

POLITECHNIKA KRAKOWSKA im. TADEUSZA KOŚCIUSZKI

WYDZIAŁ MECHANICZNY INSTYTUT POJAZDÓW SAMOCHODOWYCH I SILNIKÓW SPALINOWYCH KATEDRA SILNIKÓW SPECJALNYCH

Sławomir Dudek

WPŁYW RECYRKULACJI SPALIN NA PARAMETRY SILNIKA O ZAPŁONIE ISKROWYM ZASILANEGO GAZEM ZIEMNYM

ROZPRAWA DOKTORSKA

Promotor Prof. zw. dr hab. inż. Bronisław Sendyka

Kraków 2005

Spis treści

W	YKAZ SYMBOLI I SKRÓTÓW	4
1.	WSTEP	7
2.	 GAZ ZIEMNY JAKO ALTERNATYWNE PALIWO DO ZASILANIA TŁOKOWYCH SILNIKÓW SPALINOWYCH 2.1. GAZ ZIEMNY – PALIWO I SUROWIEC 2.2. FIZYKOCHEMICZNE WŁAŚCIWOŚCI GAZU ZIEMNEGO JAKO PALIWA SILNIKOWEGO 2.3. STAN ROZWOJU TŁOKOWYCH SILNIKÓW SPALINOWYCH ZASILANYCH GAZEM 	9 10 12
3.	ANALIZA TEORETYCZNA WPŁYWU RECYRLULACJI SPALIN NA PRZEBIEG PROCESU SPALANIA I TOKSYCZNOŚĆ SPALIN W SILNIKU ZASILANYM GAZEM ZIEMNYM	21
4.	PRZEGLĄD ROZWIĄZAŃ KONSTRUKCYJNYCH UKŁADÓW RECYRKULACJI SPALIN I UZYSKIWANE WYNIKI W TŁOKOWYCH SILNIKACH SPALINOWYCH 4.1. ROZWIĄZANIA KONSTRUKCYJNE UKŁADÓW RECYRKULACJI SPALIN 4.2. WŁAŚCIWOŚCI SILNIKA PRZY STOSOWANIU RECYRKULACJI SPALIN	27 27 34
5.	CEL, TEZA I PROGRAM PRACY	43
6.	OBLICZENIA TERMODYNAMICZNE PROCESÓW ROBOCZYCH SILNIKA ZI	
	Z RECYRKULACJĄ SPALIN . 6.1. OBLICZENIA PROCESU TWORZENIA ŁADUNKU W SILNIKU ZI	45
	Z RECYRKULACJĄ SPALIN	45
	6.1.1. Założenia do obliczeń	45
	0.1.2. Opis obliczen	40
	6.1.4 Wnioski z przeprowadzonych obliczeń termodynamicznych	58
7	WVRÓD Ι DD7VCOTOWANIE OBIEKTII ΒΑΔΑŃ	50
/.	7.1. ADAPTACJA SILNIKA O ZAPŁONIE SAMOCZYNNYM 4CTi94D DO ZASILANIA	
	GAZEM ZIEMINYM	60 60
	7.1.2. Komora spalania	61
	7.1.3. Układ zapłonowy	62
	7.1.4. Układ zasilania paliwem gazowym	63
	7.1.5. Układ dolotowy	66
	7.1.6. Układ chłodzenia	68
	7.1.7. Układ wylotowy	68
	7.2. POROWNANIE OSIĄGOW SILNIKA ZASILANEGO GAZEM ZIEMNYM 4CTi94CNG I KONSTRUKCJI WYJSCIOWEJ ZASILANEJ OLEJEM NAPĘDOWYM 4CTi94D	69
8.	WARUNKI I METODYKA PROWADZENIA BADAŃ DOŚWIADCZALNYCH	74
	8.1. OPIS STANOWISKA BADAWCZEGO	74
	8.1.1. Pomiary momentu obrotowego	14
	8.1.2. Pomiary zużycia paliwa	74 75
	8.1.3. Pomiary toksyczności spalin	75 76
	8.1.4. Pomiary parametrow recyrkulacji spalin	70 77
	8.3. METODYKA BADAŃ	80

9.	WYNIKI BADAŃ DOŚWIADCZALNYCH I ICH ANALIZA	84
	9.1. WPŁYW OBCIĄŻENIA I PRĘDKOŚCI OBROTOWEJ NA PRACĘ SILNIKA Z	
	RECYRKULACJĄ SPALIN	84
	9.2. WPŁYW STOPNIA RECYRKULACJI I CHŁODZENIA RECYRKULOWANYCH	
	SPALIN NA SKŁAD SPALIN, ZUŻYCIE PALIWA I OBCIĄŻENIE SILNIKA	96
	9.3. WPŁYW KATA WYPRZEDZENIA ZAPŁONU NA PRACE SILNIKA Z	
	RECYRKULACJĄ SPALIN	101
	9.4. WPŁYW SKŁADU MIESZANKI PALIWOWO-POWIETRZNEJ NA TOKSYCZNOŚĆ	
	SPALIN SILNIKA Z RECYRKULACJĄ SPALIN	105
10.	ZBIORCZE ZESTAWIENIE WYNIKÓW BADAŃ	110
11.	PODSUMOWANIE I WNIOSKI	115
	11.1. WNIOSKI POZNAWCZE	115
	11.2. WNIOSKI UŻYTKOWE	127
LIT	TERATURA	119
ZA	ŁĄCZNIKI	124
ZA	ŁACZNIK 1. OCENA BŁEDÓW POMIARÓW	124
ZA	ŁĄCZNIK 2. DOKUMENTACJA FOTOGRAFICZNA STANOWISKA BADAWCZEGO	128

Wykaz symboli i skrótów

alfabet łaciński1. n_s [obr/min]prędkość obrotowa silnika2. M_o [Nm]moment obrotowy3. N_e [kW]moc efektywna4. Q_n [Nm³/h]objętościowe godzinowe zużycie paliwa5. G_e [kg/h]masowe godzinowe zużycie paliwa6. g_e [g/kWh]jednostkowe zużycie paliwa7. p_e [bar]średnie ciśnienie efektywne8. T_s [°C]temperatura spalin9. T_d [°C]temperatura powietrza zasysanego przez silnik10. p_{ot} [kPa]ciśnienie otoczenia11. p_d [bar]ciśnienie w układzie dolotowym silnika12. T_{EGR} [°C]temperatura recyrkulowanych spalin13. X_{EGR} [%]stopień recyrkulacji	
1. n_s [obr/min]prędkość obrotowa silnika2. M_o [Nm]moment obrotowy3. N_e [kW]moc efektywna4. Q_n [Nm³/h]objętościowe godzinowe zużycie paliwa5. G_e [kg/h]masowe godzinowe zużycie paliwa6. g_e [g/kWh]jednostkowe zużycie paliwa7. p_e [bar]średnie ciśnienie efektywne8. T_s [°C]temperatura spalin9. T_d [°C]temperatura spalin10. p_{ot} [kPa]ciśnienie otoczenia11. p_d [bar]ciśnienie w układzie dolotowym silnika12. T_{EGR} [°C]temperatura recyrkulowanych spalin13. X_{EGR} [%]stopień recyrkulacji	
2. M_o [Nm]moment obrotowy3. N_e [kW]moc efektywna4. Q_n [Nm³/h]objętościowe godzinowe zużycie paliwa5. G_e [kg/h]masowe godzinowe zużycie paliwa6. g_e [g/kWh]jednostkowe zużycie paliwa7. p_e [bar]średnie ciśnienie efektywne8. T_s [°C]temperatura spalin9. T_d [°C]temperatura powietrza zasysanego przez silnik10. p_{ot} [kPa]ciśnienie otoczenia11. p_d [bar]ciśnienie w układzie dolotowym silnika12. T_{EGR} [°C]temperatura recyrkulowanych spalin13. X_{EGR} [%]stopień recyrkulacji	
3. N_e [kW]moc efektywna4. Q_n $[Nm^3/h]$ objętościowe godzinowe zużycie paliwa5. G_e $[kg/h]$ masowe godzinowe zużycie paliwa6. g_e $[g/kWh]$ jednostkowe zużycie paliwa7. p_e $[bar]$ średnie ciśnienie efektywne8. T_s $[^{\circ}C]$ temperatura spalin9. T_d $[^{\circ}C]$ temperatura powietrza zasysanego przez silnik10. p_{ot} $[kPa]$ ciśnienie otoczenia11. p_d $[bar]$ ciśnienie w układzie dolotowym silnika12. T_{EGR} $[^{\circ}C]$ temperatura recyrkulowanych spalin13. X_{EGR} $[\%]$ stopień recyrkulowanych spalin	
4. Q_n $[Nm^3/h]$ objętościowe godzinowe zużycie paliwa5. G_e $[kg/h]$ masowe godzinowe zużycie paliwa6. g_e $[g/kWh]$ jednostkowe zużycie paliwa7. p_e $[bar]$ średnie ciśnienie efektywne8. T_s $[^{\circ}C]$ temperatura spalin9. T_d $[^{\circ}C]$ temperatura powietrza zasysanego przez silnik10. p_{ot} $[kPa]$ ciśnienie otoczenia11. p_d $[bar]$ ciśnienie w układzie dolotowym silnika12. T_{EGR} $[^{\circ}C]$ temperatura recyrkulowanych spalin13. X_{EGR} $[\%]$ stopień recyrkulowanych spalin	
5. G_e [kg/h]masowe godzinowe zużycie paliwa6. g_e [g/kWh]jednostkowe zużycie paliwa7. p_e [bar]średnie ciśnienie efektywne8. T_s [°C]temperatura spalin9. T_d [°C]temperatura powietrza zasysanego przez silnik10. p_{ot} [kPa]ciśnienie otoczenia11. p_d [bar]ciśnienie w układzie dolotowym silnika12. T_{EGR} [°C]temperatura recyrkulowanych spalin13. X_{EGR} [%]stopień recyrkulacji14.masa[kg]masa recyrkulowanych spalin	
6. g_e $[g/kWh]$ jednostkowe zużycie paliwa7. p_e $[bar]$ średnie ciśnienie efektywne8. T_s $[^{\circ}C]$ temperatura spalin9. T_d $[^{\circ}C]$ temperatura powietrza zasysanego przez silnik10. p_{ot} $[kPa]$ ciśnienie otoczenia11. p_d $[bar]$ ciśnienie w układzie dolotowym silnika12. T_{EGR} $[^{\circ}C]$ temperatura recyrkulowanych spalin13. X_{EGR} $[\%]$ stopień recyrkulacji14.maca $[kg]$ masa recyrkulowanych spalin	
7. p_e [bar]średnie ciśnienie efektywne8. T_s [°C]temperatura spalin9. T_d [°C]temperatura powietrza zasysanego przez silnik10. p_{ot} [kPa]ciśnienie otoczenia11. p_d [bar]ciśnienie w układzie dolotowym silnika12. T_{EGR} [°C]temperatura recyrkulowanych spalin13. X_{EGR} [%]stopień recyrkulowanych spalin	
8. T_s [°C]temperatura spalin9. T_d [°C]temperatura powietrza zasysanego przez silnik10. p_{ot} [kPa]ciśnienie otoczenia11. p_d [bar]ciśnienie w układzie dolotowym silnika12. T_{EGR} [°C]temperatura recyrkulowanych spalin13. X_{EGR} [%]stopień recyrkulacji14.mach[kg]masa recyrkulowanych spalin	
9. T_d [°C]temperatura powietrza zasysanego przez silnik10. p_{ot} [kPa]ciśnienie otoczenia11. p_d [bar]ciśnienie w układzie dolotowym silnika12. T_{EGR} [°C]temperatura recyrkulowanych spalin13. X_{EGR} [%]stopień recyrkulacji14.mach[kg]masa recyrkulowanych spalin	
$10.$ p_{ot} $[kPa]$ ciśnienie otoczenia $11.$ p_d $[bar]$ ciśnienie w układzie dolotowym silnika $12.$ T_{EGR} $[^{\circ}C]$ temperatura recyrkulowanych spalin $13.$ X_{EGR} $[^{\circ}C]$ stopień recyrkulacji $14.$ m_{EGR} $[kg]$ masa recyrkulowanych spalin	
11. p_d [bar]ciśnienie w układzie dolotowym silnika12. T_{EGR} [°C]temperatura recyrkulowanych spalin13. X_{EGR} [%]stopień recyrkulacji14.mach[kg]masa recyrkulowanych spalin	
12. T_{EGR} [°C]temperatura recyrkulowanych spalin13. X_{EGR} [%]stopień recyrkulocji14.mach[kg]masa recyrkulowanych spalin	
13. X_{EGR} [%]stopień recyrkulacji14.mach[kg]masa recyrkulowanych spalin	
14 m _{rep} [kg] masa recyrkulowanych snalin	
ciepło właściwe recyrkulowanych spalin przy	
15. c _{pEGR} [kJ/kg deg] stałym ciśnieniu	
16 R. [kI/kø deø] stała gazowa snaljn	
17 W ₄ [MI/kg] wartość opałowa paliwa	
18 O. [MI/kg] ciepto spalanja	
$\frac{10}{19} L_{\alpha} \qquad [kg_{non}/kg_{nol}] \qquad \text{stała stechiometryczna paliwa}$	
20 F_{II} $[kg]$ obciażenie ramienia hamulca	
21 r_{rr} [m] długość ramienia hamulca	
$\frac{21}{22}$ σ [m/s ²] przyspieszenie zjemskie	
23 i [-] liczba cylindrów silnika	
24 V ₂ [m ³] objetość skokowa jednego cylindra silnika	
25 d [mm] średnica cylindra silnika	
25. d [mm] ordance of mana similar 26 h [mm] skok tłoka	
steżenie tlenku wegla w spalinach na wylocie	
27. CO_w [% obj.] [% obj.] z silnika	
steżenie dwutlenku wegla w spalinach na wyloci	ocie
28. CO_{2w} [% obj.] [% initial contraction of the objective of the obj	010
steżenie dwutlenku wegla na dolocie do cylindra	ra
29. CO_{2d} [% obj.] [% initial silnika	14
steżenie niespalonych weglowodorów w	
30. THC _w [ppm obj.] [spalinach na wylocie z silnika	
steżenie tlenków azotu w spalinach na wylocie	<u>.</u>
31. NO _{x w} [ppm obj.] $z silnika$	
32 U. [mV] napiecie sondy lambda	
$\begin{array}{c ccccccccccccccccccccccccccccccccccc$	
wzgledny współczynnik ściśliwości gazu	
34. Z [-] [-] [-] Ziemnego	
współczynnik przenikania ciepła przez ścianke	<u> </u>
35. k [-] kolektora dolotowego	2



Lp.	Symbol	Jednostka miary	Definicja	
36.	mg	[kg]	dawka paliwa gazowego	
37.	Tg	[°C]	temperatura dawki paliwa gazowego	
38.	c _{pg}	[kJ/kg deg]	ciepło właściwe gazu ziemnego przy stałym ciśnieniu	
39.	R _g	[kJ/kg deg]	stała gazowa gazu ziemnego	
40.	R _p	[kJ/kg deg]	stała gazowa powietrza	
		alfabet grecki		
41.	α	[°OWK]	kąt obrotu wału korbowego	
42.	αz	[°OWK] wzg. GMP	kąt wyprzedzenia zapłonu	
43.	η_{o}	[%]	sprawność ogólna silnika	
44.	$\eta_{\rm v}$	[%]	sprawność napełnienia cylindra	
45.	$\eta_{\rm m}$	[%]	sprawność mechaniczna silnika	
46.	η_t	[%]	sprawność teoretyczna obiegu pracy silnika	
47.	η _i [%]		sprawność indykowana silnika	
48.	η_c [%]		sprawność cieplna silnika	
49.	λ [-]		współczynnik nadmiaru powietrza	
50.	β [-]		współczynnik redukcji na warunki normalne	
51.	ρ_{g}	$[kg/m^3]$	gęstość gazu ziemnego	
52.	$\rho_{\rm p}$	$[kg/m^3]$	gęstość powietrza	
53.	$\phi_{\rm p}$	[%]	otwarcie przepustnicy	
54.	3	[-]	stopień sprężania	
55.	τ [-]		połowa liczby suwów obiegu pracy silnika	
56.	Δ	[-]	gęstość gazu ziemnego względem powietrza	

Skróty

- EGR Exhaust Gas Recirculation recyrkulacja spalin
- LNG Liquefied Natural Gas skroplony gaz ziemny
- CNG Compressed Natural Gas sprężony gaz ziemny
- LPG Liquid Petroleum Gas ciekły gaz propan-butan
- THC Total Hydrocarbons suma niespalonych węglowodorów
- PM Particulate Matter cząstki stałe
- ON olej napędowy
- NO_x tlenki azotu
- CO tlenek wegla
- CO₂ dwutlenek węgla
- Nm³ normalny metr sześcienny
- GMP górne martwe położenie tłoka

- ZI zapłon iskrowy
- ZS zapłon samoczynny
- HCCI Homogeneous Charge Compression Ignition zapłon samoczynny homogenicznej mieszanki oleju napędowego i powietrza
- ECC Exhaust Charged Cycle wewnętrzna recyrkulacja spalin wywołana kształtem krzywki wału rozrządu sterującej otwarciem zaworu wylotowego
- Natural Gas for Vehicles wykorzystanie gazu ziemnego do napędu pojazdów NGV
- *Port Injection Natural Gas* wtrysk gazu ziemnego¹ do kolektora dolotowego PING silnika
- DING Direct Injection Natural Gas - wtrysk gazu ziemnego bezpośrednio do cylindra silnika
- HPDI High Pressure Direct Injection wtrysk gazu ziemnego pod dużym ciśnieniem bezpośrednio do cylindra silnika
- Spark Ignited Natural Gas silnik o zapłonie iskrowym zasilany gazem SING ziemnym
- Stoichiometric Natural Gas Engine silnik zasilany mieszanka gazu ziemnego SNGE i powietrza o składzie stechiometrycznym
- LBNGE Lean Burn Natural Gas Engine silnik zasilany ubogimi mieszankami gazu ziemnego i powietrza
- dual-fuel silnik dwupaliwowy zasilany gazem ziemnym o zapłonie od inicjującej dawki oleju napędowego
- bi-fuel silnik o zapłonie iskrowym zasilany benzyną lub gazem ziemnym

(bi-power)

pod pojęciem wtrysku gazu ziemnego rozumie się wdmuch paliwa w postaci gazowej

1. Wstęp

Recyrkulacja spalin polega na dodawaniu spalin do świeżego ładunku cylindra silnika. Rozróżnia się dwa rodzaje recyrkulacji spalin:

- recyrkulacja zewnętrzna, w której część spalin z układu wylotowego doprowadza się poprzez układ dolotowy do komory spalania,
- recyrkulacja wewnętrzna, w której dzięki odpowiednio dobranym fazom układu rozrządu pozostawia się część spalin we wnętrzu cylindra silnika.

Recyrkulacja spalin jest obecnie powszechnie stosowana zarówno w silnikach ZI, jak i ZS zasilanych tradycyjnymi ciekłymi paliwami węglowodorowymi. Dzięki jej korzystnemu oddziaływaniu na niektóre toksyczne składniki spalin, silniki zasilane benzyną lub olejem napędowym spełniają obowiązujące normy czystości spalin.

Natomiast eksploatowane obecnie silniki zasilane gazem ziemnym na ogół nie są wyposażane w układy recyrkulacji spalin. Jest to spowodowane głównie tym, że emitują one do atmosfery znacznie mniej toksycznych składników spalin, niż silniki zasilane klasycznymi paliwami ciekłymi. Dlatego możliwe było spełnienie przez silniki zasilane gazem ziemnym obowiązujących dotychczas norm czystości spalin (normy EURO III) bez konieczności komplikacji ich konstrukcji układem recyrkulacji.

Można jednak przewidywać, że dla spełnienia obecnych i przyszłościowych wymagań odnośnie dopuszczalnego zanieczyszczenia spalin (normy EURO IV i EURO V), zastosowanie recyrkulacji spalin będzie brane pod uwagę również w silnikach zasilanych gazem. Tym bardziej, że liczba silników zasilanych paliwem gazowym wykazuje silną tendencję wzrostu [81]. Jednocześnie można stwierdzić brak szczegółowych publikacji na temat wpływu recyrkulacji spalin na parametry robocze silnika zasilanego gazem ziemnym, co skłoniło autora do podjęcia tego tematu. Po zapoznaniu się z aktualnym stanem wiedzy z zakresu rozwiązań konstrukcyjnych i wyników uzyskiwanych w silnikach zasilanych benzyną i olejem napędowym wyposażonych w układy recyrkulacji spalin, przeprowadzono analizę teoretyczną wpływu recyrkulacji spalin na pracę silnika, wykonano obliczenia termodynamiczne procesu tworzenia ładunku cylindra silnika ZI z układem recyrkulacji spalin, następnie sformułowano tezę pracy oraz przeprowadzono szczegółowe badania w celu jej udowodnienia.

Jako obiekt badań wybrano silnik o zapłonie samoczynnym 4CTi94D² krajowej produkcji w WSW ANDORIA, który dla realizacji pracy, został przystosowany do



² obecnie w ofercie handlowej WSW ANDORIA silnik 4CTi94D występuje pod oznaczeniem A110Di Euro3

jednopaliwowego zasilania gazem ziemnym, zapalanym od iskry elektrycznej. Wybór silnika był spowodowany potrzebą opracowania krajowej jednostki napędowej zasilanej gazem ziemnym, przeznaczonej do napędu pojazdów dostawczych i wózków widłowych.

Z uwagi na to, że aktualnie w kraju nie ma producenta silnika ZI, który można by było przystosować do zasilania gazem ziemnym i wykorzystać do napędu pojazdów dostawczych i wózków widłowych, zdecydowano się adaptować do zasilania gazem ziemnym silnik o zapłonie samoczynnym. Decyzja ta zbiegła się z równoczesnym opracowaniem w WSW ANDORIA prototypowej wersji silnika ZS z bezpośrednim wtryskiem paliwa, oznaczonej symbolem 4CTi94D. Ponadto decyzja o wyborze silnika ZS i adaptacji do zasilania gazem w oparciu o zapłon iskrowy uzasadniona była możliwością uzyskania dużego stopnia sprężania, co jest trudne do uzyskania w adaptowanych do zasilania gazem silnikach wyprodukowanych jako benzynowe.

Silnik w pierwotnej konstrukcji był wyposażony w układ bezpośredniego wtrysku oleju napędowego do toroidalnej komory spalania usytuowanej w denku tłoka. Dlatego adaptacja silnika do jednopaliwowego zasilania gazem ziemnym nie wymagała zbyt dużej ingerencji w jego pierwotną konstrukcję. Oprócz modyfikacji kształtu i objętości komory spalania, obsady świec zapłonowych i układu dolotowego, zmiany dotyczyły głównie osprzętu silnika.

Do zapalania gazu zastosowano wysokoenergetyczny układ zapłonowy z tzw. jałowa iskra. Układ zasilania sprężonym gazem ziemnym umożliwiał wielopunktowy, sekwencyjny wtrysk gazu do kolektora dolotowego silnika. Silnik był wyposażony w turbosprężarkę z chłodzeniem ładunku w chłodnicy powietrza.

Do realizacji tematu pracy silnik wyposażono w układ zewnętrznej recyrkulacji spalin z ręcznym sterowaniem wydatku oraz możliwością chłodzenia spalin w wymienniku ciepła woda-spaliny. Takie rozwiązanie umożliwiało określenie wpływu chłodzenia i ilości recyrkulowanych spalin na ekologiczne i efektywne wskaźniki pracy silnika o zapłonie iskrowym zasilanego gazem ziemnym. Uzyskane wyniki analizy teoretycznej i obliczeń termodynamicznych ułatwiły ukierunkowanie badań doświadczalnych oraz pozwoliły na dokładniejszą interpretację otrzymanych wyników badań silnikowych.



2. Gaz ziemny jako alternatywne paliwo do zasilania tłokowych silników spalinowych

Biorąc pod uwagę możliwości wykorzystania paliwa gazowego do zasilania tłokowych silników spalinowych dokonano przeglądu różnych alternatywnych paliw silnikowych. Wg ENGVA – ang. *European Natural Gas Vehicles Association*, do 2020 roku udział alternatywnych paliw w sektorze motoryzacyjnym wzrośnie do 20÷23 [%] [81]. Do najważniejszych zastępczych paliw silnikowych należą: gaz ziemny, wodór i biopaliwa. Jednak różnorodne ekspertyzy i opinie stwierdzają, że gaz ziemny jest alternatywnym paliwem o największych potencjalnych możliwościach stosowania do zasilania tłokowych silników spalinowych. Jest to spowodowane takimi cechami jak: dostępność paliwa, ekologiczne spalanie w silniku spalinowym, możliwość magazynowania w pojeździe, korzystna relacja cenowa w stosunku do paliw tradycyjnych oraz światowe prognozy co do przyszłościowego wykorzystywania paliw alternatywnych w pojazdach samochodowych. Szacuje się, że do 2020 roku gaz ziemny zastąpi ok. 10 [%] całkowitego zużycia konwencjonalnych paliw silnikowych, co oznacza, że po europejskich drogach poruszać się będzie ok. 23 miliony pojazdów zasilanych gazem ziemnym, tj. ok. 20 razy więcej niż obecnie [81].



Tabela 2.1. Przewidywane procentowe udziały alternatywnych paliw silnikowychw całkowitym zużyciu paliwa silnikowego w Europie wg ENGVA [81]

Rys. 2.1. Rozwój europejskiego rynku pojazdów NGV [81]

		Liczba pojazdów	Liczba stacji	Stosunek ceny	
Lp.	Państwo	zasilanych gazem	tankowania gazem	gazu ziemnego	
		ziemnym	ziemnym	do benzyny [%]	
1.	Włochy	382.000	500	40,0	
2.	Ukraina	67.000	150	34,1	
3.	Egipt	59.400	90	31,6	
4.	Rosja	41.800	210	32,6	
5.	Niemcy	27.200	550	41,1	
6.	Francja	7.400	105	63,9	
7.	Białoruś	5.500	25	b.d.	
8.	Szwecja	5.300	65	63,6	
9.	Bułgaria	4.200	10	28,0	
10.	Szwajcaria	1.300	55	113,0	
11.	Mołdawia	800	90	b.d.	
12.	Hiszpania	800	30	b.d.	
13.	Polska	770	30	30,5	
14.	Wielka Brytania	540	30	43,1	
15.	Austria	500	70	66,4	
16.	Turcja	400	5	44,3	
17.	Czechy	390	15	46,2	
18.	Holandia	340	10	23,8	
19.	Litwa	310	5	30,3	
20.	Belgia	300	5	b.d.	
21.	Słowacja	250	10	26,5	
22.	Portugalia	240	5	48,7	
23.	Norwegia	150	4	37,1	
24.	Algieria	130	3	b.d.	
25.	Chorwacja	100	1	41,7	
26.	Serbia i Czarnogóra	90	2	28,4	
27.	Finlandia	90	3	53,7	
28.	Irlandia	80	2	b.d.	
29.	Islandia	45	1	72,0	
30.	Luksemburg	30	3	b.d.	
31.	Macedonia	30	1	b.d.	
32.	Lichtenstein	30	1	84,2	
33.	Bośnia i Hercegowina	1	1	30,9	
	SUMA	607.516	2.087	-	

Tabela 2.2. Aktualny stan rozwoju europejskiego rynku pojazdów zasilanych gazemziemnym (dane IV.2005) [81]

2.1. Gaz ziemny - paliwo i surowiec

Gaz ziemny jest mieszaniną różnych węglowodorów, z których największą zawartość, często powyżej 90 [% obj.] stanowi metan CH₄. Skład gazu wykazuje różnice nie tylko w zależności od miejsca jego wydobycia, gdyż również miejsce wykonania odwiertu w ramach danego złoża ma wpływ na zawartość węglowodorów C_2 ÷ C_5 w gazie ziemnym.

W Polsce gazy palne klasyfikuje się wg Polskiej Normy PN-87/C-96001. Zgodnie z nią gaz ziemny zalicza się do II grupy, rozróżniającej gaz ziemny GZ-35 i GZ-41,5 (zaazotowany) oraz GZ-50 (wysokometanowy). Ponieważ azot jest gazem niepalnym, własności energetyczne gazu ziemnego GZ-35 i GZ-41,5 są gorsze niż GZ-50. Również silnikowe właściwości paliwa GZ-50, m.in. wartość opałowa mieszanki paliwowo-

powietrznej oraz odporność na spalanie stukowe są dużo lepsze. Nie wyklucza to możliwości wykorzystywania GZ-35 i GZ-41,5 jako paliwa silnikowego, ale wymaga odpowiedniego doboru stopnia sprężania, kształtu komory spalania i kąta wyprzedzenia zapłonu. Gaz ziemny zaazotowany jest często wykorzystywany jako paliwo stacjonarnych jednostek napędowych, do agregatów sprężarkowych lub prądotwórczych eksploatowanych w oczyszczalniach ścieków lub wysypiskach śmieci. Do zasilania pojazdów samochodowych stosowany jest głównie GZ-50. Paliwo to zostało użyte do realizacji niniejszej pracy, dlatego dalsze informacje dotyczyć będą tego gazu.

Ponieważ w normalnych warunkach otoczenia gęstość gazu ziemnego jest bardzo mała, ponad tysiąc razy mniejsza w porównaniu do tradycyjnych ciekłych paliw węglowodorowych, dlatego muszą być zastosowane odpowiednie metody jego magazynowania w celu zasilania silników pojazdów.

Jedna z nich polega na zastosowaniu sprężonego gazu ziemnego CNG – ang. *Compressed Natural Gas.* W wyniku sprężenia gazu ziemnego do ciśnienia 20 [MPa] jego gęstość osiąga wartość ρ_g =160 [kg/m³], co daje ok. 220 krotne zwiększenie gęstości magazynowanej energii. Do magazynowania CNG służą ciśnieniowe zbiorniki ze stali lub materiałów kompozytowych. Ich napełnianie realizowane jest za pomocą sprężarki gazu lub na zasadzie wyrównania ciśnienia pomiędzy zbiornikami stacji tankowania i zbiornikiem pojazdu.

Druga metoda to użycie skroplonego gazu ziemnego LNG – ang. *Liquefied Natural Gas.* Proces skraplania wymaga obniżenia i utrzymywania temperatury gazu poniżej temperatury wrzenia, tj. –161,2 [°C] przy ciśnieniu normalnym. Gęstość gazu w stanie ciekłym jest prawie 580 razy większa niż w warunkach normalnych i wynosi ρ_g =425 [kg/m³]. Paliwo takie jest magazynowane w specjalnym kriogenicznym zbiorniku wyposażonym w izolację, najczęściej próżniową, ograniczającą przenikanie ciepła do jego wnętrza.

Ze względu na zasięg pojazdu na zgromadzonym paliwie, masę własną zbiorników i możliwość ich zabudowy w pojeździe, bardziej korzystnym rozwiązaniem jest magazynowanie gazu ziemnego w postaci skroplonej.

