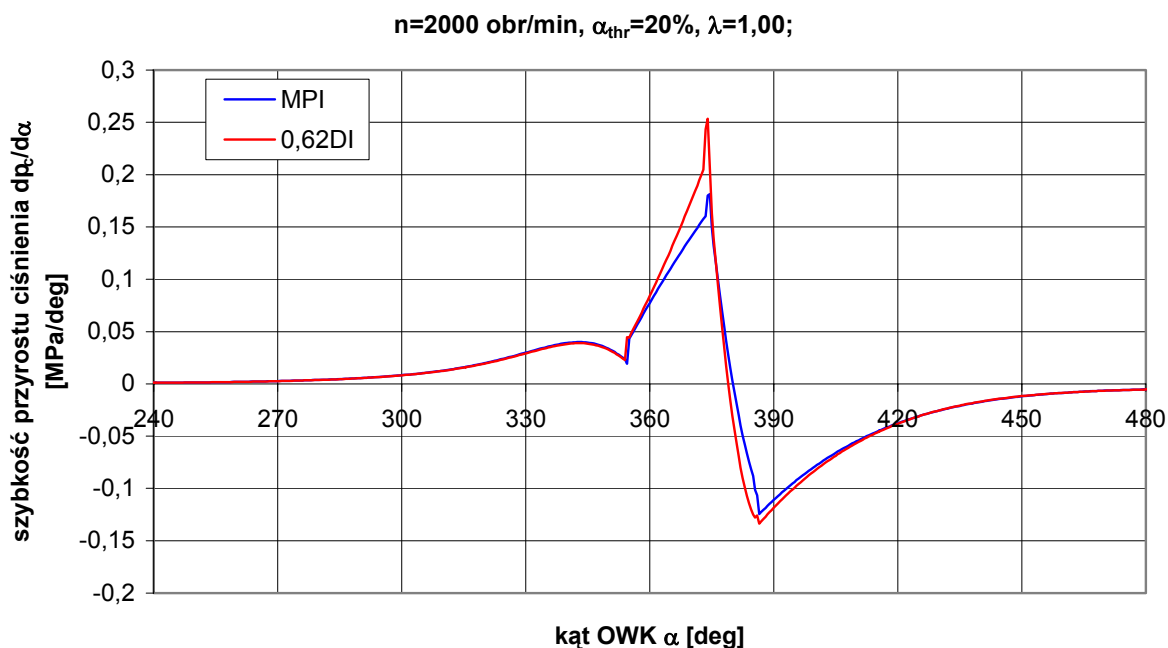
Wyniki obliczeń średniego ciśnienia efektywnego oraz sprawności cieplnej przeprowadzonych przy użyciu wzorów (5.5) i (5.6) oraz średniego ciśnienia indykowanego zostały zestawione w tabeli 5.2.

	Zasilanie wtryskiem pośrednim $x_{DI} = 0$	Zasilanie dwuwtryskiwaczowe $x_{DI} = 0,62$	Przyrost względem $x_{DI}=0$, [%]
Średnie ciśnienie efektywne p_e , [MPa]	0,745	0,769	3,22
Średnie ciśnienie indykowane p_i , [MPa]	0,931	0,955	2,585
Sprawność cieplna η_c , [-]	0,395	0,410	3,797

Tab. 5.2. Porównanie wskaźników pracy silnika dla zasilania wtryskiem pośrednim i dwoma wtryskiwaczami

Przy zasilaniu dwuwtryskiwaczowym uzyskano około 2,6% przyrostu średniego ciśnienia indykowanego i około 3,8% zwiększenia sprawności cieplnej w porównaniu z pracą silnika z dawkowaniem paliwa tylko do przewodów dolotowych. Są to wartości podobne do uzyskanych w analogicznym porównaniu dokonany dla jednostkowego zużycia paliwa w obranym punkcie pracy silnika. Na tej podstawie można stwierdzić, że zwiększenie średniego ciśnienia indykowanego i sprawności cieplnej wskazuje na poprawę efektywności spalania mieszanki przygotowywanej za pomocą dwuwtryskiwaczowego systemu zasilania. Fakt ten tłumaczyć można uwidocznioną w toku prac symulacyjnych intensyfikacją zawirowania ładunku cylindra przy zasilaniu z dawkowaniem części paliwa wprost do cylindra.

Ostatnim w tej części analizy wykresów indykatorowych silnika wskaźnikiem pracy jest szybkość przyrostu ciśnienia $dp/d\alpha$. Zmiany tej wielkości w funkcji kąta obrotu wału korbowego dla najistotniejszej ze względu na analizę procesu spalania części wykresu indykatorowego przedstawiono na Rys. 5.30. Szybkość przyrostu ciśnienia podczas procesu spalania została przyjęta jako podstawowy wyznacznik określający potencjalne możliwości wystąpienia wyjątkowo niekorzystnego zjawiska jakim jest spalanie stukowe.



Rys. 5.30. Przebiegi zmian szybkości przyrostu ciśnienia w funkcji kąta obrotu wału korbowego uzyskane dla obu rozpatrywanych systemów zasilania

Analiza otrzymanych rezultatów wskazuje na zwiększenie szybkości przyrostu ciśnienia w przypadku mieszanego zasilania silnika. Szczytowa wartość szybkości przyrostu ciśnienia wyniosła odpowiednio 0,181 MPa/°OWK przy dawkowaniu paliwa do przewodów dolotowych oraz 0,253 MPa/°OWK w przypadku dawkowania dwuwtryskiwaczowego. Zwiększenie szybkości przyrostu ciśnienia nie jest zjawiskiem korzystnym, gdyż wprowadza m.in. zwiększone obciążenia układu korbowo-tłokowego, jednakże uzyskana dla zasilania dwuwtryskiwaczowego wartość nie jest duża. Warto w tym miejscu nadmienić, że wystąpienie spalania stukowego w silniku o zapłonie iskrowym cechuje się rejestrowanymi szczytowymi szybkościami przyrostu ciśnienia większymi zwykle od 0,5 MPa/°OWK [55].

5.4.2. Wpływ zastosowanego sposobu zasilania paliwem na szybkość spalania ładunku

Drugi etap analizy uzyskanych dla obu systemów zasilania wykresów ciśnienia w przestrzeni roboczej cylindra miał na celu określenie przebiegu spalania ładunku. Zastosowano metodę pozwalającą na wyznaczenie udziału spalin w cylindrze w funkcji kąta obrotu wału korbowego szerzej opisaną m.in. w [79].

