



TEMAT PRACY:

**„WIZUALIZACJA SPALANIA I TERMOWIZJA PŁOMIENIA
W BADAWCZYM SILNIKU Z ZAPŁONEM SAMOCZYNNYM
ZASILANYM PALIWEM BAZOWYM I 3 PALIWAMI Z DODATKAMI”**

ZLECENIODAWCA:

DAGAS Sp. z o.o.
ul. Gośniewska 46
05-660 Warka

NR UMOWY:

M-04/331/2021/P

Autor opracowania: **dr hab. inż. Jerzy Cisek**

KIEROWNIK TEMATU:

dr hab. inż. Jerzy Cisek

DYREKTOR INSTYTUTU:

prof. dr hab. inż. Marek Brzeżański

KRAKÓW, luty 2022 r.

SPIS TREŚCI

1. PODSTAWA REALIZACJI PRACY	2
2. CEL I ZAKRES PRACY	3
3. METODYKI PROWADZONYCH BADAŃ.....	6
3.1. Charakterystyka techniczna silnika	6
3.2. Stanowisko pomiarowe	7
3.3. Charakterystyka stosowanego paliwa referencyjnego.....	14
3.4. Charakterystyka stosowanych dodatków do paliwa testowego.....	14
3.4.1. Dodatek Reduxco	14
3.4.2. Dodatek 2-EHN.....	15
3.5. Metodyka określania parametrów przeliczanych	16
3.5.1. Parametry energetyczne silnika	16
3.5.2. Współczynnik nadmiaru powietrza	16
3.5.3. Emisja cząstek stałych.....	16
3.6. Wykresy indykatorowe.....	23
3.7. Prędkość wywiązywania się ciepła	25
3.7.1. Ustalenie początku i końca spalania.....	28
3.7.2. Temperatura spalania	29
3.8. Wizualizacja samozapłonu i spalania paliwa	31
3.8.1. Stanowisko pomiarowe AVL VideoScope 513D.....	33
3.8.2. Obróbka i analiza obrazów rejestrowanych zjawisk	35
3.9. Termowizja płomienia (metoda 2-kolorów).....	38
3.9.1. Podstawowe prawa i pojęcia dla metody 2-kolorów.....	39
3.9.2. Model płomienia sadzowego	42
3.9.3. Wykorzystanie metody 2-kolorów	45
4. WYNIKI BADAŃ	47
4.1. Parametry energetyczne.....	48
4.2. Skład spalin	50
4.3. Parametry otwartych wykresów indykatorowych	55
4.4. Temperatura spalania (z wykresów indykatorowych).....	59
4.5. Parametry prędkości wywiązywania się ciepła	60
4.6. Wizualizacja i termowizja płomienia	71
5. WNIOSKI.....	83
Raport z awarii stanowiska pomiarowego	86
Literatura	90
Stosowane symbole i oznaczenia	91

1. PODSTAWA REALIZACJI PRACY

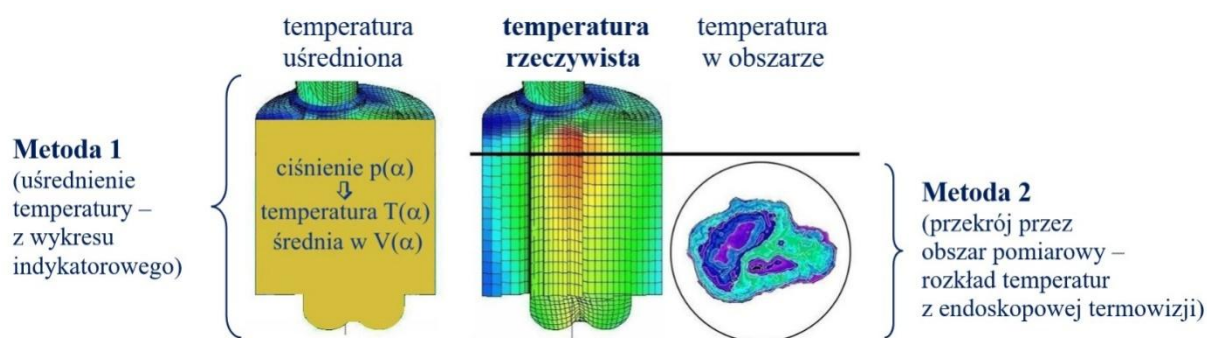
Podstawę wykonanej pracy stanowiła umowa nr M-04/331/2021/P z dnia 12.10.2021 roku o realizację projektu badawczego pt. „Wizualizacja spalania i termowizja płomienia w badawczym silniku z zapłonem samoczynnym zasilanym paliwem bazowym i 3 paliwami z dodatkami”, zawarta między firmą DAGAS Sp. z o.o., ul. Gośniewska 46, 05-660 Warka, a Politechniką Krakowską im. Tadeusza Kościuszki, ul. Warszawska 24, 31-155 Kraków.

2. CEL I ZAKRES PRACY

W wyniku realizacji poprzedniego projektu badawczego pomiędzy firmą DAGAS a Politechniką Krakowską (umowa nr M04/187/2020/P [1]) okazało się, że badany wówczas dodatek Reduxco do oleju napędowego, zwiększający prędkość spalania dyfuzyjnego (firmy DAGAS), w połączeniu z dodatkiem 2-EHN, który w sensie chemicznym jest azotanem 2-etyloheksylovym, zmniejszającym prędkość spalania kinetycznego, prowadzą do występowania zjawiska synergii, które powoduje jednoczesne zmniejszenie emisji tlenków azotu (NO_x) i cząstek stałych (PM) w spalinach silnika. Wspomniane badania przeprowadzono wówczas z wykorzystaniem seryjnego silnika z zapłonem samoczynnym VW 1.9 TDI. Oprócz pomiaru i analizy parametrów energetycznych i składu spalin stosowanego w badaniach silnika zasilanego testowanymi paliwami zrealizowano również pomiar szeregu parametrów, bazujących na wykresach indykatorowych i wykresach prędkości wywiązywania się ciepła, co pozwoliło na analizę przyczynowo-skutkową uzyskanych wyników i lepsze zrozumienie zaistniałego zjawiska synergii oddziaływania obu dodatków do paliwa. Niestety stosowanie w badaniach seryjnego silnika VW 1.9 TDI, pomimo doposażenia go w cały szereg dodatkowych, laboratoryjnych systemów pomiarowych, nie pozwoliło na cyfrowe filmowanie szybkozmiennego procesu wtrysku, samozapłonu i spalania badanych paliw oraz w związku z tym na określenie rozkładu temperatury w płomieniu dla poszczególnych paliw. W niniejszym projekcie (objętym umową nr M-04/331/2021/P) wykorzystano specjalny, jednocylindrowy, badawczy silnik z zapłonem samoczynnym typu SB 3.1, o objętości skokowej 1,85 dm³, który pozwala na optyczny, cyfrowy zapis i analizę uzyskanych obrazów procesu wtrysku, samozapłonu i spalania testowanych paliw w funkcji kąta obrotu wału korbowego silnika z dużą częstotliwością filmowania. Ponadto ten system pomiarowy (firmy AVL, typu VideoScope 513D) pozwala na wyliczenie rozkładu izoterm w płomieniu wewnątrz cylindra silnika (w funkcji kąta OWK) zasilanego testowanymi paliwami. W odróżnieniu od poprzedniego projektu (z wykorzystaniem seryjnego silnika VW 1.9 TDI) zastosowanie badawczego silnika ZS wyposażonego w system AVL VideoScope 513D umożliwia bardziej wnikliwe rozpoznanie wpływu zmian organizacji przygotowania, samozapłonu i spalania mieszaniny paliwowo-powietrznej testowanych paliw na emisję toksycznych składników spalin, ze szczególnym uwzględnieniem tlenków azotu (NO_x) oraz cząstek stałych (PM). Zmniejszenie temperatury spalania w fazie kinetycznej (poprzez skrócenie opóźnienia samozapłonu) jest istotą mechanizmu działania dodatku 2-EHN, natomiast przyrost temperatury spalania w fazie dyfuzyjnej prowadzi do zwiększenia ilości dopalonych, powstałych wcześniej cząstek stałych (PM) w cylindrze silnika, co powoduje zmniejszenie emisji PM w spalinach, co jest skutkiem

stosowania dodatku Reduxco firmy DAGAS. W związku z tym podczas analizy wpływu obu stosowanych w badaniach dodatków do paliwa niezwykle istotny jest pomiar i obliczenie temperatury spalania testowanych paliw w funkcji kąta OWK silnika (w funkcji czasu spalania – w fazie kinetycznej i fazie dyfuzyjnej). Zrealizowano to dwoma metodami:

1. analiza temperatury spalania obliczonej w oparciu o szybkozmienne pomiary ciśnienia spalania (w funkcji kąta OWK). Należy pamiętać, że jest to średnia temperatura w objętości cylindra silnika dla poszczególnych kątów OWK. Z punktu widzenia mechanizmu tworzenia się NO_x i dopalania powstałych cząstek PM w cylindrze silnika istotna jest nie tylko chwilowa temperatura spalania (w funkcji kąta OWK, ale średnia w danej objętości czynnika roboczego), ale również istotna jest wielkość obszaru gazu roboczego objęta izotermami o dużych temperaturach. Niestety określanie temperatury spalania w oparciu o szybkozmienne ciśnienie w cylindrze silnika nie pozwala na analizę wielkości obszarów czynnika roboczego objętych izotermami o określonej temperaturze spalania,
2. analiza temperatury spalania (rozkład izoterm w płomieniu w funkcji kąta OWK) w oparciu o metodę 2 kolorów, bazującą na cyfrowych obrazach (filmowaniu) płomienia w cylindrze silnika, uzyskanych poprzez endoskopowy system pomiarowy AVL VideoScope 513D. Metoda ta daje możliwość określenia wielkości obszarów czynnika roboczego w cylindrze silnika (w funkcji kąta OWK) objętych izotermami o tych samych temperaturach i porównanie wielkości tych obszarów dla testowanych paliw w różnych etapach procesu spalania (fazie kinetycznej i w fazie dyfuzyjnej). Pozwala to na pełniejszą analizę przyczyn (powodów) różnego składu spalin, szczególnie w odniesieniu do NO_x i PM, silnika zasilanego testowanymi paliwami.



Rys. 2.1. Schemat stosowanych metod określania temperatury spalania

Do pomiarów wykorzystano badawczy silnik z zapłonem samoczynnym typu SB 3.1, którego specyfikacja zamieszczona została w kolejnym rozdziale. Badania przeprowadzone były przy stałej prędkości obrotowej $n = 1600$ [obr/min] (prędkość obrotowa maksymalnego momentu obrotowego silnika) i takim samym obciążeniu dla wszystkich testowanych paliw ($M_o = 60$ [Nm], $55\% M_{o,max}$).