Zróżnicowanie składu chemicznego gazu ziemnego wynika nie tylko z parametrów złoża, ale również z procesów technologicznych, jakim jest on poddawany. Gaz ziemny otrzymany z regazyfikacji, tj. odparowania skroplonego gazu LNG, magazynowanego w podziemnych zbiornikach do pokrywania szczytowych zapotrzebowań, ma inny skład

niż gaz przewodowy, pochodzący bezpośrednio ze złoża. Wynika to z procesów przygotowywania gazu przed skraplaniem, m.in. oczyszczania i osuszania. Również w wyniku odazotowywania gazu ziemnego uzyskuje się nie tylko obniżenie zawartości azotu, ale także osuszenie i oczyszczenie gazu z ciężkich węglowodorów, gdyż proces odazotowywania gazu wymaga jego skroplenia.

Lp.	Składnik	Gaz ziemny przewodowy [9]	Gaz ziemny otrzymany z LNG przeznaczonego do pokrywania szczytowych zapotrzebowań [6]	Gaz ziemny otrzymany z LNG pochodzącego z odazotowania gazu ziemnego [66]
1.	Metan	94,95	95,30	95,20
2.	Etan	1,08	4,10	1,53
3.	Propan	0,33	0,43	0,26
4.	Butan	0,12	0,08	0,02
5.	Azot	2,74	0,02	3,00
6.	Tlen	0,02	brak	brak
7.	Dwutlenek węgla	0,71	brak	brak
8.	Woda	brak	brak	brak
9.	Siarka	brak	brak	brak

 Tabela 2.3. Typowy skład chemiczny gazu ziemnego w zależności od źródła pochodzenia

 [% mol]

2.2. Fizykochemiczne właściwości gazu ziemnego jako paliwa silnikowego

Jednym z najważniejszych parametrów określających przydatność paliwa do zasilania tłokowych silników spalinowych jest wartość opałowa mieszaniny paliwa z powietrzem oraz odporność na spalanie stukowe lub zdolność do samozapłonów. Na podstawie danych, jakie przedstawiono w tabeli 2.4 wynika, że wartość opałowa mieszanki gazowo-powietrznej λ =1 jest mniejsza w porównaniu do tradycyjnych paliw ciekłych.

W przypadku gazu ziemnego miarą odporności na spalanie stukowe jest liczba metanowa – LM. Im ma ona wyższą wartość, tym ta odporność jest większa. Parametr ten wyznacza się poprzez porównanie gazu ziemnego z dwoma paliwami wzorcowymi: metanem CH₄, (którego liczba metanowa wynosi 100) oraz wodorem H₂ (liczba metanowa LM=0) [6]. Gdy odporność na spalanie stukowe jest wyrażona liczbą oktanową, to jej wartość jest znacznie większa niż dla benzyny, z czego wynika możliwość spalania gazu ziemnego przy większych, niż w silnikach zasilanych benzyną, stopniach sprężania $\varepsilon = 12\div15$ [95].

Natomiast wysoka temperatura samozapłonu oraz bliska zeru liczba cetanowa uniemożliwiają bezpośrednie użycie gazu ziemnego jako paliwa do silników o zapłonie samoczynnym. Według badań symulacyjnych w celu skrócenia okresu opóźnienia samozapłonu gazu ziemnego do wartości ok. 2 [ms], dającej możliwość jego praktycznego użycia w silniku o zapłonie samoczynnym, należałoby podczas procesu sprężania

wytworzyć temperaturę ładunku rzędu 1200÷1300 [K] [19]. Wymagałoby to stosowania dużych stopni sprężania, co nie jest korzystne ze względu na występujące wtedy obniżenie sprawności mechanicznej silnika. Dlatego do zapalania mieszanki gazowo-powietrznej najczęściej jest stosowane obce źródło zapłonu, którym może być wyładowanie elektryczne na elektrodach świecy zapłonowej, rozgrzana świeca żarowa lub inicjująca zapłon dawka oleju napędowego wtryskiwanego do cylindra silnika [32,91,95].

Lp.	Właściwość	Jednostka miary	Czysty metan	LNG	CNG	LPG	Olej napędowy	Benzyna
1.	Gęstość (w warunkach magazynowania)	[kg/m ³]	0.720 (0°C; 0,1 MPa)	425 (-150°C; 0,3 MPa)	160 (15°C; 20 MPa)	536 (15°C; 1,5 MPa)	800÷850 (15°C; 0,1 MPa)	720÷760 (15°C; 0,1 MPa)
2.	Gęstość w warunkach normalnych	[kg/Nm ³]	0,720	0,720	0,720	2,06	800÷850	720÷760
3.	Wartość opałowa paliwa (w warunkach normalnych)	[MJ/kg] [MJ/Nm ³]	50,0 36,0	49,3 35,5	48,8 35,1	46,1 94,9	$42,0\div44,0$ $34650\div$ 36300	42,0÷44,0 31080÷ 32560
4.	Wartość opałowa mieszanki λ=1	[kJ/Nm ³]	3370	3310	3310	3660	3660 ÷ 3830	3660 ÷ 3860
5.	Stechiometryczne zapotrzebowanie powietrza do spalania	[kg _{pow} /kg _{pal}]	17,1	17,1	17,1	15,7	14,5	14,9
6.	Zawartość tlenu w mieszance $\lambda=1$	[%]	18,9	18,9	18,9	20,2	20,9	20,9
7.	Liczba oktanowa (motorowa) LO _M (badawcza) LO _B	-	100 130	105 110	105 110	110 115	3	82÷84 92÷100
8.	Liczba cetanowa LC	-	~0	~0	~0	~0	45÷55	3÷14
9.	Liczba metanowa LM	-	100	96÷99	83÷97	-	-	-
10.	Temperatura wrzenia	[K]	111,5	111,5	111,5	231	443÷633	303÷478
11.	Temperatura samozapłonu przy 0,1 [MPa]	[K]	923	813	813	723÷783	508	753÷823
12.	Ciepło parowania	[kJ/kg]	510	510	510	426	250÷270	315÷350
13.	Prędkość spalania mieszanki λ=1	[m/s]	0,34	0,34	0,34	0,83	-	
14.	Granice zapalności mieszanki paliwowo- powietrznej λ	-	0,7÷2,1	0,7÷2,1	0,7÷2,1	0,8÷1,9	0,48÷1,35	0,4÷1,4
15.	Skład molowy	[% mol]	100%CH4	$\begin{array}{c} 95,3\div99,5\\\% CH_4;\\1\div4,1\\\% C_2 H_6;\\0,1\div0,43\\\% C_3 H_8;\\0,08\\\% C_4 H_{10};\\0,02\% N_2 \end{array}$	$\begin{array}{c} 81,3\div97,5\\ \% CH_4;\\ 2\div7\\ \% C_2 H_6;\\ 0,27\div0,3\\ \% C_3 H_8;\\ 0,04\div0,57\\ \% C_4 H_{10};\\ 0,26\div10\\ \% N_2;\\ 0,47\div1,5\\ \% CO_2;\\ 0\div10\\ ppmO_2 \end{array}$	50%C ₃ H ₈ ; 50%C ₄ H ₁₀	35% element. C; 65% element. H	36% element. C; 64% element. H

Tabela 2.4. Wybrane właściwości fizykochemiczne ciekłych i gazowych paliw silnikowych [2,6,18,33,49,50,51]



Gaz ziemny bardzo dobrze miesza się z powietrzem, tworząc jednorodne mieszanki. Silnik zasilany tym paliwem nie wymaga stosowania układu wzbogacania składu mieszanki podczas zimnego rozruchu [33,95]. Jednak z uwagi na wysoką energię aktywacji, prędkość rozprzestrzeniania się laminarnego płomienia mieszanki gazowopowietrznej jest mniejsza od innych paliw. Jest to szczególnie niekorzystne podczas pracy silnika przy małych i średnich obciążeniach [95]. Wydłuża bowiem okres spalania, pogarszając sprawność obiegu. Przedłużenie procesu spalania na suw rozprężania powoduje wzrost obciążenia cieplnego silnika, ponieważ spalający się ładunek ma kontakt z większą, odsłoniętą przez tłok, powierzchnią roboczą ścianek cylindra. Dlatego silniki zasilane gazem, powstałe w wyniku adaptacji konstrukcji o zapłonie samoczynnym, wymagają zwiększenia skuteczności działania układu chłodzenia. Ponadto wydłużony okres spalania sprawia, że w chwili otwarcia zaworu wylotowego zarówno ciśnienie, jak i temperatura spalin są wyższe, niż przy spalaniu tradycyjnych paliw węglowodorowych. W silnikach bez doładowania turbospreżarkowego powoduje to wzrost straty wylotowej. Natomiast w silnikach turbodoładowanych zwiększa obciążenie cieplne turbosprężarki, ale jednocześnie pozwala uzyskać lepsze parametry doładowania. Mniejszej prędkości spalania gazu ziemnego przeciwdziała się stosując większe wartości kąta wyprzedzenia zapłonu lub początku wtrysku inicjującej dawki oleju napędowego, większe wartości stopnia sprężania, zwarte komory spalania i zawirowanie ładunku [95].

Wskutek małej gęstości gazu ziemnego, w stechiometrycznej mieszance gazowopowietrznej (λ =1) ok. 10÷15 [% obj.] objętości ładunku zajmuje samo paliwo. Powoduje to, że całkowita ilość mieszanki, jaka może być spalona w czasie cyklu pracy silnika jest mniejsza o ok. 10÷15 [% obj.], co daje w efekcie dodatkowy spadek mocy silnika (pierwotny spadek mocy silnika wynika z mniejszej wartości opałowej mieszanki paliwowo-powietrznej). Problem ten dotyczy zarówno silników zasilanych gazem ziemnym za pomocą mieszalnika jak i układu wtrysku gazu do kolektora dolotowego. Wtrysk bezpośredni gazu do cylindra silnika eliminuje tą niedogodność i pozwala na pełne wykorzystanie objętości skokowej cylindra silnika.

Granice zapalności gazu ziemnego są znacznie szersze niż paliw tradycyjnych. Daje to możliwość łatwiejszego spalania mieszanek ubogich. Zastosowanie systemu spalania ładunku uwarstwionego wraz z turbodoładowaniem, pozwala na jeszcze większe rozszerzenie zakresu zapalności mieszanki gazowo-powietrznej, co znacznie ułatwia realizację jakościowej regulacji mocy w silniku o zapłonie iskrowym zasilanym gazem ziemnym [73,95]. Ponadto spalanie ładunku uwarstwionego w połączeniu z tworzeniem mieszaniny palnej podczas procesu sprężania (bezpośredni wtrysk paliwa do cylindra) pozwala uzyskiwać najwyższą sprawność procesu spalania [82].

2.3. Stan rozwoju tłokowych silników spalinowych zasilanych gazem ziemnym

Wśród obecnej generacji tłokowych silników spalinowych zasilanych gazem ziemnym magazynowanym w postaci skroplonej LNG, nie ma rozwiązań polegających na doprowadzaniu gazu ziemnego w skroplonej formie bezpośrednio do silnika. We wszystkich stosowanych obecnie układach zasilania gaz LNG jest przed silnikiem odparowywany w wymienniku wykorzystującym ciepło z układu chłodzenia i doprowadzany do silnika w postaci gazowej. Zatem układ zasilania silnika jest taki sam zarówno dla wersji CNG i LNG. Różnica tkwi jedynie w sposobie magazynowania paliwa.

Na rys. 2.2 przedstawiono klasyfikację tłokowych silników spalinowych zasilanych gazem ziemnym. Dokonano podziału ze względu na obieg pracy silnika oraz układ zasilania paliwem.







Tabela 2.5.	Charakterystyka systemów spalania gazu ziemnego i układów zasilania
	tłokowych silników spalinowych zasilanych gazem ziemnym

Typ silnika i układ zasilania paliwem	Opis
	Silniki zasilane gazem pracujące wg obiegu Otto – podobnie jak konwencjonalne silniki zasilane benzyną wykorzystują do zapłonu mieszanki gazowo-powietrznej wyładowanie elektryczne pomiędzy elektrodami świecy zapłonowej. Mieszanka palna jest tworzona zazwyczaj poza cylindrem silnika lub w cylindrze w trakcie procesu dolotu. Z uwagi na właściwości gazu ziemnego, zwłaszcza dużą wartość energii aktywacji zapłonu, układy zapłonowe tych silników charakteryzują się wysoką energią wyładowania (napięcie fazy przebicia wyładowania elektrycznego na elektrodach świecy zapłonowej ma wartość min. 30 [kV]). Ze względu na dużą odporność na spalanie stukowe gazu ziemnego, wolnossące silniki ZI zasilane gazem ziemnym mają stopień sprężania ε =11÷13.
ilniki pracujące wg obiegu Otto	 Silniki zasilane gazem ziemnym o zapłonie iskrowym można ze względu na sposób tworzenia mieszaniny palnej podzielić na dwie grupy: silniki o tworzeniu mieszaniny palnej poza cylindrem i silniki z bezpośrednim wtryskiem paliwa do cylindra. Druga grupa znajduje się obecnie w fazie badań, jednak uzyskiwane wyniki [73] rokują duże nadzieje na wdrożenie tych rozwiązań. Rozwój silników ZI zasilanych gazem ziemnym zmierza w kierunku zastosowania wtrysku (wdmuchu) gazu bezpośrednio do cylindra. Ze względu na małą gęstość gazu ziemnego znaczną objętość mieszanki palnej tworzonej w kolektorze dolotowym zajmuje samo paliwo. Zastosowanie wtrysku bezpośredniego znacznie poprawia sprawność napełnienia, gdyż tworzenie mieszanki palnej wewnątrz cylindra pozwala na większe wykorzystanie objętości skokowej cylindra. Ponadto prowadzone są prace, które dzięki wykorzystaniu uwarstwienia ładunku, przy zasilaniu za pomocą bezpośredniego wtrysku paliwa do cylindra, pozwolą na zastosowanie jakościowej regulacji mocy silnika ZI. Obecnie najbardziej rozpowszechnione są silniki ZI zasilane gazem ziemnym z tworzeniem mieszaniny palnej poza cylindrem. Wśród tej grupy silników można wyróżnić dwa typy: silniki zasilane mieszankami stechiometrycznymi silniki zasilane mieszankami ubogimi.
	Silniki zasilane mieszankami stechiometrycznymi (λ =1,000±0,003), ang. SNGE - stoichiometric natural gas engines, charakteryzują się większą emisją tlenków azotu NO _x , które są redukowane w utleniająco-redukującym reaktorze katalitycznym. Wymaga to stosowania układu regulacji składu mieszanki paliwowo-powietrznej, który utrzymuje stałą wartość współczynnika nadmiaru powietrza w całym zakresie obciążeń i prędkości obrotowej silnika. W tym celu w układzie wylotowym silnika znajduje się sonda lambda, która na podstawie zawartości tlenu w spalinach informuje sterownik silnika o aktualnym składzie mieszanki paliwowo-powietrznej. Spalanie mieszanek stechiometrycznych pozwala najefektywniej wykorzystywać pojemność skokową silnika. Silniki zasilane mieszankami ubogimi, ang. LBNGE - <i>lean-bur natural gas engines</i> , z uwagi na szerokie granice zapalności gazu ziemnego, mogą pracować przy wartości współczynnika nadmiaru powietrza λ =1,4÷1,7 bez konieczności stosowania uwarstwienia ładunku. Zastosowanie uwarstwienia pozwala na jeszcze większe rozszerzenie zakresu zapalności ładunku. Proces spalania ubogich mieszanek gazu ziemnego i powietrza odbywa się ze znacznie niższymi temperaturami. Pozwala to znacznie ograniczyć emisję tlenków azotu bez konieczności stosowania kosztownych utleniająco-redukujących reaktorów katalitycznych.



Silniki pracujące wg	obiegu Otto	Ponieważ mieszanki ubogie charakteryzują się mniejszą skłonnością do spalania stukowego, dlatego silniki zasilane mieszankami λ =1,4÷1,7 mają zazwyczaj wysoki stopień sprężania (ϵ =11÷15, zależnie średnicy cylindra i ciśnienia doładowania), wysokoenergetyczny układ zapłonowy i komorę spalania o dużym zawirowaniu ładunku, co pozwala na naczne skrócenie czasu propagacji płomienia do skrajnych części komory spalania. Silniki te mają zazwyczaj wysoki stopień doładowania i chłodzenie ładunku cylindra.
g obiegu Otto	Mieszalnikowy układ zasilania	Mieszalnikowy układ zasilania silnika spalającego gaz ziemny wykorzystuje zazwyczaj klasyczną zwężkę Venturiego, która pozwala uzyskać w ładunku cylindra stały stosunek objętości paliwa do powietrza. Jest to najprostszy układ zasilania gazem silników ZI, który ze względu na trudności w spełnieniu obowiązujących obecnie norm czystości spalin został zastąpiony przez elektronicznie sterowany układ wtryskowy. W celu zapewnienia warunków współpracy utleniająco-redukującego reaktora katalitycznego z silnikiem zasilanym gazem ziemnym z mieszalnikowym układem zasilania, stosowane są rozwiązania polegające na sterowaniu ilością doprowadzanego do mieszalnika paliwa gazowego za pomocą zaworu otwieranego silnikiem krokowym. Silnik ten jest uruchamiany ze sterownika na podstawie sygnału z sondy lambda. Pozwala to na utrzymywanie składu mieszanki w założonym przedziale i zapewnienie wysokiej sprawności redukcji toksycznych składników spalin w reaktorze katalitycznym. Należy podkreślić, że mieszalnikowy układ zasilania paliwem gazowym jest kłopotliwy w jednostkach turbodoładowanych, ponieważ ze względu na nadciśnienie panujące między turbosprężarką a kolektorem dolotowym, tradycyjny, podciśnieniowy mieszalnik, musi być umieszcony przed turbosprężarką. Powoduje to, że w turbosprężarce jest sprężana palna mieszanka gazowo-powietrzna. Rozwiązaniem dla turbodoładowanych silników zasilanych gazem ziemnym z mieszalnikowym układem zasilana są specjalne mieszalniki nadciśnieniowe, które wytwarzają mieszankę palną pomimo nadciśnienia panującego w układzie dolotowym.
Silniki pracujące w	Układ wielopunktowego wtrysku gazu do kolektora	Układ wielopunktowego wtrysku gazu do kolektora dolotowego silnika zasilanego gazem jest obecnie najbardziej popularnym typem układu zasilania gazem silników o zapłonie iskrowym. W układzie zasilania tych silników do regulacji dawkowania paliwa wykorzystywane są elektromagnetycznie otwierane wtryskiwacze o ciśnieniu zasilania 3÷9 [bar]. Stosowane są dwa rodzaje wtryskiwaczy. Wtryskiwacze pierwszej grupy mają konstrukcję dokładnie taką samą jak w układach zasilania benzyną. Jedyną różnicą są materiały gniazda i iglicy wtryskiwacza. W układach zasilania gazem ziemnym stosuje się specjalne tworzywa sztuczne na iglicę i gniazdo iglicy. Zapobiega to przed szybkim zużyciem wtryskiwacza, gdyż brak tłumiącego oddziaływania ciekłego paliwa np. benzyny, powodowałoby twarde osiadanie iglicy na gnieździe i szybkie zużycie współpracujących elementów. Wtryskiwacze drugiej grupy zostały opracowane specjalnie do gazu ziemnego. Dzięki obwodowemu przepływowi paliwa wokół iglicy można uzyskiwać duże natężenie przepływu przy niewielkich rozmiarach wtryskiwacza oraz precyzyjne dawkowanie paliwa. Jest to bardzo istotne w dużych silnikach, gdyż mała gęstość gazu ziemnego uniemożliwiałaby realizację wielopunktowego wtrysku sekwencyjnego. Wtryskiwacze w tym układzie zasilania są osadzone w kolektorze dolotowym, tuż przy głowicy i zasilane ze wspólnej listwy, w której zainstalowane są czujniki ciśnienia i temperatury paliwa gazowego, w celu ustalenia rzeczywistej dawki paliwa.

Silniki pracujące wg obiegu Otto	Układ jednopunktowego wtrysku gazu do kolektora	Układ jednopunktowego wtrysku gazu do kolektora dolotowego silnika zasilanego gazem jest prostszym rozwiązaniem niż układ wtrysku wielopunktowego. Układ wtryskowy w tym przypadku jest wykonany w postaci bloku, w którym zgrupowanych jest kilka wtryskiwaczy. Najczęściej liczba wtryskiwaczy w bloku wtryskowym jest większa niż liczba cylindrów silnika. Mają one różne wydajności w celu zapewnienia prawidłowego dawkowania zarówno przy małych i dużych obciążeniach silnika. Rozwiązanie to jest popularne w dużych silnikach (V _{ss} >9 [dm ³]), gdyż z uwagi na trudności w dawkowaniu paliwa przez jeden wtryskiwacz, konieczne jest zastosowanie więcej niż jeden wtryskiwacz na cylinder silnika. Trudność ta wynika z tego, że mała gęstość gazu ziemnego wymaga stosowania wtryskiwaczy o dużych wydajnościach tak, aby czas trwania wtrysku paliwa był odpowiednio krótki (krótszy niż czas trwania procesu dolotu). W silniku wolnossącym blok wtryskowy usytuowany jest przed przepustnicą, natomiast w silnikach turbodoładowanych spotyka się dwa rozwiązania: blok usytuowany między turbosprężarką a przepustnicą np. silniki MAN lub przed turbosprężarką np. silniki Volvo. W tym drugim rozwiązaniu w turbosprężarce sprężana jest palna mieszanka paliwowo-powietrzna.
Silniki pracujące wg obiegu Diesla	Silniki dwupaliwowe Dual-fuel	 <u>Silniki dwupaliwowe z bezpośrednim wtryskiem gazu o zapłonie od inicjujacej dawki oleju napędowego</u>, ang. <i>dual-fuel</i>, wykorzystują bardzo małą dawkę oleju napędowego wtryskiwanego bezpośrednio do cylindra, pod koniec procesu sprężania, do zapłonu mieszanki gazu ziemnego i powietrza. Z uwagi na wysoki stopień sprężania, prametry termodynamiczne ładunku pod koniec procesu sprężania powodują samozapłon dawki oleju napędowego i zapoczątkowanie spalania mieszanki gazowo-powietrznej. Ponieważ mieszanka palna gazu ziemnego i powietrza charakteryzuje się dużą jednorodnością, proces jej spalania ma wiele cech wspólnych ze spalaniem w silniku o zapłonie iskrowym. Jedną z największych zalet tego typu silników zasilanych gazem jest to, że mogą one pracować przy zasilaniu gazem ziemnym z inicjującą dawką oleju napędowego lub tylko olejem napędowym. Silniki dual-fuel wykazują najwięcej zalet w warunkach dużych obciążeń. Wówczas sprawność ogólna tych silników osiąga wartości porównywalne lub wyższe niż silników Diesla, oraz emisja NO_x i PM jest znacznie niższa niż przy zasilaniu olejem napędowym. Ponadto zużycie gazu ziemnego w stosunku do oleju napędowego jest w tych warunkach pracy silnika najkorzystniejsze (75÷95 % masy całkowitego zużycia paliwa stanowi zużycie gazu ziemnego). Jednak w pozostałych warunkach pracy, zwłaszcza małe obciążenia, nie są korzystne ze względu większą emisję CO i THC oraz mniejszą sprawność ogólną niż przy zasilaniu olejem napędowym. W silnikach dual-fuel, podobnie jak w silnikach ZI, wyróżnić można dwa sposoby tworzenia mieszanki gaz ziemny-powietrze: poza cylindrem – wukładzie dolotowym, w cylindrze – wtrysk bezpośrednio do cylindra silnika. Wytwarzanie mieszanki palnej w układzie dolotowy może odbywać się układem mieszalnikowi. Mała gęstość paliwa gazowego powoduje, że znaczną część świeżego ładunku cylindra stanowi paliwo, ograniczają sprawność napełnienia cylindrów świeżym ładunkiem.



biegu Diesla	Silniki dwupaliwowe Dual-fuel	Wtryskiwacz ten posiada dwie iglice, które unoszone są siłą oddzielnych elektromagnesów. W stanie zamkniętym iglice są dociśnięte do gniazd siłą sprężyny. Paliwa (gaz ziemny i olej napędowy) są doprowadzane do wtryskiwaczy z zasobników stałego ciśnienia. Wtrysk gazu ziemnego odbywa się w trakcie procesu sprężania, po zamknięciu zaworu dolotowego, pod ciśnieniem ok. 22÷25 [MPa]. Natomiast wtrysk oleju napędowego odbywa się pod koniec procesu sprężania pod ciśnieniem ok. 14÷18 [MPa]
Silniki pracujące wg ob	Silniki jednopaliwowe	Silniki jednopaliwowe zasilane gazem ziemnym, których cykl pracy jest najbardziej zbliżony do obiegu Diesla, wykorzystują jako źródło zapłonu rozgrzaną świecę żarową. Silniki tej grupy znajdują się jeszcze w fazie badań i prototypów, jednak pojawiają się już pojazdy, w których przeprowadza się testy drogowe takich jednostek napędowych [67]. Układ zasilania oparty jest na zasadzie bezpośredniego wtrysku paliwa do cylindra silnika. Struga wtryskiwanego paliwa jest ukierunkowana na rozgrzaną świecę żarową, której temperatura jest na tyle wysoka, że wywołuje zapłon paliwa gazowego. Ciśnienie wtrysku musi być na tyle duże, aby pokonało przeciwciśnienie panujące w cylindrze. W testowanych obecnie silnikach stosuje się wtrysk paliwa pod ciśnieniem ok. 20[MPa] (HPDI).



3. Analiza teoretyczna wpływu recyrkulacji spalin na przebieg procesu spalania i toksyczność spalin w silniku zasilanym gazem ziemnym

Recyrkulacja spalin polega na dodawaniu spalin do świeżego ładunku cylindra silnika. Ze względu na odmienny sposób regulacji mocy silnika o zapłonie iskrowym oraz samoczynnym, wpływ recyrkulacji spalin na parametry robocze tych silników jest również inny. W silniku o zapłonie samoczynnym, ze względu na jakościową regulację mocy i brak przepustnicy, recyrkulowane spaliny dodawane do świeżego ładunku zastępują jego część, pogarszając napełnienie cylindrów silnika. Natomiast w silniku o zapłonie iskrowym, ze względu na ilościową regulację mocy, recyrkulowane spaliny doprowadzane do układu dolotowego stanowią dodatkowy ładunek cylindrów silnika pracującego przy częściowych obciążeniach, a więc przy częściowych otwarciach przepustnicy. Jedynie przy pełnym obciążeniu silnika, całkowite otwarcie przepustnicy sprawia, że dodawane spaliny zastępują część świeżego ładunku, pogarszając sprawność napełnienia, jak ma to miejsce w całym zakresie obciążeń silnika ZS.





21

Według łańcuchowej teorii spalania węglowodorów [3] w okresie tzw. chemicznego przygotowania paliwa do zapłonu, niektóre cząsteczki ulegają rozkładowi z wydzieleniem bardzo aktywnych i nietrwałych rodników. Rodniki reagując z cząsteczkami lub pojedynczymi atomami tlenu powodują powstawanie nadtlenków i aldehydów. Kiedy stężenie produktów tych reakcji przekroczy wartość krytyczną zaczynają się one rozpadać w sposób lawinowy, zapoczątkowując łańcuch reakcji spalania.

Jeden z wielu możliwych łańcuchów reakcji metanu, głównego składnika gazu ziemnego, przedstawiono poniżej.

$$\begin{array}{c} \mathrm{CH}_{4} + \mathrm{O}_{2} \rightarrow \mathrm{HO}_{2} + \mathrm{R} \\ \downarrow \\ \mathrm{R} + \mathrm{O}_{2} \rightarrow \mathrm{ROO} \\ \downarrow \\ \mathrm{ROO} + \mathrm{CH}_{4} \rightarrow \mathrm{ROOH} + \mathrm{R} \\ \downarrow \\ \mathrm{ROOH} \rightarrow \mathrm{RO} + \mathrm{OH} \\ \downarrow \\ \mathrm{HO}_{2} + \mathrm{RH} \rightarrow \mathrm{H}_{2}\mathrm{O}_{2} + \mathrm{R} \\ \downarrow \\ \mathrm{HO}_{2} + \mathrm{RH} \rightarrow \mathrm{H}_{2}\mathrm{O}_{2} + \mathrm{R} \\ \downarrow \\ \mathrm{HO}_{2} - \mathrm{H}_{2}\mathrm{O} + \mathrm{O} \\ \downarrow \\ \mathrm{H}_{2}\mathrm{O}_{2} \rightarrow \mathrm{H}_{2}\mathrm{O} + \mathrm{O} \\ \downarrow \\ \mathrm{ROH} + \mathrm{O}_{2} \rightarrow \mathrm{CO}_{2} + 3/2\mathrm{H}_{2}\mathrm{O} \end{array}$$

Część reakcji występujących w łańcuchu jest egzotermiczna a część endotermiczna. Reakcja może się rozwijać jedynie wtedy, gdy bilans cieplny reakcji jest dodatni i temperatura ładunku rośnie. Przy pewnej intensywności wydzielania ciepła pojawia się płomień, który stanowi nie tylko źródło ciepła, ale jest także źródłem aktywnych cząstek: pojedynczych atomów i rodników. Dyfundują one w niespaloną część ładunku i zwiększają intensywność zachodzących w nim reakcji.

Warunkiem koniecznym wystąpienia reakcji chemicznej jest zderzenie cząsteczek lub atomów reagentów. Częstość tych zderzeń jest proporcjonalna do koncentracji reagentów, a ponadto zależna od ich temperatury. Warunek ten nie jest jednak wystarczający. Liczba reagujących cząsteczek jest zawsze mniejsza od liczby zderzeń, gdyż cząsteczki reagujące muszą odznaczać się dostatecznie wysoką energią gwarantującą pokonanie wewnętrznych ich wiązań, tzw. energią aktywacji. Wzrost temperatury ładunku cylindra zwiększa energię poszczególnych cząsteczek, a dzięki temu zwiększa się liczba cząsteczek, które osiągnęły lub przekroczyły energię aktywacji. Wzrost ciśnienia ładunku zwiększa koncentrację cząsteczek, w wyniku czego wzrasta prawdopodobieństwo zderzenia cząsteczek o odpowiedniej energii.

Obecność spalin w ładunku cylindra, np. z układu recyrkulacji, powoduje wzrost temperatury i ciśnienia ładunku. Mimo tego szybkość reakcji ulega zmniejszeniu na wskutek zmniejszenia koncentracji reagentów oraz pochłaniania części energii wydzielonej m.in. podczas reakcji przedpłomiennych. Cząsteczki spalin mając mniejszą energię są skłonne do przejmowania energii rodników.