Po wystąpieniu iskry na elektrodach świecy zapłonowej przyrost ciśnienia Δp_c w przestrzeni roboczej cylindra podczas obrotu wału korbowego o kąt $\Delta\alpha$ składa się z dwóch elementów (5.7):

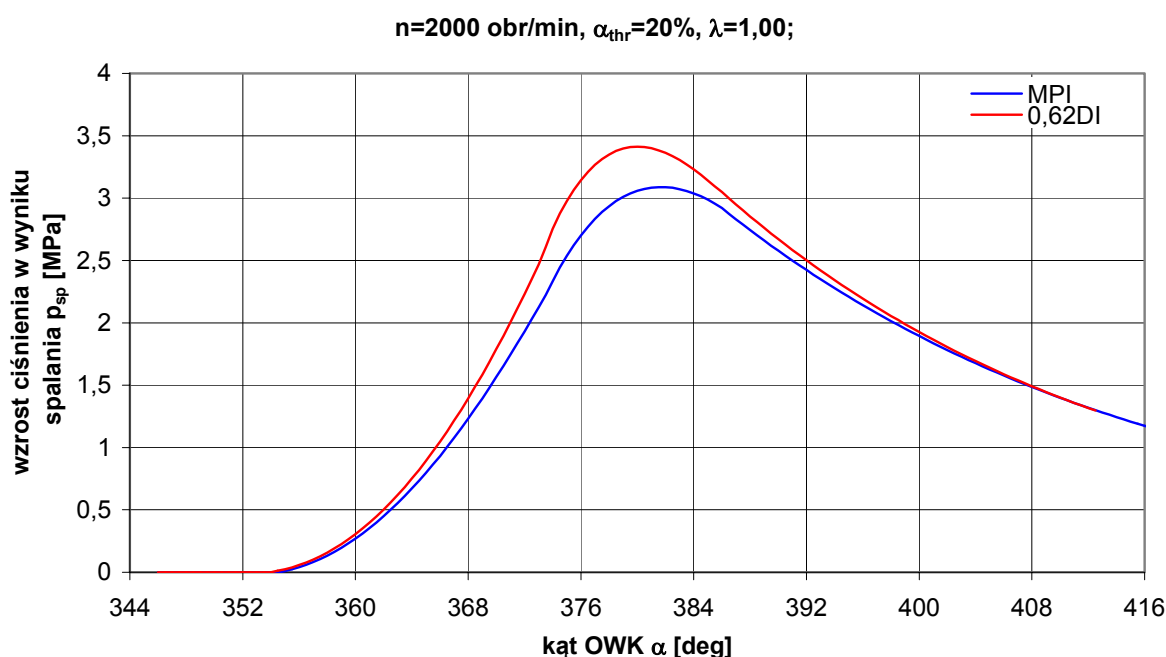
$$\Delta p_c = \Delta p_{sp} + \Delta p_v \quad (5.7)$$

gdzie:

Δp_{sp} – przyrost ciśnienia związany z procesem spalania

Δp_v – zmiana ciśnienia wynikająca ze zmiany objętości przestrzeni roboczej

Na Rys. 5.31 przedstawiono zmianę ciśnienia w cylindrze p_{sp} będącego wynikiem procesu spalania w funkcji kąta obrotu wału korbowego, zarówno przy zasilaniu typu MPI, jak też dla dwuwtryskiwaczowego dawkowania paliwa.



Rys. 5.31. Wzrost ciśnienia w przestrzeni roboczej cylindra będący wynikiem procesu spalania w funkcji kąta obrotu wału korbowego.

Zmianie kąta obrotu wału korbowego od α_i do α_{i+1} odpowiada zmiana objętości roboczej cylindra od V_i do V_{i+1} oraz ciśnienia od p_{ci} do p_{ci+1} . Przyjęto w tym miejscu ponadto, że zmiana ciśnienia w wyniku zmiany objętości cylindra następuje według zależności

politropowej z wcześniej obliczonym wykładnikiem k . Postawienie powyższych założeń powoduje, że możliwe jest sprowadzenie równania (5.7) do postaci określonej formułą (5.8):

$$p_{ci+1} - p_{ci} = \Delta p_{sp} + p_{ci} \cdot \left[\left(\frac{V_i}{V_{i+1}} \right)^k - 1 \right] \quad (5.8)$$

Po stosownym przekształceniu celem obliczenia przyrostu ciśnienia Δp_{sp} związanego z przebiegiem procesu spalania uzyskuje ono formę (5.9):

$$\Delta p_{sp} = p_{ci+1} - p_{ci} \cdot \left(\frac{V_i}{V_{i+1}} \right)^k \quad (5.9)$$

Pamiętać należy, że przyrost ciśnienia będący wynikiem procesu spalania nie może być wprost proporcjonalny do masy spalonego paliwa, ze względu na fakt, iż spalanie w rzeczywistym silniku tłokowym nie zachodzi przy stałej objętości. Konieczne z tego względu jest odniesienie uzyskanego przyrostu ciśnienia do pewnej objętości, którą może stanowić objętość komory spalania V_{ks} . Zapis tej operacji jest reprezentowany formułą (5.10):

$$\Delta p_{sp}' = \Delta p_{sp} \cdot \frac{V_i}{V_{ks}} \quad (5.10)$$

Po N przyrostach kąta obrotu wału korbowego przyrost ciśnienia w wyniku spalania zmierza do zera. Oznacza to koniec procesu spalania. Stawiając założenie, że skorygowany przyrost ciśnienia w wyniku spalania $\Delta p_{sp}'$ jest proporcjonalny do udziału masowego ładunku spalonego x_b otrzymuje się (5.11):

$$x_b = \frac{\sum_0^i \Delta p_{sp}'}{\sum_0^N \Delta p_{sp}'} \quad (5.11)$$

Na Rys. 5.32 przedstawiono przebiegi zmian udziału masowego spalin x_b w funkcji kąta obrotu wału korbowego α uzyskane dla obu systemów zasilania. Na ww. wykresie pogrubiono charakterystyczne ze względu na przebieg procesu spalania linie siatki osi rzędnych odpowiadające udziałom masowym spalin w cylindrze odpowiednio 0,1 i 0,9. Wartość kąta rozwoju płomienia $\Delta \alpha_r$ determinuje chwila, w której udział masy ładunku spalonego wynosi 0,1, zgodnie z wzorem (5.12):