Pomiary przeprowadzono dla czterech paliw:

- paliwo referencyjne (bazowe) – **DFB**, oznaczone na wykresach kolorem niebieskim,
- paliwo z dodatkiem (1500 ppm v/v) 2-EHN (zmniejszającym maksymalną prędkość spalania kinetycznego) – **DFKA**, oznaczone na wykresach kolorem zielonym,
- paliwo z dodatkiem (1500 ppm v/v) Reduxco (zwiększającym maksymalną prędkość spalania dyfuzyjnego) – **DFDA**, oznaczone na wykresach kolorem brązowym,
- paliwo z dodatkiem (1500 ppm v/v) 2-EHN oraz (1500 ppm v/v) Reduxco (synergiczne oddziaływanie obu dodatków) – **DFS**, oznaczone na wykresach kolorem czerwonym.

Harmonogram badań zawarty jest w tab.2.1.

Tab.2.1. Harmonogram badań

l.p.	Temat zadania	Czas realizacji
1.	Zakup przez firmę DAGAS (wkład własny Zleceniodawcy): <ul style="list-style-type: none"> • Laptop obliczeniowy (Lenovo ThinkPad P53 WORKSTATION) o konfiguracji: procesor Intel Core i9, RAM 32 GB, dedykowana karta grafiki 8 GB, SSD 1TB. 	
2.	Pomiar i analiza parametrów energetycznych oraz składu spalin silnika badawczego zasilanego 4 testowanymi paliwami.	
4.	Pomiar i analiza wykresów indykatorowych i prędkości wywiązywania się ciepła w silniku badawczym zasilanym 4 testowanymi paliwami.	
5.	Szybkozmienny pomiar i analiza obrazów wtrysku i spalania paliwa w cylindrze silnika zasilanego 4 testowanymi paliwami.	
6.	Obliczenia i analiza rozkładu izoterm w płomieniu w cylindrze silnika zasilanego 4 testowanymi paliwami.	
7.	Opracowanie i analiza wyników badań. Przygotowanie sprawozdania z badań.	
	Pełny program badań	4 miesiące

3. METODYKI PROWADZONYCH BADAŃ

3.1. Charakterystyka techniczna silnika

W tabeli poniżej przedstawiono dane techniczne silnika wykorzystanego w niniejszych badaniach.

Tab.3.1. Specyfikacja techniczna silnika

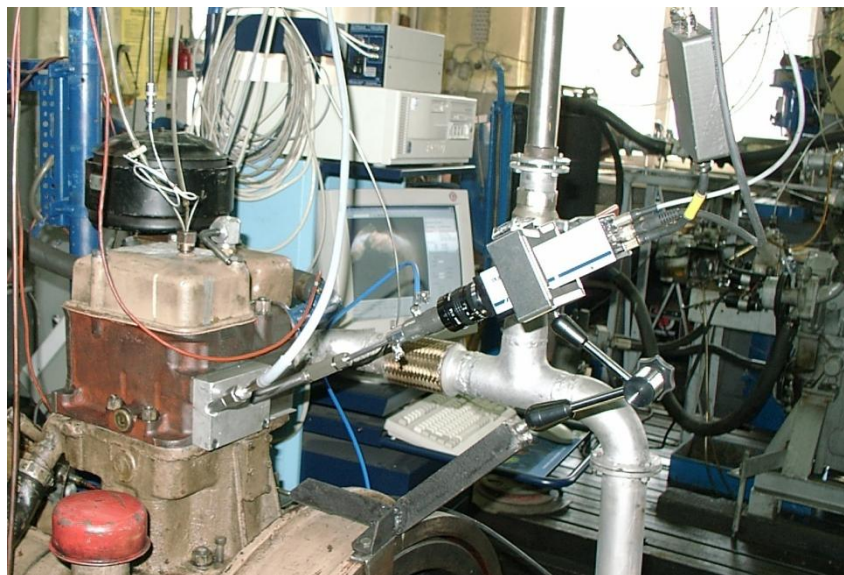
Parametr	Opis
• typ silnika	SB 3.1 Jednostka macierzysta: SW 680 (Leyland)
• system spalania	bezpośredni wtrysk paliwa do otwartej komory spalania w denku tłoka
• pojemność skokowa	1,85 dm ³
• liczba cylindrów	1
• średnica cylindra	127 mm
• skok tłoka	146 mm
• stopień sprężania	15,75
• moc znamionowa N_e	23 kW
• nominalna prędkość obrotowa	2200 rpm
• maksymalny moment obrotowy M_{omax}	110 Nm
• prędkość obrotowa $n_{M_{omax}}$	1600 obr/min
• kierunek obrotu wału korbowego	lewy
• smarowanie	obiegowe pod ciśnieniem
• chłodzenie	cieczowe, wymuszone
• geometryczny początek tłoczenia paliwa	27 °OWK przed GMP
• statyczne ciśnienie otwarcia wtryskiwacza	17 MPa
• pompa wtryskowa	tłoczkowa, typ P56-01A
• regulator	typ R 14V-20-110/12M
• wtryskiwacz	typ W1B-01
• rozpylacz	4-otworowy, $\phi=0.35$ mm

3.2. Stanowisko pomiarowe

W celu realizacji programu badań, przedstawionego w rozdz.2., zbudowano stanowisko pomiarowe, którego schemat przedstawia rys.3.1. W budowie stanowiska pomiarowego należy wyróżnić kilka zasadniczych modułów pomiarowych:

1. hamulec elektryczny KS-37-A4 – pomiar momentu obrotowego silnika
2. masowa miernica paliwa – pomiar zużycia paliwa
3. przepływomierz laminarny – pomiar zużycia powietrza
4. system pomiarowy z tunelem rozcieńczającym spalin – pomiar emisji cząstek stałych PM
5. system pomiarowy AVL Bench Emission System CEB II – pomiar stężenia gazowych składników spalin (CO, CO₂, NO, NO_x, THC, O₂)
6. AVL SMOKE METER 401 – pomiar zadymienia spalin metodą Bosch'a
7. system pomiarowy AVL INDIMETER 617D – pomiar szybkozmiennych ciśnień czynnika roboczego i ciśnień paliwa w instalacji wtryskowej oraz przemieszczenia iglicy wtryskiwacza
8. system pomiarowy AVL VIDEOSCOPE 513D – wizualizacja wtrysku i spalania paliwa w cylindrze silnika, prawdopodobieństwo propagacji płomienia, rozkład izoterm w płomieniu

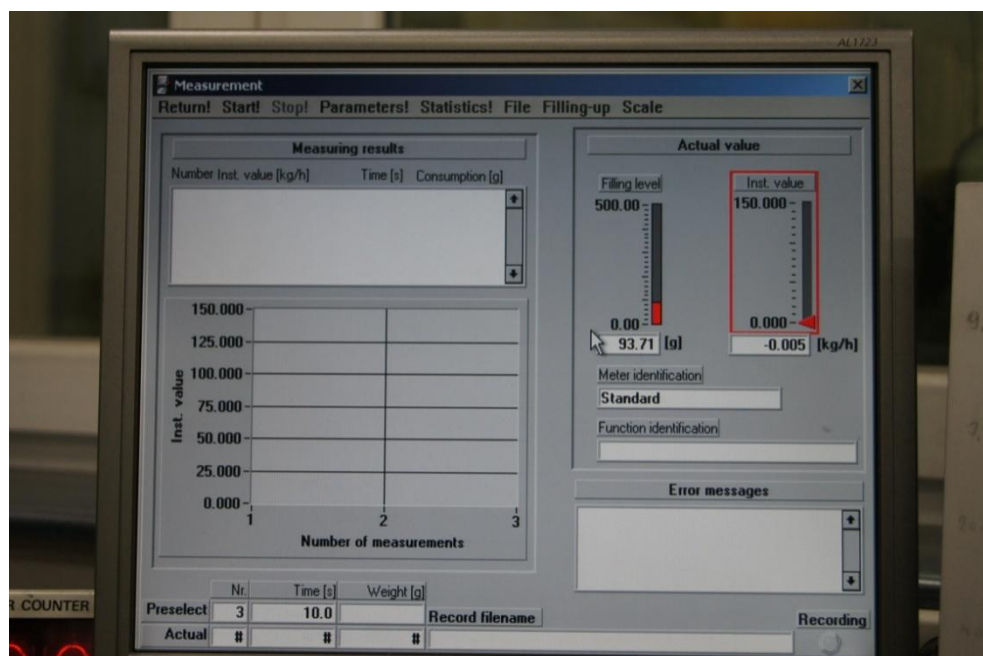
Zdjęcia zamieszczone poniżej przedstawiają przykłady stosowanego stanowiska pomiarowego.



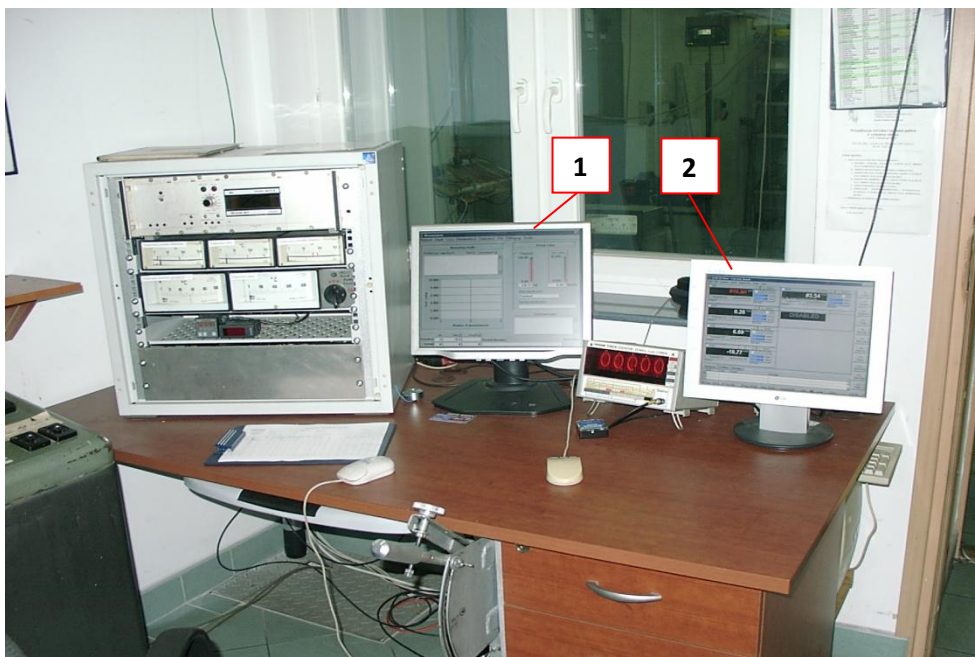
Zd.3.1. Silnik SB-3.1 z systemem pomiarowym AVL VideoScope 513D