Biorąc pod uwagę fizykochemiczne właściwości recyrkulowanych spalin oraz charakter spalania się gazu ziemnego, można przewidywać następujące skutki oddziaływania recyrkulacji na pracę silnika:

- Obecność spalin w świeżym ładunku cylindra powoduje zwiększenie w nim zawartości m.in. tlenku i dwutlenku węgla oraz pary wodnej. Ze względu na duże ciepło właściwe tych składników, wzrasta wartość ciepła właściwego całego ładunku cylindra. Można się więc spodziewać niższych temperatur podczas spalania, a zatem osłabienia procesów powstawania tlenków azotu i obniżenia emisji tych związków, które jak wiadomo są produktem asocjacji zdysocjowanych wcześniej cząstek tlenu i azotu. Im niższa jest temperatura tego procesu, tym gorsze są warunki tworzenia się tych związków, gdyż jak wiadomo, mechanizm powstawania NO głównego składnika NO_x ma silną zależność od temperatury d(NO)/dt [41,42].
- Wzrost pojemności cieplnej ładunku cylindra oraz zmniejszenie szybkości reakcji spalania powinny ograniczyć ilość wydzielonego w okresie spalania ciepła przypadającego na jednostkę masy ładunku roboczego. To z kolei winno przyczyniać się do niższych temperatur procesu spalania.
- Recyrkulowane spaliny dodane do świeżego ładunku powodują jego rozcieńczenie. Skutkiem tego jest zmniejszenie koncentracji tlenu w strefie płomienia. Może to być kolejną przyczyną obniżenia temperatury procesu spalania i ograniczenia powstawania tlenków azotu, a więc obniżenia ich koncentracji w spalinach.
- Zmniejszenie koncentracji tlenu w strefie płomienia spowodowane obecnością spalin w świeżym ładunku cylindra może się przyczyniać do nasilenia efektu wygaszania płomienia. Skutkować to będzie wzrostem emisji niespalonych

węglowodorów w spalinach silnika oraz wzrostem godzinowego i jednostkowego zużycia paliwa, zwłaszcza przy dużych stopniach recyrkulacji.

- Proces spalania ładunku o mniejszej koncentracji tlenu będzie przebiegał wolniej i z większym opóźnieniem, co poprzez zmianę parametrów termodynamicznych może wpłynąć na pogorszenie parametrów efektywnych silnika, takich jak średnie ciśnienie efektywne i sprawność ogólna.
- Wskutek nadmiernego rozcieńczenia ładunku, przy dużych stopniach recyrkulacji, w poszczególnych cylindrach może nie nastąpić zapalenie mieszanki paliwowopowietrznej. Zatem graniczną wartością stopnia recyrkulacji będzie występowanie zjawiska okresowego braku zapłonu w poszczególnych cylindrach silnika, tzw. wypadania zapłonów. Powodować ono będzie nierównomierną pracę, wysoką emisję niespalonych węglowodorów z układu wylotowego silnika oraz duże zużycie paliwa.
- Wzrost niespalonych węglowodorów może być skutkiem powiększenia odległości wygaszania płomienia od ścianki komory spalania. W warunkach silnikowych wartość tego parametru zależy głównie od składu mieszanki – nadmiaru powietrza i ciśnienia na dolocie do cylindra, a także w mniejszym stopniu od rodzaju paliwa i temperatury ścianek [41,42]. Rozcieńczenie ładunku recyrkulowanymi spalinami poprzez obniżenie koncentracji tlenu w strefie spalania może nasilać procesy wygaszania na ściankach komory spalania.
- Obecność recyrkulowanych spalin w ładunku cylindra będzie powodować obniżenie prędkości propagacji płomienia spalanej mieszanki paliwowopowietrznej. W efekcie proces spalania będzie ulegał wydłużeniu, skutkując wzrostem temperatury spalin opuszczających cylinder silnika. Przyczyniać się to będzie do wzrostu straty wylotowej. Zastosowanie turbodoładowania pozwoli na wykorzystanie energii spalin i poprawę sprawności ogólnej silnika.
- Zwiększenie wartości kąta wyprzedzenia zapłonu powinno ograniczać niekorzystny wpływ recyrkulowanych spalin na wzrost temperatury spalin opuszczających cylinder silnika.
- Zanieczyszczenie świeżego ładunku recyrkulowanymi spalinami będzie skutkować podwyższeniem jej minimalnej energii aktywacji podczas zapłonu. Z uwagi na to, że mieszanka palna gazu ziemnego i powietrza ma dużą wartość energii aktywacji, ok. 25 % większą niż mieszanka palna benzyny i powietrza, dodanie

recyrkulowanych spalin do ładunku cylindra będzie wymagało zastosowania układu zapłonowego o dużej energii wyładowania elektrycznego na elektrodach świecy zapłonowej, zapewniającego łatwy zapłon takiej mieszaniny.

- Duży wpływ na proces spalania w silniku z recyrkulacją spalin wywiera układ dolotowy oraz kształt komory spalania. Zwarte komory spalania z centralnie usytuowaną świecą zapłonową oraz zawirowanie ładunku wytworzone podczas procesu dolotu lub sprężania mogą znacznie ograniczać niekorzystny wpływ recyrkulowanych spalin na spadek prędkości propagacji płomienia.
- Obecność w cylindrze silnika ZI spalin z poprzedniego obiegu powoduje w warunkach obciążeń częściowych wzrost ciśnienia i temperatury końca procesu dolotu oraz wzrost masy początkowej ładunku cylindra. Może to skutkować podwyższeniem temperatury ładunku w chwili zapłonu oraz podczas spalania. W konsekwencji może to prowadzić do podwyższenia średniej temperatury doprowadzania ciepła do obiegu. Jak wiadomo, w tłokowych silnikach spalinowych temperatura doprowadzania ciepła jest ściśle związana ze stopniem sprężania. Wartość tego parametru jest tak dobrana, aby zachowany był kompromis między sprawnością teoretyczną obiegu η, a sprawnością indykowaną η_i [10].



Rys. 3.2. Zależność sprawności teoretycznej i indykowanej od średniej temperatury doprowadzania ciepła [10]

 W silniku o zapłonie iskrowym pracującym przy częściowych obciążeniach, ze względu na małe napełnienie cylindra na wskutek dławienia przepustnicą, średnia temperatura doprowadzania ciepła nie osiąga wartości optymalnej. Obecność recyrkulowanych spalin w świeżym ładunku cylindra może podwyższać temperaturę doprowadzania ciepła do obiegu. W pewnych warunkach pracy silnika może to spowodować wzrost sprawności cieplnej η_c . To z kolei będzie prowadzić do wzrostu sprawności ogólnej η_o i w konsekwencji do obniżenia zużycia paliwa przez silnik.

 Jednym z produktów utleniania metanu, głównego składnika gazu ziemnego, jest para wodna. W spalinach silnika zasilanego gazem ziemnym stosunkowy udział pary wodnej do CO₂ jest znacznie większy niż przy zasilaniu benzyną lub olejem napędowym. Ze względu na dużą wartość ciepła właściwego tego składnika spalin, efekt recyrkulacji spalin w silniku zasilanym gazem ziemnym może być znacznie silniejszy.



4. Przegląd rozwiązań konstrukcyjnych układów recyrkulacji spalin i uzyskiwane wyniki w tłokowych silnikach spalinowych

Możliwości wykorzystania recyrkulacji spalin w silniku spalinowym znane są od ok. 30 lat. Początkowo układy recyrkulacji spalin wykorzystywano w silnikach ZI z gaźnikowym układem zasilania i utleniającym reaktorem katalitycznym do redukcji zawartych w spalinach tlenków azotu. Mechaniczna regulacja tych silników powodowała, że recyrkulacja spalin pogarszała ich osiągi i zwiększała zużycie paliwa [68]. Wprowadzenie w latach 80-tych elektronicznego wtrysku paliwa, umożliwiło zastosowanie w silnikach ZI utleniająco-redukującego reaktora katalitycznego, ograniczającego emisję również tlenków azotu. Spowodowało to zaniechanie stosowania recyrkulacji spalin w tych silnikach. Dopiero w drugiej połowie lat 90-tych, w związku z kolejnym zaostrzeniem przepisów ograniczających toksyczność spalin samochodów (EURO II i EURO III), ponownie powrócono do wykorzystywania recyrkulacji spalin, tym razem sterowanej mechanicznie i optymalizowanej z punktu widzenia innych osiągów silnika. Okazało się bowiem, że zabiegi umożliwiające dalsze zmniejszenie zawartości w spalinach tlenku węgla i niespalonych węglowodorów, polegające na spalaniu uwarstwionych i ubogich mieszanek oraz udoskonaleniu kształtów przestrzeni spalania poprzez eliminację tak zwanych "przestrzeni szkodliwych", nie miały istotnego wpływu na zawartość tlenków azotu [68]. Ponadto dostrzeżono, że recyrkulacja spalin pozwala na poprawę niektórych parametrów procesu roboczego silnika.

Znane są również próby pośredniego zastosowania recyrkulacji spalin np. w realizacji bezpompowego wtrysku paliwa za pomocą gorących spalin w silniku ZI w celu uzyskania cech wielopaliwowości silnika [34].

4.1. Rozwiązania konstrukcyjne układów recyrkulacji spalin w silnikach spalinowych

Rozwiązania konstrukcyjne układów recyrkulacji spalin w silnikach ZI i ZS można

sprowadzić do dwóch rodzajów:

- recyrkulacja wewnętrzna,
- recyrkulacja zewnętrzna.

W pełni zoptymalizowana wewnętrzna recyrkulacja spalin może być stosowana jedynie w silnikach o zmiennych fazach rozrządu. Poprzez sterowanie chwilą zamknięcia zaworu wylotowego i dolotowego można wpływać na ilość spalin pozostających w cylindrze silnika. Zmiana chwili zamknięcia zaworów odbywa się najczęściej poprzez

obrót wału rozrządu względem wału korbowego [24]. Układ rozrządu z elektromagnetycznie otwieranymi zaworami stanowi najkorzystniejsze rozwiązanie dla realizacji wewnętrznej recyrkulacji spalin.

Na rysunku 4.1 przedstawiono porównanie przebiegu zmian ciśnienia w cylindrze klasycznego silnika ZS oraz silnika ZS z recyrkulacją wewnętrzną, pozwalającą na uzyskanie i spalanie homogenicznej mieszanki oleju napędowego i powietrza (HCCI) [99]. Wcześniejsze zamknięcie zaworu wylotowego i późniejsze otwarcie dolotowego, powoduje zatrzymanie części spalin wewnątrz cylindra silnika. Podlegają one procesowi sprężania i rozprężania, po którym następuje otwarcie zaworu dolotowego i wypełnienie świeżym ładunkiem pozostałej objętości cylindra. Porównując czasy otwarcia zaworów można zauważyć znaczne skrócenie czasu otwarcia zaworów w silniku z recyrkulacją wewnętrzną oraz brak okresu jednoczesnego otwarcia zaworów, tzw. przekrycia zaworów.



Rys. 4.1. Przebieg zmian ciśnienia w cylindrze klasycznego silnika ZS i silnika ZS z recyrkulacją wewnętrzną [99]

Zaletą recyrkulacji wewnętrznej jest doprowadzanie części spalin do świeżego ładunku bez udziału układu dolotowego, co ma szczególne znaczenie w silnikach ZS, ze względu na zanieczyszczanie układu dolotowego substancjami zawartymi w spalinach. Natomiast główną wadą jest brak możliwości chłodzenia recyrkulowanych spalin.

Inną koncepcją recyrkulacji wewnętrznej, której efekty są zależne od obciążenia silnika, jest ECC – ang. *Exhaust Charged Cycle*. Polega ona na tym, że na krzywce wału rozrządu, która steruje otwarciem zaworu wylotowego, znajduje się dodatkowa wypukłość [93]. Jej wysokość jest mniejsza od głównej, sterującej otwarciem zaworu w trakcie procesu wylotu. Dodatkowa wypukłość powoduje niewielkie dodatkowe otwarcie zaworu wylotowego pod koniec procesu dolotu. Przy częściowych obciążeniach, na wskutek dławiącego działania przepustnicy, ciśnienie wewnątrz cylindra pod koniec procesu dolotu jest mniejsze od panującego w układzie wylotowym, dlatego niewielkie otwarcie zaworu wylotowego (ECC) skutkuje powrotem części spalin do wnętrza cylindra. Natomiast przy pełnym obciążeniu silnika, całkowite otwarcie przepustnicy sprawia, że parametry ładunku cylindra pod koniec procesu dolotu nie są w stanie wywołać powrotnego ruchu spalin, na wskutek zbyt małej różnicy ciśnień. Stąd też, recyrkulacja spalin typu ECC ma miejsce jedynie przy małych i częściowych obciążeniach silnika.



Rys. 4.2. Silnik z wewnętrzną recyrkulacją ECC [93]

W silnikach z konwencjonalnym układem rozrządu stosowana jest recyrkulacja zewnętrzna. Polega ona na tym, że z układu wylotowego silnika (przed turbosprężarką w silniku turbodoładowanym) pobierana jest część spalin do układu dolotowego, poprzez



dodatkowy przewód wyposażony w zawór EGR oraz często chłodnicę spalin. Recyrkulowane spaliny doprowadza się do kolektora dolotowego. Jest to istotne w silnikach doładowanych z chłodzeniem ładunku, gdyż ogranicza to zanieczyszczanie chłodnicy powietrza substancjami zawartymi w spalinach.

Konstrukcja układu zewnętrznej recyrkulacji niewiele się zmieniła od tej z początku lat dziewięćdziesiątych. Modernizacje dotyczą głównie układu sterowania w celu dokładniejszego dopasowania parametrów recyrkulowanych spalin do warunków pracy silnika oraz w celu uzyskania odpowiedniej szybkości reakcji układu na zmianę tych warunków. Jest to szczególnie istotne w nowoczesnych silnikach z bezpośrednim wtryskiem benzyny, w których wykorzystuje się uwarstwienie ładunku w celu spalania ubogich mieszanek paliwowo-powietrznych.

Schemat typowego układu recyrkulacji spalin silnika ZI przedstawiono na rys. 4.4. Sterowanie recyrkulacją jest realizowane przez sterownik z zapisaną w funkcji obciążenia, prędkości obrotowej i temperatury silnika, mapą EGR. Stopień recyrkulacji, czyli zawartość spalin w świeżym ładunku cylindra, jest określany na podstawie pomiaru różnicy ciśnienia między wejściem spalin do turbosprężarki a ich wyjściem z chłodnicy recyrkulacji. Wydatek spalin EGR jest dodatkowo uzależniony od temperatury silnika. Recyrkulacja zaczyna działać dopiero po osiągnięciu przez silnik właściwej temperatury pracy. Przykładową mapę udziału spalin recyrkulacji w świeżym ładunku cylindra silnika ZS przedstawiono na rys. 4.3.



Rys. 4.3. Przykładowa mapa udziału spalin w świeżym ładunku cylindra silnika ZS [83]





Początkowo w silnikach ZI do realizacji recyrkulacji spalin stosowano membranowe pneumatyczne zawory EGR, sterowane podciśnieniem z kolektora dolotowego. Stanowiło to pewne ułatwienie regulacji, gdyż jak wiadomo w miarę wzrostu obciążenia silnika wartość podciśnienia zmniejsza się, a ponadto maleje wtedy wymagane otwarcie zaworu EGR. Natomiast w silnikach ZS, z uwagi na brak podciśnienia w układzie dolotowym, pierwsze zawory EGR uruchamiane były podciśnieniem z serwa wspomagającego układ hamulcowy pojazdu.

Przykład podciśnieniowego zaworu EGR przedstawiono na rys. 4.5.





Rys. 4.5. Widok ogólny i przekrój podciśnieniowego zaworu EGR [100]

Jednak postępujące zaostrzenia przepisów dotyczących dopuszczalnej emisji toksycznych składników spalin zmuszały producentów silników i ich komponentów do poszukiwania nowych, lepszych rozwiązań. Ze względu na potrzebę rozszerzenia charakterystyki pracy układu recyrkulacji w kierunku wyższych obciążeń silnika oraz potrzeba zapewnienia większej dynamiki układu spowodowały, że sterowanie podciśnieniowe zastąpiono elektromagnetycznym. Przykład elektromagnetycznego zaworu EGR przedstawiono na rys. 4.6.



Rys. 4.6. Widok ogólny i przekrój elektromagnetycznego zaworu EGR [100]

Elementem sterującym przepływ spalin w tym zaworze jest, podobnie jak w zaworach pneumatycznych, podnoszony względem gniazda grzybek. Ruch grzybka jest wywołany siłą elektromagnesu, a jego położenie ustala określone natężenie przepływających spalin. Dopasowanie ilości spalin do obciążenia i prędkości obrotowej silnika następuje przez zmianę współczynnika wypełnienia impulsu cewki elektromagnesu (PWM). Potencjometr

stanowiący czujnik położenia trzonka zaworu jest elementem sprzężenia zwrotnego i umożliwia precyzyjne określenie pozycji zaworu, a zatem – ilości recyrkulowanych spalin. Zawór ten zapewnia wysoką dynamikę układu recyrkulacji. Czas zadziałania układu wynosi ok. 50 [ms] [68]. Niezależne od podciśnienia w kolektorze dolotowym sterowanie pozwala uniknąć zbyt dużego rozcieńczenia świeżego ładunku recyrkulowanymi spalinami w warunkach małych obciążeń oraz braku recyrkulacji spowodowanego zanikiem podciśnienia przy dużych obciążeniach silnika.

Najnowszym rozwiązaniem sterowania wydatkiem układu recyrkulacji jest zawór EGR, który jest uruchamiany elektrycznie za pomocą elektronicznie sterowanego silnika prądu stałego. Pozwala on na jeszcze precyzyjniejsze dawkowanie spalin i regulowanie ich przepływu przy zmniejszonej wrażliwości na zanieczyszczenie i blokowanie [68].

Stosowana w układzie recyrkulacji spalin chłodnica EGR wykorzystuje jako czynnik chłodzący ciecz z układu chłodzenia silnika. Chłodnica EGR ma na celu ograniczenie niekorzystnego oddziaływania wysokiej temperatury spalin na niektóre parametry robocze silnika. Chłodnica EGR jest zazwyczaj umieszczona za miejscem poboru spalin z układu wylotowego silnika, przed zaworem EGR. W ten sposób ogranicza obciążenie cieplne zaworu recyrkulacji. Typową chłodnicę EGR przedstawiono na rys. 4.7.



Rys. 4.7. Widok typowej chłodnicy recyrkulowanych spalin [101]

4.2. Właściwości silnika przy stosowaniu recyrkulacji spalin

W większości eksploatowanych obecnie silników ZS recyrkulacja jest powszechnie stosowaną metodą ograniczenia emisji tlenków azotu. Na rys. 4.7 przedstawiono wpływ recyrkulacji spalin na emisję tlenków azotu, cząstek stałych i temperaturę ładunku cylindra w turbodoładowanym silniku o zapłonie samoczynnym, z bezpośrednim wtryskiem paliwa. Silnik był wyposażony w układ EGR z chłodzeniem recyrkulowanych spalin. Pobierano je przed turbosprężarką i doprowadzano do kolektora dolotowego za chłodnicę powietrza.



Rys. 4.7. Wpływ recyrkulacji spalin na parametry robocze silnika ZS [25]

Na podstawie rysunku 4.7 można stwierdzić, że brak chłodzenia recyrkulowanych spalin powoduje intensywny wzrost temperatury ładunku napływającego do cylindrów silnika. Przyczynia się to do znacznego pogorszenia napełnienia, czego efektem jest wzrost

emisji cząstek stałych, w wyniku zmniejszenia ilości tlenu dostępnego do spalania. Natomiast zastosowanie chłodzenia recyrkulowanych spalin znacznie ogranicza wzrost emisji cząstek stałych. Można zauważyć, że chłodzenie recyrkulowanych spalin przy małych obciążeniach silnika powoduje nieznaczny wzrost emisji NO_x w stosunku do układu EGR bez chłodzenia. Jest to spowodowane wzrostem okresu opóźnienia samozapłonu oleju napędowego wskutek niższej temperatury ładunku cylindra [25]. Natomiast przy dużych obciążeniach wpływ chłodzenia recyrkulowanych spalin na emisję NO_x jest bardziej korzystny.

Podobne prawidłowości potwierdzają wyniki innych badań [61,75]. Widoczny na rys. 4.8 wzrost jednostkowego zużycia paliwa przy dużych stopniach recyrkulacji jest spowodowany niezupełnym spalaniem paliwa, czego potwierdzeniem jest wzrost zadymienia spalin silnika.



Rys. 4.8. Wpływ stopnia recyrkulacji na parametry pracy silnika ZS [61]

Jak wcześniej podkreślono, praktycznie brak jest szczegółowych wyników badań dotyczących wpływu recyrkulacji spalin na parametry robocze silnika zasilanego gazem ziemnym. Autorowi znane są jedynie dwie publikacje z tego zakresu [16,57]. Natomiast wiele jest publikacji potwierdzających znaczenie układu recyrkulacji spalin w silnikach ZI zasilanych gazem ziemnym wobec przyszłościowych wymagań odnośnie dopuszczalnego zanieczyszczenia spalin (normy EURO IV i EURO V) [38,51,98].

Ze względu na skład mieszanki paliwowo-powietrznej produkowane obecnie silniki ZI zasilane gazem ziemnym można podzielić na dwie grupy:

- silniki zasilane mieszanką paliwowo-powietrzną o składzie stechiometrycznym (λ=1), wyposażone w utleniająco-redukujący reaktor katalityczny,
- silniki zasilane ubogą mieszanką paliwowo-powietrzną (1,6>λ>1), wyposażone w utleniający reaktor katalityczny.

Powszechnie wiadomo, że spalanie ubogich mieszanek paliwowo-powierznych pozwala osiągać duże sprawności przetwarzania energii paliwa, a zatem niskie zużycie paliwa. Natomiast spalanie mieszanek stechiometrycznych, przy wykorzystaniu utleniająco-redukującego reaktora katalitycznego, pozwala osiągać małą emisję toksycznych składników spalin.

Przedstawione na rysunkach od 4.10 do 4.16 wyniki badań silnika ZI zasilanego gazem ziemnym pozwalają na porównanie efektywności spalania ubogich mieszanek paliwowo-powietrznych $\lambda \approx 1,4 \div 1,5$ ze spalaniem mieszanki stechiometrycznej z recyrkulacją spalin. Biorąc pod uwagę wpływ recyrkulowanych spalin na spowolnienie procesu spalania w badanym silniku ZI zasilanym gazem ziemnym, opracowanym na bazie silnika ZS, zmodyfikowano kształt komory spalania. Umożliwiło to uzyskanie dużego zawirowania ładunku, dzięki czemu praca silnika była mniej wraźliwa na zanieczyszczenie swieżego ładunku recyrkulowanymi spalinami. Ponadto, dzięki nowej komorze spalania, silnik stał się mniej czuły na zmiany kąta wyprzedzenia zapłonu. Pozwoliło to na ograniczenie emisji tlenków azotu poprzez opóźnienie chwili zapłonu bez pogorszenia pozostałych parametrów roboczych silnika [16].





Tłok z komorą spalania wywołującą duże zawirowanie ładunku



Rys. 4.9. Rysunek tłoka z klasyczną i zmodyfikowana komorą spalania silnika ZI zasilanego gazem ziemnym z recyrkulacją spalin [16]
Rysunek 4.10 przedstawia zależność emisji i stężenia w spalinach niespalonych węglowodorów w zależności od stopnia recyrkulacji spalin i składu mieszanki paliwowopowietrznej.



Rys. 4.10. Wpływ stopnia recyrkulacji spalin i współczynnika nadmiaru powietrza na emisję i stężenie niespalonych węglowodorów w spalinach silnika ZI zasilanego gazem ziemnym (α_z=const) [16]

Stężenie niespalonych węglowodorów w spalinach przy zasilaniu mieszanką λ =1 z recyrkulacją spalin jest większe niż przy spalaniu mieszanek ubogich 1,55> λ >1,47 bez recyrkulacji. Jednak emisja tych związków dla λ =1 z recyrkulacją jest mniejsza, ze względu na mniejsze masowe natężenie przepływu spalin [16].

Przedstawione na rysunku 4.11 zależności potwierdzają korzystne oddziaływanie recyrkulowanych spalin na stężenie i emisję tlenków azotu. Widoczna jest silna redukcja zarówno stężenia jak i emisji NO_x wraz ze wzrostem stopnia recyrkulacji spalin dla λ =1 oraz ze wzrostem λ bez udziału recyrkulacji.



Rys. 4.11. Wpływ stopnia recyrkulacji spalin i współczynnika nadmiaru powietrza na emisję i stężenie tlenków azotu w spalinach silnika ZI zasilanego gazem ziemnym (α_z=const) [16]

Stężenie i emisja tlenku węgla w spalinach silnika ZI zasilanego stechiometryczną mieszanka gazu ziemnego i powietrza z recyrkulacją spalin są znacznie większe niż przy zasilaniu mieszanką ubogą bez recyrkulacji (rysunek 4.12). Wraz ze wzrostem stopnia recyrkulacji zawartość CO w spalinach maleje.



Rys. 4.12. Wpływ stopnia recyrkulacji spalin i współczynnika nadmiaru powietrza na emisję i stężenie tlenku węgla w spalinach silnika ZI zasilanego gazem ziemnym (α_z=const) [16]

Na rysunku 4.13 przedstawiono wpływ kąta wyprzedzenia zapłonu na emisję tlenków azotu. Widać, że zarówno przy zasilaniu mieszanką $\lambda=1$ ze stopniem recyrkulacji $X_{EGR}=21$ [%] jak i mieszanką $\lambda=1,5$ bez recyrkulacji, zwiększenie kąta wyprzedzenia zapłonu powoduje wzrost emisji NO_x. Zależność NO_x od kąta wyprzedzenia zapłonu jest słabsza dla $\lambda=1$ i $X_{EGR}=21$ [%].





Na rysunku 4.14 i 4.15 przedstawiono wpływ stopnia recyrkulacji spalin na emisję niespalonych węglowodorów i tlenków azotu przy stałej prędkości obrotowej $n_s=1200$

[obr/min] i różnych obciążeniach silnika. Wzrost emisji THC wynika z ograniczenia ilości dostępnego w komorze spalania tlenu i spowolnienia procesu spalania [16]. Początkowo warość emisji THC utrzymuje się na stałym poziomie, dopiero przy dużych stopniach recyrkulacji oraz małych i średnich obciążeniach następuje wzrost tego parametru.



Rys. 4.14. Wpływ stopnia recyrkulacji spalin na emisję niespalonych węglowodorów za utleniająco-redukującym reaktorem katalitycznym silnika ZI zasilanego gazem ziemnym (λ =1, α_z =const) [16]

Wpływ stopnia recyrkulacji na redukcję emisji tlenków azotu przestawia się w postaci prawie liniowych zależności (rys. 4.15). Przy stopniu recyrkulacji X_{EGR} =30 [%] osiągnięto prawie 90 [%] redukcję emisji NO_x. Nietypowy przebieg krzywej dla p_e=2 [bar] wynika z chwilowego zubożenia składu mieszanki paliwowo-powietrznej i spadku sprawności redukcji reaktora katalitycznego [15].



Rys. 4.15. Wpływ stopnia recyrkulacji spalin na emisję tlenków azotu za utleniającoredukującym reaktorem katalitycznym silnika ZI zasilanego gazem ziemnym (λ=1, α_z=const) [16]

Według rysunku 4.16 obecność recyrkulowanych spalin w procesie spalania powoduje wzrost sprawności ogólnej silnika.



Rys. 4.16. Wpływ stopnia recyrkulacji spalin na sprawność ogólną silnika ZI zasilanego gazem ziemnym (λ=1) [16]

Na rysunku 4.17 przedstawiono wyniki badań wpływu recyrkulacji spalin na własności silnika ZI, który podobnie jak w poprzednim przykładzie, powstał na bazie konstrukcji silnika ZS. W zależności od zastosowanej komory spalania i wartości stopnia sprężania, mógł być on zasilany benzyną lub gazem ziemnym, przy czym zapłon paliwa następował od iskry elektrycznej pomiędzy elektrodami świecy zapłonowej.



Rys. 4.17. Wpływ recyrkulacji spalin na parametry silnika ZI zasilanego gazem ziemnym i benzyną [57]

Przedstawione na rys. 4.17 zależności potwierdzają zauważone w poprzednim przykładzie (rys. 4.15) spostrzeżenie, że recyrkulacja spalin jest efektywną metodą ograniczenia emisji NO_x w silniku ZI zasilanym gazem ziemnym. W celu utrzymania stablinej pracy silnika, wraz ze wzrostem ilości recyrkulowanych spalin, kąt wyprzedzenia zapłonu miał coraz większą wartość [57]. Ponadto możliwy do uzyskania stopień recyrkulacji spalin był znacznie większy przy zasilaniu gazem ziemnym niż benzyną. Należy jednak podkreślić, że silnik w wersji gazowej, z uwagi na zastosowanie recyrkulacji spalin, miał specjalnie opracowaną komorę spalania, która wytwarzała duże zawirowanie ładunku cylindra.

Na rys. 4.18. i 4.19 [89] przedstawiono wyniki teoretycznej analizy wpływu recyrkulacji spalin na parametry silnika o zapłonie iskrowym obliczone dla danych zamieszczonych pod rysunkiem. Wskazują one na bardzo korzystne oddziaływanie recyrkulacji spalin na emisję NO_x. Ponadto można zauważyć, że przy małej prędkości obrotowej silnika, wpływ recyrkulacji spalin na sprawność cieplną i jednostkowe zużycie paliwa jest praktycznie pomijalny. Natomiast przy większej prędkości obrotowej (rys. 4.19.) wpływ ten staje się bardziej wyraźny i polega na zwiększeniu sprawności cieplnej i obniżeniu jednostkowego zużycia paliwa wraz ze wzrostem stopnia recyrkulacji spalin i obciążenia silnika.





Dane przyjęte do obliczeń: d x h = 80 x 70 [mm]; ε = 9; paliwo – C₇H₁₇; λ = 1,0; obciążenie (absolutne ciśnienie dolotowe) = 25% (0,25 bar), 50% (0,50 bar), 75% (0,75 bar), 100% (1 bar)





Dane przyjęte do obliczeń: d x h = 80 x 70 [mm]; ε = 9; paliwo – C₇H₁₇; λ = 1,0; obciążenie (absolutne ciśnienie dolotowe) = 25% (0,25 bar), 50% (0,50 bar), 75% (0,75 bar), 100% (1 bar)



5. Cel, teza i program pracy

Na podstawie przeglądu rozwiązań konstrukcyjnych układów recyrkulacji spalin i uzyskiwanych wyników w silnikach spalinowych ZI i ZS można stwierdzić, że zagadnienia te w odniesieniu do silnika zasilanego gazem ziemnym nie sa jeszcze dokładnie rozpoznane.