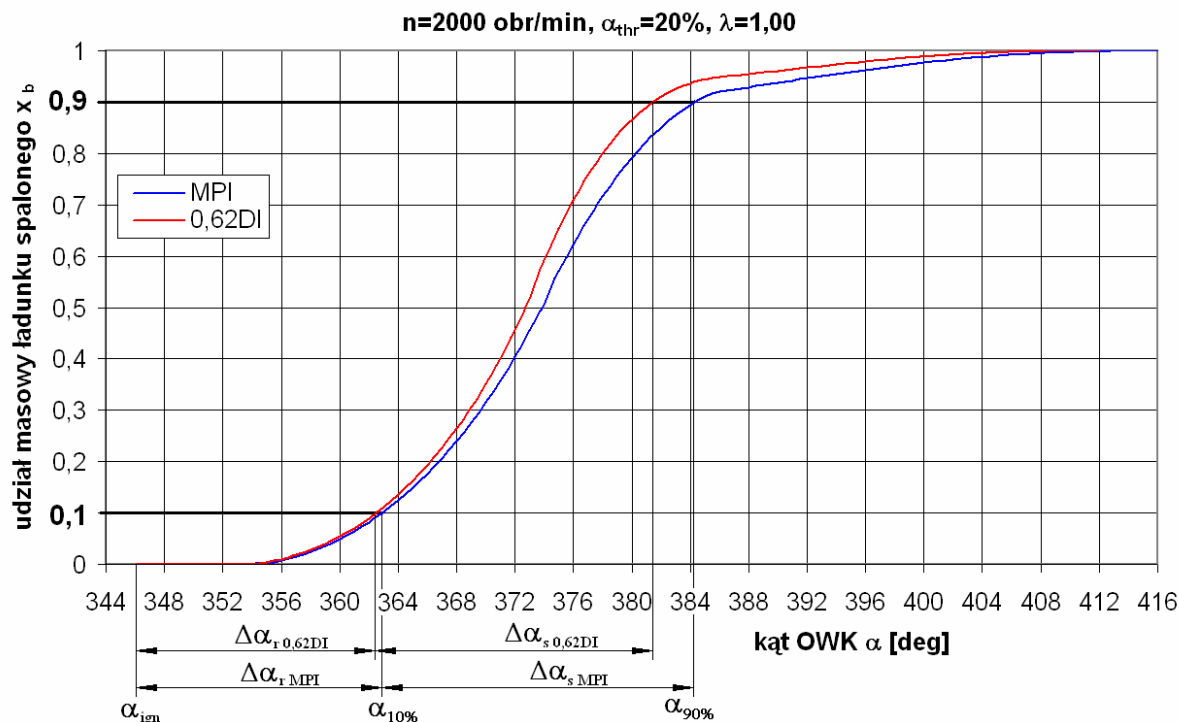
$$\Delta \alpha_r = \alpha_{10\%} - \alpha_{ign} \quad (5.12)$$

gdzie:

$\Delta\alpha_r$ – kąt rozwoju płomienia, [°OWK]

$\alpha_{10\%}$ – kąt osiągnięcia 10% udziału masowego ładunku spalonego, [°OWK]

α_{ign} – kąt zapłonu, [°OWK]



Rys. 5.32. Udział masowy spalin w funkcji kąta obrotu wału korbowego dla zasilania tylko wtryskiem pośrednim oraz przy zasilaniu mieszanym (opis w tekście)

Natomiast kąt szybkiego spalania $\Delta\alpha_s$ - ang. „fast burn angle” [25] - definiowany jest wzorem (5.13), jako różnica pomiędzy wartością kąta OWK, przy której udział masy ładunku spalonego wynosi 0,9, a kątem, przy którym masa mieszanki spalonej stanowi 10% całego ładunku cylindra.

$$\Delta\alpha_s = \alpha_{90\%} - \alpha_{10\%} \quad (5.13)$$

gdzie:

$\Delta\alpha_s$ – kąt szybkiego spalania, [°OWK]

$\alpha_{10\%}$ – kąt osiągnięcia 10% udziału masowego ładunku spalonego, [°OWK]

$\alpha_{90\%}$ – kąt osiągnięcia 90% udziału masowego ładunku spalonego, [°OWK]

Mianem kąta całkowitego $\Delta\alpha_o$ spalania określono sumę kąta rozwoju płomienia $\Delta\alpha_r$ i kąta szybkiego spalania $\Delta\alpha_s$ – wzór (5.14).

$$\Delta\alpha_o = \Delta\alpha_r + \Delta\alpha_s \quad (5.14)$$

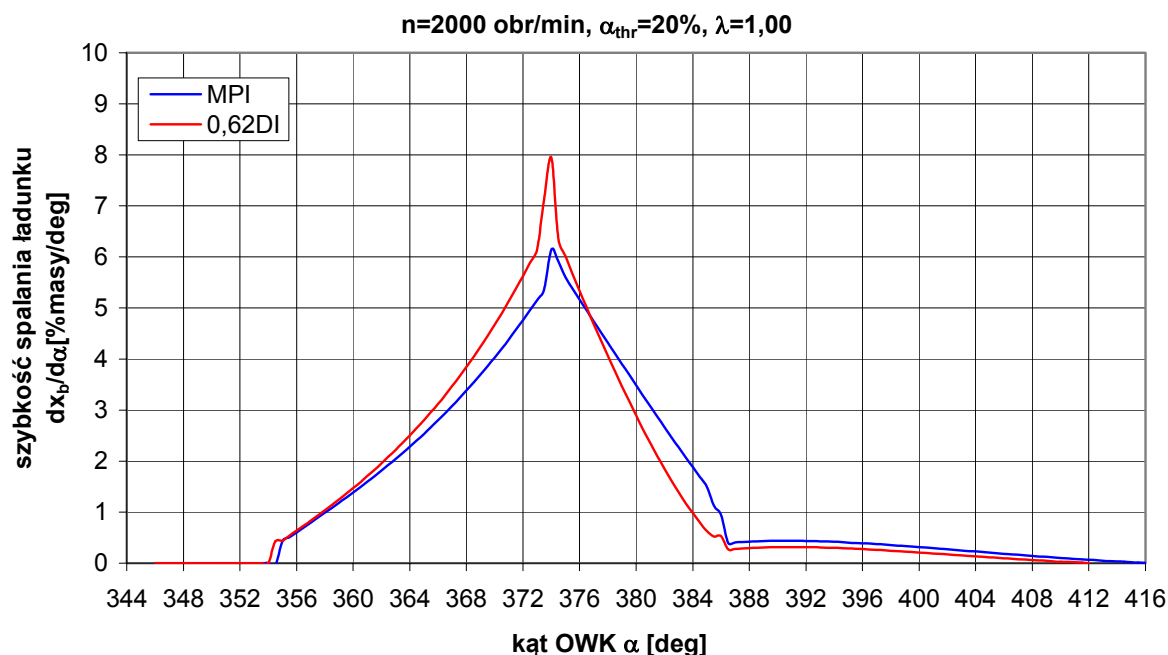
Wartości kątów charakteryzujących przebieg procesu spalania, które w sposób graficzny zaznaczono na Rys. 5.32, zamieszczono w Tab. 5.3 odpowiednio dla zasilania tylko wtryskiem pośrednim oraz przy zasilaniu mieszanym z 62% udziałem masowym dawki wtrysku bezpośredniego.