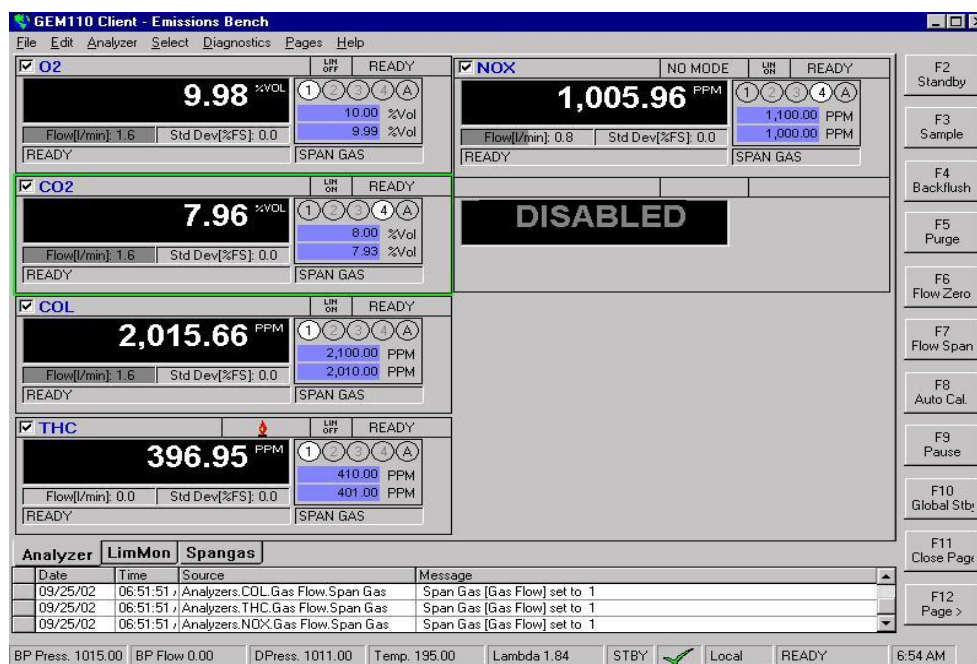
Zd.3.2. Widok ogólny masowej, dynamicznej miernicy zużycia paliwa AVL Fuel Balance



Zd.3.3. Widok ogólny ekranu oprogramowania masowej miernicy zużycia paliwa AVL4210



Zd.3.4. Widok ogólny stanowiska pomiarowego z obsługą miernicy AVL4210 (1) i systemu analizatorów gazowych składników spalin AVL Banch Emission System CEB II (2)



Zd.3.5. Widok wyświetlacza stosowanego systemu pomiarowego do określania stężenia gazowych składników spalin CEBII firmy AVL



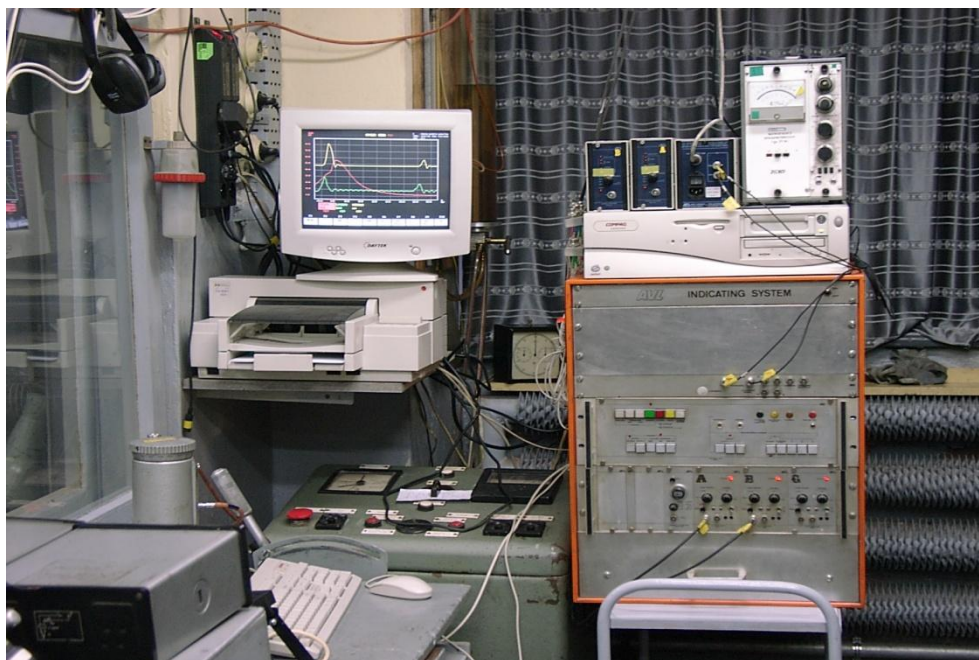
Zd.3.6. Widok ogólny – panel tylny oraz butle z gazami kalibrującymi i roboczymi systemu pomiarowego AVL CEBII



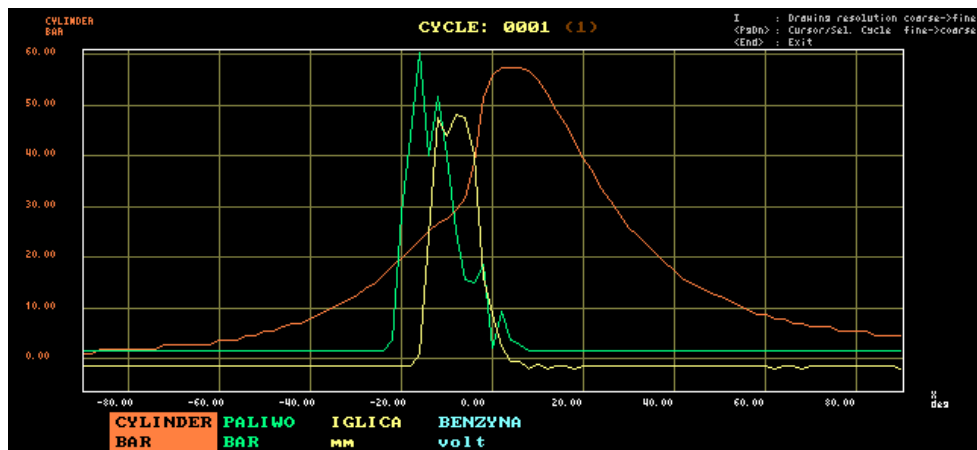
Zd.3.7. Widok ogólny – panel przedni systemu pomiarowego AVL CEBII



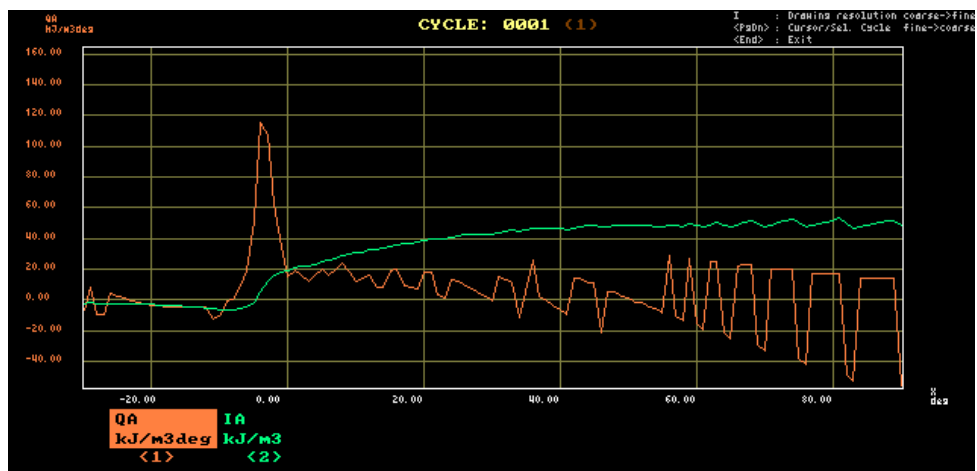
Zd.3.8. Widok ogólny stanowiska pomiarowego z tunelem rozcieńczającym spaliny do określania emisji cząstek stałych PM



Zd.3.9. Widok ogólny systemu pomiarowego AVL Indimeter 617D do analizy wykresów indykatorowych i prędkości wywiązywania się ciepła w cylindrze silnika



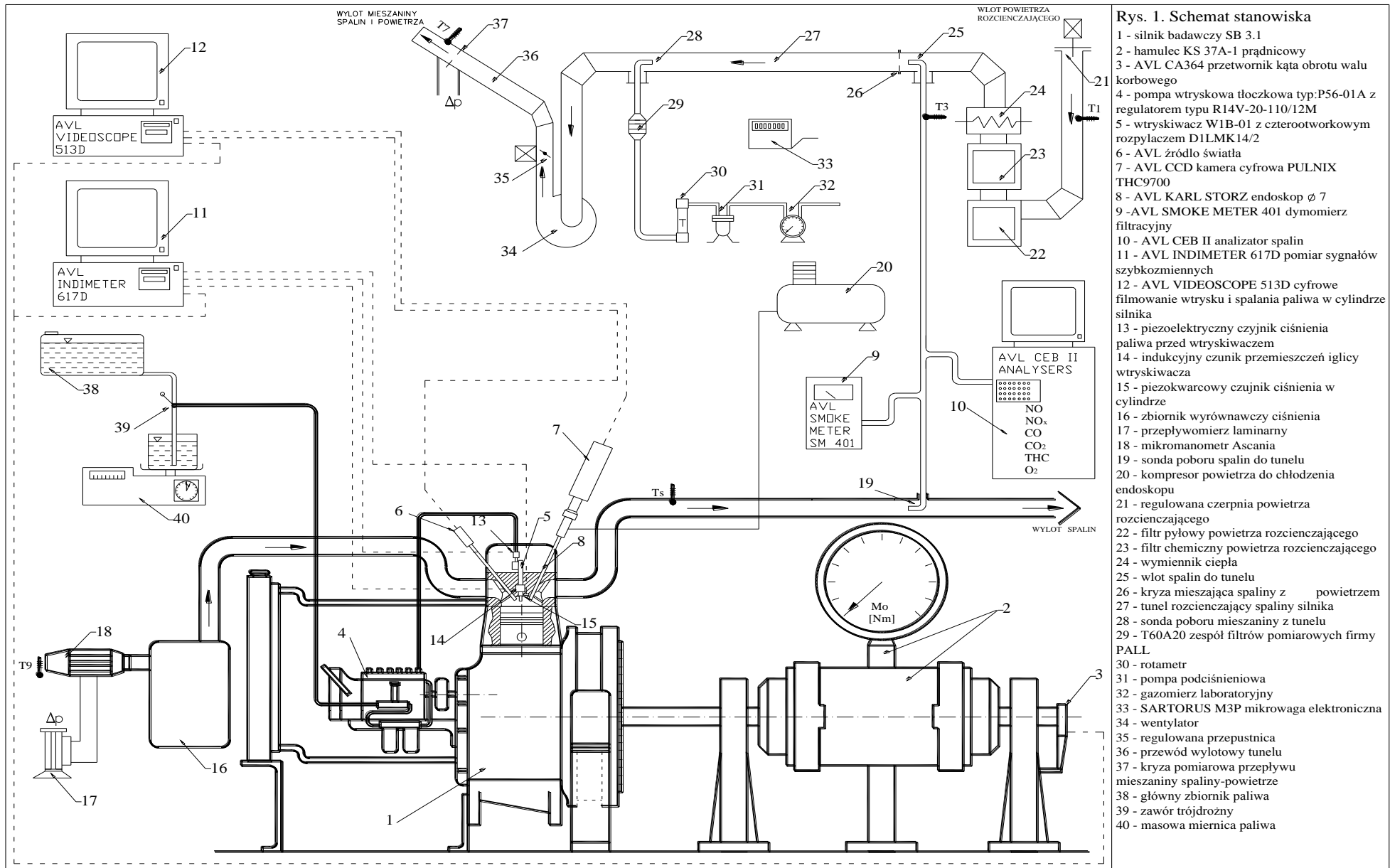
Zd.3.10. Ekran systemu Indimeter 617D z otwartym wykresem indykatorowym