Jednak przeprowadzona analiza teoretyczna wpływu recyrkulacji spalin na właściwości silnika ZI zasilanego gazem ziemnym oraz obliczenia termodynamiczne wpływu recyrkulowanych spalin na parametry termodynamiczne ładunku cylindra dają podstawy do przewidywania korzyści w odniesieniu do pracy silnika, a zwłaszcza do zawartości tlenków azotu w spalinach. W szczególności będzie to spowodowane większą zawartością pary wodnej w strefie spalania niż przy stosowaniu paliw tradycyjnych. Powinna ona osłabić procesy powstawania związków NO_x i zmniejszyć ich emisję. Ponadto gaz ziemny, na wskutek wyższej niż tradycyjne paliwa ciekłe energii zapłonu, spala się wolniej, co ograniczy maksymalne temperatury w cylindrze. Dodatkowy pozytywny wpływ na osłabienie procesów powstawania NO_x będzie wywierała mniejsza zawartość tlenu w świeżym ładunku, choć będzie się to niestety przyczyniało do wzrostu emisji niespalonych węglowodorów. Mniejsza koncentracja tlenu w strefie płomienia ograniczy prędkość utleniania paliwa oraz spowoduje wzrost ciśnienia i temperatury spalin w chwili otwarcia zaworu wylotowego.

Obecność recyrkulowanych spalin w świeżym ładunku cylindra będzie oddziaływać na zmianę średniej temperatury doprowadzania ciepła do obiegu, a w konsekwencji na zmianę sprawności cieplnej. W pewnych warunkach pracy silnika przyczyniać się to będzie do zmniejszenia zużycia paliwa. Może mieć to miejsce zwłaszcza przy częściowych obciążeniach silnika, gdyż ze względu na małe napełnienie cylindra, w wyniku dławienia przepustnica, średnia temperatura doprowadzania ciepła do obiegu nie osiąga wartości optymalnej.

Celem pracy jest wykazanie korzyści wynikających z zastosowania recyrkulacji spalin w silniku o zapłonie iskrowym zasilanym gazem ziemnym.

Teza naukowa pracy

Recyrkulacja spalin w silniku o zapłonie iskrowym zasilanym gazem ziemnym ogranicza emisję tlenków azotu oraz powoduje wzrost sprawności cieplnej w pewnych zakresach obciążeń silnika.

Do uzasadnienia tezy pracy przewidziano przeprowadzenie badań doświadczalnych oraz analiz teoretycznych wpływu recyrkulacji spalin na własności silnika ZI zasilanego gazem ziemnym. W związku z tym program pracy obejmował:

- 1. Wybór i przygotowanie obiektu badań.
- Analizę teoretyczną wpływu recyrkulacji spalin na pracę silnika ZI zasilanego gazem ziemnym.
- 3. Obliczenia termodynamiczne wpływu parametrów recyrkulowanych spalin na tworzenie ładunku cylindra silnika ZI zasilanego gazem ziemnym.
- 4. Badania doświadczalne wpływu parametrów recyrkulacji spalin na parametry robocze silnika ZI zasilanego gazem ziemnym.

Do realizacji programu pracy zbudowano stanowisko badawcze i opracowano metodykę pomiaru stopnia recyrkulacji spalin. Należy zwrócić uwagę, że wszystkie badania miały charakter poznawczy i nie były ukierunkowane na optymalizację badanego silnika.



6. Obliczenia termodynamiczne procesów roboczych silnika ZI z recyrkulacją spalin

Rozważania teoretyczne dotyczące wpływu recyrkulacji spalin na pracę silnika ZI zasilanego gazem ziemnym rozszerzono o obliczenia termodynamiczne procesów roboczych silnika, pozwalające na dokładniejsze rozpoznanie analizowanych zjawisk.

6.1. Obliczenia procesu tworzenia ładunku w silniku ZI z recyrkulacją spalin

Przeprowadzone obliczenia termodynamiczne pozwalają na określenie wpływu stopnia recyrkulacji i temperatury recyrkulowanych spalin na parametry termodynamiczne ładunku cylindra silnika ZI zasilanego gazem ziemnym za pomocą wielopunktowego układu wtryskowego. W szczególności pozwalają określić ciśnienie, temperaturę, ciepło właściwe oraz masę całkowitą ładunku w trakcie suwu dolotu.





6.1.1. Założenia do obliczeń

- przepływ ładunku pomiędzy rozpatrywanymi przekrojami I, II i III jest jednowymiarowy i ustalony oraz odbywa się ze średnią prędkością w,
- ładunek cylindra traktowany jest jako gaz półdoskonały,
- temperatura zewnętrznych ścianek przewodu dolotowego jest na całej długości stała,
- przepływ ładunku jest nieizentropowy, zatem występuje wymiana ciepła między ładunkiem cylindra a ściankami przewodu dolotowego,

- pomiędzy analizowanymi przekrojami I, II i III ładunek przepływający przez przewód dolotowy jest homogeniczny tzn. w każdym punkcie ma ten sam skład chemiczny,
- w rozpatrywanym układzie obowiązuje prawo zachowania masy

6.1.2. Opis obliczeń

Przeprowadzone obliczenia dotyczą zjawisk zachodzących w układzie dolotowym silnika ZI wyposażonego w układ recyrkulacji spalin i wtryskowy układ zasilania paliwem. Założono, że recyrkulowane spaliny doprowadzane są do układu dolotowego za przepustnicę i przed wtryskiwacz paliwa (w strefę działania podciśnienia), oraz że na odcinku pomiędzy miejscem doprowadzania recyrkulowanych spalin do świeżego powietrza a wtryskiwaczem paliwa następuje wymiana ciepła między ładunkiem będącym mieszaniną świeżego powietrza i spalin a ściankami układu dolotowego.

W celu analizy wpływu parametrów recyrkulowanych spalin na parametry termodynamiczne ładunku cylindra przyjęto dane warunki pracy silnika, określone przez: n_s - prędkość obrotową, λ - współczynnik nadmiaru powietrza oraz m_p - masę zasysanego powietrza.

Znając skład mieszanki palnej i masę powietrza można obliczyć masę dawki paliwa z zależności:

$$m_g = \frac{m_p}{\lambda \cdot L_o} \tag{6.1}$$

gdzie:

 L_o - stała stechiometryczna paliwa

Przyjmując określoną wartość stopnia recyrkulacji spalin X_{ERG} [%] można obliczyć masę recyrkulowanych spalin m_{EGR} z zależności:

$$X_{EGR} = \frac{m_{EGR}}{m_{EGR} + m_p + m_g} \cdot 100 \,[\%]$$
(6.2)

zatem

$$m_{EGR} = \frac{X_{EGR} \cdot (m_p + m_g)}{100\% - X_{EGR}}$$
(6.3)

Dla przekroju I można zapisać bilans energii w postaci:

$$m_p \cdot c_{pp} \cdot T_p + m_{EGR} \cdot c_{pEGR} \cdot T_{EGR} = (m_p + m_{EGR}) \cdot c_{pI} \cdot T_I$$
(6.4)

gdzie:

 c_{pEGR} - ciepło właściwe recyrkulowanych spalin przy stałym ciśnieniu

- T_{EGR} temperatura recyrkulowanych spalin
- c_{pp} ciepło właściwe powietrza przy stałym ciśnieniu
- T_p temperatura zasysanego powietrza
 - ciepło właściwe mieszaniny zasysanego powietrza
- c_{p1} i recyrkulowanych spalin przy stałym ciśnieniu

$$c_{pI} = \frac{m_p}{m_I} \cdot c_{pp} + \frac{m_{EGR}}{m_I} \cdot c_{pEGR}$$
(6.5)

Ciepło właściwe recyrkulowanych spalin można obliczyć znając skład spalin i wartości ciepła właściwego poszczególnych jego składników. Przyjmując, że głównymi składnikami spalin silnika są: N₂, CO₂, H₂O, O₂, CO, THC, NO_x ciepło właściwe spalin wyrażone jest zależnością:

$$c_{pEGR} = \sum \frac{m_i}{m_{EGR}} \cdot c_{pi} = \frac{m_{N2}}{m_{EGR}} \cdot c_{pN2} + \frac{m_{CO2}}{m_{EGR}} \cdot c_{pCO2} + \frac{m_{H2O}}{m_{EGR}} \cdot c_{pH2O} + \frac{m_{O2}}{m_{EGR}} \cdot c_{pO2} + \frac{m_{CO}}{m_{EGR}} \cdot c_{pCO} + \frac{m_{H2O}}{m_{EGR}} \cdot c_{pTHC} + \frac{m_{NOx}}{m_{EGR}} \cdot c_{pNOx}$$
(6.6)

gdzie:

 m_i - udziały masowe poszczególnych składników spalin

 c_{pi} - ciepło właściwe poszczególnych składników spalin przy stałym ciśnieniu

Zatem dla przekroju I można zapisać równanie stanu w postaci wzoru:

$$p_I \cdot \left(V_p + V_{EGR}\right) = m_I \cdot R_I \cdot T_I \tag{6.7}$$

gdzie:

 $m_I = m_p + m_{EGR}$ – suma masy zasysanego powietrza i recyrkulowanych spalin R_I – stała gazowa mieszaniny zasysanego powietrza i recyrkulowanych spalin V_p – objętość zassanego powietrza V_{EGR} – objętość recyrkulowanych spalin

Stałą gazową R_1 można obliczyć ze wzoru:

$$R_{I} = \frac{m_{p}}{m_{I}} \cdot R_{p} + \frac{m_{EGR}}{m_{I}} \cdot R_{EGR}$$
(6.8)

gdzie:

 R_p – stała gazowa powietrza

 R_{EGR} – stała gazowa recyrkulowanych spalin

Objętość zassanego powietrza V_p oraz recyrkulowanych spalin V_{EGR} można obliczyć znając gęstość spalin ρ_{EGR} i powietrza ρ_p dla danych warunków pracy silnika: $\rho_{EGR} = f(T_{EGR}, p_{EGR})$ oraz $\rho_p = f(T_p, p_p)$.

Zatem:

$$V_p = \frac{m_p}{\rho_p} \tag{6.9}$$

$$V_{EGR} = \frac{m_{EGR}}{\rho_{EGR}} \tag{6.10}$$

W wyniku doprowadzania recyrkulowanych następuje wzrost temperatury zasysanego powietrza. Założono, że na długości *l* układu dolotowego pomiędzy przekrojami I i II, na wskutek przenikania ciepła przez ścianki kolektora dolotowego, dochodzi do spadku temperatury ładunku, będącego mieszaniną świeżego powietrza i recyrkulowanych spalin. Ilość ciepła przenikającego przez ścianki układu dolotowego z rozpatrywanej objętości ładunku można wyrazić przez zależność:

$$dQ = -S \cdot k \cdot (T - T_o) \cdot d\tau \tag{6.11}$$

gdzie:

S – powierzchnia wymiany ciepła

k – współczynnik przenikania ciepła przez ściankę kolektora dolotowego

 T_o – temperatura otoczenia

T – temperatura ładunku

 $d\tau$ – czas wymiany ciepła

Ciepło oddane w tym czasie przez ładunek można wyrazić zależnością:

$$dQ = m_I \cdot c_{pI} \cdot dT \tag{6.12}$$

gdzie:

dT – spadek temperatury ładunku

Porównując wzory (6.11) i (6.12) otrzymuje się zależność:

$$m_{I} \cdot c_{pI} \cdot dT = -S \cdot k \cdot (T - T_{o}) \cdot d\tau$$
(6.13)

stąd

$$dT = -\frac{S \cdot k}{m_I \cdot c_{_{pI}}} \cdot (T - T_o) \cdot d\tau$$
(6.14)

$$\frac{dT}{T - T_o} = -\frac{S \cdot k}{m_I \cdot c_{_PI}} \cdot d\tau \tag{6.15}$$

zaś po uwzględnieniu granic przedziału I i II otrzymuje się zależność:

$$\int_{T_{I}}^{T_{II}} \frac{1}{T - T_{o}} \cdot dT = -\int_{0}^{\tau_{1}} \frac{S \cdot k}{m_{I} \cdot c_{pI}} \cdot d\tau$$
(6.16)

gdzie:

- T_{II} temperatura mieszaniny zasysanego powietrza i recyrkulowanych spalin dla przekroju II
- T_{i} temperatura mieszaniny zasysanego powietrza i recyrkulowanych spalin dla przekroju I
- τ_1 czas oddawania ciepła

zatem

$$\ln |T - T_o||_{T_I}^{T_{II}} = -\frac{S \cdot k}{m_I \cdot c_{pI}} \cdot \tau |_0^{\tau_1}$$
(6.17)

Po obliczeniu otrzymujemy zależność:

$$\frac{T_{II} - T_o}{T_I - T_o} = \left[\exp\left(\frac{S \cdot k \cdot \tau_1}{m_I \cdot c_{pI}}\right) \right]^{-1}$$
(6.18)

stad

$$T_{II} = T_o + (T_I - T_o) \cdot \left[\exp\left(\frac{S \cdot k \cdot \tau_1}{m_I \cdot c_{pI}}\right) \right]^{-1}$$
(6.19)

Wymiana ciepła zachodzi na powierzchni zetknięcia się objętości ładunku ze ścianką kanału dolotowego. Powierzchnię ciepła można obliczyć z zależności:

$$S = \pi \cdot d_h \cdot l \tag{6.20}$$

gdzie:

 d_{h} – średnica hydrauliczna kanału dolotowego

l – długość kanału dolotowego, na której dochodzi do wymiany ciepła

Zakładając określoną prędkość obrotową n_s oraz sprawność napełnienia η_v , można obliczyć czas τ_1 przepływu mieszaniny świeżego powietrza i recyrkulowanych spalin przez kolektor dolotowy między przekrojami I i II, na długości którego zachodzi wymiana ciepła.

Uwzględniając objętość zasysanego ładunku V_m powierzchnia wymiany ciepła po uwzględnieniu zależności (6.20) opisana jest worem:

$$S = \frac{4 \cdot V_s \cdot \eta_v}{d_h} \tag{6.21}$$



Zatem czas przepływu objętości ładunku przez odcinek l układu dolotowego można wyrazić zależnością:

$$\tau_1 = \frac{\pi \cdot d_h^2 \cdot l}{8 \cdot n_s \cdot V_s \cdot \eta_v} \tag{6.22}$$

Współczynnik przenikania ciepła przez ściankę kolektora dolotowego można wyrazić za pomocą wzoru Schacka:

$$k = \varphi \cdot \frac{\omega_r^{0.75}}{d_h^{0.25}}$$
(6.23)

gdzie:

 ω_r – zredukowana prędkość przepływu czynnika w kanale dolotowym φ – stała

Stałą ϕ opisuje zależność:

$$\varphi = 4,13 + 0,195 \cdot \frac{T_p - 273}{100} \tag{6.24}$$

Przekształcając zależność (6.4) można obliczyć temperaturę ładunku dla przekroju II

$$T_{I} = \frac{m_{EGR} \cdot c_{p EGR} \cdot T_{EGR} + m_{p} \cdot c_{p p} \cdot T_{p}}{(m_{p} + m_{EGR}) \cdot c_{p I}}$$
(6.25)

Po podstawieniu wzoru (6.23) do zależności (6.17) otrzymuje się wzór na temperaturę ładunku dla przekroju II

$$T_{II} = T_o + \left(\frac{m_{EGR} \cdot c_{pEGR} \cdot T_{EGR} + m_p \cdot c_{pp} \cdot T_p}{(m_p + m_{EGR}) \cdot c_{pI}} - T_o\right) \cdot \left[\exp\left(\frac{S \cdot k \cdot \tau_1}{m_I \cdot c_{pI}}\right)\right]^{-1}$$
(6.26)

Pomiędzy przekrojem II i III następuje wtrysk (wdmuch) paliwa gazowego do ładunku będącego mieszaniną zassanego powietrza i recyrkulowanych spalin.

Dla przekroju III można zapisać bilans energii w postaci:

$$m_{II} \cdot c_{pII} \cdot T_{II} + m_{g} \cdot c_{pg} \cdot T_{g} = (m_{II} + m_{g}) \cdot c_{pIII} \cdot T_{III}$$
(6.27)

gdzie:

 T_{III} – temperatura ładunku przed zaworem dolotowym

- m_g masa paliwa gazowego
- c_{pg} ciepło właściwe paliwa gazowego przy stałym ciśnieniu
- T_{g} temperatura paliwa gazowego

$$c_{pII} = c_{pI}$$

Całkowite ciepło właściwe ładunku cylindra opisuje zależność:

$$c_{pIII} = \frac{m_{II}}{m_{III}} \cdot c_{pII} + \frac{m_g}{m_{III}} \cdot c_{pg}$$
(6.28)

Zatem temperatura ładunku cylindra przed zaworem dolotowym może być wyznaczona z zależności:

$$T_{III} = \frac{m_{II} \cdot c_{pII} \cdot T_{II} + m_{g} \cdot c_{pg} \cdot T_{g}}{(m_{g} + m_{II}) \cdot c_{pIII}}$$
(6.29)

Całkowita masa ładunku jest sumą poszczególnych składników:

$$m_{III} = m_p + m_{EGR} + m_g \tag{6.30}$$

Stałą gazową powstałej mieszaniny palnej można wyrazić za pomocą wzoru:

$$R_{III} = \frac{m_p}{m_{III}} \cdot R_p + \frac{m_g}{m_{III}} \cdot R_g + \frac{m_{EGR}}{m_{III}} \cdot R_{EGR}$$
(6.31)

gdzie:

 R_g – stała gazowa paliwa gazowego

Stałą gazową recyrkulowanych spalin można obliczyć znając skład spalin i wartości stałych gazowych poszczególnych składników spalin

$$R_{EGR} = \sum \frac{m_i}{m_{EGR}} \cdot R_i = \frac{m_{N2}}{m_{EGR}} \cdot R_{N2} + \frac{m_{CO2}}{m_{EGR}} \cdot R_{CO2} + \frac{m_{H2O}}{m_{EGR}} \cdot R_{H2O} + \frac{m_{O2}}{m_{EGR}} \cdot R_{O2} + \frac{m_{CO}}{m_{EGR}} \cdot R_{CO} + \frac{m_{THC}}{m_{EGR}} \cdot R_{THC} + \frac{m_{NOx}}{m_{EGR}} \cdot R_{NOx}$$
(6.32)

gdzie:

 R_i - stała gazowa poszczególnych składników spalin

Zatem dla przekroju III można zapisać równanie stanu w postaci wzoru:

$$p_{III} \cdot \left(V_I + V_g \right) = m_{III} \cdot R_{III} \cdot T_{III}$$
(6.33)

gdzie:

 $V_I = V_p + V_{EGR}$ – suma objętości zassanego powietrza i recyrkulowanych spalin p_{III} – ciśnienie ładunku dla przekroju III – dla uproszczenia obliczeń przyjęto, że ciśnienie p_{III} jest równe ciśnieniu końca suwu dolotu V_g – objętość dawki paliwa gazowego

Objętość dawki paliwa V_g można obliczyć znając gęstość paliwa ρ_g dla danych warunków pracy silnika: $\rho_g = f(T_g, p_g)$

Zatem:

$$V_g = \frac{m_g}{\rho_g} \tag{6.34}$$

Znając wartość stałej gazowej oraz ciepła właściwego przy stałym ciśnieniu ładunku cylindra można obliczyć wartość jego wykładnika adiabaty z zależności:

$$\chi_n = \frac{c_{pIII}}{c_{vIII}} \tag{6.35}$$

Przyjmując, że sprężanie ładunku jest procesem adiabatycznym i odwracalnym spełnione są zależności:

$$p(\alpha) = p_{III} \cdot \left[\frac{V_s}{V(\alpha)}\right]^{\chi_n}$$
(6.36)

oraz

$$T(\alpha) = T_{III} \cdot \left[\frac{p(\alpha)}{p_{III}}\right]^{\frac{\chi_n - 1}{\chi_n}}$$
(6.37)

Bieżącą objętość cylindra w funkcji kąta obrotu wału korbowego można wyrazić z zależności:

$$V(\alpha) = V_s \cdot \left\{ \frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon} \cdot \left[\frac{1}{2} \cdot (1 - \cos \alpha) + \frac{1}{2} \cdot \frac{l_k}{r} \cdot \left(1 - \sqrt{1 - \left(\frac{r}{l_k}\right)^2 \cdot \sin^2 \alpha} \right) \right] + \frac{1}{\varepsilon} \right\}$$
(6.39)

gdzie:

 α – kat obrotu wału korbowego

 \mathcal{E} – stopień sprężania

- r promień wykorbienia wału korbowego
- l_k długość korbowodu

Ciśnienie końca sprężania p_{ks} oraz temperaturę końca sprężania T_{ks} można obliczyć dla $\alpha = 0[^{\circ}OWK].$

Zakładając, że podczas pracy silnika realizowany jest obieg Otto, sprawność teoretyczną obiegu można wyznaczyć z zależności:

$$\eta_t = 1 - \mathcal{E}^{1 - \chi_n} \tag{6.40}$$



6.1.3. Analiza symulacyjna

Analizę symulacyjną wpływu recyrkulacji spalin na parametry termodynamiczne ładunku przed zaworem dolotowym przeprowadzono dla danych zamieszczonych w tabeli 6.1. Obliczenia przeprowadzono dla silnika jednocylindrowego zasilanego gazem ziemnym przy założeniu braku wymiany ciepła między ładunkiem cylindra a układem dolotowym.

Lp.	Parametr	Symbol	Wartość
1.	Objętość skokowa cylindra	Vs	1000 [cm ³]
2.	Liczba cylindrów	i	1 [-]
3.	Stopień sprężania	ε	10 [-]
4.	Prędkość obrotowa silnika	n _s	2500 [obr/min]
5.	Sprawność napełnienia cylindra	$\eta_{\rm v}$	0,60
6.	Współczynnik nadmiaru powietrza	λ	1,000
7.	Stała stechiometryczna paliwa	Lo	17,2 [kg _{pow} /kg _{pal}]
8.	Gęstość paliwa	$ ho_{ m g}$	0,756 [kg/Nm ³]
9.	Temperatura paliwa	Tg	20 [°C]
10.	Gęstość powietrza	$\rho_{\rm p}$	1,290 [kg/Nm ³]
11.	Ciepło właściwe paliwa przy stałym ciśnieniu	c _{pg}	2,18 [kJ/kg deg]
12.	Ciepło właściwe powietrza przy stałym ciśnieniu	c _{pp}	1,00 [kJ/kg deg]
13.	Średnica hydrauliczna kolektora	d _h	40 [mm]
14.	Długość przewodu dolotowego na której zachodzi wymiana ciepła	1	0,20 [m]
15.	Temperatura otoczenia	To	25 [°C]
16.	Temperatura zasysanego powietrza	T _p	25 [°C]
17.	Ciśnienie spalin recyrkulacji	PEGR	1,5 [bar abs.]
18.	Ciśnienie wtrysku paliwa	p_{g}	6,0 [bar abs.]
19.	skład spalin (dla λ=1,0)	-	N ₂ = 80,5 [%obj.], CO ₂ = 11,6 [%obj.], H ₂ 0 = 8,2 [%obj.], O ₂ = 1,3 [%obj.], CO = 1,23 [%obj.], THC = 800 [ppm obj.], NO _x = 1000 [ppm obj.]
20.	ciepła właściwe poszczególnych składników spalin przy stałym ciśnieniu	-	$\begin{array}{l} c_{p N2} = 1,04 \; [kJ/kg \; deg], \; c_{p CO2} = 0,825 \; [kJ/kg \; deg], \\ c_{p H2O} = 1,86 \; [kJ/kg \; deg], \; c_{p O2} = 0,913 \; [kJ/kg \; deg], \\ c_{p CO} = 1,05 \; [kJ/kg \; deg], \; c_{p THC} = 1,01 \; [kJ/kg \; deg], \\ c_{p NOx} = 1,00 \; [kJ/kg \; deg], \end{array}$
21.	Stopień recyrkulacji	X _{EGR}	0÷40 [%]
22.	Temperatura spalin recyrkulacji	T _{EGR}	100 ÷ 500 [°C]

Tabela	6.1.	Dane	do	analizy	symu	lacvinei
Labera		Dune	uu	ununzy	5 yma	

Na wykresach 6.2 i 6.3 przedstawiono wpływ stopnia recyrkulacji X_{EGR} i temperatury recyrkulowanych spalin T_{EGR} na parametry termodynamiczne ładunku. Na wykresach od 6.4 do 6.7 przedstawiono zależność analizowanych parametrów od X_{EGR} i T_{EGR} w postaci wykresów przestrzennych.





Rys. 6.2. Wpływ stopnia recyrkulacji spalin X_{EGR} na parametry termodynamiczne ładunku



Rys. 6.3. Wpływ temperatury recyrkulacji na parametry termodynamiczne ładunku

Na rys. 6.4 przedstawiono wpływ stopnia recyrkulacji i temperatury recyrkulowanych spalin na ciśnienie końca suwu sprężania. Widoczny jest wzrost tego parametru zarówno ze wzrostem temperatury i stopnia recyrkulacji spalin.



Rys. 6.4. Wpływ stopnia recyrkulacji X_{EGR} i temperatury recyrkulowanych spalin T_{EGR} na ciśnienie końca suwu sprężania p_{ks}

Na rys. 6.5 przedstawiono wpływ stopnia recyrkulacji i temperatury recyrkulowanych spalin na temperaturę końca suwu sprężania. Podobnie jak w przypadku ciśnienia końca suwu sprężania obserwuje się wzrost tego parametru zarówno ze wzrostem temperatury i stopnia recyrkulacji spalin.





Na rys. 6.6 przedstawiono wpływ temperatury i stopnia recyrkulacji spalin na ciepło właściwe ładunku cylindra. Można zauważyć, że przy dużym wychłodzeniu spalin recyrkulacji, jego wartość maleje ze wzrostem udziału spalin w świeżym ładunku. Natomiast przy wysokiej temperaturze spalin recyrkulacji, ciepło właściwe ładunku rośnie zarówno ze wzrostem stopnia recyrkulacji i temperatury spalin.



Rys. 6.6. Wpływ stopnia recyrkulacji X_{EGR} i temperatury recyrkulowanych spalin T_{EGR} na ciepło właściwe ładunku cylindra c_{pIII}

Natomiast na rys. 6.7 przedstawiono wpływ temperatury i stopnia recyrkulacji spalin na sprawność teoretyczną obiegu Otto. Wykazuje ona podobną zależność jak ciepło właściwe.



Rys. 6.7. Wpływ stopnia recyrkulacji X_{EGR} i temperatury recyrkulowanych spalin T_{EGR} na sprawność teoretyczną obiegu pracy silnika

6.1.4. Wnioski z przeprowadzonych obliczeń termodynamicznych

- Recyrkulacja spalin w silniku ZI zasilanym gazem ziemnym powoduje wzrost ciepła właściwego ładunku cylindra oraz sprawności teoretycznej obiegu pracy silnika. Rosną one zarówno ze wzrostem stopnia recyrkulacji jak i temperaturą recyrkulowanych spalin. Jedynie w zakresie temperatury recyrkulacji $T_{EGR} = 100 \div 150 \left[{}^{o}C \right]$ obserwuje się nieznaczny ich spadek ze wzrostem stopnia recyrkulacji spalin. Można się zatem spodziewać poprawy sprawności ogólnej silnika w niektórych zakresach obciążeń i prędkości obrotowej. Natomiast wzrost ciepła właściwego ładunku powinien ograniczać powstawanie tlenków azotu.
- Obecność recyrkulowanych spalin w świeżym ładunku cylindra powoduje wzrost temperatury i ciśnienia końca suwu dolotu oraz końca suwu sprężania Są one tym wyższe im większy jest stopień recyrkulacji i temperatura recyrkulowanych spalin. Ponadto spowolnienie procesu spalania w wyniku rozcieńczenia świeżego ładunku spalinami recyrkulacji może spowodować jego przesunięcie w kierunku suwu rozprężania, efektem czego będzie wzrost temperatury i ciśnienia spalin opuszczających cylinder silnika.
- Recyrkulowane spaliny stanowią dodatkowy ładunek cylindra silnika pracującego w warunkach obciążeń częściowych. Zatem przyczyniają się do wzrostu całkowitej masy ładunku cylindra. W warunkach pełnego obciążenia zastępują część świeżego ładunku, pogarszając w ten sposób sprawność napełnienia.

7. Wybór i przygotowanie obiektu badań

Głównym czynnikiem decydującym o wyborze obiektu badań była potrzeba opracowania krajowego silnika o zapłonie iskrowym zasilanego gazem ziemnym CNG lub LNG, przeznaczonego do napędu samochodów dostawczych i wózków widłowych.

Z uwagi na to, że aktualnie w kraju nie ma producenta silnika ZI spełniającego założone wymagania, zdecydowano się adaptować do zasilania gazem ziemnym silnik o zapłonie samoczynnym.

W związku z rozpoczęciem przez WSW ANDORIA produkcji nowej wersji silnika o zapłonie samoczynnym 4CTi94D z bezpośrednim wtryskiem paliwa, spełniającego wymogi adaptacyjne, wytypowano ten silnik jako obiekt badań z możliwością przyszłościowego wdrożenia do produkcji jako 4CTi94CNG.

Rozwiązania konstrukcyjne elementów silnika, a szczególnie głowica i komora spalania, pozwoliły na przeprowadzenie adaptacji do zasilania gazem ziemnym bez znacznej modyfikacji pierwotnej konstrukcji silnika.

Silnik o zapłonie samoczynnym 4CTi94D przedstawiono na rys 7.1.





Rys. 7.1. Silnik o zapłonie samoczynnym 4CTi94D [105]

7.1. Adaptacja silnika o zapłonie samoczynnym 4CTi94D do zasilania gazem ziemnym

Adaptacja silnika o zapłonie samoczynnym 4CTi94D do zasilania sprężonym gazem ziemnym CNG polegała na zastosowaniu zapłonu iskrowego. W tym celu instalację wtryskową oleju napędowego zastąpiono wysokoenergetycznym układem zapłonowym i układem wielopunktowego, sekwencyjnego wtrysku gazu do kolektora dolotowego. Dokonano nieznacznej modyfikacji głowicy silnika oraz zmiany kształtu i objętości komory spalania. Ponadto wykonano nowy, całkowicie symetryczny kolektor dolotowy z przepustnicą. Silnik wyposażono w dwa specjalne koła sygnałowe. Jedno zamontowano na kole pasowym wału korbowego, a drugie na kole zębatym napędzającym wał rozrządu. Umożliwiały one sterownikowi silnika pomiar prędkości obrotowej oraz identyfikację położenia GMP pierwszego cylindra. Silnik opracowano w wersji turbodoładowanej z chłodzeniem ładunku cylindra za pomocą chłodnicy powietrze-powietrze.