Lp.	Kąt,	Symbol	MPI [°OWK]	0,62DI [°OWK]	Różnica wzgl. MPI [°OWK]
1	zapłonu	α_{ign}	346	346	0
2	osiągnięcia 10% udziału ładunku spalonego	$\alpha_{10\%}$	363	362,5	-0,5
3	osiągnięcia 90% udziału ładunku spalonego	$\alpha_{90\%}$	384,3	381,4	-2,9
4	rozwoju płomienia	$\Delta\alpha_r$	17	16,5	-0,5
5	szybkiego spalania	$\Delta\alpha_s$	21,3	18,9	-2,4
6	całkowitego spalania	$\Delta\alpha_o$	38,3	35,4	-2,9

Tab.5.3. Zestawienie wyników obliczeń kątów charakteryzujących przebieg procesów spalania zilustrowanych na Rys. 5.32

W przypadku zasilania silnika z użyciem dwóch wtryskiwaczy miało miejsce zmniejszenie kątów: rozwoju płomienia $\Delta\alpha_r$ z 17 do 16,5° OWK oraz, co bardziej istotne, szybkiego spalania $\Delta\alpha_s$ z 21,3 do 18,9° OWK. Będący sumą dwóch wyżej wymienionych kąt całkowitego spalania $\Delta\alpha_o$ przyjął wartości odpowiednio 38,3° OWK przy zasilaniu wtryskiem pośrednim i 35,4° OWK dla mieszanego dawkowania paliwa. Daje to zmniejszenie kąta, przy którym przebiega najistotniejsza część procesu spalania, o 2,9° OWK tj. o około 7,6%. Jest to niewątpliwie przyczyna wzrostu średniego ciśnienia indykowanego p_i oraz sprawności cieplnej η_c , które były analizowane wcześniej. Spalenie mieszanki w krótszym czasie sprawia, że występują mniejsze straty ciepła przez tuleję cylindra, ponieważ w takiej sytuacji jej część będąca w kontakcie ładunkiem cylindra o wysokiej temperaturze ma mniejszą powierzchnię.

Na Rys 5.33 przedstawiono krzywe chwilowej szybkości spalania ładunku $dx_b/d\alpha$ w funkcji kąta obrotu wału korbowego dla obu systemów zasilania. Szybkość spalania ładunku została uzyskana na drodze różniczkowania względem kąta obrotu wału korbowego α przebiegów udziału masowego spalin x_b przedstawionych na Rys. 5.32.



Rys.5.33. Szybkość spalania ładunku w cylindrze dx_b/da w funkcji kąta obrotu wału korbowego dla obu systemów zasilania

Chwilowa szybkość spalania ładunku uzyskuje w przeważającej części okresu szybkiego spalania wartości większe o przeciętnie 0,54 % masy spalonego ładunku na 1° obrotu wału korbowego w przypadku dwumiejscowego dawkowania paliwa. Uzyskana przy zasilaniu mieszanym bezwzględna różnica w szybkości spalania ładunku osiąga maksymalną wartość 1,76 %masy/ $^\circ$ OWK przy $373,5^\circ$ OWK. W drugiej części okresu szybkiego spalania w przypadku dawkowania paliwa do przewodów dolotowych proces przebiega bardziej intensywnie. Największy wpływ na podniesienie sprawności cieplnej silnika η_c ma zwiększenie szybkości spalania ładunku w pierwszym etapie procesu, tj. do spalania 50% masy mieszanki [25].

Wyniki powyższych rozważań stanowią zatem potwierdzenie pozytywnego wpływu użycia dwuwtryskiwaczowego układu zasilania na przebieg spalania ładunku w obranym punkcie pola pracy silnika. Efektem tego oddziaływania jest poprawa wskaźników pracy takich, jak m.in. średnie ciśnienie indykowane p_i czy sprawność cieplna η_c , których wartości mają bezpośredni wpływ na uzyskiwaną przez silnik sprawność ogólną η_o .

Rozdział 6.

Analiza błędów pomiarów

6.1. Błędy pomiarów

Wynik pomiaru, ze względu na niedokładność przyrządów, przyjętych metod pomiarowych, ułomność ludzkich zmysłów i innych przyczyn, jest każdorazowo różny od rzeczywistej wartości wielkości mierzonej i stanowi jedynie jej mniej lub bardziej dokładne przybliżenie. Różnica pomiędzy wynikiem pomiaru, a rzeczywistą wartością wielkości mierzonej jest określana mianem błędu bezwzględnego pomiaru (6.1).

$$\Delta y = y - y_0 \quad (6.1)$$

gdzie:

Δy – błąd bezwzględny pomiaru

y – wynik pomiaru

y_0 – rzeczywista wartość wielkości mierzonej

Błąd bezwzględny pomiaru odniesiony do rzeczywistej wartości wielkości mierzonej definiowany jest wzorem (6.2) jako błąd względny.

$$\delta y = \frac{\Delta y}{y_0} \quad (6.2)$$

gdzie:

δy – błąd względny pomiaru

Δy – błąd bezwzględny

y_0 – rzeczywista wartość wielkości mierzonej

Nie jest możliwe obliczenie błędu pojedynczego pomiaru, ponieważ nie jest znana rzeczywista wartość wielkości mierzonej. Błąd może być estymowany lub mogą zostać określone jego poszczególne składniki. Sposób podjętego działania jest uzależniony od rozpoznania rodzaju wpływu wielkości oddziaływujących na rezultat pomiaru. Ze względu na rodzaje oddziaływań, można wyróżnić następujące typy błędów:

- przypadkowe, spowodowane wpływem różnych czynników zakłócających zmieniających się w sposób przypadkowy z pomiaru na pomiar. Powoduje to, że ich wartości są różne w kolejnych próbach przeprowadzanych w warunkach powtarzalności. Błąd przypadkowy nie może być skompensowany przy użyciu poprawki, może być jednak ograniczony przez wielokrotne powtórzenia w pomiarach i przyjęcie jako wyniku wartości średniej.
- systematyczne, których występowanie spowodowane jest systematycznym wpływem wielkości oddziaływujących. Dla kolejnych pomiarów wykonywanych w warunkach

powtarzalności błąd systematyczny ma wartość stałą, ze zmianą warunków przyjmuje wartość, która jest możliwa do wyznaczenia na drodze analitycznej. Błędy systematyczne mogą być spowodowane np. użyciem niewłaściwego wzorca wielkości pomiarowej przy kalibracji narzędzia pomiarowego. Błąd systematyczny może być, w zależności od swojego charakteru, skompensowany przez dodanie do wyniku poprawki lub przez pomnożenie go przez współczynnik poprawkowy.