Zd.3.11. Ekran systemu Indimeter 617D z prędkością wywiązywania się ciepła



Zd.3.12. Widok ogólny czujnika piezokwarcowego AVL GH 14D do montowania w głowicy silnika SB 3.1 w celu pomiaru szybkozmiennego ciśnienia spalania




Rys. 1. Schemat stanowiska

- 1 - silnik badawczy SB 3.1
- 2 - hamulec KS 37A-1 prądnicowy
- 3 - AVL CA364 przetwornik kąta obrotu wału korbowego
- 4 - pompa wtryskowa tłoczkowa typ:P56-01A z regulatorem typu R14V-20-110/12M
- 5 - wtryskiwacz WIB-01 z czterootworkowym rozpylaczem D1LMK14/2
- 6 - AVL źródło światła
- 7 - AVL CCD kamera cyfrowa PULNIX THC9700
- 8 - AVL KARL STORZ endoskop \varnothing 7
- 9 - AVL SMOKE METER 401 dymomierz filtracyjny
- 10 - AVL CEB II analizator spalin
- 11 - AVL INDIMETER 617D pomiar sygnałów szybkozmiennych
- 12 - AVL VIDEOSCOPE 513D cyfrowe filmowanie wtrysku i spalania paliwa w cylindrze silnika
- 13 - piezoelektryczny czujnik ciśnienia paliwa przed wtryskiwaczem
- 14 - indukcyjny czujnik przemieszczeń iglicy wtryskiwacza
- 15 - piezokwarcowy czujnik ciśnienia w cylindrze
- 16 - zbiornik wyrównawczy ciśnienia
- 17 - przepływomierz laminarny
- 18 - mikromanometr Ascania
- 19 - sonda poboru spalin do tunelu
- 20 - kompresor powietrza do chłodzenia endoskopu
- 21 - regulowana czerpnia powietrza rozcieńczającego
- 22 - filtr pyłowy powietrza rozcieńczającego
- 23 - filtr chemiczny powietrza rozcieńczającego
- 24 - wymiennik ciepła
- 25 - wlot spalin do tunelu
- 26 - kryza mieszająca spaliny z powietrzem
- 27 - tunel rozcieńczający spaliny silnika
- 28 - sonda poboru mieszaniny z tunelu
- 29 - T60A20 zespół filtrów pomiarowych firmy PALL
- 30 - rotometr
- 31 - pompa podciśnieniowa
- 32 - gazomierz laboratoryjny
- 33 - SARTORUS M3P mikrowaga elektroniczna
- 34 - wentylator
- 35 - regulowana przepustnica
- 36 - przewód wylotowy tunelu
- 37 - kryza pomiarowa przepływu mieszaniny spaliny-powietrze
- 38 - główny zbiornik paliwa
- 39 - zawór trójdrożny
- 40 - masowa miernica paliwa

Rys. 3.1. Schemat stanowiska badawczego.

3.3. Charakterystyka stosowanego paliwa referencyjnego (bazowego)

		Polski Koncern Naftowy ORLEN S.A. 09-411 Płock, ul. Chemików 7		
ODPIS ZE ŚWIADECTW JAKOŚCI DLA DOWODU WYDANIA NR 590176174A/B				
Jednostka kwalifikująca: Terminal Paliw BP03 w Trzebinie				
Nr świadectwa jakości: 21TTRN/A/2731		Nr zbiornika: T16		
Kwalifikowany na podstawie: RMG dla paliw ciekłych oraz PN-EN 590+A1:2017-06				
Nazwa wyrobu: BP Olej napędowy z technologią Active / BP Olej napędowy z technologią				
Jednostka badawcza: Orlen Laboratorium S.A.				
Nr kontrolny próbki: 21TTRN/2470		Data i godz. pobrania próbki: 2021-11-14 15:13		
		Data dostarczenia próbki: 2021-11-14 15:13		
		Data wykonania badań: 2021-11-14 22:47		
WYNIKI BADAŃ				
L.p.	Oznaczenie wielkości	Jednostki	Wartość oznaczona	Wymagania wg normy
1	Gęstość w temp. 15 °C	kg/m ³	Zgodnie z normą	min. 820,0 - max. 845,0
2	Liczba cetanowa	-	min. 51	min. 51,0
3	Indeks cetanowy	-	54,7	min. 46,0
4	Do 250 °C destyluje	%(V/V)	37	max. 65
5	Do 350 °C destyluje	%(V/V)	95	min. 85
6	95 %(V/V)	°C	351	max. 360
7	Temp. końca destylacji FBP	°C	-	
8	Wydajność	%(V/V)	-	
9	Lepkość kinematyczna w temp. 40 °C	mm ² /s	2,679	min. 2,000 - max. 4,500
10	Temperatura mętnienia	°C	-9	nie normalizowana/report
11	Temp. blokady zimnego filtra	°C	-28	max. -20
12	Temperatura zapłonu	°C	62,5	min. 56,0
13	Poz. po koksowaniu z 10% pozost. dest.	%(m/m)	0,01	max. 0,30
14	Pozostałość po spopieleniu	%(m/m)	0,001	max. 0,010
15	Zaw. siarki	mg/kg	5,9	max. 10,0
16	Zaw. wielopier. węglowodorów aromatycznych	%(m/m)	2,5	max. 8,0
17	działanie korodujące na miedz (3h) w 50 °C	klasa	1	max. 1
18	Zawartość wody	mg/kg	40	max. 200
19	Zawartość zanieczyszczeń stałych	mg/kg	12	max. 24
20	Stabilność oksydacyjna	g/m ³	4	max. 25
21	Smarność, skor. śred. śladu zużycia w temp. 60 °C	µm	400	max. 460
22	Zaw. estrów metylowych kwasów tłuszczowych FAME	%(V/V)	max. 7	max. 7,0
23	Stabilność oksydacyjna	h	min. 20	min. 20
24	Zaw. Manganu	mg/l	0,5	max. 2,0
25	Zaw. wody	%(m/m)	0,004	max. 0,020

Orzeczenie KJ: Produkt "BP Olej napędowy z technologią Active BIO" odpowiada "RMG dla paliw ciekłych oraz PN-EN 590+A1:2017-06" i jest zgodne z RMG w sprawie wymagań jakościowych dla paliw ciekłych

Pozycje: 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9, 10, 11, 12, 13, 14, 15, 16, 17, 18, 19, 20, 21, 22, 23, 24, 25 zostały przepisane ze Świadectwa jakości nr "21TTRN/A/2729" i symbolu zbiornika bazowego "T-16"

Wartość gęstości podana na dowodzie wydania.
Wartość gęstości podana na dowodzie wydania.

Data zatw. 2021-11-15 01:11:57 Znak KJ: 001, Wojciech Kleczek

Rys. 3.2. Świadectwo jakości stosowanego w badaniach paliwa bazowego DFB.

3.4. Charakterystyka stosowanych dodatków do paliwa testowego

3.4.1. Dodatek Reduxco

Według informacji podanych przez producenta, stosowany w badaniach dodatek katalityczny do paliwa o handlowej nazwie Reduxco jest produktem reakcji kwasu octowego, żelaza, n-butanolu, n-propanolu i izopropanolu.

Katalizator Reduxco w paliwie, wg. danych Zleceniodawcy powoduje:

- spadek energii aktywacji reakcji utleniania paliwa węglowodorowego,
- dodatkowe grupy OH pozwalają na zwiększenie szybkości spalania,
- ułatwia dopalanie w cylindrze silnika powstałych już cząstek stałych.

W celu potwierdzenia tych informacji przeprowadzono badania porównawcze (w laboratorium Silników Spalinowych Politechniki Krakowskiej), nie tylko parametrów energetycznych i składu spalin silnika ZS zasilanego olejem napędowym (paliwem bazowym - referencyjnym) i paliwem testowym (zawierającym Reduxco), ale również analizie poddano wykresy indykatorowe i prędkości wywiązywania się ciepła w cylindrze silnika. Ponadto zrealizowano cyfrową rejestrację obrazów płomienia w cylindrze silnika badawczego zasilanego paliwami testowymi (w funkcji kąta OWK), co dodatkowo pozwoliło na obliczenie rozkładu izoterm w płomieniu w funkcji kąta OWK dla wszystkich testowanych paliw.

W prowadzonych badaniach stężenie katalizatora Reduxco w oleju napędowym (paliwie DFDA) wynosiło 1500 ppm (v/v).

3.4.2. Dodatek 2-EHN

Zgodnie z kartą charakterystyki produktu 2-EHN, dodawany do oleju napędowego w celu zwiększenia wartości jego liczby cetanowej, jest w sensie chemicznym azotanem 2-etyloheksylovym, produkowanym w Polsce przez NITROERG S.A. w Bieruniu. Wzór chemiczny zamieszczono w tab. 3.3.

Tab.3.3. Wzór chemiczny 2-EHN

Wzór chemiczny	Azotan 2-etyloheksylovym
Wzór chemiczny sumaryczny	C₈H₁₇ONO₂

W prowadzonych badaniach stężenie dodatku 2-EHN w oleju napędowym (paliwie DFKA) wynosiło 1500 ppm (v/v), co spowodowało wzrost liczby cetanowej paliwa o ok. 5 punktów (z LC=51 do LC≈56).



Zd.3.11. Widok zbiorników z paliwem bazowym i paliwami testowymi

3.5. Metodyka określania parametrów przeliczanych

Aby umożliwić pełną analizę wpływu pakietu dodatków do oleju napędowego na przebieg procesu spalania paliwa, należało wyliczyć wartości niektórych parametrów, których nie uzyskuje się bezpośrednio z pomiarów. W dalszej części raportu przedstawiono zależności występujące między wybranymi parametrami pracy silnika.

3.5.1. Parametry energetyczne silnika

Moc efektywną silnika spalinowego można wyznaczyć z momentu obrotowego zmierzonego na hamulcu prądnicowym przy danej prędkości obrotowej wału korbowego:

$$N_e = \frac{M \cdot n}{9550} , \quad (3.1)$$

gdzie:

- N_e – moc efektywna, [kW],
- M – moment obrotowy silnika, [Nm],
- n – prędkość obrotowa wału korbowego, [1/min].

Wyliczona moc efektywna oraz zmierzone godzinowe zużycie paliwa pozwalają na wyznaczenie jednostkowego zużycia paliwa:

$$g_e = \frac{1000 \cdot G_{pal}}{N_e} , \quad (3.2)$$

gdzie:

- g_e – jednostkowe zużycie paliwa, [g/kWh],
- G_{pal} – godzinowe zużycie paliwa, [kg/h],
- N_e – moc efektywna, [kW].