7.1.1. Głowica

Modyfikacja głowicy silnika polegała na rozwierceniu otworów po wtryskiwaczach oleju napędowego i ich nagwintowaniu, w celu umieszczenia w nich świec zapłonowych. Zastosowano świece BRISK GAS 1BR12S z gwintem M12x1,25. Zmodernizowaną głowicę silnika 4CTi94CNG przedstawiono na rys. 7.2.





7.1.2. Komora spalania

Usytuowanie komory spalania było jednym z najważniejszych konstrukcyjnych czynników decydujących o wyborze obiektu badań. Silnik o zapłonie samoczynnym 4CTi94D ma toroidalną komorę spalania usytuowaną w denku tłoka, co pozwoliło na stosunkowo łatwe jego przystosowanie do zasilania gazem ziemnym, gdyż modyfikacja pierwotnej komory spalania wiązała się jedynie z obróbką mechaniczną tłoka. Ze względu na ograniczenie emisji NO_x zdecydowano się zastosować komorę otwartą (Herona), o łagodnych zaokrągleniach krawędzi, w celu ograniczenia efektu wygaszania płomienia i związanej z tym wysokiej emisji THC. Zachowano wystarczającą grubość denka tłoka w okolicy pierścienia uszczelniającego, zapewniając możliwość odprowadzania ciepła z tłoka przez pierścień do tulei cylindrowej. Stopień sprężania dla nowo opracowanej komory spalania przyjęto ε =12. Tłok silnika 4CTi94CNG przedstawiono na rys. 7.3.



Rys. 7.3. Rysunek tłoka ze zmodyfikowaną komorą spalania

7.1.3. Układ zapłonowy

Jak wcześniej zaznaczono, adaptacja silnika do zasilania gazem ziemnym wymagała usunięcia instalacji wtryskowej oleju napędowego, którą zastąpiono bezrozdzielaczowym układem zapłonowym z tzw. jałową iskrą. Zgodnie z tą zasadą, wyładowanie elektryczne pomiędzy elektrodami świecy zapłonowej wstępowało jednocześnie na dwóch świecach, w cylindrach, których cykle pracy były przesunięte względem siebie o 360 [°OWK]. Zatem wyładowaniu elektrycznemu występującemu pod koniec suwu sprężania w jednym cylindrze towarzyszyło wyładowanie w trakcie suwu wylotu w cylindrze, którego cykl pracy był przesunięty o 360 [°OWK]. Ze względu na kolejność pracy cylindrów silnika zastosowano następujące pogrupowanie zapłonów w cylindrach: 1 i 4 oraz 2 i 3. Rozwiązanie to pozwoliło na znaczne uproszczenie układu zapłonowego, gdyż za pomocą dwóch cewek zapłonowych realizowano zapłon w czterech cylindrach silnika.

Schemat układu zapłonowego przedstawiono na rys. 7.4, zaś widok ekranu komputera z zaprogramową mapą zapłonową na rys. 7.5.



Rys. 7.4. Schemat układu zapłonowego silnika 4CTi94CNG

Do sterowania układem zapłonowym wykorzystano programowalny sterownik, który na podstawie pomiaru prędkości obrotowej wału korbowego i kąta otwarcia przepustnicy, dobierał zapisaną w pamięci wartość kąta wyprzedzenia zapłonu. Ponadto sterownik miał możliwość współpracy z komputerem, którego oprogramowanie pozwalało na zmianę wartości kąta wyprzedzenia zapłonu w czasie pracy silnika.

W układzie zapłonowym zastosowano wysokoenergetyczne cewki zapłonowe, które w fazie przebicia wyładowania elektrycznego, wytwarzały napięcie ok. 30 [kV]. Było to konieczne zarówno ze względu na wysoką energię aktywacji gazu ziemnego, jak i na obecność recyrkulowanych spalin w świeżym ładunku cylindra, które znacznie pogarszają warunki zapłonu mieszanki paliwowo-powietrznej.

-	Inject Util	Fuel Map	(F1)	Igniti	ion Ma	p (F2)	Larr	ibda M	lap (F	3)]			
l)	100 0 Bat Comp									RPM	IGN A	MP	
N.	255 0	14	14	14	14	20	14	14	20	4000	0	0,90	Fuel-UP (F6)
	AFR	14	14	14	14	20	14	14	20	3780	0	0,84	
1	16 14	14	20	20	20	20	20	20	20	3562	0	0,78	Fuel - Down (F7)
20	Lambda Co	14	20	20	25	20	25	20	20	3339	0	0,72	
50	Fairt Com	14	20	21	25	30	25	20	20	3117	0	0,67	
Y	120 0	14	20	22	25	30	25	21	20	2901	0	0,61	Ignition - LIP
0	Fengt Com	14	20	23	22	20	25	21	20	2682	0	0,55	(F8)
	120 0	13	19	20	22	20	25	19	18	2462	0	0,49	
Running Condition	18	13	18	16	20	23	18	18	17	2241	0	0,43	Down (F9)
Map: <u>B</u>	AMP Input .95	13	17	16	20	25	17	17	17	2020	0	0,37	
ersion :	Deflection 48.4	15	15	16	18	21	15	15	15	1800	0	0,32	
nj. Util : ,0	E STATE	15	14	15	18	20	15	15	15	1579	0	0,26	
RPM	Engine 1 U	14	14	14	14	14	14	14	14	1359	0	0,20	
4300	AirTemp 0	10	14	14	14	14	14	14	14	1140	0	0,14	
	AFR 14,2	10	10	10	14	14	14	14	14	920	0	0,08	
3100	Ignition ()	10	10	10	10	10	10	13	13	700	0	0,02	
2700	ligrimori o	26%	29%	34%	40%	47%	54%	63%	97%	Deflectio	on		
2300	Injection U			Throt	tle (Loa	ad) De	flectio	n; 41	8,4 %	RPM	: 0		
	Lambda Co 0	BLUE - D	Deflect	tion	BE	D - Al	MP Inc	out	GR	EEN - AFR		-	
-1500	Battery V 12,44	1					per retest						
	Lambda V 86		1	~	1		1	ř –	~				
			1		1							\sim	

Rys. 7.5. Widok ekranu komputera z zaprogramowana mapą zapłonową

7.1.4. Układ zasilania paliwem gazowym

Układ zasilania paliwem silnika 4CTi94CNG wykonano w postaci wielopunktowego, sekwencyjnego wtrysku (wdmuchu) gazu ziemnego do kolektora dolotowego. Odbywało się to zgodnie z kolejnością pracy cylindrów silnika, przy czym początek wtrysku gazu był stały względem GMP i następował w czasie suwu dolotu, 10 [°OWK] po GMP. Regulacja dawki wtryskiwanego paliwa odbywała się poprzez zmianę czasu otwarcia wtryskiwacza. Schemat układu przedstawiony został na rys. 7.6.





Rys. 7.6. Schemat układu zasilania gazem ziemnym silnika 4CTi94CNG

Gaz CNG magazynowano w zbiornikach w postaci sprężonej do ciśnienia 20 [MPa], skąd po przejściu przez reduktor ciśnienia oraz układ pomiaru zużycia paliwa, dostarczany był do poszczególnych odgałęzień kolektora dolotowego za pomocą elektromagnetycznie otwieranych wtryskiwaczy CNG. Ze względu na oddziaływanie na kolektor dolotowy wysokich temperatur kolektora wylotowego, zastosowano rozwiązanie polegające na doprowadzaniu gazu do poszczególnych odgałęzień kolektora za pomocą elastycznych przewodów połączonych z wtryskiwaczami umieszczonymi we wspólnym bloku wtryskowym. Ciśnienie gazu zasilającego wtryskiwacze wynosiło ok. 0,9 [MPa]. Gaz doprowadzano ze zbiorników ciśnieniowych poprzez reduktor ciśnienia 20/0,9 [MPa], który ze względu na duży spadek temperatury towarzyszący obniżaniu ciśnienia, musiał być ogrzewany cieczą z układu chłodzenia silnika.



Do realizacji pracy wykorzystano blok wtryskiwaczy przeznaczony do silnika sześciocylindrowego, dlatego w omawianym układzie zasilano jedynie cztery wtryskiwacze. Były to typowe wtryskiwacze benzynowe o odpowiednio dobranej wydajności. Ze względu na trwałość wtryskiwaczy nie było to korzystne rozwiązanie, gdyż brak tłumiącego oddziaływania ciekłego paliwa powodowało twarde osiadanie iglicy wtryskiwacza na gnieździe. Moment otwarcia wtryskiwacza był stały względem GMP i wynosił 10 [°OWK] po GMP w trakcie suwu dolotu, jednak ze względu na odległość wtryskiwacza od kolektora dolotowego, rzeczywisty początek wtrysku był odpowiednio późniejszy.

Sterowanie układem wtryskowym realizowane było za pomocą programowalnego sterownika, który na podstawie pomiaru prędkości obrotowej silnika i kąta uchylenia przepustnicy, dobierał zapisaną w pamięci wartość czasu otwarcia wtryskiwaczy, z uwzględnieniem ciśnienia doładowania, temperatury i ciśnienia gazu oraz sygnału sondy lambda w pętli sprzężenia zwrotnego. Sterownik miał możliwość współpracy z komputerem, którego oprogramowanie umożliwiało podgląd i zmianę parametrów układu zasilania w trakcie pracy silnika.

Widok ekranu komputera z podglądem zaprogramowanej mapy czasów otwarcia wtryskiwaczy przedstawiono na rys. 7.7. Do realizacji pracy zaprogramowano mapę czasów otwarcia wtryskiwaczy, która umożliwiała zasilanie silnika mieszanką o składzie stechiometrycznym $\lambda = 1,000 \pm 0,003$.

Układ nie miał możliwości współpracy z przepływomierzem masy zasysanego powietrza, dlatego korekcja dawki paliwa w odniesieniu do rzeczywistej masy ładunku odbywała się na podstawie pomiaru ciśnienia i temperatury ładunku w kolektorze dolotowym.

Ze względu na to, że adaptacja silnika do zasilania gazem ziemnym wiązała się z usunięciem pompy wtryskowej z regulatorem maksymalnej prędkości obrotowej silnika, funkcję tą przejął sterownik wtryskiwaczy. Po przekroczeniu zapisanej w pamięci maksymalnej prędkości obrotowej silnika (4000[obr/min]), wyłączał zasilanie wtryskiwaczy i układu zapłonowego, uniemożliwiając jej przekroczenie. Zdecydowano się ograniczyć maksymalną prędkość obrotową silnika do wartości jaką przyjęto dla wersji zasilanej olejem napędowym, gdyż ze względu na konstrukcję układu tłokowo-korbowego praca silnika przy wyższych prędkościach obrotowych powodowałaby występowanie znacznych sił masowych obciążających elementy silnika.

ranning conditions	Inject Util	Fuel M	ap (F1)	Ignit	ion Ma	ap (F2)	Lan	nbda N	lap (F	3)			
1	100 U Bat Comp									RPM	Fuel A	MP	
)	255 0		0	0	230	305	730	810	950	4000	,30	0,90	(F6)
	AFR	0	0	0	250	310	740	800	943	3780	,30	0,84	
1	16 14	0	0	0	255	300	756	789	921	3562	30	0,78	(F7)
20	Lambda.co	0	0	0	250	320	745	790	900	3339	,30	0,72	
50	Fairt Com	0	0	350	275	300	756	769	900	3117	.,30	0,67	
5	120 0	0	0	352	290	310	650	754	900	2901	,30	0,61	Ignition - UP
	Fengt Com	0	220	380	290	300	610	710	890	2682	.,30	0,55	(F8)
D	120 0		223	286	275	350	600	660	890	2462	30	0,49	Ignition -
Hunning Condition	8	247	215	300	326	400	560	613	889	2241	,30	0,43	Down (F9)
Type: 8	AMP Input ,95	230	220	310	400	460	550	576	889	2020	,30	0,37	
/ersion :	Deflection 74,6	275	230	300	400	550	550	558	870	1800	,30	0,32	
nj. Util : ,0	Engine T 0	280	235	300	400	550	550	600	840	1579	,30	0,26	
RPM 4200	Air Tanan 0	300	300	350	450	550	550	600	800	1359	,30	0,20	
3900	Air reinp	400	500	500	500	500	500	500	800	1140	,30	0,14	
3500	AFR 14,2	500	500	500	500	500	500	500	500	920	,30	0,08	
	Ignition 0	500	500	500	500	500	500	500	200	700		0,02	
-2700	Injection ,0	263	: 29%	34% Throt	40%	47%	54%	63%	97%	Deflection	n n		
	Lambda Co. 0			11100	de tro	00) 54	Shoodu	ana ina	410.46		×		
1500		BLUE	Deflec	tion	RI	ED · A	MP In	put	GR	EEN - AFR -			
-1100	Battery V 12,44								1	-			
_ 700	Lambda V ,86		1		~	~		~	1				
Setup Displau			_					~	~				

Rys. 7.7. Widok ekranu komputera z zaprogramowaną mapą czasów otwarcia wtryskiwaczy

7.1.5. Układ dolotowy

Modyfikacja układu dolotowego silnika wynikała ze zmiany sposobu tworzenia mieszanki palnej i regulacji mocy silnika. Klasyczna regulacja jakościowa silnika w wersji o zapłonie samoczynnym, została zastąpiona regulacją ilościową. W tym celu układ dolotowy został wyposażony w przepustnicę sterującą ilością ładunku napływającego do cylindrów silnika. Kolektor dolotowy pierwotnej wersji silnika zastąpiono nowym, którego kształt został tak dobrany, aby zapewnić jak najbardziej równomierne napełnienie η_v wszystkich cylindrów, co przy wielopunktowym, wtryskowym układzie zasilania gazem ziemnym przyczyniać się winno do uzyskania w poszczególnych cylindrach silnika jednakowej wartości współczynnika nadmiaru powietrza λ . Ponadto zastosowano podział kolektora, co umożliwia łatwy dostęp do rozrządu silnika i regulację luzu zaworowego w czasie okresowej obsługi.

Układ dolotowy silnika po modernizacji przedstawiono na rys. 7.8.





Rys. 7.8. Układ dolotowy silnika 4CTi94CNG zasilanego sprężonym gazem ziemnym

7.1.6. Układ chłodzenia

Wcześniejsze doświadczenia związane z adaptacją silników ZS do zasilania gazem ziemnym w oparciu o zapłon iskrowy pozwoliły zauważyć znaczny wzrost obciążenia cieplnego silnika zasilanego paliwem gazowym. Jedną z przyczyn tego zjawiska jest wolniejsze spalanie się gazu ziemnego, co powoduje przesuniecie procesu spalania w kierunku suwu rozprężania. Odsłonięta wówczas przez tłok powierzchnia ścianki cylindra umożliwia przenikanie znacznej ilości ciepła do układu chłodzenia silnika. Drugim powodem wzrostu obciążenia cieplnego silnika zasilanego gazem ziemnym w stosunku do wersji zasilanej olejem napędowym jest to, że na wskutek zmniejszenia wartości geometrycznego stopnia sprężania, obniżeniu ulega również stopień rozprężania. Powoduje to wzrost parametrów termodynamicznych (ciśnienie i temperatura) spalin opuszczających cylinder silnika, które również przyczyniają się do wzrostu obciążenia cieplnego silnika.

Dlatego przygotowanie silnika 4CTi94CNG do badań doświadczalnych wiązało się z modernizacja jego układu chłodzenia. W miejsce standardowej chłodnicy cieczy o pojemności 8 [dm³] zastosowano chłodnicę o pojemności 15 [dm³]. Pozwoliło to na uzyskanie większego spadku temperatury cieczy chłodzącej i zapewnienie wymaganego chłodzenia silnika.

Często jako metodę zwiększenia wydajności układu chłodzenia silnika stosuję się zmniejszenie średnicy koła pasowego pompy cieczy chłodzącej i w ten sposób zwiększenie prędkości przepływu cieczy chłodzącej. Jednak ze względu na niebezpieczeństwo występowania zjawiska kawitacji bardziej rozsądnym rozwiązaniem jest zwiększenie pojemności układu chłodzenia lub zastosowania dodatkowych wentylatorów zwiększających intensywność odprowadzania ciepła z chłodnicy.

7.1.7. Układ wylotowy

Zmiany w układzie wylotowym silnika dotyczyły jedynie wykonania obsady dla sondy lambda pracującej w pętli sprzężenia zwrotnego układu zasilania gazem ziemnym.



7.2. Porównanie osiągów silnika zasilanego gazem ziemnym 4CTi94CNG i konstrukcji wyjściowej zasilanej olejem napędowym 4CTi94D

W tabeli 7.1 zamieszczono porównanie osiągów silnika zasilanego gazem ziemnym 4CTi94CNG i konstrukcji wyjściowej zasilanej olejem napędowym 4CTi94D.

In	Daramatr	Jednostka	Typ silnika					
ւր.	I ai ameti	miary	4CTi94D	4CTi94CNG				
10.	Liczba i układ cylindrów / liczba zaworów na cylinder	-	4, rzędowy,	pionowy / 2				
11.	Proces spalania	-	Diesel, turbodoładowany z chłodzeniem powietrza	Otto, turbodoładowany z chłodzeniem powietrza				
12.	Paliwo	-	olej napędowy	gaz ziemny GZ-50				
13.	Pojemność skokowa	cm ³	26	37				
14.	Średnica cylindra x skok tłoka	mm x mm	94 2	x 95				
15.	Zasilanie / komora spalania	-	wtrysk bezpośredni / toroidalna otwarta	wtrysk do kolektora / filiżankowa otwarta (Herona)				
16.	Geometryczny kąt początku wtrysku paliwa	°OWK		stały, 10 °OWK po GMP				
17.	Stopień sprężania	-	18,5:1	12:1				
18.	Kolejność zapłonu	-	1-3-	-4-2				
19.	Maksymalny moment obrotowy	Nm	242,8	231,2				
20.	Prędkość obrotowa momentu maksymalnego	obr/min	2200	1800				
21.	Moc maksymalna	kW (KM)	72,6 (98,7)	61,4 (82,8)				
22.	Prędkość obrotowa mocy maksymalnej	obr/min	3200	3300				
23.	Minimalne jednostkowe zużycie paliwa	g/kWh	233	247				
24.	Moment obrotowy przy mocy maksymalnej	Nm	219,6	178,3				
25.	Współczynnik elastyczności momentu obrotowego	-	1,106	1,299				
26.	Współczynnik elastyczności prędkości obrotowej	-	1,454	1,833				
27.	Współczynnik elastyczności silnika	-	1,609	2,381				

Tabela 7.1. Zestawienie danych technicznych silnika 4CTi94D i 4CTi94CNG

Na rys. 7.9 przedstawiono porównanie charakterystyk zewnętrznych obu wersji silnika. Charakterystykę silnika o zapłonie samoczynnym sporządzono dla eksploatacyjnych ustawień pompy wtryskowej ze względu na granicę dymienia. Natomiast charakterystykę silnika zasilanego gazem sporządzono przy regulacji kąta wyprzedzenia zapłonu ze względu na maksymalny moment obrotowy przy zachowaniu stechiometrycznego składu mieszanki paliwowo-powietrznej w całym zakresie obciążenia i prędkości obrotowej silnika. Można zauważyć, że parametry efektywne silnika ZS w zakresie prędkości



Rys. 7.9. Porównanie charakterystyk zewnętrznych silnika 4CTi94D i 4CTi94CNG

obrotowej 1750÷4000 [obr/min] są lepsze niż dla silnika ZI zasilanego gazem. Jedynie w dolnym zakresie prędkości obrotowej 900÷1750 [obr/min] silnik ZI osiągnął większy moment obrotowy i moc. Przyczyną tego mógł być układ dolotowy silnika, którego opory przepływu, a zwłaszcza zbyt mała średnica przelotowa przepustnicy, spowodowały pogorszenie sprawności napełnienia ze wzrostem prędkości obrotowej silnika. Potwierdzeniem tego jest przebieg krzywej momentu obrotowego. W silniku turbodoładowanym, z właściwie dobraną średnicą przepustnicy, ze względu na przyrost ciśnienia doładowania wraz ze wzrostem prędkości obrotowej, krzywa momentu obrotowego wykazuje bardziej stały przebieg [12,59]. Sprawność ogólna silnika zasilanego olejem napędowym ma korzystniejszy przebieg w zakresie prędkości obrotowej 1750÷4000 [obr/min], ze względu na mniejsze jednostkowe zużycie paliwa. Ponadto większa wartość opałowa oleju napędowego, w porównaniu do gazu ziemnego, jest dodatkowym czynnikiem wzrostu sprawności ogólnej.

Na rys. 7.10 przedstawiono przebieg zmian krzywej wskaźnika ekonomiczności q_e [zł/kWh], który wyznaczono z zależności:

 $q_{a} = C \cdot g_{a}$

gdzie:

C $[zl/Nm^3]$ lub $[zl/dm^3]$ – cena paliwa

ge [g/kWh] – jednostkowe zużycie paliwa

Parametr ten charakteryzuje jednostkowy koszt eksploatacji silnika przy zasilaniu różnymi paliwami. Wyznaczono go przy następujących założeniach:

$$\begin{split} C_{ON} &= 3,85 \; [zl/dm^3] - \text{cena 1} [dm^3] \; \text{oleju napędowego;} \; \; (\rho_{ON} = 0,830 \; [kg/dm^3]) \\ C_{CNG} &= 1,33 \; [zl/Nm^3] - \text{cena 1} [Nm^3] \; \text{sprężonego gazu ziemnego;} \; \; (\rho_{CNG} = 0,725 \; [kg/Nm^3]) \end{split}$$





(7.1)

Przedstawiony wykres obrazuje znacznie mniejszy koszt zużycia paliwa przez silnik ZI zasilany sprężonym gazem ziemnym CNG. Wynika to tylko z niższej ceny paliwa gazowego, ponieważ w przeważającej większości pola pracy silnika, jednostkowe zużycie paliwa jest mniejsze dla wersji o zapłonie samoczynnym.

W rozdziale 1 nadmieniono, że adaptacja silnika ZS do zasilania gazem ziemnym w oparciu o zapłon iskrowy ma tę zaletę w stosunku do jednostki benzynowej przystosowanej do zasilania gazem, że pozwala na uzyskanie większej wartości stopnia sprężania silnika. Optymalna wartość tego parametru dla wolnossącego silnika ZI zasilanego gazem ziemnym wynosi ok. ε =13. Silniki benzynowe z uwagi na mniejsza odporność na spalanie stukowe benzyny mają wartość stopnia sprężania ok. $\varepsilon = 10 \div 11$. Komora spalania w tych silnikach jest najczęściej usytuowana w głowicy, dlatego podniesienie wartości stopnia sprężania wiąże się najczęściej ze zmianą konstrukcji głowicy. Silniki ZS z bezpośrednim wtryskiem paliwa mają komorę spalania usytuowaną w denku tłoka, dlatego adaptacja do zasilania gazem ziemnym wiąże się jedynie z modyfikacją (obróbką mechaniczną) denka tłoka. Zatem odprężanie silnika ZS o stopniu sprężania $\varepsilon = 16 \div 19$ pozwala na uzyskanie dużej, optymalnej wartości tego parametru przy zasilaniu gazem ziemnym.

Na rys. 7.11 przedstawiono porównanie przebiegu zmian jednostkowego zużycia paliwa oraz sprawności ogólnej dla silnika zasilanego gazem, będącego obiektem badań niniejszej pracy 4CTi94CNG oraz zaczerpniętego z literatury silnika benzynowego, przystosowanego do zasilania gazem ziemnym.

Można zauważyć, że zakres osiąganych prędkości obrotowych silników jest znacznie mniejszy dla silnika adaptowanego z konstrukcji o zapłonie samoczynnym. Wynika to z ograniczenia maksymalnej prędkości obrotowej tego silnika ze względu na siły masowe znacznie cięższego układu tłokowo-korbowego, w stosunku do pierwotnie benzynowego silnika ZI.

W zakresie małych i średnich prędkości obrotowych można zauważyć znacznie mniejsze jednostkowe zużycie paliwa oraz większą sprawność ogólną silnika 4CTi94D w stosunku do jednostki benzynowej zasilanej gazem ziemnym. Powyżej prędkości obrotowej n_s=2500 [obr/min] ulegają one pogorszeniu, głównie z uwagi na znaczny udział strat mechanicznych silnika. Jednak ogólny bilans wzrostu ge i no wypada na korzyść silnika 4CTi94D (P₁>P₂).


Rys. 7.11. Porównanie przebiegu zmian jednostkowego zużycia paliwa oraz sprawności ogólnej silnika 4CTi94CNG i silnika benzynowego zasilanego CNG [47]



8. Warunki i metodyka prowadzenia badań doświadczalnych

Badania doświadczalne przeprowadzono w Zakładzie Napędów Gazowych i Maszyn Tłokowych Instytutu Nafty i Gazu w Krakowie.

8.1. Opis stanowiska badawczego

W skład stanowiska badawczego wchodziły: układ pomiaru momentu obrotowego i prędkości obrotowej silnika, układ pomiaru zużycia paliwa, układ pomiaru toksyczności spalin oraz układ pomiaru parametrów recyrkulacji spalin. Schemat stanowiska przedstawiono na rysunku 8.3.

8.1.1. Pomiar momentu obrotowego

Do pomiaru momentu obrotowego silnika został użyty elektrowirowy hamulec produkcji OBRIOR – Żdżary. Obciążenie ramienia hamulca było przekazywane na tensometryczny czujnik M12515 LOC 150 [kg], który współpracował z elektronicznym czujnikiem wagi AXIS B150. Wartość momentu obrotowego otrzymywano z zależności:

$$M_o = F_H \cdot g \cdot r_H \tag{8.1}$$

gdzie:

$M_{o}[Nm]$ -	moment obrotowy
$F_H [kg]$ -	obciążenie ramienia hamulca
$g[m/s^2]$ -	przyspieszenie ziemskie
$r_H[m]$ -	długość ramienia hamulca ($r_H = 0,264 [m]$)

Ponadto wirnik hamulca był wyposażony w nadajnik impulsów z czujnikiem magnetycznym do pomiaru prędkości obrotowej.

8.1.2. Pomiar zużycia paliwa

Do pomiaru zużycia paliwa zbudowany został układ objętościowego pomiaru natężenia przepływającego paliwa. W tym celu wykorzystano impulsowy gazomierz rotorowy CGR-10 typu GA25 DN50 ($Q_{min}=0,4[m^3/h]$, $Q_{max}=40[m^3/h,]$ $p_{max}=1,6[MPa]$) zainstalowany pomiędzy reduktorem ciśnienia gazu a zespołem wtryskiwaczy. Z uwagi na znaczną różnicę średnicy przepływowej gazomierza oraz przewodu gazowego zasilającego wtryskiwacze, bezpośrednio przed i za gazomierzem wykonano odpowiednie stopniowanie średnicy przewodu, w celu wyeliminowania zaburzeń przepływu. Gazomierz był wyposażony w nadajnik impulsów, które odbierał przelicznik MacBAT/2COM. Przelicznik ten na podstawie zliczanych impulsów oraz pomiaru ciśnienia i temperatury

gazu bezpośrednio przed gazomierzem, a także wprowadzonego do pamięci składu molowego gazu, obliczał objętościowe natężenie przepływu w odniesieniu do warunków normalnych [Nm³/h] według zależności:

$$V_n = \frac{V_1}{Z} \cdot \frac{p_1}{p_n} \cdot \frac{T_n}{T_1}$$
(8.2)

gdzie:

$V_n [Nm^3]$ -	objętość gazu w warunkach normalnych
$V_{1}[m^{3}]$ -	zmierzona objętość gazu
Z[-] -	względny współczynnik ściśliwości gazu
$p_n [kPa]$ -	ciśnienie w warunkach normalnych $(p_n = 101,325 [kPa])$
$p_1 [kPa]$ -	ciśnienie absolutne gazu przed gazomierzem
$T_n[K]$ -	temperatura bezwzględna w warunkach normalnych $(T_n = 273, 15 [K])$
$T_{1}[K]$ -	temperatura bezwzględna gazu

Współczynnik ściśliwości Z był obliczany automatycznie przez przelicznik MacBAT wg ZN-G-4004:1995.

8.1.3. Pomiar toksyczności spalin

Do analizy składu spalin w układzie wylotowym silnika wykorzystano zestaw analizatorów SIGNAL. W jego skład wchodziły analizatory:

- tlenku węgla CO analizator na podczerwień (NDIR),
- niespalonych węglowodorów THC analizator płomieniowo-jonizacyjny (FID),
- tlenków azotu NO_x analizator chemiluminescencyjny (CLD).

Przed rozpoczęciem badań przeprowadzono kalibrację analizatorów z użyciem wymaganych gazów wzorcowych: CO/N₂, NO/N₂, powietrze SA, N₂, CH₄/SA, H₂/He.

Do pomiaru stężenia dwutlenku węgla w spalinach CO_{2w} wykorzystano analizator AI9600 produkcji RADIOTECHNIKA, który mierząc jednocześnie stężenie CO, THC, NOx i O₂ pozwalał na określenie wartości współczynnika nadmiaru powietrza mieszanki paliwowopowietrznej zasilającej silnik. Skład mieszanki był również określany poprzez pomiar napięcia sondy lambda. Znajomość charakterystyki napięciowej zastosowanej sondy lambda pozwalała na określenie składu mieszanki zasilającej silnik.

$$\lambda = f(U_s) \tag{8.3}$$

gdzie:

 $U_{s}[mV]$ - napięcie sondy lambda



Rys. 8.1. Charakterystyka napięciowa stosowanej sondy lambda

8.1.4. Pomiar parametrów recyrkulacji spalin

Silnik 4CTi94D w pierwotnej konstrukcji (ZS) był wyposażony w układ zewnętrznej recyrkulacji spalin. Pozwoliło to na wykorzystanie istniejącego miejsca poboru spalin z układu wylotowego 4-tego cylindra, przed turbosprężarką. Zastosowano ręczny zawór EGR oraz chłodnicę woda-spaliny, poprzez którą wprowadzano spaliny recyrkulacji do układu dolotowego za przepustnicę. Schemat układu recyrkulacji silnika badawczego 4CTi94CNG przedstawiono na rys. 8.2.

Zastosowany zawór EGR pozwalał na precyzyjną regulację wydatku recyrkulowanych spalin. Czynnikiem chłodzącym w chłodnicy EGR była woda bieżąca.

Temperaturę recyrkulowanych spalin określano za pomocą czujnika rezystancyjnego Pt100 (0÷400[°C]). W celu wyznaczenia stopnia recyrkulacji X_{EGR} wykorzystano metodę pomiarową opartą na zasadzie porównania stężenia dwutlenku węgla w układzie wylotowym silnika CO_{2w} ze stężeniem dwutlenku węgla w układzie dolotowym CO_{2d} , za miejscem wprowadzania spalin recyrkulacji (rys. 8.2). Stopień recyrkulacji określano z zależności:

$$X_{EGR} = \frac{CO_{2d}}{CO_{2w} - CO_{2d}} \cdot 100 \,[\%]$$
(8.4)

Do pomiaru stężenia CO_{2w} i CO_{2d} wykorzystano analizator spalin AI-9600 krajowej produkcji RADIOTECHNIKA. Z uwagi na podciśnienie panujące w układzie dolotowym silnika, pobór próbki gazów był wspomagany sprężarką, pracującą jako pompa, która pobierała próbkę z kolektora dolotowego i dostarczała ją do analizatora. W celu zachowania czystości pobieranych próbek stosowano bezsmarową sprężarkę JUN-AIR model 200.