- grube, spowodowane pomyłkami w podczas pomiaru lub przy zapisie, czy też odczytywaniu wyniku. Błędy tego typu mogą wynikać np. z użycia niewłaściwej skali w mierniku wielozakresowym lub z przestawienia przecinka przy zapisywaniu wyniku pomiaru. Błąd tego rodzaju zwykle jest łatwy do znalezienia i wyeliminowania, ponieważ ich wynik nim obarczony najczęściej daleko odbiega od innych wyników pomiarów badanej wielkości.

Metody pozwalające na oszacowanie błędu wielkości poszukiwanej można zasadniczo podzielić na dwie grupy:

- wykorzystujące analizę statystyczną serii pojedynczych pomiarów. Mają zastosowanie do określenia błędów przypadkowych.
- oparte na sposobach innych, niż analiza wyników serii pomiarów. Stosowane są do określania systematycznych błędów aparatury pomiarowej wywołanych jej niedoskonałością. Błędy tego typu nie ujawniają się przy nawet licznych powtórzeniach tego samego pomiaru.

6.2. Metoda różniczki zupełnej

Jedną ze sposobów pozwalających na oszacowanie wielkości instrumentalnego błędu statystycznego pomiaru mającego źródło w niedoskonałości użytych do badań urządzeń pomiarowych jest metoda różniczki zupełnej. Poniżej przedstawiono jej krótki zarys.

W zdecydowanej większości przypadków wyznaczenie wartości wielkości poszukiwanej odbywa się nie bezpośrednio, ale na podstawie pomiaru innych wielkości, których wielkość poszukiwana jest funkcją nazywaną równaniem pomiaru (6.3):

$$z = f(y_1, y_2, \dots, y_n) \quad (6.3)$$

gdzie:

z – wielkość poszukiwana

y_1, y_2, \dots, y_n – wielkości wejściowe

W celu wyznaczenia zmiany wartości funkcji o Δz spowodowaną zmianami jej argumentów odpowiednio o $\Delta y_1, \Delta y_2, \dots, \Delta y_n$ należy obliczyć jej różnicę w punktach $y_1 + \Delta y_1, y_2 + \Delta y_2, \dots, y_n + \Delta y_n$, co zapisać można w formie równania (6.4).

$$\Delta z = f(y_1 + \Delta y_1, y_2 + \Delta y_2, \dots, y_n + \Delta y_n) - f(y_1, y_2, \dots, y_n) \quad (6.4)$$

W efekcie rozwinięcia pierwszego czynnika równania (6.4) w szereg Taylora i pozostawienia tylko wyrazów pierwszego rzędu równanie to przyjmuje postać (6.5)

$$\Delta z = \frac{\partial f}{\partial y_1} \Delta y_1 + \frac{\partial f}{\partial y_2} \Delta y_2 + \dots + \frac{\partial f}{\partial y_n} \Delta y_n \quad (6.5)$$

Równanie (6.5) określa równanie pomiaru w dziedzinie błędów. Nazywane jest niekiedy równaniem błędów lub najczęściej różniczką zupełną. Może zostać użyte do określenia poprawki błędu systematycznego wielkości poszukiwanej na podstawie znanych błędów wielkości wejściowych. Metoda oparta na różniczce zupełnej tym lepiej przybliża rzeczywistość, im mniejsze są błędy Δy w stosunku do wartości poszczególnych wielkości wejściowych y .

6.3. Oszacowanie błędu wyznaczania sprawności ogólnej

Ze względu na to, że najistotniejszą wielkością kryterialną używaną w niniejszym opracowaniu jest sprawność ogólna silnika, analizę błędów pomiarów sprowadzono do określenia błędu jej wyznaczania.

Przeprowadzone pomiary cechowały się dobrą powtarzalnością uzyskiwanych rezultatów. Podczas kolejnych prób uzyskiwano praktycznie takie same wyniki. W związku z tym, analiza błędu została ograniczona do określenia metodą różniczki zupełnej maksymalnego instrumentalnego błędu systematycznego mogącego obarczać uzyskane wyniki sprawności ogólnej.

Określenie sprawności ogólnej η_o oparte jest na pomiarach bezpośrednich trzech wielkości: momentu obrotowego silnika M_o , jego prędkości obrotowej n i zużycia paliwa G_e . W tabeli 6.1 zestawiono wielkości mierzone bezpośrednio wraz z maksymalnym błędem pomiaru wynikającym z charakterystyki użytej aparatury pomiarowej.

Lp.	Wielkość mierzona	Oznaczenie i jednostka miary	Maksymalny błąd pomiaru
1.	Moment obrotowy silnika	M_o [Nm]	$\pm 0,5$ Nm
2.	Prędkość obrotowa wału silnika	n [obr/min]	± 20 obr/min
3.	Zużycie paliwa	G_e [g/s]	$\pm 0,01$ g/s

Tab. 6.1. Zestawienie wielkości użytych do wyznaczenia sprawności ogólnej silnika mierzonych bezpośrednio wraz z ich błędem maksymalnym

Wzór (6.6) pozwalający na wyznaczenie sprawności ogólnej łączący wymienione w tabeli wielkości ma postać:

$$\eta_o = \frac{M_o \cdot n}{9549 \cdot G_e \cdot W_d} \quad (6.6)$$

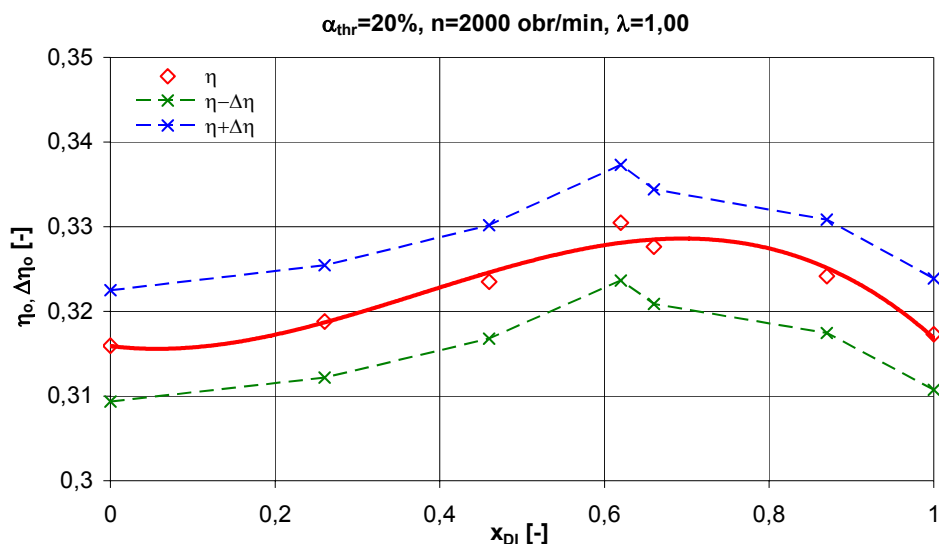
Różniczka zupełna równania (6.6) opisująca maksymalny błąd wyznaczania sprawności ogólnej przyjmuje postać (6.7).

$$\Delta\eta_o = \left| \frac{\partial f}{\partial M_o} \Delta M_o \right| + \left| \frac{\partial f}{\partial n} \Delta n \right| + \left| \frac{\partial f}{\partial G_e} \Delta G_e \right| \quad (6.7)$$

Ostateczna postać równania błędu sprawności ogólnej opisana jest formułą (6.8).