Kolejnym parametrem, który można obliczyć jest sprawność ogólna silnika. Jest ona wyznaczana ze znanej dolnej wartości opałowej paliwa i obliczonego jednostkowego zużycia paliwa:

$$\eta_o = \frac{3600}{g_e \cdot W_d} , \quad (3.3)$$

gdzie:

- η_o – sprawność ogólna, [-],
- g_e – jednostkowe zużycie paliwa, [g/kWh],
- W_d – dolna wartość opałowa paliwa, [MJ/kg].

3.5.2. Współczynnik nadmiaru powietrza

Stosunek rzeczywistej masy powietrza potrzebnej do spalania 1kg paliwa (L_{rz}) do teoretycznej masy powietrza, która jest niezbędna do całkowitego i zupełnego spalania 1kg paliwa (L_t) definiuje współczynnik nadmiaru powietrza λ :

$$\lambda = \frac{L_{rz}}{L_t} \quad (3.4)$$

Aby wyznaczyć rzeczywistą masę powietrza (L_{rz}) należy znać rzeczywiste masowe natężenie przepływu powietrza wilgotnego oraz godzinowe zużycie paliwa:

$$L_{rz} = \frac{\dot{m}}{G_{pal}} \left[\frac{kg_{pow}}{kg_{pal}} \right], \quad (3.5)$$

gdzie:

- \dot{m} – rzeczywiste masowe natężenie przepływu powietrza wilgotnego, [kg/h],
 G_{pal} – godzinowe zużycie paliwa, [kg/h].

Do wyznaczenia teoretycznej masy powietrza (L_t) należy znać skład spalanej paliwa, w tym udziały masowe węgla, wodoru oraz tlenu:

$$L_t = 28,95 \cdot \frac{1}{0,21} \cdot \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right) \quad (3.6)$$

W praktyce λ można wyznaczyć dwoma metodami:

- analizując skład spalin (bilans stechiometryczny),
- stosując przepływomierz do zmierzenia masowego natężenia przepływu powietrza.

W niniejszych badaniach zastosowano drugą metodę, dlatego nie przedstawiono sposobu obliczania rzeczywistego masowego natężenia przepływu powietrza wilgotnego.

3.5.3. Emisja cząstek stałych

Przedstawione poniżej procedury obliczeniowe emisji cząstek stałych PM w spalinach silnika są zgodne z obowiązującymi aktualnie normami ISO/CD 8178-1 (RIC Engines-exhaust emissions measurement, edycja 11.XI.1992) oraz ECE - R49/2 (Uniform provisions concerning the approval of compression ignition (C.I.) engines and vehicles equipped with C.I. engines with regard to the emissions of pollutants by the engine)

Gęstość powietrza wilgotnego:

$$\rho_{pow i} = 0,00441041 \cdot t_{pow i} + 1,2567 \quad \left[\frac{kg}{m^3} \right]$$

gdzie: $t_{pow i}$ – temperatura powietrza zasilającego [$^{\circ}C$]

Współczynnik napełnienia cylindrów silnika (sprawność napełnienia) określona jest stosunkiem rzeczywistej masy ładunku w cylindrach silnika do masy, która mogłaby się tam znaleźć gdyby nie było zakłóceń w napełnianiu cylindrów:

$$\eta = \frac{m_{rz}}{m_t}$$

gdzie: m_{rz} – masa ładunku rzeczywiście zasysanego do cylindrów silnika,
 m_t – masa teoretyczna, odpowiadająca ładunkowi o ciśnieniu i temperaturze powietrza otoczenia i objętości równej pojemności skokowej silnika.

Pomiar pojedynczego ładunku cylindra m_{rz} jest trudny do zrealizowania. Podczas wyznaczania współczynnika napełnienia cylindra korzysta się ze stosunku masowego natężenia przepływu powietrza zasysanego przez silnik do teoretycznego masowego natężenia przepływu, wynikającego z pojemności skokowej silnika i jego prędkości obrotowej. Powyższy stosunek ma identyczną wartość co stosunek mas ładunków rzeczywistych do teoretycznych zasysanych przez silnik. Praktycznie wyznacza się natężenie przepływu powietrza zasysanego przez silnik (G_{pow}) i odnosi się do natężenia teoretycznego.

Stąd:

$$\eta_v = \frac{G_{pow}}{G_t}$$

gdzie: G_{powi} – rzeczywiste masowe natężenie przepływu powietrza wilgotnego zasysanego przez silnik [kg/h],

G_t – teoretyczne masowe natężenie przepływu powietrza [kg/h]:

$$G_t = \frac{V_{ss} \cdot n \cdot \rho_{pow}}{\tau_{1,2}} \quad \left[\frac{kg}{h} \right]$$

V_{ss} – pojemność skokowa silnika [m³],

n – prędkość obrotowa silnika [obr/min],

ρ_{powi} – gęstość powietrza wilgotnego [kg/m³],

$\tau_{1,2}$ – współczynnik zależny od obiegu silnika, dla czterosuwów $\tau_{1,2} = 2$.

Ostatecznie więc do obliczeń:

$$\eta_{Vi} = \frac{\frac{G_{powi}}{60}}{\frac{V_{ss}}{1000} \cdot n_i \cdot \rho_{powi}} \cdot 2$$

gdzie: G_{powi} – rzeczywiste masowe natężenie przepływu powietrza wilgotnego [kg/h],

V_{ss} – pojemność skokowa silnika [l],

n_i – prędkość obrotowa silnika [obr/min],

ρ_{powi} – gęstość powietrza wilgotnego [kg/m³].

Współczynnik nadmiaru powietrza λ jest to stosunek ilości powietrza rzeczywiście użytego do spalania 1 kg paliwa L_{rz} do ilości teoretycznej koniecznej do całkowitego i zupełnego spalania 1 kg paliwa L_t .

$$\lambda = \frac{L_{rz}}{L_t}$$

Teoretyczną ilość powietrza L_t potrzebną do spalania dawki paliwa można wyznaczyć znając elementarny skład paliwa (udziały masowe węgla c , wodoru h i tlenu o) z zależności:

$$L_t = 28,95 \cdot \frac{1}{0,21} \cdot \left(\frac{c}{12} + \frac{h}{4} - \frac{o}{33} \right) \quad \left[\frac{\text{kg}_{\text{pow}}}{\text{kg}_{\text{paliwa}}} \right]$$

Dla oleju napędowego (o elementarnym składzie $c = 0,870$; $h = 0,125$; $o = 0,005$)

$L_t = 14,5$ kg powietrza/kg paliwa

Rzeczywista ilość powietrza doprowadzona do cylindra służąca do spalenia określonej dawki paliwa L_{rz} jest stosunkiem rzeczywistego masowego natężenia przepływu powietrza wilgotnego G_{pow} do godzinowego zużycia paliwa G_{pal} :

$$L_{rz} = \frac{G_{pow}}{G_{pal}} \quad \left[\frac{\text{kg}_{\text{pow}}}{\text{kg}_{\text{paliwa}}} \right]$$

Stąd:

$$\lambda_i = \frac{\eta_{vi} \cdot \frac{V_{ss}}{1000} \cdot \rho_{powi} \cdot \frac{n_i}{60}}{2 \cdot G_{pali} \cdot L_t}$$

gdzie: L_t – teoretyczne zapotrzebowanie powietrza [kg powietrza/kg paliwa]

V_{ss} – pojemność skokowa silnika [l],

G_{pali} – godzinowe zużycie paliwa [kg paliwa/h],

n_i – prędkość obrotowa silnika [obr/min],

ρ_{powi} – gęstość powietrza wilgotnego [kg/m³],

η_{vi} – współczynnik napełnienia cylindra,

Obliczanie udziału objętości spalin w danej fazie:

$$E_{pmi} = SR_i \cdot V_{spi} \cdot U_i \quad \left[\frac{\text{m}^3}{\text{h}} \right]$$

gdzie: SR_i – stopień rozcieńczenia spalin w tunelu,

U_i – współczynnik udziału pracy

V_{spi} – objętościowe natężenie przepływu spalin [m³/h]

$$V_{spi} = V_{powi} + (0,749 \cdot G_{pali}) \quad \left[\frac{\text{m}^3}{\text{h}} \right]$$

gdzie: G_{pali} – godzinowe zużycie paliwa [kg paliwa/h],

V_{powi} – objętościowe natężenie przepływu powietrza [m³/h], wyraża się wzorem:

$$V_{powi} = \frac{G_{powi}}{\rho_{powi}} \quad \left[\frac{m^3}{h} \right]$$

G_{powi} – masowe natężenie przepływu powietrza wilgotnego [kg/h],

ρ_{powi} – gęstość powietrza wilgotnego [kg/m³].

Obliczenie rzeczywistego stopnia rozcieńczenia SR:

Stopnia rozcieńczenia nie można przedstawić wprost jako stosunek wskazań analizatorów mierzących stężenie CO₂ w spalinach z silnika i w spalinach rozcieńczonych powietrzem, ponieważ analizatory wskazują zawartość CO₂ po skropleniu wody z próbki pobranej (na bazie suchej). Z tej też przyczyny należy przeliczyć wartości uzyskane z odczytu analizatorów na wartości rzeczywiste tj. gazów wilgotnych.

Tak więc stopień rozcieńczenia definiuje się następującą zależnością:

$$SR = \frac{CO_{2si} - CO_{2pow}}{CO_{2spowi} - CO_{2pow}}$$

w którym: CO_{2si} – rzeczywiste stężenie CO₂ w spalinach,
 CO_{2pow} – rzeczywiste stężenie CO₂ w powietrzu rozcieńczającym,
 CO_{2spowi} – rzeczywiste stężenie CO₂ w mieszaninie spalin z powietrzem rozcieńczającym.

Stężenie CO₂ w spalinach wilgotnych:

$$CO_{2si} = CO_{2sSi} \cdot KW_{ri} \quad [\%]$$

gdzie: CO_{2sSi} – stężenie CO₂ w spalinach suchych wskazane przez analizator

KW_{ri} – współczynnik korekcyjny dla spalin silnika wyrażający się zależnością:

$$KW_{ri} = \left(1 - F_{FHi} \cdot \frac{G_{pali}}{G_{ppi}} \right) - KW_{2i}$$

W powyższym wzorze:

G_{pali} – godzinowe zużycie paliwa [kg paliwa/h],

G_{ppi} – masowe natężenie powietrza suchego w [kg/h],

FFH_i – współczynnik przeliczeniowy będący funkcją λ_i dla spalanej paliwa

(tutaj ON), wg normy ISO:

wartość współczynnika λ	odpowiadająca wartość współczynnika FFH dla ON
dla $\lambda \leq 1$	1,783
dla $\lambda < 1; 1,3$)	1,865
$\lambda > 1,3$	1,920

KW_{2i} – współczynnik przeliczeniowy dany zależnością:

$$KW_{2i} = \frac{1,608 \cdot H_i}{1000 + H_i}$$

gdzie: H_i – wilgotność powietrza zasysanego w [g wody/kg suchego powietrza, Stężenie CO_2 w powietrzu rozcieńczającym wilgotnym:

$$CO_{2powi} = CO_{2powS} \cdot KW_{di}$$

gdzie: CO_{2powS} – stężenie CO_2 w powietrzu suchym (tło),

KW_{di} – współczynnik korekcyjny dla powietrza rozcieńczającego dany zależnością:

$$KW_{di} = 1 - KW_{li}$$

w którym współczynnik KW_{li} wg norm:

$$KW_{li} = \frac{1,608 \cdot H_{Ti}}{1000 + H_{Ti}}$$

We wzorze H_{Ti} to zawartość wody przypadająca na masę suchego powietrza w [g/kg]:

$$H_{Ti} = \frac{1000 \cdot 0,622 \cdot \frac{\varphi}{100} \cdot p_{spowi}}{p_p \cdot p_c - \frac{\varphi}{100} \cdot p_{spowi}}$$

gdzie: φ – wilgotność względna [%],

p_p – ciśnienie otoczenia [mmHg],

p_c – współczynnik przeliczeniowy jednostek ciśnienia

$$p_c = 1,3369 \frac{\text{mbar}}{\text{mmHg}}$$

p_{spowi} – ciśnienie pary wodnej nasyconej powietrza rozcieńczającego w [mmHg]
dane jest zależnością funkcyjną od temperatury powietrza t_{spowi} :

$$p_{\text{spowi}} = BB0 + BB1 \cdot t_{\text{spowi}} + BB2 \cdot (t_{\text{spowi}})^2 + BB3 \cdot (t_{\text{spowi}})^3$$

przy czym współczynniki BB0, BB1, BB2, BB3 są współczynnikami wielomianu aproksymującego ciśnienie nasycenia pary wodnej p_s w zależności od temperatury powietrza.