8.2. Charakterystyka paliwa gazowego stosowanego podczas badań

Paliwem wykorzystywanym podczas badań był wysokometanowy gaz ziemny przewodowy GZ-50. Magazynowano go w stalowych zbiornikach ciśnieniowych, po sprężeniu do ciśnienia 20 [MPa] za pomocą bezsmarowej sprężarki gazu ziemnego CNG produkcji FUELMAKER. Skład gazu oraz jego podstawowe właściwości przedstawiono w tabeli 8.1 i 8.2.

Lp.	Nazwa składnika	Wzór chemiczny	Jednostka	Zawartość składnika
1.	Metan	CH_4		94,95
2.	Etan	C ₂ H ₆		1,08
3.	Propan	C ₃ H ₈		0,33
4.	n – Butan	n-C ₄ H ₁₀		0,07
5.	i – Butan	i-C ₄ H ₁₀		0,05
6.	n – Pentan	n-C ₅ H ₁₂		0,01
7.	i – Pentan	i-C ₄ H ₁₀	[% mol]	0,02
8.	neo – Pentan	neo-C ₅ H ₁₂		0,00
9.	Suma C6+	Σ C6+		0,03
10.	Tlen	O ₂		0,02
11.	Dwutlenek węgla	CO_2		0,71
12.	Azot	N ₂		2,74
	Razem			100,00

Tabela 8.1. Skład gazu ziemnego zastosowanego jako paliwo w badaniach doświadczalnych [9]

 Tabela 8.2. Pozostałe właściwości zastosowanego paliwa gazowego [9]

Lp.	Parametr	Oznaczenie lub symbol	Jednostka miary	Wartość
1.	Ciepło spalania	Q_c	[MJ/Nm ³] [MJ/kg]	39,231 51,892
2.	Wartość opałowa	W_{d}	[MJ/Nm ³] [MJ/kg]	35,372 46,788
3.	Gęstość w warunkach normalnych	$ ho_{g}$	[kg/Nm ³]	0,756
4.	Gęstość względna	Δ	-	0,586
5.	Współczynnik ściśliwości	Ζ	-	0,9980
6.	Liczba Wobbego	W_B	[MJ/Nm ³]	51,248
7.	Stała stechiometryczna	L_o	[Nm ³ _{pal} /Nm ³ _{pow}]	9,401
8.	CO ₂ wyprodukowane przy spalaniu	-	[Nm ³ /Nm ³]	0,999









79

8.3. Metodyka badań

Badania silnikowe rozpoczęto od sporządzenia charakterystyki zewnętrznej silnika o zapłonie samoczynnym 4CTi94D, dla eksploatacyjnych ustawień aparatury wtryskowej, wynikających z dopuszczalnego zadymienia spalin. Następnie po adaptacji silnika do zasilania gazem ziemnym, sporządzono jego charakterystykę zewnętrzną, dla optymalnego ze względu na maksymalny moment obrotowy kąta wyprzedzenia zapłonu oraz dla stechiometrycznego składu mieszanki paliwowo-powietrznej, zapewniającego prawidłową pracę utleniająco-redukującego reaktora katalitycznego. Sporządzone charakterystyki pozwoliły na porównanie przebiegu zmian wartości momentu obrotowego, mocy oraz zużycia paliwa dla obu wersji silnika.

Badania wpływu recyrkulacji spalin na parametry robocze silnika ZI zasilanego gazem ziemnym podzielono na cztery grupy:

- I. Badania wpływu obciążenia i prędkości obrotowej na zużycie paliwa, skład i temperaturę spalin silnika przy różnych stopniach recyrkulacji i temperaturach recyrkulowanych spalin
- II. Badania wpływu stopnia recyrkulacji i chłodzenia recyrkulowanych spalin na obciążenie silnika, zużycie paliwa oraz skład i temperaturę spalin przy stałej prędkości obrotowej
- III. Badania wpływu kąta wyprzedzenia zapłonu na skład i temperaturę spalin silnika pracującego przy różnych stopniach recyrkulacji
- IV.Badania wpływu składu mieszanki paliwowo-powietrznej na składi temperaturęspalin silnika pracującego przy różnych stopniach recyrkulacji

W celu realizacji badań silnik został wyposażony w układ zewnętrznej recyrkulacji spalin z możliwością regulacji wydatku oraz chłodzeniem recyrkulowanych spalin w wymienniku ciepła woda-spaliny. Konstrukcja wymiennika ciepła EGR pozwalała uzyskać maksymalnie 35 % spadek temperatury recyrkulowanych spalin.

Badania pierwszej grupy przeprowadzono w następujący sposób: dla ustalonych parametrów punktu pomiarowego ($n_s = const$ i $p_e = const$) stopniowo zwiększano stopień recyrkulacji spalin X_{EGR} . Skład mieszanki paliwowo-powietrznej λ oraz kąt wyprzedzenia zapłonu α_z miały stałą wartość. Ze względu na spadek obciążenia, jaki towarzyszył zwiększaniu ilości recyrkulowanych spalin, w celu utrzymania założonych stałych wartości prędkości obrotowej i obciążenia, stopniowo zwiększano otwarcie przepustnicy φ_p . Jednak podczas pomiarów przy małych obciążeniach oraz małych

predkościach obrotowych, ze względu na spowalnianie procesu spalania w wyniku obecności recyrkulowanych spalin, konieczne było, dla utrzymania stałej wartości prędkości obrotowej i obciążenia silnika, zwiększanie kąta wyprzedzenia zapłonu wraz ze wzrostem X_{EGR} . Badania wpływu chłodzenia recyrkulowanych spalin na parametry robocze silnika, przeprowadzono w dwóch punktach pomiarowych, wykonując pomiary bez oraz z chłodzeniem recyrkulowanych spalin.

Parametry punktów pomiarowych dla badań grupy I przedstawiono na tle pola pracy silnika na rys. 8.4.



Rys. 8.4. Parametry punktów pomiarowych dla badań I grupy

Badania II grupy polegały na określeniu wpływu stopnia recyrkulacji oraz chłodzenia recyrkulowanych spalin na obciążenie silnika, przy stałej prędkości obrotowej oraz stałym otwarciu przepustnicy ($n_s = const$ i $\varphi_p = const$). Przeprowadzono je w następujący sposób: po ustaleniu prędkości obrotowej n_s oraz obciążenia p_e , stopniowo zwiększano ilość recyrkulowanych spalin. Ze względu na spadek prędkości obrotowej jaki towarzyszył zwiększaniu stopnia recyrkulacji, odpowiednio zmniejszano obciążenie silnika, aby utrzymać zadaną wartość prędkości obrotowej przy stałym otwarciu przepustnicy $\varphi_{p} = const$. Kąt wyprzedzenia zapłonu α_{z} oraz skład mieszanki paliwowo-powietrznej λ miały stałe wartości.

Parametry punktów pomiarowych przedstawiono na rys. 8.5.





Rys. 8.5. Parametry punktów pomiarowych dla badań II grupy

Badania III grupy polegały na określeniu wpływu kąta wyprzedzenia zapłonu α_z na toksyczność i temperaturę spalin przy różnych stopniach recyrkulacji spalin X_{EGR} . Pomiary wykonano w dwóch punktach pracy silnika dla stałej wartości współczynnika nadmiaru powietrza λ bez chłodzenia recyrkulowanych spalin.

Parametry punktów pomiarowych przedstawiono na rys. 8.6.





Celem badań IV grupy było określenie wpływu składu mieszanki paliwowopowietrznej λ na toksyczność i temperaturę spalin silnika przy różnych stopniach recyrkulacji spalin X_{EGR} . Skład mieszanki palnej zmieniano od mieszanek bogatych w kierunku maksymalnie ubogich, przy których praca silnika była jeszcze stabilna. Pomiary wykonano w dwóch punktach pracy silnika przy stałych wartościach kąta wyprzedzenia zapłonu α_z i bez chłodzenia recyrkulowanych spalin.

Parametry punktów pomiarowych przedstawiono na rys. 8.7.



Rys. 8.7. Parametry punktów pomiarowych dla badań IV grupy



9. Wyniki badań doświadczalnych i ich analiza

9.1. Wpływ obciążenia i prędkości obrotowej na pracę silnika z recyrkulacją spalin

Badania zostały przeprowadzone przy stałej prędkości obrotowej silnika i stałym obciążeniu. Skład mieszanki paliwowo-powietrznej oraz kąt wyprzedzenia zapłonu miały stałe wartości. Pomiary wykonano dla sześciu różnych warunków pracy silnika:

a) $n_s = 2000 \text{ [obr/min]}, p_e = 2,5 \text{ [bar]}, \lambda = 1,000 \pm 0,003, \alpha_z \neq \text{const}$

b)
$$n_s = 2500 \text{ [obr/min]}, p_e = 2,5 \text{ [bar]}, \lambda = 1,000\pm0,003, \alpha_z = 25 \text{ [°OWK]} \text{ przed GMP}$$

- c) $n_s = 2500 \text{ [obr/min]}, p_e = 5.0 \text{ [bar]}, \lambda = 1.000 \pm 0.003, \alpha_z = 25 \text{ [°OWK]} \text{ przed GMP}$
- d) $n_s = 2500 \text{ [obr/min]}, p_e = 7,5 \text{ [bar]}, \lambda = 1,000 \pm 0,003, \alpha_z = 25 \text{ [°OWK]} \text{ przed GMP}$
- e) $n_s = 3500 \text{ [obr/min]}, p_e = 1,2 \text{ [bar]}, \lambda = 1,000 \pm 0,003, \alpha_z \neq \text{const}$
- f) $n_s = 3500 \text{ [obr/min]}, p_e = 5,0 \text{ [bar]}, \lambda = 1,000 \pm 0,003, \alpha_z = 25 \text{ [°OWK]} \text{ przed GMP}$

Stopień recyrkulacji spalin zmieniano od zera do największego możliwego do uzyskania zanieczyszczenia świeżego ładunku spalinami, przy którym praca silnika była jeszcze stabilna. Ponieważ ze wzrostem stopnia recyrkulacji spalin występował spadek obciążenia silnika, to w celu utrzymania stałej wartości prędkości obrotowej i obciążenia silnika, wraz ze wzrostem stopnia recyrkulacji zwiększano kąt otwarcia przepustnicy. Stwierdzono również, że przy niskich prędkościach obrotowych i małych obciążeniach praca silnika stawała się niestabilna. Dla poprawy stabilności zwiększano wtedy kąt wyprzedzenia zapłonu wraz ze wzrostem stopnia recyrkulacji spalin.

W celu określenia wpływu temperatury recyrkulacji na parametry robocze silnika wykonano dwie serie pomiarów bez i z chłodzeniem recyrkulowanych spalin.

Odpowiednie dane zestawiono w tabelach od 9.1 do 9.6.

				W	ielkości	zmierzor	ne			Wielkości obliczone				
	Lp.	α _z [°OWK] p.GMP	CO _{2 d} [%]	CO _{2 w} [%]	THC _w [ppm]	NO _{x w} [ppm]	CO _w [%]	T _s [°C]	Q _n [Nm ³ /h]	X _{EGR} [%]	G _e [kg/h]	g _e [g/kWh]		
	1.	25	0,0	11,5	154	1327	1,02	550	6,1	0,0	4,6	423,1		
z ia	2.	25	0,4	11,6	153	737	0,90	567	6,1	3,6	4,6	422,7		
, be zen	3.	27	0,5	11,4	152	527	0,90	570	6,1	4,6	4,6	422,5		
fod	4.	30	0,7	11,5	159	291	0,86	577	6,1	6,5	4,6	422,6		
Е	5.	31	0,8	11,4	160	236	0,87	587	6,2	7,5	4,7	428,5		
	6.	34	1,0	11,5	174	185	0,83	588	6,3	9,5	4,8	435,5		

Tabela 9.1. Skład i temperatura spalin oraz zużycie paliwa w zależności od stopnia recyrkulacji spalin ($n_s = 2000$ [obr/min], $p_e = 2,5$ [bar], $\lambda = 1,000\pm0,003$)

Tabela 9.2. Skład i temperatura spalin oraz zużycie paliwa w zależności od stopnia recyrkulacji spalin (n_s = 2500 [obr/min], p_e = 2,5 [bar], λ = 1,000±0,003, α_z = 25 [°OWK] przed GMP)

				Wiell	kości zmi	erzone			Wielkości obliczone				
	Lp.	CO _{2 d} [%]	CO _{2 w} [%]	THC _w [ppm]	NO _{x w} [ppm]	CO _w [%]	T₅ [°C]	Q _n [Nm ³ /h]	X _{EGR} [%]	G _e [kg/h]	g _e [g/kWh]		
ez ia	1.	0,0	11,1	155	1488	1,02	571	8,36	0,0	6,3	382,0		
<pre>< be</pre>	2.	0,4	11,2	153	1084	0,98	580	8,37	3,7	6,3	381,2		
fod:	3.	0,6	11,3	155	639	0,95	592	8,38	5,6	6,3	383,8		
H ch	4.	1,1	11,5	159	350	0,76	601	8,81	10,6	6,6	400,2		
	5.	1,4	11,6	172	8,82	13,7	6,7	407,6					

Tabela 9.3. Skład i temperatura spalin oraz zużycie paliwa w zależności od stopnia recyrkulacji spalin (n_s = 2500 [obr/min], p_e = 5,0 [bar], λ = 1,000±0,003, α_z = 25 [°OWK] przed GMP)

1					Wielkośc	i zmierzo	ne			Wiell	cości ob	liczone
	Lp.	CO _{2 d} [%]	CO _{2 w} [%]	THC _w [ppm]	NO _{x w} [ppm]	CO _w [%]	T _{EGR} [°C]	T _s [°C]	Q _n [Nm ³ /h]	X _{EGR} [%]	G _e [kg/h]	g _e [g/kWh]
	1.	0,0	11,2	128	2901	1,02	52	588	12,08	0,0	9,1	333,5
ia.	2.	0,3	11,4	137	2233	1,03	95	611	11,85	2,7	9,0	326,7
t bez zeni	3.	0,6	11,5	146	1300	1,02	162	629	11,84	5,5	9,0	326,0
3GR hod	4.	1,0	11,5	151	747	1,01	198	662	11,85	9,5	9,0	326,1
с п	5.	1,2	11,6	157	498	1,05	259	657	11,86	11,5	9,1	326,3
	6.	1,6	11,7	166	341	1,15	309	657	12,19	15,8	9,2	335,3
	7.	0,0	11,2	129	2904	1,02	52	587	12,18	0,0	9,1	333,9
z nien	8.	0,4	11,3	135	1447	1,04	81	609	11,84	3,7	9,0	326,9
GR z dzeni	9.	0,9	11,4	142	803	1,01	120	629	11,74	8,6	8,9	322,8
E E	10.	1,1	11,5	150	465	1,00	184	662	11,84	10,6	9,0	326,7
5	11.	1,4	11,4	159	313	1,00	230	657	12,20	14,0	9,2	336,0

Tabela 9.4. Skład i temperatura spalin oraz zużycie paliwa w zależności od stopnia recyrkulacji spalin (n_s = 2500 [obr/min], p_e = 7,5 [bar], λ = 1,000±0,003, α_z = 25 [°OWK] przed GMP)

				Wiell	cości zmi	erzone			Wielkości obliczone				
	Lp.	CO _{2 d} [%]	CO _{2 w} [%]	THC _w [ppm]	NO _{x w} [ppm]	CO _w [%]	T₅ [°C]	Q _n [Nm ³ /h]	X _{EGR} [%]	G _e [kg/h]	g _e [g/kWh]		
	1.	0,0	11,2	116	3974	1,03	602	16,51	0,0	12,5	303,6		
z ia	2.	0,3	11,3	118	3031	1,03	625	16,37	2,7	12,4	300,6		
be	3.	0,7	11,5	119	1928	1,01	643	16,37	6,5	12,4	300,2		
fod GR	4.	1,0	11,5	127	1227	1,01	677	16,52	9,5	12,5	303,0		
Е	5.	1,4	11,6	135	786	1,03	672	16,75	13,7	12,7	307,2		
	6.	1,8	11,7	147	17,01	18,2	12,9	311,7					

				W	ielkości	zmierzor	ne			Wielkości obliczone				
	Lp.	α _z [°OWK] p.GMP	CO _{2 d} [%]	CO _{2 w} [%]	THC _w [ppm]	NO _{x w} [ppm]	CO _w [%]	T _s [°C]	Q _n [Nm ³ /h]	X _{EGR} [%]	G _e [kg/h]	g _e [g/kWh]		
	1.	25	0,0	11,0	142	1196	1,25	551	7,81	0,0	5,9	656,2		
_	2.	25	0,2	11,0	139	716	1,30	570	7,83	1,9	5,9	650,2		
ez enia	3.	25	0,4	11,1	157	311	1,09	572	7,82	3,7	5,9	651,5		
iR t odze	4.	27	0,6	11,4	150	177	1,05	592	7,84	5,6	5,9	652,6		
EG ihte	5.	29	0,9	11,5	161	106	0,89	595	8,16	8,5	6,2	677,2		
5	6.	32	1,2	11,5	183	93	0,98	597	9,02	11,7	6,8	755,5		
	7.	35	1,4	11,4	313	100	1,44	591	9,24	14,0	7,0	781,8		

Tabela 9.5. Skład i temperatura spalin oraz zużycie paliwa w zależności od stopnia recyrkulacji spalin ($n_s = 3500$ [obr/min], $p_e = 1,2$ [bar], $\lambda = 1,000\pm0,003$)

Tabela 9.6. Skład i temperatura spalin oraz zużycie paliwa w zależności od stopnia recyrkulacji spalin (n_s = 3500 [obr/min], p_e = 5,0 [bar], λ = 1,000±0,003, α_z = 25 [°OWK] przed GMP)

				1	Wielkości	i zmierzo	ne			Wiell	kości ob	liczone
	Lp.	CO _{2 d} [%]	CO _{2 w} [%]	THC _w [ppm]	NO _{x w} [ppm]	CO _w [%]	T _{EGR} [°C]	T _s [°C]	Q _n [Nm ³ /h]	X _{EGR} [%]	G _e [kg/h]	g _e [g/kWh]
	1.	0,0	11,0	119	3921	1,03	58	602	21,92	0,0	16,6	430,0
	2.	0,2	11,1	123	3181	1,02	115	611	21,91	1,8	16,6	429,5
ez enia	3.	0,4	11,2	129	2410	1,02	175	635	21,76	3,7	16,5	425,8
iR b odze	4.	0,7	11,2	132	1761	1,01	209	654	21,92	6,7	16,6	428,9
Chłc	5.	1,0	11,4	135	1012	1,02	233	688	22,08	9,6	16,7	432,0
-	6.	1,3	11,5	147	674	1,04	279	683	22,24	12,7	16,8	435,2
	7.	1,7	11,5	169	461	1,06	361	676	22,56	17,3	17,1	441,1
	8.	0,0	11,0	119	3918	1,03	58	602	21,93	0,0	16,6	430,1
я	9.	0,2	11,1	121	2998	1,03	89	605	21,92	1,8	16,6	429,5
z niei	10.	0,4	11,1	127	2139	1,02	118	629	21,76	3,7	16,5	425,8
GR dze	11.	0,8	11,3	129	1597	1,01	146	652	21,77	7,6	16,5	425,9
E hło	12.	0,9	11,3	131	947	1,00	163	692	21,93	9,7	16,6	428,9
ch	13.	1,2	11,4	140	659	1,01	195	686	22,07	11,8	16,7	432,0
	14.	1,5	11,4	161	419	1,03	252	674	22,40	15,2	16,9	437,9

Na rysunkach od 9.1 do 9.6 przedstawiono wpływ stopnia recyrkulacji na skład i temperaturę spalin oraz zużycie paliwa. W dwóch punktach pracy silnika (rys. 9.3 i 9.6) pokazano wpływ chłodzenia recyrkulowanych spalin na parametry pracy silnika.

Jak widać, możliwy do uzyskania stopień recyrkulacji spalin wzrastał z powiększaniem obciążenia silnika. Przy prędkości obrotowej $n_s=2500$ [obr/min] wynosił on: $X_{EGR}=13,7$ [%] dla $p_e=2,5$ [bar] – rys. 9.2, $X_{EGR}=15,8$ [%] dla $p_e=5,0$ [bar] – rys. 9.3 i $X_{EGR}=18,2$ [%] dla $p_e=7,5$ [bar] – rys. 9.4. Natomiast przy prędkości obrotowej $n_s=3500$ [obr/min] maksymalna wartość stopnia recyrkulacji wynosiła: $X_{EGR}=14$ [%] dla $p_e=1,2$ [bar] – rys. 9.4 i $X_{EGR}=17,3$ [%] dla $p_e=5,0$ [bar] – rys. 9.6. Ponadto istotny wpływ



Rys. 9.1. Wpływ stopnia recyrkulacji spalin na zużycie paliwa oraz skład i temperaturę spalin



Rys. 9.2. Wpływ stopnia recyrkulacji spalin na zużycie paliwa oraz skład i temperaturę spalin



Rys. 9.3. Wpływ chłodzenia i stopnia recyrkulacji spalin na zużycie paliwa oraz skład i temperaturę spalin



Rys. 9.4. Wpływ stopnia recyrkulacji spalin na zużycie paliwa oraz skład i temperaturę spalin



Rys. 9.5. Wpływ stopnia recyrkulacji spalin na zużycie paliwa oraz skład i temperaturę spalin



Rys. 9.6. Wpływ chłodzenia i stopnia recyrkulacji spalin na zużycie paliwa oraz skład i temperaturę spalin

wywierała również prędkość obrotowa silnika, gdyż przy tym samym obciążeniu, pe=5,0 [bar], maksymalny stopień recyrkulacji wynosił: X_{EGR}=15,8 [%] dla n_s=2500 [obr/min] i X_{EGR}=17,8 [%] dla n_s=3500 [obr/min].

Uzyskane wyniki badań można zinterpretować następująco:

Maksymalna ilość spalin, jaką można ponownie wprowadzić do cylindra nie jest stała. Wraz ze wzrostem obciążenia silnika, większy był możliwy do osiągnięcia stopień recyrkulacji. Przy małych obciążeniach w celu zachowania równomiernej, prawidłowej pracy silnika, konieczne było zwiększanie kąta wyprzedzenia zapłonu wraz ze wzrostem ilości recyrkulowanych spalin. Graniczną ich wartością było występowanie zjawiska tzw. wypadania zapłonów, czyli okresowego braku zapłonu w poszczególnych cylindrach silnika. Objawiało się to nierównomierną pracą silnika oraz wysoką emisją niespalonych weglowodorów. Zaobserwowano, że wraz ze wzrostem obciążenia silnika, mniejsze było niekorzystne oddziaływanie recyrkulacji na przebieg procesu spalania. Również ze wzrostem prędkości obrotowej możliwe było uzyskanie większych stopni recyrkulacji. Można sądzić, ze większa intensywność turbulencji oraz większa prędkość spalania, charakterystyczne dla dużych obciążeń i prędkości obrotowych [3], w mniejszym stopniu pozwalają na zaburzenie procesu spalania przez recyrkulowane spaliny. Dlatego w tych warunkach pracy silnika było możliwe uzyskiwanie dużych stopni recyrkulacji spalin bez konieczności zwiększania kąta wyprzedzenia zapłonu. Zatem można stwierdzić, że recyrkulacja spalin jest korzystna w warunkach wysokich obciążeń i prędkości obrotowych. Stopień recyrkulacji musi być dobrany do warunków pracy silnika.

We wszystkich badanych warunkach pracy silnika stwierdzono wzrost temperatury spalin wraz z powiększeniem stopnia recyrkulacji. Jednak największe przyrosty temperatury spalin opuszczających cylinder stwierdzono przy wartościach stopniach recyrkulacji $X_{EGR}=10\div12$ [%], a wartość tych przyrostów wynosiła 5÷17 %. Dla tych wartości stopnia recyrkulacji zauważono, że stężenie tlenku wegla w spalinach osiaga najmniejsze wartości. Przy większych ilościach spalin wprowadzanych ponownie do cylindra stwierdzono pewną stabilizację, a nawet spadek temperatury spalin i wzrost stężenia CO. Zależności te można uzasadnić spowolnieniem procesu spalania mieszaniny gazowo-powietrznej i wydłużeniem się tego procesu na suw rozprężania, co ma miejsce przy wartościach stopnia recyrkulacji X_{EGR}=10÷12 [%]. Natomiast stabilizowanie się temperatury spalin dla większych wartości X_{EGR}, może być uzasadnione dużymi stratami cieplnymi wskutek przedłużającego się spalania (wzrost ilości ciepła oddawanego do ścianek cylindra), jak i niezupełnego spalania gazu, wskutek malejącej ilości tlenu dostępnego w strefie płomienia. Spowolnienie procesu spalania powoduje jego przesunięcie w kierunku suwu rozprężania. Nie jest to korzystne ze względu na spadek sprawności cieplnej obiegu pracy silnika. Okres spalania o najwyższych temperaturach odbywa się wówczas przy odsłoniętej znacznej powierzchni ścianek cylindra, czego efektem jest wzrost ilości ciepła odprowadzanego do układu chłodzenia silnika, kosztem ciepła wykorzystywanego na pracę mechaniczną.

Zawartość niespalonych węglowodorów wykazuje łagodny wzrost przy niewielkich stopniach recyrkulacji, ale po przekroczeniu pewnej granicznej wartości tego parametru wzrost ten jest silny. Takie przebiegi krzywych THC można uzasadnić gaszącym oddziaływaniem chłodnych ścianek komory spalania lub lokalnym niedoborem tlenu spowodowanym np. zanieczyszczeniem świeżego ładunku recyrkulowanymi spalinami. Wśród niespalonych węglowodorów w spalinach silnika zasilanego gazem ziemnym główną część stanowi metan. Jest on jednym z sześciu gazów cieplarnianych, których emisje, zgodnie z Protokołem Kioto, mają być objęte kontrolą. Czas życia metanu w atmosferze jest relatywnie krótki (ok. 12 lat w stosunku do 114 lat dla N₂O i 5÷200 lat dla CO₂), natomiast jego potencjał cieplarniany jest ok. 21 razy większy niż dla CO₂ [20]. Dlatego wzrost jego stężenia w spalinach silnika jest szczególnie niekorzystny.

We wszystkich badanych warunkach pracy silnika stwierdzono spadek stężenia tlenków azotu w spalinach wraz ze wzrostem stopnia recyrkulacji. Potwierdziło to znane w silnikach ZI i ZS zasilanych paliwami konwencjonalnymi zależności. Przy dużych obciążeniach silnika (p_e=7,5 [bar] i p_e=5,0 [bar]) zauważono, stopień recyrkulacji X_{EGR}=10 [%] pozwala na około 75 % redukcję stężenia NO_x w spalinach. Wpływ recyrkulacji na osłabienie tworzenia się tych związków można uzasadnić przede wszystkim zmniejszeniem obecności tlenu w strefie spalania i obniżeniem temperatur w cylindrze.

Ponadto zauważono, że niekorzystny wpływ recyrkulacji spalin na spadek obciążenia silnika maleje wraz ze wzrostem prędkości obrotowej i obciążenia silnika. Skutkiem tego było ograniczenie konieczności zwiększania otwarcia przepustnicy wraz ze wzrostem stopnia recyrkulacji spalin w celu utrzymania stałego obciążenia silnika podczas wykonywania badań przy dużych obciążeniach i wysokich prędkościach obrotowych. Na rys. 9.7 przedstawiono porównanie przebiegu zmian otwarcia przepustnicy i podciśnienia w kolektorze dolotowym przy różnych stopniach recyrkulacji i obciążeniach silnika.



Rys. 9.7. Wymagane otwarcia przepustnicy i podciśnienie w kolektorze dolotowym przy różnych stopniach recyrkulacji spalin.

Z rysunku 9.7 wynika, że przy większym obciążeniu silnika mniejsze było dodatkowe zwiększenie otwarcia przepustnicy w celu utrzymania stałego obciążenia silnika wraz ze wzrostem stopnia recyrkulacji spalin. Spadek podciśnienia wynikał w obu przypadkach z oddławienia silnika w wyniku otwarcia układu recyrkulacji spalin i zwiększania otwarcia przepustnicy.

Mniejsza wrażliwość silnika na zanieczyszczenie ładunku recyrkulowanymi spalinami przy wysokich prędkościach obrotowych i obciążeniach wynika z większych turbulencji i prędkości utleniania paliwa charakterystycznych dla tych warunków pracy silnika.

Dla niektórych obciążeń i prędkości obrotowych silnika, przy małych stopniach recyrkulacji, stwierdzono spadek godzinowego i jednostkowego zużycia paliwa. Można to przypisywać zjawisku wzrostu sprawności cieplnej obiegu silnika, na wskutek zmiany średniej temperatury doprowadzania ciepła do obiegu.

9.2. Wpływ stopnia recyrkulacji i chłodzenia recyrkulowanych spalin na skład spalin, zużycie paliwa i obciążenie silnika

Pomiary wykonano przy stałej prędkości obrotowej silnika wynoszącej 2500 [obr/min], stałym otwarciu przepustnicy, stałej wartości kąta wyprzedzenia zapłonu wynoszącej 25 [°OWK] przed GMP i stałym, stechiometrycznym składzie mieszanki paliwowopowietrznej. Wykonano dwie serie pomiarów, dla dwóch różnych wartości początkowego obciążenia silnika, które wyrażone przez średnie ciśnienie efektywne wynosiło odpowiednio: 5,5 [bar] oraz 3,0 [bar]. Otwarcie przepustnicy wynosiło wtedy odpowiednio: 54 [%] i 44 [%] całkowitego otwarcia. Podobnie jak poprzednio, stopień recyrkulacji zmieniano od zera do maksymalnego, możliwego do uzyskania w danych warunkach pracy silnika, zanieczyszczenia świeżego ładunku recyrkulowanymi spalinami. Stosownie do wzrostu stopnia recyrkulacji spalin, w celu utrzymania stałej wartości prędkości obrotowej silnika przy danym otwarciu przepustnicy, zmianie ulegało obciążenie silnika. Każdą serię pomiarów przeprowadzono bez oraz z chłodzeniem recyrkulowanych spalin.

Odpowiednie dane zamieszczono w tabeli 9.7 i 9.8 oraz na rysunkach 9.8 i 9.9.