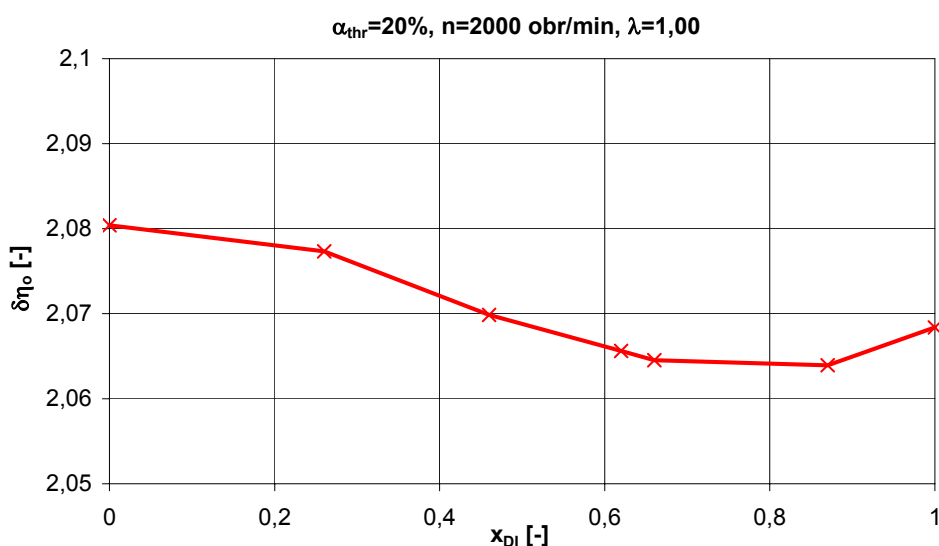
$$\Delta\eta_o = \frac{\Delta M_o \cdot n \cdot G_e + \Delta n \cdot M_o \cdot G_e + \Delta G_e \cdot M_o \cdot n}{9549 \cdot W_o \cdot G_e^2} \quad (6.8)$$

Przy użyciu wzoru (6.8) została określona maksymalna wartość błędu bezwzględnego sprawności ogólnej każdego z punktów jednej z wyznaczonych wcześniej charakterystyk regulacyjnych dawki paliwa wtrysku bezpośredniego. Na Rys. 6.1 został zilustrowany obliczony przebieg sprawności ogólnej wraz z zaznaczonym liniami przerywanymi przedziałem jej maksymalnego błędu bezwzględnego.



Rys. 6.1. Przebieg krzywej sprawności ogólnej η_o dla wybranych warunków analizy z przedziałem błędu bezwzględnego $\langle \eta_o - \delta\eta_o, \eta_o + \delta\eta_o \rangle$

Wartości maksymalnego błędu względnego sprawności ogólnej $\delta\eta_o$ określone przy zastosowaniu wzoru (6.2) zamieszczono na Rys. 6.2.



Rys. 6.2. Maksymalny względny błąd sprawności ogólnej dla wybranych warunków

W podsumowaniu należy stwierdzić, że obliczone wyniki błędu mają wartości znacząco niższe, niż uzyskane podczas badań przyrosty sprawności ogólnej.

Rozdział 7.

Wnioski z pracy

Na podstawie rezultatów pracy można sformułować następujące wnioski:

1. W trakcie badań eksperymentalnych uzyskano wyniki zbieżne z przewidywaniami opartymi na rezultatach prac symulacyjnych. Potwierdza to właściwą konstrukcję modelu i wskazuje na możliwość jego dalszego wykorzystania.
2. Przy dwuwtryskiwaczowym zasilaniu paliwem uzyskano w analizowanych punktach pola pracy silnika kilkuprocentowy przyrost sprawności ogólnej, co w obecnym stanie rozwoju spalinowych źródeł napędu jest wartością znaczącą. Fakt ten jednoznacznie wskazuje na celowość prowadzenia badań związanych z podjętą problematyką. Potwierdza to ponadto tezę naukową pracy.
3. Analiza wykresów indykatorowych zarejestrowanych dla pracy z zasilaniem wtryskiem pośrednim oraz przy dawkowaniu dwuwtryskiwaczowym uwidoczniła przyrost średniego ciśnienia indykowanego oraz poprawę sprawności cieplnej silnika zasilanego mieszanym wtryskiem paliwa.
4. Nie stwierdzono silnych zmian składu spalin wraz ze zmianami proporcji paliwa dawkowanego do przewodów dolotowych i bezpośrednio do cylindra. W porównaniu z wartościami uzyskanymi dla zasilania wtryskiem pośrednim wraz ze wzrostem udziału dawki paliwa wtrysku bezpośredniego występuje obniżenie zawartości tlenu azotu przy nieznacznym zwiększeniu stężenia tlenu węgla i węglowodorów.

Rozdział 8.

Dalsze prace związane z tematyką pracy

Mając na uwadze rezultaty przeprowadzonych badań oraz postawione na ich bazie wnioski można pokusić się o przedstawienie tematów dalszych działań naukowo - badawczych związanych z przedmiotem pracy:

1. Analiza zastosowania opisywanego układu zasilania do formowania ubogich mieszanek uwarstwionych.
2. Badania wpływu zastosowania dwuwtryskiwaczowego układu zasilania na parametry robocze silnika spalającego ubogie mieszanki quasi-homogeniczne.
3. Ocena wpływu zastosowania tworzenia mieszanki według modelu *spray-guided* na parametry pracy silnika z dwuwtryskiwaczowym układem zasilania.

Rozdział 9.