Funkcją tą jest wielomian 3-go stopnia wyznaczony metodą najmniejszych kwadratów na podstawie danych $p_s = f(t_{\text{pow}})$,

$$\begin{aligned} BB0 &= 3,02106, \\ BB1 &= 0,959243, \\ BB2 &= -0,0140785, \\ BB3 &= 0,000858722. \end{aligned}$$

Stężenie CO_2 w mieszaninie spalin z powietrzem rozcieńczającym wilgotnym $\text{CO}_{2\text{spowi}}$:

$$\text{CO}_{2\text{spowi}} = \text{CO}_{2\text{spowSi}} \cdot \text{KW}_{ei}$$

gdzie: $\text{CO}_{2\text{spowSi}}$ – stężenie CO_2 suche mieszaniny spalin z powietrzem w tunelu rozcieńczającym wskazane przez analizator,

KW_{ei} – współczynnik przeliczający stężenie CO_2 w spalinach rozcieńczonych z wartości suchych na mokre:

$$\text{KW}_{ei} = \frac{1 - \text{KW}_{li}}{1 + \frac{F_{\text{FHi}} \cdot \text{CO}_{2\text{spowSi}}}{200}}$$

w którym: KW_{li} – współczynnik przeliczeniowy,

FFHi – współczynnik przeliczeniowy będący funkcją λ_i ,

$\text{CO}_{2\text{spowSi}}$ – stężenie CO_2 suche mieszaniny spalin z powietrzem w tunelu rozcieńczającym wskazane przez analizator

Jednostkowa emisja cząstek stałych wyraża się następującą zależnością:

$$mE_{\text{PM}} = \frac{\sum_{i=1}^{13} \text{PM}_i}{\sum_{i=1}^{13} (N_{ei} \cdot U_i)} \quad \left[\frac{\text{g}}{\text{kWh}} \right]$$

gdzie: N_{ei} – moc rozwijana przez silnik w i -tej fazie testu [kW],

U_i to współczynniki udziału mocy dla poszczególnych faz testu zależne od momentu obrotowego i prędkości obrotowej silnika,

$$\sum_{i=1}^{13} PM_i \text{ – godzinowa emisja cząstek stałych [g/h]:}$$

$$\sum_{i=1}^{13} PM_i = \frac{MF \cdot \sum_{i=1}^{13} E_{pmi}}{\sum_{i=1}^{13} VF_i} \text{ [g cząstek/h]}$$

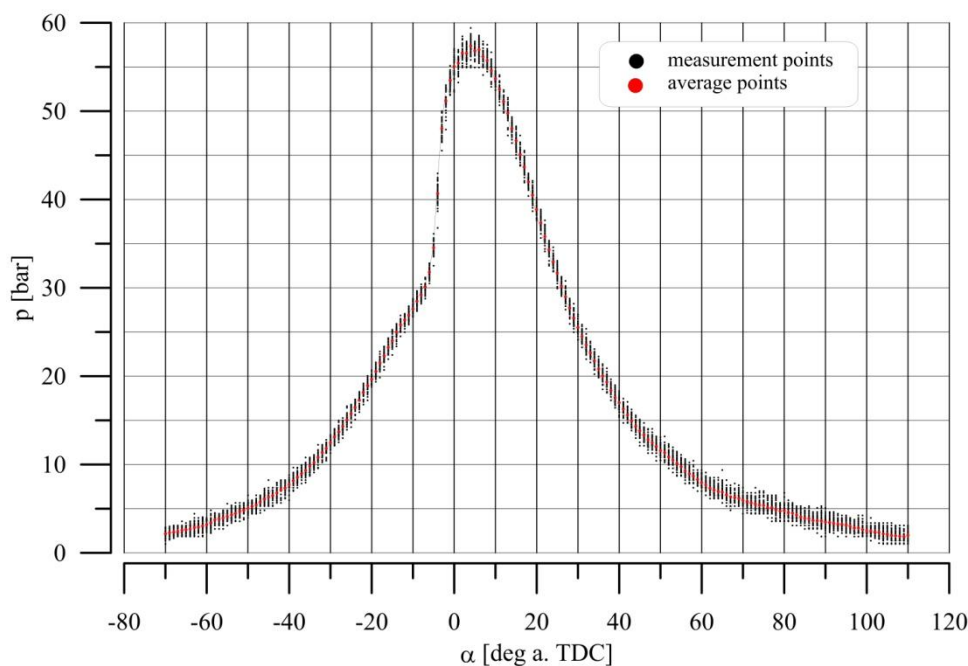
w którym: MF – masa cząstek stałych na filtrach po teście [g],

$\sum VF_i$ – suma objętości mieszaniny spalin z powietrzem przepływająca przez filtry,

$\sum E_{pmi}$ – suma udziałów objętości spalin w danej fazie

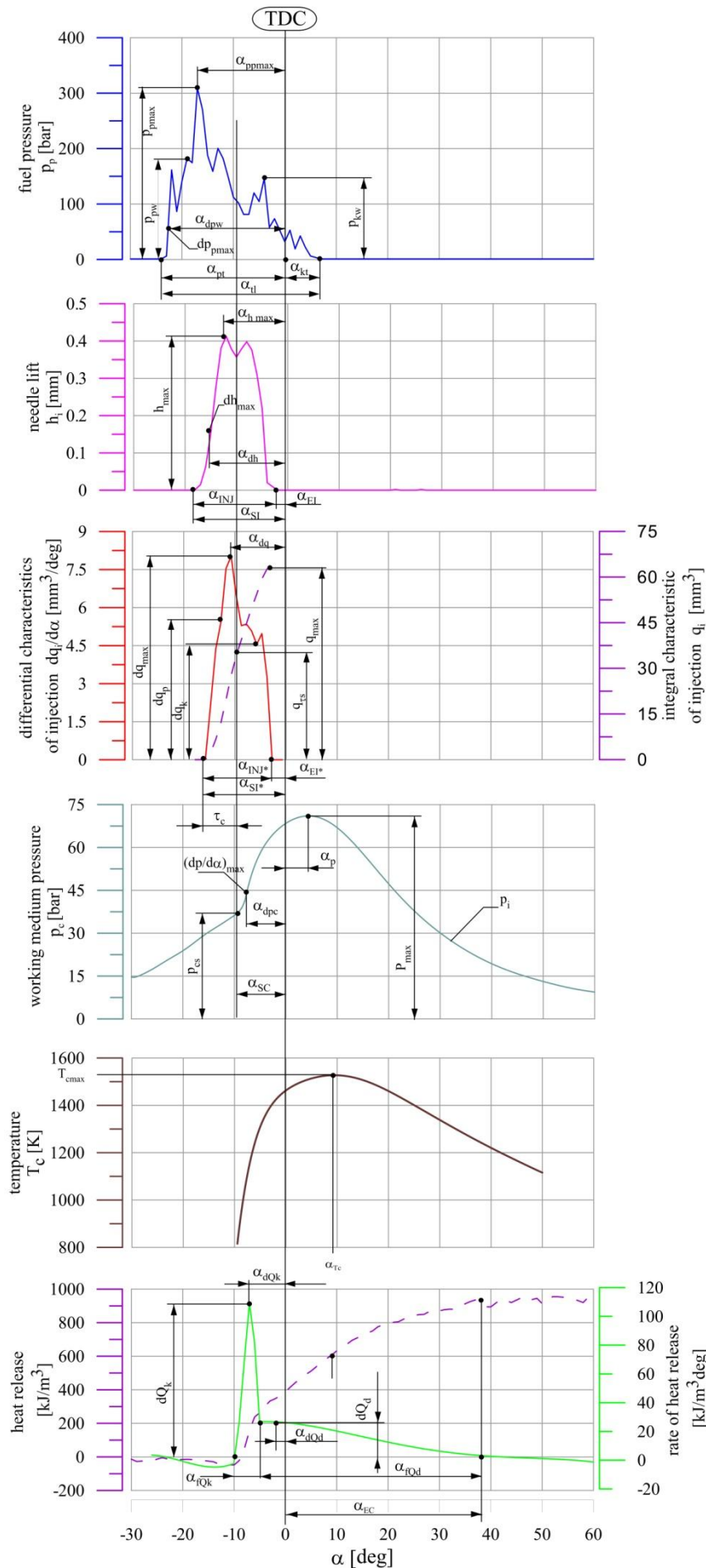
3.6. Wykresy indykatorowe

Ze względu na naturalne fluktuacje kolejnych cykli pracy silnika (przy stałej prędkości obrotowej i obciążeniu) analizie nie może zostać poddany przypadkowy wykres indykatorowy. Dlatego też przed odczytaniem parametrów charakterystycznych dla indykowania pomiary zrealizowano dla kilkudziesięciu kolejnych cykli pracy silnika, które uśredniono. Tak powstały reprezentatywny wykres indykatorowy stosowany był w dalszej analizie (rys. 3.3.).



Rys. 3.3. Schemat realizacji reprezentatywnego wykresu indykatorowego.

W oparciu o wykresy indykatorowe przygotowane tak jak na rys. 3.3. wyliczono prędkość wywiązywania się ciepła w cylindrze silnika w funkcji kąta OWK oraz zdefiniowano szereg parametrów (rys. 3.4.), pozwalających na pogłębienie zjawisk przyczynowo-skutkowych związanych z różnicą w przebiegu procesu spalania stosowanych w badaniach paliw.