Otrzymane wyniki badań pozwalają na jednoznaczne porównanie wpływu chłodzenia recyrkulowanych spalin na parametry pracy silnika, ponieważ podczas wykonywania pomiarów nie ulegały zmianie żadne nastawy silnika. Jedynym zmienianym parametrem było obciążenie silnika, które zmniejszano stosownie do wzrostu stopnia recyrkulacji spalin, w celu utrzymania założonej prędkości obrotowej silnika.

Tabela 9.7. Skład i temperatura spalin oraz obciążenie silnika i zużycie paliwa w zależności od temperatury i stopnia recyrkulacji spalin (n_s = 2500 [obr/min], $\varphi_p = 44 \, [\%], \lambda = 1,000\pm 0,003, \alpha_z = 25 \, [^\circ\text{OWK}] \, \text{przed GMP}$)

					W	vielkości	i zmierzo	one				Wielkości obliczone				
	Lp.	F _H [kg]	T _d [°C]	CO _{2 d} [%]	CO _{2 w} [%]	THC _w [ppm]	NO _{x w} [ppm]	CO _w [%]	T₅ [°C]	Q _n [Nm ³ /h]	T _{EGR} [°C]	X _{EGR} [%]	p _e [bar]	G _e [kg/h]	g _e [g/kWh]	
	1.	23,61	36,0	0,0	11,3	129	1530	0,82	588	9,20	40	0,0	3,0	7,0	379,9	
z ia	2.	23,40	36,5	0,3	11,3	124	819	0,94	597	9,09	75	2,7	3,0	6,9	377,8	
t be zen	3.	21,85	36,8	0,6	11,4	126	370	1,02	606	8,98	118	5,6	2,8	6,8	398,9	
3GR Hod	4.	18,45	37,9	0,9	11,5	125	151	0,95	623	8,81	190	8,5	2,3	6,7	462,0	
ср ш	5.	13,05	38,0	1,2	11,6	217	77	0,90	643	8,77	250	11,5	1,7	6,6	650,0	
	6.	10,30	39,1	1,5	10,3	524	52	1,92	635	8,66	290	17,0	1,3	6,5	811,6	
ι	7.	23,54	36,1	0,0	11,3	129	1532	0,92	588	9,20	40	0,0	3,0	7,0	381,0	
z tien	8.	22,76	35,8	0,3	11,3	126	430	0,92	603	9,19	51	2,7	2,9	6,9	394,3	
JR Izer	9.	19,21	36,0	0,6	11,4	125	163	0,83	622	8,79	88	5,6	2,4	6,8	454,2	
of E	10.	13,90	38,2	1,0	11,4	142	84	0,84	639	8,82	155	9,6	1,8	6,7	613,8	
cl	11.	10,25	40,1	1,2	10,5	427	59	1,80	657	8,78	205	12,9	1,3	6,6	825,1	

					W	vielkośc	i zmierz	one				Wielkości obliczone				
	Lp.	F _H [kg]	T _d [°C]	CO _{2 d} [%]	CO _{2 w} [%]	THC _w [ppm]	NO _{x w} [ppm]	CO _w [%]	T _s [°C]	Q _n [Nm ³ /h]	T _{EGR} [°C]	X _{EGR} [%]	p _e [bar]	G _e [kg/h]	g _e [g/kWh]	
a	1.	43,60	36,6	0,0	11,3	141	2906	0,95	594	13,25	52	0,0	5,5	10,0	331,4	
zeni	2.	41,35	39,0	0,5	11,3	142	1970	1,08	600	13,02	98	4,6	5,3	9,9	341,7	
łodz	3.	39,90	40,7	0,9	11,5	158	811	1,02	608	12,75	150	8,5	5,1	9,6	344,5	
z ch	4.	36,80	41,4	1,1	11,6	163	492	1,04	618	12,37	190	10,5	4,7	9,4	361,6	
t be:	5.	32,31	41,3	1,6	11,6	171	229	1,05	628	12,12	260	16,0	4,1	9,2	403,7	
GG	6.	25,75	41,8	1,9	11,6	204	128	1,09	640	12,01	300	19,6	3,3	9,1	501,3	
I	7.	20,80	43,4	2,1	11,3	371	92	1,31	640	11,87	310	22,8	2,7	9,0	609,9	
	8.	43,10	38,8	0,0	11,3	140	2901	0,87	594	13,25	52	0,0	5,5	10,0	333,7	
ц	9.	43,03	40,2	0,4	11,3	138	1777	0,96	600	13,20	61	3,7	5,5	10,0	331,8	
R z enie	10.	40,70	42,8	0,8	11,3	157	837	0,94	605	13,19	90	7,6	5,2	10,0	347,9	
EG] odz	11.	37,15	44,0	1,2	11,4	154	308	0,94	620	13,12	160	11,8	4,8	9,9	377,9	
chł	12.	33,12	44,7	1,4	11,4	163	158	1,02	625	12,75	210	14,0	4,3	9,6	412,8	
	13.	26,08	46,0	1,7	11,2	276	93	1,19	641	12,62	214	17,9	3,4	9,5	517,2	

Tabela 9.8. Skład i temperatura spalin oraz obciążenie silnika i zużycie paliwa w zależności od temperatury i stopnia recyrkulacji spalin (n_s = 2500 [obr/min], $\varphi_p = 54 \, [\%], \lambda = 1,000 \pm 0,003, \alpha_z = 25 \, [^{\circ}OWK] \text{ przed GMP}$

Na podstawie otrzymanych wyników badań można stwierdzić, że chłodzenie spalin powracających do cylindra może intensyfikować procesy gaszenia palącej się mieszaniny gazowo-powietrznej, co w efekcie prowadzi do wzrostu stężenia niespalonych węglowodorów w spalinach silnika. Gaszące oddziaływanie chłodzenia recyrkulacji może być przyczyną obniżenia maksymalnego możliwego do osiągnięcia stopnia recyrkulacji spalin. Brak chłodzenia recyrkulacji pozwolił na osiągnięcie maksymalnego stopnia recyrkulacji większego o ok. 25 % niż przy chłodzeniu EGR. Widoczne na rys. 9.8 i 9.9 krzywe zmian temperatury spalin opuszczających cylinder silnika potwierdzają spowolnienie procesu spalania w wyniku chłodzenia recyrkulacji. Wolniejszy proces spalania powoduje jego przesunięcie w kierunku suwu rozprężania i w konsekwencji wzrost temperatury i ciśnienia spalin w chwili otwarcia zaworu wylotowego.

Jednocześnie można zauważyć, że przy chłodzeniu recyrkulacji maleje stopień wypalenia paliwa, co skutkuje wzrostem godzinowego i jednostkowego zużycia paliwa oraz stężenia niespalonych węglowodorów w spalinach. Potwierdza to teorię gaszącego oddziaływania chłodzenia EGR na proces spalania.

Natomiast można stwierdzić, że chłodzenie recyrkulowanych spalin korzystnie wpływa na redukcję stężenia tlenków azotu w spalinach. Może to wynikać z niższych temperatur procesu spalania w wyniku obniżenia temperatury zasysanego ładunku.



Rys. 9.8. Wpływ chłodzenia i stopnia recyrkulacji spalin na skład i temperaturę spalin, obciążenie silnika i zużycie paliwa



Rys. 9.9. Wpływ chłodzenia i stopnia recyrkulacji spalin na skład i temperaturę spalin, obciążenie silnika i zużycie paliwa

Spowolnienie procesu spalania poprzez chłodzenie recyrkulowanych spalin korzystnie oddziałuje na tworzenie się NO_x. Wg [32] całkowita ilość NO, głównego składnika NO_x, wywiązuje się w pierwszych 30 [°OWK] od chwili początku spalania i wykazuje bardzo silną zależność od temperatury. Zatem chłodzenie recyrkulacji dzięki obniżeniu temperatury zwłaszcza w początkowym okresie spalania ogranicza tworzenie się związków NO_x. Podobny efekt daje opóźnianie chwili zapłonu względem GMP.

Można zauważyć, że chłodzenie recyrkulowanych spalin przy niskich obciążeniach nasila wrażliwość silnika na spadek obciążenia w wyniku wzrostu stopnia recyrkulacji.



9.3. Wpływ kąta wyprzedzenia zapłonu na pracę silnika z recyrkulacją spalin

Badania przeprowadzono przy stałej prędkości obrotowej silnika wynoszącej 2500 [obr/min], dwóch różnych wartościach obciążenia oraz stałym, stechiometrycznym składzie mieszanki paliwowo-powietrznej. Obciążenia wyrażone przez średnie ciśnienie efektywne wynosiły odpowiednio: 2,5 [bar] oraz 4,0 [bar]. Pomiary wykonano dla trzech różnych wartości stopnia recyrkulacji spalin. Odpowiednie dane zestawiono w tabeli 9.9 i 9.10 oraz na rysunku 9.10 i 9.11.

Tabela 9.9. Skład i temperatura spalin w zależności wartości kąta wyprzedzenia zapłonu przy różnych stopniach recyrkulacji spalin ($n_s = 2500$ [obr/min], $p_e = 2,5$ [bar], $\lambda = 1,000\pm0,003$)

T		Wielkości obliczone						
Lp.	α _z [°OWK] p.GMP	CO _{2 d} [%]	CO _{2 w} [%]	THC _w [ppm]	NO _{x w} [ppm]	CO _w [%]	T _s [°C]	X _{EGR} [%]
1.	20	0,00	11,5	148	1022	1,03	596	0
2.	25	0,00	11,5	150	1502	1,03	589	0
3.	30	0,00	11,5	163	1950	1,19	581	0
4.	35	0,00	11,5	173	2348	1,21	573	0
5.	20	0,45	11,8	157	565	1,06	602	4
6.	25	0,45	11,7	167	937	1,08	592	4
7.	30	0,43	11,3	181	1360	1,32	582	4
8.	35	0,43	11,2	202	1655	1,47	573	4
9.	20	0,95	11,5	181	241	0,86	612	9
10.	25	0,95	11,5	187	402	0,91	605	9
11.	30	0,95	11,5	265	628	0,93	575	9
12.	35	0,93	11,3	450	714	1,1	562	9

Tabela 9.10. Skład i temperatura spalin w zależności wartości kąta wyprzedzenia zapłonu przy różnych stopniach recyrkulacji spalin ($n_s = 2500$ [obr/min], $p_e = 4,0$ [bar], $\lambda = 1,000\pm0,003$)

-		Wielkości obliczone						
Lp.	α _z [°OWK] p.GMP	CO _{2 d} [%]	CO _{2 w} [%]	THC _w [ppm]	NO _{x w} [ppm]	CO _w [%]	T _s [°C]	X _{EGR} [%]
1.	20	0,00	11,4	123	1929	0,94	603	0
2.	25	0,00	11,4	140	2630	1,02	596	0
3.	30	0,00	11,3	147	3100	1,20	589	0
4.	35	0,00	11,2	159	2680	1,24	583	0
5.	20	0,45	11,7	153	390	0,90	602	4
6.	25	0,45	11,6	155	680	0,95	595	4
7.	30	0,44	11,5	167	1038	1,10	584	4
8.	35	0,43	11,3	175	1470	1,30	574	4
9.	20	1,00	12,0	157	190	0,70	632	9
10.	25	0,99	11,9	164	349	0,70	609	9
11.	30	0,97	11,7	187	564	0,90	585	9
12.	35	0,95	11,5	488	619	1,08	578	9





Rys. 9.10. Wpływ kąta wyprzedzenia zapłonu na skład i temperaturę spalin przy różnych stopniach recyrkulacji spalin



Rys. 9.11. Wpływ kąta wyprzedzenia zapłonu na skład i temperaturę spalin przy różnych stopniach recyrkulacji spalin

Z rysunków tych wynika, że wzrost kąta wyprzedzenia zapłonu wykazuje taki sam wpływ na analizowane parametry pracy silnika, niezależnie od wartości stopnia recyrkulacji spalin. Zwiększenie kąta wyprzedzenia zapłonu powoduje spadek zawartości CO₂ w spalinach i zmniejszenie temperatury spalin. Jednocześnie wzrasta w spalinach stężenie THC, CO i NO_x.

Spadek temperatury spalin można przypisywać skróceniu okresu spalania, który w wyniku dużego kąta wyprzedzenia zapłonu jest w dużej mierze sprężany podczas spalania. Natomiast wzrost temperatury spalin przy powiększaniu stopnia recyrkulacji potwierdza teorię o oddziaływaniu recyrkulacji na spowolnienie procesu spalania i jego przesunięciu w kierunku suwu rozprężania. Wzrost stężenia tlenków azotu w spalinach z powiększaniem kąta wyprzedzenia zapłonu, jest wynikiem wzrostu temperatur procesu spalania. Zastosowanie recyrkulacji spalin ogranicza tą tendencję i pozwala na spalanie przy wcześniejszym początku zapłonu mieszanki paliwowo-powietrznej.

Można również zauważyć, że zależność stężenia NO_x od wartości kąta wyprzedzenia zapłonu jest najsilniejsza dla $X_{EGR}=0$ [%]. Ze wzrostem wartości stopnia recyrkulacji spalin zależność NO_x od α_z staje się słabsza. Podobne zależności uzyskano w badaniach doświadczalnych [16] przedstawionych na rys. 4.13.

104

9.4. Wpływ składu mieszanki paliwowo-powietrznej na toksyczność spalin silnika z recyrkulacją

Badania przeprowadzono w dwóch punktach pracy silnika, przy stałej prędkości obrotowej silnika wynoszącej 2300 i 3500 [obr/min], stałym obciążeniu, wyrażonym przez średnie ciśnienie efektywne, wynoszącym 2,3 i 5,0 [bar] i stałej wartości kąta wyprzedzenia zapłonu wynoszącej 22 i 25 [°OWK] przed GMP. Skład mieszanki paliwowo-powietrznej zmieniano zarówno w zakresie mieszanek bogatych $\lambda < 1$ jak i w zakresie możliwie największych do uzyskania mieszanek ubogich $\lambda > 1$.

Odpowiednie dane zestawiono w tabeli nr 9.11 i 9.12

Tabela 9.11. Skład i temperatura spalin w zależności od wartości współczynnika nadmiaru powietrza przy różnych stopniach recyrkulacji spalin ($n_s = 3500$ [obr/min], $p_e = 5.0$ [bar], $\alpha_z = 25$ [°OWK] przed GMP)

		Wielkości obliczone						
Lp.	λ[-]	CO _{2 d} [%]	CO _{2 w} [%]	THC _w [ppm]	NO _{x w} [ppm]	CO _w [%]	T _s [°C]	X _{EGR} [%]
1.	0,881	0,0	9,7	187	3406	3,96	581	0
2.	0,995	0,0	11,0	117	3938	1,04	600	0
3.	1,106	0,0	11,1	105	4324	0,91	608	0
4.	1,221	0,0	10,8	128	3914	0,72	605	0
5.	1,330	0,0	10,5	234	2985	0,41	591	0
6.	0,852	0,5	9,7	170	1793	3,72	621	5
7.	1,001	0,6	11,2	131	2090	1,02	643	5
8.	1,121	0,5	10,8	111	2439	0,83	655	5
9.	1,208	0,5	10,7	122	2204	0,61	651	5
10.	1,326	0,5	10,5	258	1831	0,52	621	5
11.	0,888	0,9	9,8	164	831	3,71	669	10
12.	0,997	1,1	11,4	137	1033	1,02	691	10
13.	1,118	1,0	10,4	120	1306	0,78	680	10
14.	1,230	1,0	10,3	175	1180	0,51	678	10
15.	1,301	1,0	10,1	234	981	0,38	651	10
16.	0,858	1,3	9,7	213	412	4,20	661	15
17.	1,006	1,5	11,5	154	539	1,05	681	15
18.	1,109	1,4	10,8	176	682	0,81	678	15
19.	1,203	1,4	10,3	303	598	0,56	661	15

Tabela 9.12. Skład i temperatura spalin w zależności od wartości współczynnika nadmiaru powietrza przy różnych stopniach recyrkulacji spalin (n_s = 2300 [obr/min], $p_e = 2,3$ [bar], $\alpha_z = 22$ [°OWK] przed GMP)

		Wielkości obliczone						
Lp.	λ[-]	CO _{2 d} [%]	CO _{2 w} [%]	THC _w [ppm]	NO _{x w} [ppm]	CO _w [%]	T _s [°C]	X _{EGR} [%]
1.	0,851	0,0	9,6	264	921	5,56	553	0
2.	0,950	0,0	11,4	201	1120	2,19	568	0
3.	1,000	0,0	11,6	188	1201	1,42	570	0
4.	1,100	0,0	11,4	167	1140	0,72	573	0
5.	1,220	0,0	10,3	368	889	0,28	564	0
6.	0,900	0,5	10,2	225	600	3,62	555	5
7.	0,992	0,5	11,2	178	657	1,51	573	5
8.	1,084	0,5	10,8	205	663	1,46	567	5
9.	1,150	0,5	10,3	368	601	0,31	560	5
10.	0,868	0,8	9,7	245	302	4,68	558	9
11.	0,915	0,9	10,6	203	250	3,10	569	9
12.	0,990	0,9	11,3	173	340	1,22	572	9
13.	1,078	0,9	11,1	255	366	0,53	566	9

Wyniki badań zaprezentowano w postaci graficznej na rys. 9.12 i 9.13.

Jak widać maksymalne możliwe do uzyskania zubożenie mieszanki palnej, przy której praca silnika była jeszcze stabilna, silnie zależy od stopnia recyrkulacji spalin. Wraz ze wzrostem stopnia recyrkulacji malało możliwe do osiągnięcia zubożenie mieszanki paliwowo-powietrznej w danych warunkach pracy silnika. Głównym tego powodem jest wpływ recyrkulowanych spalin na wzrost minimalnej energii potrzebnej do zainicjowania i rozprzestrzeniania się frontu płomienia procesu spalania.

Temperatura spalin T_s, zawartość CO₂ oraz NO_x w spalinach osiągały największe wartości dla mieszanek o składzie zbliżonym do stechiometrycznego. Wtedy też stwierdzono najmniejsze stężenia THC w spalinach, co można uzasadnić największą efektywnością spalania takich mieszanek, łączącą się z najwyższymi temperaturami. Jedynie zawartość CO w spalinach maleje ze wzrostem współczynnika nadmiaru powietrza, co wynika z większej zawartości tlenu w świeżym ładunku cylindra.

Ponadto widoczny jest silny wzrost stężenia THC w spalinach przy zasilaniu silnika mieszankami ubogimi, na skutek niezupełnego spalania paliwa, a nawet okresowego braku zapłonu w poszczególnych cylindrach silnika. Mogło to wynikać z własności komory spalania, która nie była w stanie wytwarzać zawirowania ładunku, co znacznie ułatwiłoby spalanie ubogich mieszanek paliwowo-powietrznych. Również nie bez znaczenia były tu parametry układu zapłonowego. Powszechnie wiadomo, że mieszanka





Rys. 9.12. Wpływ składu mieszanki paliwowo-powietrznej na skład i temperaturę spalin przy różnych stopniach recyrkulacji spalin



Rys. 9.13. Wpływ składu mieszanki paliwowo-powietrznej na skład i temperaturę spalin przy różnych stopniach recyrkulacji spalin
paliwowo-powietrzna o składzie bliskim stechiometrycznemu (λ=0,95÷0,97) ma najniższą energię zapłonu [41], a najwyższą prędkość propagacji płomienia [3,42].

Na nasuwające się po tej części badań pytanie, czy w silniku ZI z recyrkulacją spalin korzystne jest spalanie ubogich mieszanek gazowo-powietrznych, można odpowiedzieć następująco: spalanie ubogich mieszanek paliwowo-powietrznych w silniku ZI zasilanym gazem ziemnym z recyrkulacją spalin jest korzystne zwłaszcza ze względu na ograniczenie emisji tlenków azotu i tlenku węgla. Jednak zastosowanie tej metody zasilania silnika wymaga odpowiedniego doboru kształtu komory spalania i parametrów układu dolotowego, zapewniających duże zawirowanie ładunku, oraz układu zapłonowego o dużej energii wyładowania na elektrodach świecy zapłonowej.



10. Zbiorcze zestawienie wyników badań

Wpływ recyrkulacji spalin na analizowane parametry robocze silnika przedstawiono dodatkowo na wykresach, porównując wartość danego parametru dla silnika z recyrkulacją, z wartością parametru dla silnika bez recyrkulacji. Zmianę parametrów określono z zależności:

$$zmiany \ \phi = \left(\frac{\phi_{EGR} - \phi_{EGR=0}}{\phi_{EGR=0}}\right) \cdot 100\%$$
(10.1)

gdzie:

 ϕ_{EGR} - wartość parametru ϕ dla silnika z recyrkulacją

 $\phi_{EGR=0}$ - wartość parametru ϕ bez recyrkulacji

Wartość ujemna zmiany świadczy o redukcji wartości danego parametru wskutek oddziaływania recyrkulacji spalin, zaś zmiana dodatnia o wzroście jego wartości.



Rys. 10.1. Wpływ stopnia recyrkulacji spalin na zmiany stężenia tlenków azotu oraz niespalonych węglowodorów w spalinach silnika



Rys. 10.2. Wpływ stopnia recyrkulacji spalin na zmiany jednostkowego zużycia paliwa



Rys. 10.3. Wpływ stopnia recyrkulacji spalin na zmiany sprawności ogólnej i temperatury spalin

Na rys. 10.4 przedstawiono wpływ stopnia recyrkulacji spalin na maksymalne możliwe do uzyskania zubożenie mieszanki paliwowo-powietrznej w danych warunkach pracy silnika. Natomiast na rys. 10.5 przedstawiono wpływ obciążenia silnika na maksymalny możliwy do uzyskania stopień recyrkulacji spalin, przy którym praca silnika była jeszcze stabilna.





Rys. 10.4. Wpływ stopnia recyrkulacji spalin na maksymalne zubożenie mieszanki paliwowo-powietrznej



Rys. 10.5. Wpływ obciążenia silnika na maksymalny możliwy do uzyskania stopień recyrkulacji spalin

Zbiorcze zestawienie wyników badań pozwala wyciągnąć następujące wnioski z badań wpływu recyrkulacji spalin na parametry robocze silnika ZI zasilanego gazem ziemnym:

- Maksymalny możliwy do uzyskania stopień recyrkulacji zależy od prędkości obrotowej i obciążenia silnika. Jest tym większy im większe jest obciążenie i prędkość obrotowa silnika.
- Graniczną wartością stopnia recyrkulacji spalin jest występowanie zjawiska okresowego braku zapłonu w poszczególnych cylindrach silnika i związana z tym duża emisja niespalonych węglowodorów oraz duże zużycie paliwa.

- 3. Obecność recyrkulowanych spalin w świeżym ładunku cylindra silnika ogranicza powstawanie tlenków azotu NO_x. Redukcja NO_x jest gwałtowna i dla $X_{EGR} = 10$ [%] wynosi 60 %. Dla maksymalnego możliwego do uzyskania w danych warunkach pracy silnika stopnia recyrkulacji spalin redukcja stężenia NO_x w spalinach silnika osiąga wartości ok. 90 %.
- 4. Recyrkulacja spalin wpływa na wzrost zawartości niespalonych węglowodorów w spalinach, jednak stopień wzrostu zawartości THC w stosunku do spadku NO_x jest znacznie mniejszy. Dla X_{EGR}=16 [%] wzrost stężenia THC w spalinach wynosił ok. 30 %, podczas gdy spadek stężenia NO_x miał wartość ponad 80 %.
- 5. Dla niektórych wartości prędkości obrotowych i obciążeń silnika recyrkulacja spalin spowodowała spadek godzinowego i jednostkowego zużycia paliwa, a zatem wzrost sprawności ogólnej silnika. Zaobserwowano, że zaleta ta występuje dla małych i średnich wartości stopnia recyrkulacji spalin, a możliwy do uzyskania wzrost sprawności ogólnej silnika nie przekracza 2 %. Jedynie dla n_s = 2500 [obr/min] i p_e = 5,0 [bar] poprawa sprawności ogólnej występowała w całym zakresie $X_{EGR} = 0 \div 16$ [%] a jej maksymalna wartość wynosiła 3 %.
- 6. Dodatek recyrkulowanych spalin do świeżego ładunku cylindra powoduje spowolnienie procesu spalania. Jest to szczególnie widoczne przy małych obciążeniach i niskich prędkościach obrotowych silnika. Wymagało to zwiększania kąta wyprzedzania zapłonu w celu utrzymania stabilnej pracy silnika w tych warunkach.
- 7. Recyrkulacja spalin spowalniając proces spalania wpływa na wzrost temperatury spalin opuszczających cylinder silnika. Wzrost ten wynosił od kilku do kilkunastu procent w zależności od warunków pracy silnika. Jest to szczególnie istotne w silnikach turbodoładowanych, gdyż może być przyczyną nadmiernego obciążenia cieplnego turbosprężarki.

Wzrost temperatury spalin zwiększa stratę wylotowa co źle wpływa na ogólny bilans energetyczny silnika. Zastosowanie turbodoładowania pozwala wykorzystać większą energię spalin.

8. Maksymalne możliwe do uzyskania zubożenie mieszanki paliwowo-powietrznej zależy od stopnia recyrkulacji spalin. Jest ono tym większe im większe jest obciążenie i prędkość obrotowa silnika.

🖓 🔉 BIBLIOTEKA CYFROWA POLITECHNIKI KRAKOWSKIEJ

11. Podsumowanie i wnioski

W niniejszej rozprawie doktorskiej rozważono aspekty zastosowania recyrkulacji spalin w silniku o zapłonie iskrowym zasilanym gazem ziemnym. Przeprowadzona analiza teoretyczna oraz badania doświadczalne pozwoliły na uzyskanie licznych informacji źródłowych o pracy silnika ZI zasilanego gazem ziemnym z recyrkulacją spalin. Rozważania teoretyczne oraz obliczenia termodynamiczne wpływu recyrkulowanych spalin na proces tworzenia ładunku w silniku o zapłonie iskrowym zasilanym gazem ziemnym w połączeniu z badaniami doświadczalnymi, wykonanymi przy różnych prędkościach obrotowych i obciążeniach silnika, różnych wartościach współczynnika nadmiaru powietrza i kątach wyprzedzenia zapłonu, pozwoliły na wyjaśnienie i uzupełnienie nielicznych danych z literatury w odniesieniu do silnika zasilanego gazem ziemnym.

Uzyskane wyniki zarówno obliczeń termodynamicznych jak i badań doświadczalnych dają podstawę do sformułowania poznawczych i użytkowych wniosków pracy.

11.1. Wnioski poznawcze

Wnioski poznawcze niniejszej pracy dotyczą głównie wpływu stopnia recyrkulacji i chłodzenia recyrkulowanych spalin na parametry termodynamiczne ładunku cylindra oraz na parametry charakteryzujące obieg roboczy silnika o zapłonie iskrowym zasilanego gazem ziemnym.

Przeprowadzone obliczenia termodynamiczne pozwalają na sformułowanie następujących wniosków:

- 1. Recyrkulacja spalin w silniku ZI zasilanym gazem ziemnym powoduje wzrost ciepła właściwego ładunku cylindra. Rośnie ono zarówno ze wzrostem stopnia recyrkulacji jak i temperaturą recyrkulowanych spalin. Jedynie w zakresie temperatury recyrkulacji $T_{FGR} = 100 \div 150 | {}^{o}C |$ obserwuje się nieznaczny spadek ciepła właściwego ładunku ze wzrostem stopnia recyrkulacji spalin.
- 2. Obecność recyrkulowanych spalin w świeżym ładunku cylindra powoduje wzrost temperatury i ciśnienia końca procesu dolotu oraz końca procesu sprężania. Są one tym wyższe im większy jest stopień recyrkulacji i temperatura recyrkulowanych spalin.
- 3. Recyrkulowane spaliny stanowią dodatkowy ładunek cylindra silnika pracującego w warunkach obciążeń częściowych. Zatem przyczyniają się do wzrostu całkowitej masy ładunku cylindra. W warunkach pełnego obciążenia zastępują część świeżego ładunku, obniżając w ten sposób sprawność napełnienia.

Przeprowadzone badania silnikowe pozwalają na sformułowanie następujących wniosków poznawczych:

- 9. Maksymalny możliwy do uzyskania stopień recyrkulacji spalin zależy od prędkości obrotowej i obciążenia silnika. Jest tym większy, im większe jest obciążenie i prędkość obrotowa silnika. Jego graniczną wartością jest występowanie zjawiska okresowego braku zapłonu w poszczególnych cylindrach silnika, tzw. wypadania zapłonów, co skutkuje wysoką emisją niespalonych węglowodorów, dużym zużyciem paliwa i spadkiem sprawności ogólnej silnika.
- 10. Recyrkulacja spalin przy małych obciążeniach i małych prędkościach obrotowych wymaga zwiększania kąta wyprzedzenia zapłonu w celu utrzymania stabilnej pracy silnika.
- 11. Obecność recyrkulowanych spalin w świeżym ładunku cylindra silnika ogranicza powstawanie tlenków azotu NO_x. Redukcja NO_x ze wzrostem stopnia recyrkulacji spalin jest gwałtowna. Dla maksymalnego możliwego do uzyskania w danych warunkach pracy silnika stopnia recyrkulacji spalin, redukcja stężenia NO_x w spalinach silnika osiąga wartość ok. 90 %obj. Zastosowanie chłodzenia recyrkulowanych spalin jeszcze bardziej nasila korzystne oddziaływane recyrkulacji na redukcję stężenia NO_x w spalinach silnika.
- 12. Recyrkulacja spalin wpływa na wzrost zawartości niespalonych węglowodorów THC w spalinach, jednak stopień wzrostu zawartości THC w stosunku do spadku NO_x jest znacznie mniejszy. Chłodzenie recyrkulowanych spalin powoduje wzrost stężenia niespalonych węglowodorów w spalinach, zwłaszcza przy dużych stopniach recyrkulacji.
- 13. Dla niektórych wartości prędkości obrotowych i obciążeń silnika recyrkulacja spalin powoduje spadek godzinowego i jednostkowego zużycia paliwa, a zatem wzrost sprawności ogólnej silnika. Zaobserwowano, że zaleta ta występuje dla małych i średnich wartości stopnia recyrkulacji spalin, a możliwy do uzyskania wzrost sprawności ogólnej silnika nie przekracza 2 %. Jedynie w warunkach średniego obciążenia i średniej prędkości obrotowej zaobserwowano poprawę (ok. 3 %) sprawności ogólnej w całym, możliwym do osiągnięcia, zakresie stopnia recyrkulacji spalin.
- 14. Recyrkulacja spalin spowalniając proces spalania wpływa na wzrost temperatury spalin opuszczających cylinder silnika. Wzrost ten wynosił od kilku do kilkunastu procent

w zależności od warunków pracy silnika. Wpływa to na wzrost straty wylotowej, dlatego zastosowanie doładowania turbosprężarkowego jest szczególnie uzasadnione w silnikach z układem recyrkulacji spalin.