Literatura

- [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 sklepanych aproksymujących rzeczywisty wykres indykatorowy silnika o zapłonie samoczynnym, zasilanego różnymi paliwami*”, Journal of KONES Powertrain and Transport Vol.15, Nr 3, Warszawa 2008
- [5] Ambrozik, A., Ambrozik, T., Łagowski, P., „*Aproksymacja rzeczywistego wykresu indykatorowego funkcjami sklepanymi*”, XV Ogólnopolskie Sympozjum Naukowe "Motoryzacyjne Problemy Ochrony Środowiska" , 2007
- [6] 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
- [7] Amsden, A., „*KIVA-3V, Release 2, Improvements to KIVA- 3V*”, LA-13608-MS, Los Alamos National Laboratory, Los Alamos 1999, Stany Zjednoczone
- [8] Amsden, A., O' Rourke, P.J., Butler, T.D.: „*KIVA-II, A computer program for chemically reactive flows with sprays*”, Los Alamos National Laboratory LA-11560-MS, Los Alamos 1989, Stany Zjednoczone
- [9] 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
- [10] „*AutoPSI Pressure Sensor Operating Instructions*”, Instrukcja obsługi, Optrand Incorporated, Plymouth 2007, Stany Zjednoczone
- [11] Basshuysen, R. van, „*Gasoline Engine with Direct Injection*”, Vieveg & Teubner Verlag, Wiesbaden 2009, Niemcy
- [12] Basshuysen, R. van, „*Ottomotor mit Direkteinspritzung. Verfahren, Systeme, Entwicklung, Potenzial*”, Vieveg & 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] „*Bosch-Hochdruck-Einspritzventil*”, Berufsschul Info 2003/4, Robert Bosch GmbH, Stuttgart 2003, Niemcy
- [18] 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
- [19] Cieślak, K., „*Średni samolot bombowy Tu-2*”, Seria Typy broni i uzbrojenia, Zeszyt Nr 42, Wydawnictwo Ministerstwa Obrony Narodowej, Warszawa 1976
- [20] Comer, C., „*Fuelies – The Story Behind the Story*”, Sports Car Market, Domestic Affairs, No. 09/2007, Portland 2007, Stany Zjednoczone
- [21] Corel, S., „*Direct Injection Systems for Spark-Ignition and Compression-Ignition Engines*”, Springer-Verlag Berlin-Heidelberg 1999, Niemcy
- [22] Dowkontt, J., „*Teoria silników cieplnych*”, Wydawnictwa Komunikacji i Łączności, Warszawa 1973
- [23] Dyszy, J., „*Oszczędna limuzyna*”, Autotechnika Motoryzacyjna Nr 1/2008, MotoMedia Forum Sp. z o.o., Warszawa 2008.
- [24] Dyszy, J., „*Wszyscy wtryskują*”, Autotechnika Motoryzacyjna Nr 1-2/2010, str. 10-15, MotoMedia Forum Sp. z o.o., Warszawa 2010.
- [25] 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
- [26] Fry, M., „*Direct injection of gasoline – practical considerations*”, SAE Technical Paper No. 1999-01-0171, SAE International, Warrendale 1999, Stany Zjednoczone
- [27] 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
- [28] „*GDI – Gasoline Direct Injection. Nowy silnik benzynowy. Podstawowe informacje techniczne*”, Materiały informacyjne Mitsubishi Motors, MMC Car Poland Co. Ltd., Warszawa 1998
- [29] 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
- [30] Hatakeyama, S., Kondo, M., Sekiya, Y., Murayama, T., „*An Attempt at Lean Burn of a 4 Stroke Gasoline Engine by the Aid of Low Pressure Air Assisted In-Cylinder Injection*”, SAE Technical Paper No. 982698, SAE International, Warrendale 1990, Stany Zjednoczone
- [31] Hepburn, J., „*Engine and aftertreatment modeling for gasoline direct injection*”, SAE Technical Paper No. 982596, SAE International, Warrendale 1998, Stany Zjednoczone
- [32] 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

- [33] 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
- [34] 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
- [35] 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
- [36] Jakubaszek, A., „*Borgward Goliath GP 700E - Historia malego Goliatha*”, Auto Świat Nr 19/2007 str. 46, Axel Springer Polska Sp. z o.o. Warszawa 2007
- [37] Jamrozik, A., Cupiał, K., „*Modelowanie powstawania tlenku azotu w silniku ZI z dzieloną komorą spalania*”, Archiwum spalania Vol.4/2004, Polski Instytut Spalania, Warszawa 2004
- [38] 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.
- [39] 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
- [40] Kato, S., „*Toyota's approach to environmental protection towards the 21st century*”, 19. Internationales Wiener Motorensymposium, 1997 Austria
- [41] 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
- [42] Kedzia, R., Okoński, A., „*Układy paliwowe systemów wtryskowych silników z zapłonem iskrowym*”, Poradnik Serwisowy Nr 1/2002, Instalator Polski, Warszawa 2002
- [43] 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
- [44] Konopiński, M., „*Elektronika w technice motoryzacyjnej*”, Wydawnictwa Komunikacji i Łączności Warszawa 1987
- [45] Kowalewicz, A., „*Tworzenie mieszanki i spalanie w silnikach o zapłonie iskrowym*”, Wydawnictwa Komunikacji i Łączności, Warszawa 1984
- [46] Kowalewicz, A., „*Wybrane zagadnienia samochodowych silników spalinowych*”, Wydanie 2, poprawione i uzupełnione, Wydawnictwo Politechniki Radomskiej, Radom 2002
- [47] Kozaczewski, W., „*Uwarstwienie mieszanki uzyskiwane bezpośrednim wtryskiem benzyny*”, Journal of Kones, Vol. 7, No. 1-2, Warszawa 2000
- [48] Krebs, R., Stiebels, B., Spiegel, L., Pott, E., „*FSI – Ottomotor mit Direkteinspritzung im Volkswagen Lupo*”, 21. International Vienna Motor Symposium Wiedeń 2000, Austria