Rys.3.4. Przykład określanych parametrów w oparciu o pomiary systemem Indimeter 617 D

Rys.3.4. przedstawia wszystkie parametry pracy silnika, które można odczytać z wykresów w funkcji kąta OWK. Do dalszej analizy, w celu realizacji założonego programu badań, wybrano następujące parametry:

- maksymalne ciśnienie spalania P_{max} ,
- występowanie maksymalnego ciśnienia spalania α_p
- maksymalna temperatura spalania T_c
- występowanie maksymalnej temperatury spalania α_{Tc}
- maksymalna prędkość narastania ciśnienia $(dp/d\alpha)_{max}$,
- kąt OWK, przy którym następuje początek wtrysku paliwa α_{SI} ,
- kąt OWK, przy którym następuje początek samozapłonu paliwa α_{SC} ,
- opóźnienie samozapłonu τ_c ,
- ciepło spalania paliwa w fazie kinetycznej Q_k
- ciepło spalania paliwa w fazie dyfuzyjnej Q_d
- sumaryczne ciepło spalania paliwa Q_s
- maksymalna prędkość spalania kinetycznego dQ_k ,
- maksymalna prędkość spalania dyfuzyjnego dQ_d ,
- występowanie maksymalnej prędkości spalania kinetycznego α_{dQk}
- występowanie maksymalnej prędkości spalania dyfuzyjnego α_{dQd}
- średnia prędkość spalania dQ_{avg}
- długość fazy spalania kinetycznego α_{rQk} ,
- długość fazy spalania dyfuzyjnego α_{rQd} ,
- koniec spalania α_{EC} ,
- długość spalania α_c ,
- kąt OWK, przy którym występuje maksymalna prędkość spalania kinetycznego α_{dQk} ,
- kąt OWK, przy którym występuje maksymalna prędkość spalania dyfuzyjnego α_{dQd} ,

3.7. Prędkość wywiązywania się ciepła

Z sumarycznej ilości wywiązanego ciepła z cylindra silnika w trakcie obiegu rzeczywistego, nie całe ciepło zostanie zamienione na energię mechaniczną (Q_i). Oprócz ciepła zamienionego na energię mechaniczną pojawiają się straty ciepła związane z niezupełnym i niecałkowitym spalaniem paliwa określane jako Q_n , straty związane z dysocjacją produktów spalania (Q_d), oraz ciepło, które jest wymieniane pomiędzy czynnikiem roboczym a ściankami cylindra (Q_{ch}).

Bilans wywiązywanego ciepła z cylindra silnika można zapisać jako sumę wszystkich wymienionych rodzajów ciepła:

$$Q = Q_i + Q_n + Q_d + Q_{ch} \quad (3.1)$$

Ponieważ straty ciepła Q_d dla przeciętnych temperatur pracy silnika spalinowego są niewielkie, wynoszą około 0,5% dla temperatury powyżej 2000K, dlatego w bilansie ciepła

można je pominąć. Również ciepło Q_n na potrzeby obliczeń można pominąć, ponieważ stanowi ono do 2% ciepła Q . W rezultacie uproszczony bilans ciepła można przedstawić jako:

$$Q = Q_i + Q_{ch} \quad (3.2)$$

Ponieważ ciepło Q_i wykorzystywane jest na zwiększenie energii wewnętrznej czynnika roboczego i do wykonania pracy, to przy założeniu, że proces spalania w cylindrze silnika jest przemianą zamkniętą, która zachodzi od stanu początkowego (1) do stanu rozpatrywanego (2), to zgodnie z I zasadą dynamiki ciepło Q_i można zapisać jako:

$$Q_{i_{1-2}} = \int_1^2 dU + A \cdot \int_1^2 p \cdot dV, \quad (3.3)$$

gdzie:

- dU – elementarna zmiana energii wewnętrznej czynnika,
- pdV – elementarna praca zmiany objętości,
- A – cieplny równoważnik pracy.

Ponieważ w trakcie spalania przyrost ilości gazu jest niewielki (między 3 a 4%), a przedmuchy czynnika roboczego pomiędzy tłokiem i cylindrem, a także inne nieszczelności są znikomo małe, to część obiegu rzeczywistego (od początku suwu sprężania do końca suwu rozprężania) można traktować jak przemianę zamkniętą.

Przy stałej objętości gazów w komorze spalania (V) i stałej ich temperaturze (T), a także przy średnim cieple właściwym (c_v) można przedstawić elementarną zmianę energii wewnętrznej mieszaniny gazów za pomocą różniczki:

$$dU = d(V \cdot c_v \cdot T), \quad (3.4)$$

natomiast skończony przyrost energii wewnętrznej pomiędzy stronami 1 i 2 wyraża równanie:

$$U_2 - U_1 = \int_1^2 d(V \cdot c_v \cdot T) = V_2 \cdot c_{v_2} \cdot T_2 - V_1 \cdot c_{v_1} \cdot T_1, \quad (3.5)$$

zatem równanie (3.3) można zapisać jako:

$$Q_{e_{1-2}} = V_2 \cdot c_{v_2} \cdot T_2 - V_1 \cdot c_{v_1} \cdot T_1 + A \cdot L_{1-2}, \quad (3.6)$$

Równanie ogólne ciepła odprowadzonego do ścianek komory spalania wyraża się równaniem:

$$Q_{ch} = \int_1^2 \int \alpha_g (T - T_s) dF d\tau, \quad (3.7)$$

gdzie:

- α_g – współczynnik przejmowania ciepła od gazów dla ścianek cylindra,
- T – chwilowa wartość temperatury gazów,
- T_s – chwilowa wartość temperatury ścianek cylindra,

- F – powierzchnia omywana przez gazy,
 τ – czas wymiany ciepła.

Ponieważ w trakcie obiegu amplituda wahań temperatury wewnętrznej powierzchni ścianki jest mała, to w celu uproszczenia obliczeń można ją pominąć, natomiast do równania (3.7) wprowadzić można średnią temperaturę, której wartość określa się na podstawie wyników pomiarów otrzymanych podczas analizy konstrukcji lub rozwiązań podobnych. W takim przypadku przyjmuje się tę wartość jako stałą.

Jeżeli równanie (3.1) podzieli się obustronnie przez ilość ciepła doprowadzonego do przestrzeni roboczej silnika wraz z paliwem w ciągu jednego obiegu (Q_0), przy czym:

$$Q_0 = q_0 \cdot W, \quad (3.8)$$

gdzie:

- q_0 – dawka paliwa przypadająca na jeden obieg,
W – wartość opałowa paliwa,

to otrzyma się wewnętrzny bilans energii w cylindrze, który w jednostkach względnych wygląda następująco:

$$x = x_i + x_{ch} + x_d + x_n \quad (3.9)$$

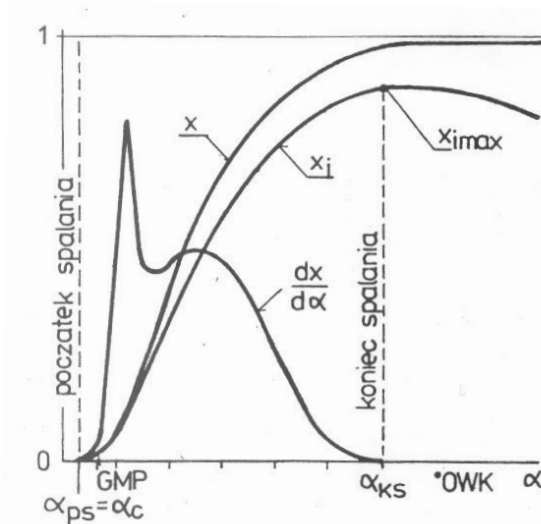
Po uproszczeniu równania otrzymuje się:

$$x = x_i + x_{ch} \quad (3.10)$$

W równaniu (3.10) przedstawiono zależności, które w funkcji czasu lub w funkcji kąta obrotu wału korbowego nazywane są odpowiednio:

- $x(\alpha)$ – przebieg funkcji wywiązywania się ciepła,
 $x_i(\alpha)$ – przebieg funkcji wykorzystania ciepła,
 $x_{ch}(\alpha)$ – przebieg funkcji strat chłodzenia.

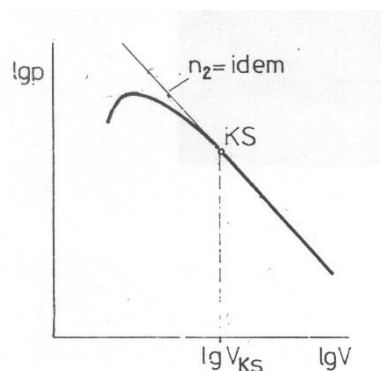
Pochodne powyższych funkcji względem czasu lub kąta OWK (przy założeniu ich ciągłości) określają odpowiednio prędkość wywiązywania się ciepła, prędkość wykorzystania ciepła oraz prędkość strat chłodzenia.

Rys. 3.5. Schemat przebiegu funkcji x , x_i oraz $dx/d\alpha$ w funkcji kąta α

3.7.1. Ustalenie początku i końca spalania

Kąt, przy którym obserwuje się nagły wzrost ciśnienia na linii sprężania, odpowiada kątowi początku spalania (α_{sc}). Kąt ten określa się na podstawie otwartego wykresu indykatorowego.

Koniec spalania α_{ks} określany jest na podstawie wykładnika politropy rozprężania. Korzystając z otwartego wykresu indykatorowego oraz danych geometrycznych silnika można wyznaczyć zależność $\log p = f(\log V)$. Położenie wału korbowego w momencie końca spalania wyznaczane jest przez punkt, w którym krzywa współczynnika rozprężania przechodzi w linię prostą.



Rys.3.6. Sposób wyznaczania współrzędnej końca spalania z warunku ustalenia się wartości wykładnika politropy

Obliczenie przebiegu zmiany objętości

Objętość przestrzeni roboczej silnika nad tłokiem można wyznaczyć z zależności:

$$V(\alpha) = \frac{V_s}{\varepsilon - 1} + F \cdot s, \quad (3.11)$$

gdzie:

- V_s – objętość skokowa silnika
 ε – stopień sprężania
 F – powierzchnia denka tłoka
 r – promień wykorbienia wału korbowego
 l – długość korbowodu

$$s = r \left(1 - \cos \alpha + \frac{\lambda_d}{2} \cdot \sin^2 \alpha \right)$$

$$\lambda_d = \frac{r}{l}$$

3.7.2. Temperatura spalania

Wartość temperatury w trakcie procesu spalania wyznacza się ze wzoru:

$$T(\alpha) = \frac{(p \cdot V)(\alpha)}{(p \cdot V)(\alpha_{ps})} \cdot \frac{T(\alpha_{ps})}{\mu(\alpha)} \quad (3.12)$$

Współczynnik przemiany molekularnej $\mu(\alpha)$ jest funkcją rozwoju procesu spalania:

$$\mu(\alpha) = 1 + \frac{\mu_0 - 1}{1 + \gamma} \cdot \hat{x}(\alpha), \quad (3.13)$$

gdzie:

$\mu_0 = 1 + \frac{0,0634}{\lambda}$ - teoretyczny współczynnik przemiany molekularnej.