11.2. Wnioski użytkowe

Wnioski użytkowe niniejszej pracy określają uwarunkowania dotyczące stosowania recyrkulacji spalin w silniku o zapłonie iskrowym zasilanym gazem ziemnym. Przedstawiają się one następująco:

- Małe zadymienie spalin silnika zasilanego gazem ziemnym wyklucza znany w silnikach ZS problem zanieczyszczania układu dolotowego substancjami zawartymi w spalinach.
- 2. Głównym parametrem pracy silnika ZI zasilanego gazem ziemnym, na który należy zwrócić uwagę przy zastosowaniu recyrkulacji spalin, jest temperatura spalin. Właściwości gazu ziemnego oraz przebieg procesu jego spalania w silniku sprawiają, że temperatura spalin opuszczających cylinder silnika jest wyższa niż w silnikach zasilanych paliwami tradycyjnymi. Oddziaływanie recyrkulacji spalin jeszcze bardziej nasila tę niekorzystną właściwość. Ma to szczególne znaczenie w silnikach zasilanych gazem z turbodoładowaniem, gdyż może być przyczyną nadmiernego obciążenia cieplnego turbosprężarki. Na podstawie innych badań, w których autor brał udział poza zakresem niniejszej pracy stwierdzono, że największe niebezpieczeństwo przeciążenia cieplnego turbosprężarki w adaptowanym do zasilania gazowego silniku ZS, występuje przy dużych obciążeniach i wysokich prędkościach obrotowych. Rozwiązaniem dla tego problemu może być ograniczenie działania układu recyrkulacji spalin niektórych warunkach pracy silnika, lub zastosowanie turbosprężarki W o podwyższonej wytrzymałości cieplnej łopatek turbiny spalin z jednoczesnym wymuszonym chłodzeniem łożysk wirnika turbosprężarki.
- 3. Zastosowanie recyrkulacji spalin w silniku ZI zasilanym gazem ziemnym z klasyczną komorą spalania wymaga korekcji kąta wyprzedzenia zapłonu. W celu uzyskania małej wrażliwości silnika na zanieczyszczenie świeżego ładunku spalinami recyrkulacji korzystne jest stosowanie komór spalania i układu dolotowego o dużym zawirowaniu ładunku.

Wyniki badań zamieszczone w niniejszej pracy pozwoliły na ustalenie zasadniczych zależności pomiędzy stopniem recyrkulacji i chłodzeniem recyrkulowanych spalin

a efektywnymi i ekologicznymi wskaźnikami pracy silnika o zapłonie iskrowym zasilanego gazem ziemnym. Uzyskane wyniki, zgodne z postawioną tezą pracy, znacznie poszerzają dostępną w literaturze analizę przyczynowo-skutkową wpływu recyrkulacji spalin na proces tworzenia ładunku, jego parametry termodynamiczne, parametry energetyczne i ekologiczne silnika o zapłonie iskrowym zasilanego gazem ziemnym.



Literatura

- [1] Acker G., Liss W., Moulton D., Okazaki S.: Fuel issues for liquefied natural gas vehicles. SAE Paper No. 922360.
- [2] Baczewski K., Kałdoński T.: Paliwa do silników o zapłonie samoczynnym. WKiŁ, Warszawa 2004.
- [3] Bernhardt M., Dobrzyński S., Loth E.: Silniki samochodowe. WKiŁ, wyd.2.
- [4] Bernhardt M.: Paliwa gazowe zastosowanie do zasilania silników samochodowych. Paliwa, Oleje i Smary w Eksploatacji 1997, 36/37.
- [5] Bhave A., Balthasar M., Kraft M., Mauss F.: Numerical Analysis of a Natural Gas Fuelled HCCI Engine with Exhaust Gas Recirculation, Using a Stochastic Reactor Model. University of Cambridge. ISSN 1473-4273. 2003.
- [6] Chandler K., Gifford M., Carpenter B.: Resource Guide for Heavy-Duty LNG Vehicles, Infrastructure, and Support Operations. Final report for Brookhaven National Laboratory and Gas Technology Institute. Battelle, Ohio 2002.
- [7] Chen T., Mastronardi R., Raymond R.: A New Method for the Conversion of Diesel Engines to Spark Ignition Natural Gas Engines. IV International Conference & Exhibition of Natural Gas Vehicles. 3-6 October 1994. Vol. 2.
- [8] Cupiał K., Dużyński A., Grzelka J.: Analiza współpracy turbosprężarki z silnikiem gazowym. Materiały V Międzynarodowej Konferencji Naukowej SILNIKI GAZOWE 2000. Częstochowa 2000.
- [9] Dane Zakładu Gazowniczego Kraków.
- [10] Dowkontt J.: Teoria silników cieplnych. WKiŁ, Warszawa 1973.
- [11] Dudek S.: Skroplony gaz ziemny LNG jako paliwo do napędu pojazdów. Nafta-Gaz 11/2003.
- [12] Dudek S., Rudkowski M.: The comparative analysis of bus 6C(T)107 engine parameters fuelled with compressed CNG and liquid natural gas LNG. NGV-2004. International Conference & Exhibition of Natural Gas Vehicles - Buenos Aires X.2004.
- [13] Dutczak J.: Wpływ parametrów wtrysku propanu-butanu na wybrane wskaźniki pracy silnika ZI. Praca doktorska. Politechnika Krakowska 1999.
- [14] Dutczak J., Golec K., Papuga T.: Zmiany konstrukcji silników przystosowywanych do zasilania gazem. Silniki Spalinowe nr 114, 1994.
- [15] Dyr T., Wołoszyn R.: Autobusy CNG w strategii zarządzania jakością w MPK w Radomiu. MPK Radom 2005.
- [16] Einewall P., Jonsson O.: Ultra-clean natural gas engine with closed-loop lambda control, high turbulence combustion chamber, EGR and a three-way catalyst. 9th International Conference and Exhibition of Natural Gas Vehicles - IANGV, Buenos Aires 2004.
- [17] Einewall P., Jonsson O.: Combustion chambers for supercharged natural gas engines. SAE Paper No. 970221.
- [18] Flekiewicz M., Król E.: Gaz ziemny jako paliwo do napędu pojazdów samochodowych doświadczenia i perspektywy. Nafta-Gaz nr 7-8. Kraków 1997.
- [19] Fraster R., Siebers D., Edwards C.: Autoignition of Methane and Natural Gas in a Simulated Diesel Environment. SAE Paper No. 910227.
- [20] Froński A., Rachwalski J., Steczko K.: Aspekty środowiskowe sektora dystrybucji gazu ziemnego. Materiały VII Krajowej Konferencji GAZTERM 2004.
- [21] Gaudio R.: The New Generation of IVECO CNG Engines. NGV 1998, International Conference and Exhibition for Natural Gas Vehicles, Cologne, Germany 1998.
- [22] Goetz W., Canin H., Voodg A.: Closed Loop Fuel System and Low Emission for a Natural Gas Engine. NGV1988, International Conference, Sydney 1988.
- [23] Golec K., Papuga T., Makowski M.: Wpływ energii wyładowania iskrowego na przebieg spalania w silniku zasilanym gazem ziemnym. Materiały V Międzynarodowej Konferencji Naukowej SILNIKI GAZOWE 2000. Częstochowa 2000.



- [24] Grohn M., Wolf K.: Variable Valve Timing in the new Mercedes-Benz Four-Valve Engines. SAE Paper No. 891990.
- [25] Herzog P., Burgler L., Winklhofer E., Zelenka P., Cartellieri W.: NOx Reduction Strategies for DI Diesel Engines. SAE Paper No. 920470.
- [26] Hikiri K., Nakamura A., Harayama N., Sasaki M.: Development of the High-power CNG Engine for Heavy-duty Garbage Trucks. NGV2000, 7th International Conference and Exhibition on Natural Gas Vehicles, Yokohama, Japan 2000.
- [27] Hobler A.: Ruch ciepła i wymienniki. WNT, Warszawa 1979.
- [28] Howard L., Malm P.: Air-Fuel Control and Emissions for Gas Engines. REM Technology Inc. 2003.
- [29] Hribernik A., Samec N.: Effect of Exhaust Gas Recirculation on Diesel Combustion. Journal of KONES Internal Combustion Engines 2004, No. 1-2.
- [30] Hundleby G.: Low Emissions Approaches for Heavy-Duty Gas-Powered Urban Vehicles. SAE Paper No. 892134.
- [31] Hundleby G.: Low Emissions Approaches for Heavy-Duty Gas-Powered Urban Vehicles Development Experience. SAE Paper No. 902068.
- [32] Hundleby G., Ekelund M.: The Development of an 11 Litre Scania Natural Gas Engine Operating with Very Low Emissions - A Co-Nordic Project Executed by Ricardo. NGV 1990, Conference Buenos Aires 1990.
- [33] Jakubowski J.: Silniki samochodowe zasilane paliwami zastępczymi. WKiŁ, Warszawa 1987.
- [34] Jarnuszkiewicz S., Jarnuszkiweicz M., Śliwiński K.: Review of Investigations Carried out on Application of Injection by Use of Exhaust Gases in Spark Ignition Engines. Materiały Międzynarodowej Konferencji Naukowej, Kraków 20-21.06.2001. PAN, Kraków 2001.
- [35] Jinn J.: High Pressure Direct Injection, Westport Innovations. NGV 1998, International Conference and Exhibition for Natural Gas Vehicles, Cologne, Germany 1998.
- [36] Jones M., Heaton D.: Nebula Combustion System for Lean-Burn Spark Ignited Engines. SAE Paper No. 890211.
- [37] Kawamoto H., Kageyama G., Ishikawa T.: Development of Light-Duty Commercial CNG Vehicle. NGV 1998, International Conference and Exhibition for Natural Gas Vehicles, Cologne, Germany 1998.
- [38] Kindler E.: Technological Challenges to Reach Zero Emissions Cummins Westport. 9th International Conference and Exhibition of Natural Gas Vehicles - IANGV, Buenos Aires 2004.
- [39] Kittelson D., Pipho M., Franklin M.: Dynamic Optimization of Ignition Timing and Fuel-Air Ratio for a Natural Gas Engine. SAE Paper No. 892142.
- [40] Kosowski M.: Soot Formation in a Multipoint-Fuel-Injected Spark-Ignited Engine. SAE Paper No. 850294.
- [41] **Kowalewicz A.:** Systemy spalania szybkoobrotowych tłokowych silników spalinowych. WKiŁ, Warszawa 1990.
- [42] Kowalewicz A.: Tworzenie mieszanki i spalanie w silniku o zapłonie iskrowym. WKiŁ, Warszawa 1984.
- [43] Kubesh J., Podnar D.: Ultra low emission and efficiency from an on-highway natural gas engine. SAE Paper No. 981394
- [44] Ladommatos N., Abdelhailm M., Zhao H., Hu Z.: The Dilution, Chemical and Thermal Effect of Exhaust Gas Recirculation on Diesel Engine Emission. SAE Paper 971660.
- [45] Litzke W., Wegrzyn J.: Natural Gas as a Fuel for Heavy-Duty Vehicles. SAE Paper 2001-01-2067
- [46] Lejda K.: The influence of exhaust gas recirculation on diesel engines parameters. Journal of KONES Internal Combustion Engines 1999.
- [47] Loukanine V., Khatchiyan A., Shislov I., Khamidullin R.: Analysis of Different Ways to Develop Low Emission Natural Gas Engines. NGV2000, 7th International Conference and Exhibition on Natural Gas Vehicles, Yokohama, Japan 2000.
- [48] Mendera K.: Thermodynamic Analysis of Spark Ignition Engine Pressure Data. Journal of KONES Internal Combustion Engines 2004, No. 3-4.

- [49] Merkisz J.: Ekologiczne problemy silników spalinowych. Tom 1. WPP, 1999.
- [50] Merkisz J.: Ekologiczne problemy silników spalinowych. Tom 2. WPP, 1999.
- [51] Merkisz J., Kozak M.: Możliwości spełnienia nowych norm toksyczności spalin przez silniki zasilane paliwami gazowymi i konwencjonalnymi. Materiały V Międzynarodowej Konferencji Naukowej SILNIKI GAZOWE 2000. Częstochowa 2000.
- [52] Merkisz J., Mazurek St.: Pokładowe systemy diagnostyczne pojazdów samochodowych. WKiŁ, Warszawa 2002.
- [53] MerkiszJ J., Pielecha I.: Alternatywne paliwa i układy napędowe pojazdów. Wydawnictwa Politechniki Poznańskiej 2004.
- [54] Meyer R., Kienzle E., Wells A.: Development of a CNG Engine. SAE Paper 910881.
- [55] Miura A., Honjou F., Nakamura A., Harayama N., Sasaki M.: Further Development of Fuel Consumption For Heavy-duty CNG Engine. Seoul 2000 FISITA World Automotive Congress. Seoul, Korea VI 2000.
- [56] Molenda J.: Gaz ziemny paliwo i surowiec. WNT, Warszawa 1996.
- [57] Muramoto T., Iwasaki K., Hirayama T., Hattori M.: The Development of a Light Duty Natural Gas Engine Modified from Diesel Engine. IV International Conference & Exhibition of Natural Gas Vehicles, 3-6 October 1994, Vol. 2.
- [58] Müller M., Olin P., Schreurs B.: Dynamic EGR Estimation for Production Engine Control. SAE Paper 2001-01-0553.
- [59] Mysłowski J.: Doładowanie silników. WKiŁ, Warszawa 2002.
- [60] Naprawa samochodów LUBLIN. WKiŁ, Warszawa 1997.
- [61] Needham J., Doyle D., Nicol A.: The Low NOx Truck Engine. SAE Paper No. 910731.
- [62] Newsom J., Newman P., Shrestha S.: Advantages of Diesel Pilot Natural Gas Compression Ignition Engines. NGV 2000, 7th International Conference and Exhibition on Natural Gas Vehicles, Yokohama, Japan 2000.
- [63] Nishida M., Suzuki H., Inoue N., Kumagai S.: Closed Loop Control of the EGR Rate Using the Oxygen Sensor. SAE Paper 880133.
- [64] Noble D., Beaumont A.: Control System for a Low Emissions Natural Gas Engine for Urban Vehicles. SAE Paper No. 910255.
- [65] Nylund N., Riikonen A.: Low Polluting Gas Fuelled Heavy-Duty Vehicles. SAE Paper No. 912365.
- [66] Oferta handlowa Zakładu Odazotowania Gazu Ziemnego "KRIO" Odolanów.
- [67] Okada M.: Development of CNG Direct Injection Diesel-Cycle Engine. 9th International Conference and Exhibition on Natural Gas Vehicles - IANGV, Buenos Aires 2004.
- [68] Olbrycht J.: Elektryczny AGR. Auto-Moto-Serwis. 4/2004.
- [69] **Ouellette P.:** High pressure Direct Injection (HPDI) of Natural Gas in Diesel Engine. Westport, 2000. NGV 2000, 7th International Conference and Exhibition on Natural Gas Vehicles, Yokohama, Japan 2000.
- [70] Owen K., Coley T.: Automotive Fuels Handbook. Published by Society of Automotive Engineers. Inc. Warrendale, 1990.
- [71] Pietras D., Sobieszczański M.: Problemy regulacji silnika o zapłonie iskrowym z recyrkulacją spalin. Silniki spalinowe nr 2/2004 (119).
- [72] Pietras D., Sobieszczański M.: Identification of numerical model and computer program of SI engine wit EGR. Journal of KONES Internal Combustion Engines 2003, No. 1-2.
- [73] PodnarD., Kubesh J.: Development of the Next Generation Medium-Duty Natural Gas Engine. Final Report NREL/SR-540-27503. National Renewable Energy Laboratory. February 2000.
- [74] Raine R., Stephenson J., Edler S.: Characteristics of Diesel Engines Converted to Spark-Ignition Operation Fuelled with Natural Gas. SAE Paper No. 880149.
- [75] Remmels W., Velji A., Schmidt R., Rauscher M.: An experimental and theoretical study of exhaust gas recirculation in diesel engines. 21st International Congress of Combustion Engines. Interlaken 1995. CIMAC, 1995.



- [76] Rudkowski J., Rudkowski M.: Autobusy miejskie zasilane gazem ziemnym i propanem-butanem. EKODIESEL 1998.
- [77] Rudkowski M., Rudkowski J.: Wybrane zagadnienia z eksploatacji 50 autobusów zasilanych gazem. Zeszyty Naukowo-Techniczne Oddziału Krakowskiego SITK. Nr 60, 1998.
- [78] Rychter T., Teodorczyk A.: Modelowanie matematyczne roboczego cyklu silnika tłokowego. PWN, Warszawa 1990.
- [79] Sas J., Kwaśniewski K.: Gaz ziemny dla pojazdów. Podręcznik dla użytkowników. Uczelniane Wydawnictwa Naukowo-Dydaktyczne AGH. Kraków 2004.
- [80] Saxena M., Mathur H., Radzimirski S.: Reduction of Fresh Charge Losses by Selective Exhaust Gas Recirculation (SEGR) In Two-Stroke Engines. SAE Paper No. 891806.
- [81] Seisler J.: State of the European NGV Union. 11th Annual European NGV Conference. Bolzano, Italy 2005.
- [82] Sendyka B., Cygnar M., Dacyl L., Mitianiec W.: Analysis of Pressure and Temperature Traces During Stratified Charge Combustion in Gasoline Direct Injection Engine (GDIE). Journal of KONES Internal Combustion Engines, 1999. Vol. 6, No. 1-2.
- [83] Sher E.: Handbook of Air Pollution from Internal Combustion Engines, Pollutant and Control. Academic Press, Boston 1998.
- [84] Shin D., Chung I., Jeong S., Lee T.: Development of a Natural Gas Fuelled Daewoo 11.1L Engine. Seoul 2000 FISITA World Automotive Congress. Seoul, Korea VI 2000.
- [85] Shioji M., Ishiyama T., Ikegami M.: Approaches to High Thermal Efficiency in High Compression-Ratio Natural Gas Engine. NGV 2000, 7th International Conference and Exhibition on Natural Gas Vehicles, Yokohama, Japan 2000.
- [86] Stumpp G., Banzhaf W.: An Exhaust Gas Recirculation System for Diesel Engines. SAE Paper 780222.
- [87] Such C., Clarke D., Overington M.: A lean Burn Turbocharged, Natural Gas Engine for the US Medium Duty Automotive Market. SAE Paper No. 921552.
- [88] Szczęsny P.: Wpływ rodzaju modelu termodynamicznego procesu spalania na obliczenia udziałów składników toksycznych spalin silnika gazowego. Materiały konferencyjne SILNIKI GAZOWE 1997. Częstochowa 1997.
- [89] **Teodorczyk A., Przastek J.:** Analiza obliczeniowa wpływu recyrkulacji spalin na emisję NO_x w silniku o zapłonie iskrowym. Journal of KONES Internal Combustion Engines 1999.
- [90] Thomas G.: Development of NGV Catalysts and Engine Management Calibrations for Euro IV Limits. NGV 1998, International Conference and Exhibition for Natural Gas Vehicles, Cologne, Germany 1998.
- [91] Thring R., Leet J.: The Stratified Charge Glowplug Ignition (SCGI) Engine with Natural Gas Fuel. SAE Paper No. 911767.
- [92] Throop M., Cook J., Hamburg D.: The Effect of EGR System Response Time on NOx Feedgas Emissions during Engine Transient. SAE Paper No. 850133.
- [93] Vailed G., Brown L.: Improving the operation of gasoline and methanol fuelled spark ignition engines under Canadian winter conditions. SAE Paper No. 920011.
- [94] Walden H., Stasiak J.: Mechanika cieczy i gazów. Arkady, Warszawa 1993.
- [95] Weaver Ch.: Natural Gas Vehicles A Review of the State of the Art. SAE Paper No. 892133.
- [96] Yatabe F., Brachmann T.: The Natural Gas Honda Civic GX, an Unique Clean Vehicle for today and the 21th Century. NGV 1998, International Conference and Exhibition for Natural Gas Vehicles, Cologne, Germany 1998.
- [97] Żółtowski A., Jarczewski M.: Adaptacja trakcyjnych silników o ZS do zasilania paliwami gazowymi. Materiały V Międzynarodowej Konferencji Naukowej SILNIKI GAZOWE 2000. Częstochowa 2000.
- [98] Żółtowski A.: Emission Reduction Possibility in Engines Fuelled with Natural Gas. Journal of KONES Internal Combustion Engines 2004, No. 3-4.



Wykaz stron internetowych

- [99] Mechanical Engineering Chalmers University of Technology. CERC Combustion Engine Research Center. <u>http://www.tfd.chalmers.se</u>
- [100] EGR systems. http://www.delphi.com
- [101] EGR cooler systems. http://www.valeo.com
- [102] National Renewable Energy Laboratory. Advanced Vehicles and Fuels. http://www.nrel.gov
- [103] Department of Energy. <u>http://www.doe.gov</u>
- [104] Energy Information Administration. http://www.eia.doe.gov
- [105] Wytwórnia Silników Wysokoprężnych ANDORIA. http://www.andoria.com.pl
- [106] Cummins-Westport. Natural Gas Engines and Vehicles. http://www.westport.com
- [107] Caterpillar Gas Engines. http://www.cleanairpower.com



Załącznik 1. Ocena błędów pomiarów

W wyniku pomiaru uzyskuje się zawsze wartość przybliżona, która od rzeczywistej różni się o wartość błędu pomiaru. Błędy pomiarów można podzielić na trzy grupy:

- błędy systematyczne mają one zawsze ten sam wpływ na wynik pomiarów, wykonywanych tą samą metodą i w tych samych warunkach. Gdy warunki pomiaru ulegną zmianie, błędy systematyczne zachowują wartość stałą lub zmieniają się w sposób regularny. Błędy te mogą być wywołane przez przyrząd pomiarowy lub przyczyny zewnętrzne.
- błędy przypadkowe powodują rozrzut wyników pomiarów wykonywanych w takich samych warunkach i z taką samą dokładnością. Wynikają one ze zmieniających się w sposób przypadkowy zewnętrznych i wewnętrznych warunków pomiaru. Błędy przypadkowe moga być wykryte tylko wtedy, gdy błędy systematyczne sa na tyle małe, że daje się zaobserwować zróżnicowanie wyników kolejnych pomiarów.
- błędy grube lub omyłki są wynikiem niestarannie przeprowadzonych pomiarów lub uszkodzenia przyrządu pomiarowego.

Podczas realizacji pracy stwierdzono, że na wynik pomiaru mają wpływ jedynie błędy systematyczne, ponieważ podczas powtarzania kolejnych pomiarów uzyskiwano te same wyniki. W związku z tym rachunek błędów pomiarów sprowadzono do określenia błędów maksymalnych mierzonych lub przeliczanych wielkości.

W przypadku pomiaru bezpośredniego błąd maksymalny można określić na podstawie dokładności przyrządu pomiarowego. Do tego celu może być wykorzystana klasa dokładności przyrządu.

W przypadku błędu pomiaru pośredniego, maksymalny błąd zależy zarówno od maksymalnych błędów wielkości mierzonych bezpośrednio, jak i wartości tych wielkości uzyskiwanych podczas pomiarów. Jeżeli pomiarowi podlega wielkość "w" będąca funkcją n wielkości x_i mierzonych bezpośrednio i obarczonych maksymalnym błędem Δx_i to funkcja

$$w = f(x_1, x_2, ..., x_n)$$
(1)

może być zapisana w postaci:

$$w = f(x_1 + \Delta x_1, x_2 + \Delta x_2, ..., x_n + \Delta x_n)$$
(2)



Rozwijając funkcję (1) w szereg Taylora i uwzględniając tylko pierwsze wyrazy rozwinięcia, otrzymuje się wzór pozwalający obliczyć wartości błędu maksymalnego Δw wielkości "w" podlegającej pomiarowi pośredniemu:

$$\Delta w = \pm \sum_{i=1}^{n} \left| \frac{\partial f(x_1, x_2, \dots, x_n)}{\partial x_i} \Delta x_i \right|$$
(3)

Występujący w równaniu (3) znak wartości bezwzględnej powoduje dodawanie się poszczególnych składników. Sumowanie błędów wielkości składowych występujących w równaniu (3) skutkuje z reguły zawyżeniem wartości błędu maksymalnego. Wynika to z tego, że prawdopodobieństwo rzeczywistego sumowania się błędów wielkości składowych jest małe (dla funkcji pięciu zmiennych wynosi ono 0,06).

W tabeli 1 zamieszczono wielkości mierzone bezpośrednio wraz z ich błędem maksymalnym, natomiast w tabeli 2 wzory do obliczania wielkości mierzonych pośrednio. W tabeli 3 zamieszczono obliczone wartości błędów maksymalnych wielkości mierzonych pośrednio dla wybranych wartości wielkości zmierzonych bezpośrednio.



Lp.	Nazwa parametru mierzonego bezpośrednio	Symbol lub oznaczenie	Maksymalny błąd pomiaru
1.	prędkość obrotowa	n _s	± 1 [obr/min]
2.	obciążenie ramienia hamulca	F_{H}	± 0,01 [kg]
3.	temperatura powietrza zasysanego przez silnik	T_{d}	± 0,1 [°C]
4.	ciśnienie otoczenia	p_{ot}	± 1 [kPa]
5.	objętościowe godzinowe zużycie paliwa	Q_n	± 0,01 [Nm ³ /h]
6.	temperatura spalin	T_s	±1 [°C]
7.	temperatura recyrkulacji	T_{EGR}	±1[°C]
8.	kąt wyprzedzenia zapłonu	α_{z}	±1 [°OWK]
9.	stężenie tlenku węgla w spalinach silnika	CO_{w}	± 0,01 [% obj.]
10.	stężenie dwutlenku węgla w spalinach silnika	CO_{2w}	± 0,1 [% obj.]
11.	stężenie dwutlenku węgla na dolocie do cylindrów silnika	CO_{2d}	± 0,1 [% obj.]
12.	stężenie niespalonych węglowodorów w spalinach silnika	THC_w	± 1 [ppm obj.]
13.	stężenie tlenków azotu w spalinach silnika	NO _{x w}	± 1 [ppm obj.]
14.	współczynnik nadmiaru powietrza (ze składu spalin)	λ	± 0,001 [-]
15.	napięcie sondy lambda	U_s	± 0,01 [V]
16.	otwarcie przepustnicy	$oldsymbol{arphi}_p$	±1[°]

Tabela 1. Zestawienie parametrów mierzonych bezpośrednio

Lp.	Nazwa parametru mierzonego pośrednio	Symbol	Jednostka miary	Wzór obliczeniowy
1.	moment obrotowy	M _o	[Nm]	$M_{o} = F_{H} \cdot g \cdot r_{H}$
2.	moc efektywna	N _e	[kW]	$N_e = M_o \cdot n_s$
3.	masowe godzinowe zużycie paliwa	G_{e}	[kg/h]	$G_e = Q_n \cdot \rho_g$
4.	jednostkowe zużycie paliwa	g_e	[g/kWh]	$g_e = \frac{G_e \cdot 1000}{N_e}$
5.	stopień recyrkulacji	X_{EGR}	[%]	$X_{EGR} = \frac{CO_{2d}}{CO_{2w} - CO_{2d}} \cdot 100$
6.	średnie ciśnienie efektywne	p _e	[bar]	$p_e = \frac{M_o \cdot \tau}{V_s \cdot i}$
7.	sprawność ogólna	$\eta_{_o}$	[%]	$\eta_o = \frac{1}{g_e \cdot W_d} \cdot 100$
8.	współczynnik redukcji na warunki normalne	β	-	$\beta = k - 0, 7 \cdot (1 - k) \cdot (\frac{1}{\eta_m - 1})$ $gdzie$ $k = (\frac{p_{ot}}{p_n})^{0.57} \cdot (\frac{T_n}{T_d})^{0.55}$

Tabela 2. Zestawienie parametrów mierzonych pośrednio

Tabela 3.	Obliczone	wartości	błędów	maksymalnyc	h wielkości	mierzonych	pośrednio	dla
	wybranych	wartości	wielkos	ści zmierzonyc	h bezpośrec	dnio		

Lp.	Nazwa parametru mierzonego pośrednio	Symbol	Maksymalny błąd pomiaru dla wybranych wartości wielkości mierzonych bezpośrednio
1.	moment obrotowy	M_{o}	$F_{H}=10 \text{ [kg], g=9,81 [m/s^2], r_{H}=0,264 [m]} \rightarrow \pm 0,026 \text{ [Nm]}$
2.	moc efektywna	N_{e}	M_0 =30 [Nm], n _s =1000 [obr/min] → ± 0,006 [kW] M_0 =150 [Nm], n _s =3500 [obr/min] → ± 0,064 [kW]
3.	masowe godzinowe zużycie paliwa	G_{e}	Q_n =4 [Nm ³ /h], $ρ_g$ =0,765 [kg/Nm ³] → ± 0,008 [kg/h]
4.	jednostkowe zużycie paliwa	g_e	$\begin{split} &G_e \!$
5.	stopień recyrkulacji	X _{EGR}	CO _{2d} =0,3 [% obj.], CO _{2w} =11,3 [% obj.] → ± 0,71 [%] CO _{2d} =2,1 [% obj.], CO _{2w} =11,3 [% obj.] → ± 1,64 [%]
6.	średnie ciśnienie efektywne	<i>p</i> _e	n_s =1000 [obr/min], N_e =20 [kW] → ± 0,0014 [bar] n_s =3500 [obr/min], N_e =50 [kW] → ± 0,0,029 [bar]
7.	sprawność ogólna	$\eta_{_o}$	g _e =330 [g/kWh], W _d =46,788 [MJ/kg] → ± 0,023 [%]
8.	współczynnik redukcji na warunki normalne	β	p_{ot} =100 [kPa], T_{ot} =25 [°C], $η_m$ =85 [%] → ± 0,029 [-] p_{ot} =99 [kPa], T_{ot} =35 [°C], $η_m$ =85 [%] → ± 0,022 [-]



Załącznik 2. Dokumentacja fotograficzna stanowiska badawczego



Fot. 1. Silnik o zapłonie samoczynnym 4CTi94D



Fot. 2. Widok na tłoki ze zmodyfikowaną komorą spalania przystosowaną do spalania gazu ziemnego (widoczne ślady po toroidalnej komorze spalania)





Fot.3. Widok ogólny stanowiska badawczego



Fot. 4. Silnik badawczy 4CTi94CNG w wersji o zapłonie iskrowym zasilany gazem ziemnym z układem recyrkulacji spalin



Fot. 5. Układ pomiaru parametrów recyrkulacji spalin



Fot. 6. Układ pomiaru zużycia paliwa gazowego



Fot. 7. Zestaw analizatorów SIGNAL do pomiaru toksyczności spalin



Fot. 8. Piec grzewczy analizatora SIGNAL i zestaw gazów do kalibracji analizatora spalin



Fot. 9. Sprężarka gazu ziemnego (CNG) FUELMAKER



Fot. 10. Zestaw butli do magazynowania paliwa CNG