- [49] 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
- [50] Kuhlitz, D., „*Journal of Bosch History. Supplement 2*”, Robert Bosch GmbH, Corporate Communications, Stuttgart 2005, Niemcy
- [51] 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
- [52] „*Lambda Sensor LSU 4.2*”, Karta informacyjna produktu, Bosch Engineering GmbH, Abstatt 2010, Niemcy
- [53] „*Lambda Sensor LSU 4.9*”, Karta informacyjna produktu, Bosch Engineering GmbH, Abstatt 2010, Niemcy
- [54] 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
- [55] 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
- [56] Leonard, R., Gerhardt, J., „*Direct Injection – From Vision to Reality*”, 27. International Vienna Motor Symposium, Wiedeń 2006, Austria
- [57] „*Lexus IS350 & IS250. Impressive Technical*”, Turbo& High-Tech Performance, No. 02/2006, Source Interlink Media, Anaheim 2006, Stany Zjednoczone
- [58] „*Loctite 620. Technical Data Sheet*”, Materiały informacyjne, Henkel AG, Düsseldorf 2004, Niemcy
- [59] Luft, S., „*Podstawy budowy silników*” Wydawnictwa Komunikacji i Łączności, Warszawa 2006
- [60] Maćkowski, J., „*Obiegi czterosuwowych silników o zapłonie iskrowym*”, Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice 1987
- [61] Mao, C., „*Investigations of carbon formation inside fuel injector systems*”, Materiały konferencyjne, ILASS-America '98, Stany Zjednoczone
- [62] 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
- [63] Merkisz, J., „*Ekologiczne aspekty stosowania silników spalinowych*”, Wydawnictwo Politechniki Poznańskiej, Poznań 1995
- [64] Mitianiec, W., „*Wtrysk paliwa w silnikach dwusuwowych małej mocy*”, Wydawnictwo Instytutu Gospodarki Surowcami Mineralnymi i Energią. Polska Akademia Nauk. Kraków 1999
- [65] 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
- [66] Nakanishi, K., „*Application of a new combustion concept to direct injection gasoline engine*”, International Vienna Motor Symposium Vol. 1/2000, Wiedeń 2000, Austria
- [67] Niewiarowski, K., „*Tłokowe silniki spalinowe*”, Tom I, Wydawnictwa Komunikacji i Łączności Warszawa 1983
- [68] „*NO - Automotive Sensor. Type: A-21*”, Specyfikacja techniczna produktu, International Technologies Dr. Gambert GmbH, Wismar, Niemcy
- [69] „*O₂ - Automotive Sensor. Type: A-01/T*”, Specyfikacja techniczna produktu, International Technologies Dr. Gambert GmbH, Wismar, Niemcy
- [70] Ohyama, Y., „*Mixture formation in gasoline direct injection engine*”, Materiały konferencyjne, Direkteinspritzung im Ottomotor, 1998, Niemcy
- [71] Okabe, N., „*Study of deposits of direct injection gasoline engine*”, JSAE Technical Paper, No. 9934177, 1999, Japonia
- [72] „*Omron Rotary Encoder E6B2*”, Instrukcja obsługi, Omron Corporation, Osaka, Japonia
- [73] Orzechowski, Z., Prywer, J., „*Rozpylanie cieczy*”, Wydawnictwa Naukowo-Techniczne, Wyd. 2, Warszawa 1991
- [74] Park, Y.K., „*Spray characteristics of a gasoline direct swirl injector*”, Materiały konferencyjne, 18th ICLASS, Pasadena 2000, Stany Zjednoczone
- [75] Parrish, S., „*Transient spray characteristics of a direct injection spark-ignited fuel injector*”, SAE Technical Paper No. 970629, SAE International, Warrendale 1997, Stany Zjednoczone
- [76] Postrzednik, S., Żmudka, Z., „*Termodynamiczne oraz ekologiczne uwarunkowania eksploatacji tłokowych silników spalinowych*”, Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice 2007
- [77] Robert Bosch GmbH, „*Automotive Electrics and Automotive Electronics. System and Components*”, 5th Edition, Bentley Publishers, Cambridge 2007, Stany Zjednoczone
- [78] Rychter, T., Teodorczyk, A., „*Modelowanie matematyczne roboczego cyklu silnika tłokowego*”, Państwowe Wydawnictwo Naukowe, Warszawa 1990
- [79] Rychter, T., Teodorczyk, A., „*Teoria silników tłokowych*”, Wydawnictwa Komunikacji i Łączności, Warszawa 2006
- [80] 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
- [81] Scherenberg, H., „*Der Erfolg der Benzin-Einspritzung bei Daimler-Benz*”, Motorische Zeitschrift (MTZ) 22, Nr 7/1961
- [82] 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
- [83] Scholten, I., „*2.2 L Ecotec Direct from Opel – gasoline direct injection*”, International Vienna Motor Symposium, Vol. 1/2000, Wiedeń 2000, Austria

- [84] 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
- [85] 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
- [86] Serdecki, W., „*Badania silników spalinowych. Laboratorium*”, Wydawnictwo Politechniki Poznańskiej, Poznań 1998
- [87] 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
- [88] Sonoda, Y., Abe, S., „*Hybrid System and Emission control System development for the Lexus GS450h*”, 27. International Vienna Motor Symposium, Wiedeń 2006, Austria
- [89] Spalding, D.B., „*The Combustion of Liquid Fuels*”, 4th Symposium of Combustion, William & Wilkins, 1953
- [90] Spicher, U., „*Gasoline direct injection (GDI) engines – development potentialities*”, SAE Technical Paper No. 1999-01-2938, SAE International, Warrendale 1999, Stany Zjednoczone
- [91] Stan, C., „*Direct Injection Systems for Spark-Ignition and Compression- Ignition Engines*” SAE International, Warrendale 1999, Stany Zjednoczone
- [92] „*Sterowanie silników o zapłonie iskrowym. Zasada działania. Podzespoły*”, Bosch Informator Techniczny, Wydawnictwa Komunikacji i Łączności, Warszawa 2002
- [93] Tatschl, R., „*PDF modeling of stratified-charge SI engine combustion*”, SAE Technical Paper No. 981464, SAE International, Warrendale 1998, Stany Zjednoczone
- [94] Teodorczyk, A., Jarnicki, R., „*Modelowanie numeryczne procesów spalania przy użyciu programu KIVA*”, Archiwum spalania Vol. 2/2002, Polski Instytut Spalania, Warszawa 2002
- [95] 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
- [96] 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
- [97] 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
- [98] Van Nieuwstadt, M., „*Heat relase regressions for GDI engines*”, SAE Technical Paper No. 2000-01-0956, SAE International, Warrendale 1998, Stany Zjednoczone
- [99] Wajand, J.A., Wajand, J.T., „*Tłokowe silniki spalinowe średnio- i szybkoobrotowe*”, Wydawnictwa Naukowo – Techniczne, Warszawa 2000.

- [100] 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
- [101] Welter, A., Unger, H., Hoyer, U., Brüner, T., Kiefer, W., „*Der neue aufgeladene BMW Reihensechszylinder Ottomotor*“, 15. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik 2006
- [102] Wirth, M., „*Gasoline DI engines in Europe. Achievements and future concepts for fuel economy and emissions*”, ARO/ERC Engine Symposium, Madison 1998, Stany Zjednoczone
- [103] 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
- [104] Wiśniewski, S., „*Podstawy termodynamiki silników spalinowych*”, Wydawnictwa Naukowo – Techniczne, Warszawa 1963
- [105] Wiśniewski, S., „*Termodynamika techniczna*”, Wydawnictwa Naukowo - Techniczne, Warszawa 1980
- [106] Yamaguchi, J.K., „*Lexus gives V6 dual injection. 2006 Engine Special Report*”, Automotive Engineering International January 2006, pp. 17 – 20, SAE International, Warrendale 2006, Stany Zjednoczone
- [107] „*Yaris. New Car Features. Supplement. May 2002*”, Instrukcja serwisowa, Toyota Motor Corporation, Japonia 2002
- [108] Zhao, F., Harrington, L., Lai, M-C., „*Automotive Gasoline Direct-Injection Engines*”, SAE International, Warrendale 2002, Stany Zjednoczone