Zakładając, że w czasie spalania współczynnik $\mu(\alpha)$ zmienia się według paraboli sześcienniej, to do obliczeń wstępnie przyjmuje się przebieg spalania zgodnie z zależnością:

$$\hat{x}(\alpha) = 1 - \left(\frac{\alpha_{ks} - \alpha}{\alpha_{ks} - \alpha_{ps}} \right)^3 \quad (3.14)$$

Temperaturę początku spalania $T(\alpha_{ps})$ oblicza się z równania stanu:

$$T(\alpha_{ps}) = \frac{(p \cdot V)(\alpha_{ps})}{848 \cdot M(\alpha_{ps})}, \quad (3.15)$$

gdzie $M(\alpha_{ps})$ oznacza ilość kilomoli ładunku cylindra w chwili zapłonu, wyznaczaną z następującej zależności:

$$M(\alpha_{ps}) = \lambda \cdot L_t \cdot (1 + \gamma) \cdot q_0, \quad (3.16)$$

gdzie:

L_t – stała stechiometryczna paliwa (dla oleju napędowego $L_t = 0,495 \frac{kmol}{kg}$)

- γ – współczynnik resztek spalin
 λ – współczynnik nadmiaru powietrza

Obliczenie funkcji wykorzystania ciepła $x_i(\alpha)$

Korzystając z zależności:

$$c_v(\alpha) = A \frac{848}{k(\alpha)-1}, \quad (3.17)$$

gdzie $k(\alpha)$ to wykładnik adiabaty, z zależności (3.16), oraz zmiany energii wewnętrznej określonej przez ciśnienie i objętość gazów, równanie funkcji wykorzystania ciepła można zapisać w postaci:

$$x_i = \frac{A}{q_0 \cdot W} \left(\frac{p_2 \cdot V_2}{k_2 - 1} - \frac{p_1 \cdot V_1}{k_1 - 1} + \sum L_{12} \right) \quad (3.18)$$

Wartość pracy L_{1-2} określana jest drogą sumowania przyrostów:

$$L_{1-2} = p_{sr}(V_2 - V_1) \quad (3.19)$$

Korzystając z własności energii wewnętrznej można zapisać, że:

$$\frac{p_1 \cdot V_1}{k_1 - 1} = \frac{p_{\alpha ps} \cdot V_{\alpha ps}}{k_{\alpha ps} - 1} = idem \quad (3.20)$$

W związku z tym równanie (3.17) można przedstawić następująco:

$$x_i(\alpha) = \frac{A}{q_0 \cdot W} \left(\frac{p_{\alpha} \cdot V_{\alpha}}{k_{\alpha} - 1} - \frac{p_{\alpha ps} \cdot V_{\alpha ps}}{k_{\alpha ps} - 1} + \sum_{\alpha ps}^{\alpha} \Delta L \right), \quad (3.21)$$

gdzie ΔL określa przyrost pracy zmiany objętości w danym kroku obliczeniowym.

Wiadomo, że:

$$k = \frac{c_{pm}}{c_{vm}} = 1 + \frac{1,986}{c_{vm}} \quad (3.22)$$

gdzie c_{pm} i c_{vm} określają ciepło właściwe ładunku cylindra w dowolnym punkcie obiegu odpowiednio przy stałym ciśnieniu i stałej objętości.

Aby obliczyć $c_{vm}(\alpha)$ należy przyjąć następujące założenia:

- zawartość cylindra to mieszanina czystego powietrza i końcowych produktów spalania mieszanki stechiometrycznej,
- skład mieszanki określa się w procesie spalania uwzględniając przebieg wypalania się paliwa (przyjmując wstępnie przybliżony przebieg funkcji $\hat{x}(\alpha)$).

W trakcie procesu spalania spełniona jest zależność:

$$c_{vm}(\alpha) = \frac{[1,064 \cdot \hat{x}(\alpha) + \gamma] \cdot c_v''(\alpha) + \{\lambda \cdot [1 + \gamma] - [\hat{x}(\alpha) + \gamma]\} \cdot c_v'(\alpha)}{\lambda \cdot (1 + \gamma) + 0,064 \cdot \hat{x}(\alpha)}, \quad (3.23)$$

gdzie:

$c_v'(\alpha)$ – izochoryczne ciepło właściwe suchego powietrza,

$c_v''(\alpha)$ – izochoryczne ciepło właściwe czystych produktów spalania.

Ciepła właściwe oblicza się przyjmując liniową zależność od temperatury:

$$c_v'(\alpha) = 4,60 + 0,00060 \cdot T(\alpha) \quad (3.24)$$

$$c_v''(\alpha) = 4,89 + 0,00086 \cdot T(\alpha) \quad (3.25)$$

W uproszczonym modelu obliczeniowym, stosowanym w tym przypadku za Instytutem AVL, założono dodatkowo, że izochoryczne ciepło właściwe nie jest funkcją temperatury, a wykładnik adiabaty k ma stałą wartość ($k=1.37$) dla silnika ZS zasilanego konwencjonalnym paliwem.

3.8. Wizualizacja samozapłonu i spalania paliwa

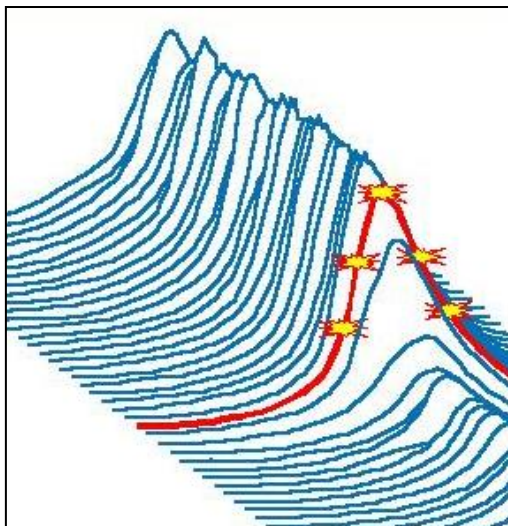
Możliwości poprawy parametrów energetycznych oraz zmniejszenia emisji toksycznych składników spalin silników spalinowych wymagają coraz precyzyjniejszej organizacji przebiegu procesu wtrysku i spalania paliwa. W celu optymalizacji procesów zachodzących wewnątrz cylindra silnika przestaje zatem wystarczać wyłącznie analiza zmian podstawowych parametrów wyjściowych silnika. Do bezpośredniej oceny przebiegu wtrysku paliwa, sposobu tworzenia mieszaniny paliwowo-powietrznej oraz jej spalania coraz bardziej niezbędna staje się możliwość wizualnej oceny tych zjawisk. Istnieje szereg istotnych problemów związanych z rejestracją obrazów wewnątrz cylindra silnika spalinowego. Do najistotniejszych należą: wysoka temperatura i ciśnienie czynnika roboczego oddziaływującego na element optyczny aparatury pomiarowej, brak wystarczającej ilości miejsca w głowicach nowoczesnych silników do optycznego dostępu do wnętrza cylindra oraz bardzo duża szybkozmienność rejestrowanych zjawisk.

Warunki pomiarów wizualizacji przebiegu procesów wtrysku i spalania paliwa w cylindrze silnika wysokoprężnego odróżnia nieco aparaturę pomiarową tego typu od systemów szybkiego filmowania stosowanych w innych dziedzinach nauki. Do specyfiki pomiarów silnikowych należy zaliczyć konieczność zabezpieczenia elementów optycznych przed wysoką temperaturą, minimalizację gabarytów sondy (endoskopu) zapewniającej optyczny dostęp do komory spalania oraz pomiary wykonywane w funkcji kąta obrotu wału korbowego silnika (a nie w funkcji czasu).

Klasyczne systemy szybkiego filmowania pozwalają, na filmowanie z maksymalną prędkością do 4500 klatek/s. Przy prędkości obrotowej silnika wynoszącej 2500 obr/min daje to możliwość rejestracji obserwowanych zjawisk co 3 °OWK (odległość pomiędzy kolejnymi ekspozycjami). Z doświadczenia wiadomo, że analiza zjawisk związanych z przebiegiem wtrysku, rozpylenia paliwa, przygotowania mieszaniny palnej i spalania z rozdzielczością mniejszą niż 0,5 °OWK nie daje wystarczającej ilości informacji do próby interpretacji przyczynowo skutkowej badanych zjawisk.

Ponadto, jak obrazuje to rys.3.7., ujemną cechą rejestracji procesów w cylindrze silnika konwencjonalnym systemem szybkiego filmowania jest przypadkowość wyboru cyklu pracy

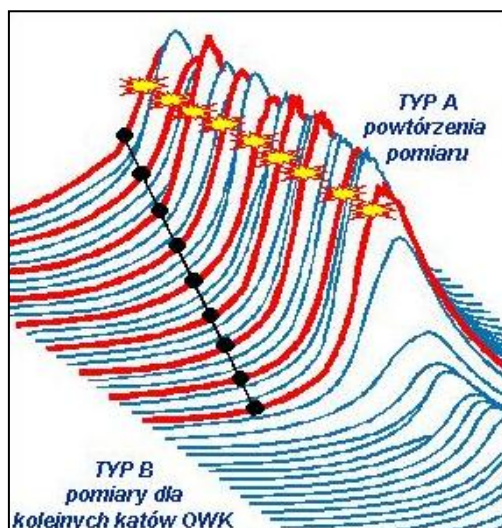
silnika poddawanego analizie. W tego typu systemach pomiarowych nie ma możliwości wyboru reprezentatywnego cyklu pracy silnika do rejestracji i dalszej analizy. Ze względu na naturalne fluktuacje kolejnych obiegów silnika uzyskiwane wyniki oparte mogą być na przypadkowo bardzo dobrych lub przypadkowo bardzo złych cyklach pracy silnika, co z kolei prowadzić może do formułowania fałszywych wniosków.



Rys.3.7. Schemat rejestracji procesów w cylindrze silnika konwencjonalnym systemem szybkiego filmowania

Należy mieć na uwadze również fakt, że pomiary wykonywane w funkcji czasu nie są adekwatne do pomiarów wykonywanych w funkcji kąta obrotu wału korbowego silnika. Wynika to oczywiście z zasady pracy tłokowego silnika spalinowego, dla którego prędkość kątowna jest funkcją kąta obrotu wału korbowego również w warunkach ustalonych pracy silnika. Zatem w różnych etapach realizacji obiegu termodynamicznego, tym samym interwałom czasu odpowiadały będą inne interwały kąta obrotu wału korbowego. Gdyby założyć, że prędkość obrotowa silnika wynosi 4500 obr/min, a stopień nierównomierności biegu silnika samochodowego $\delta=1/200$, to w czasie 1 ms w końcowym okresie suwu sprężania (tuż przed samym samozapłonem) wał korbowy obróciłby się o 27,5 °OWK, natomiast w suwie rozprężania w ciągu 1 ms wał korbowy zdążyłby wykonać obrót o 28 °OWK. Stopień nierównomierności biegu silnika zależy nie tylko od prędkości obrotowej i od obciążenia silnika, ale również od zastosowania tego silnika i tak np. dla silników ciągnikowych stopień nierównomierności biegu silnika mieści się w zakresie $\delta=1/60-1/65$.

Z przedstawionych powodów korzystniejsze wydaje się stosowanie do wizualizacji przebiegu wtrysku i spalania paliwa w silniku wysokoprężnym cyfrowych systemów pomiarowych archiwizujących obrazy w funkcji kąta obrotu wału korbowego nie z jednego, ale z wielu cykli pracy silnika, tak jak przedstawiono schematycznie na rys.3.8.



Rys.3.8. Schemat filmowania procesów w cylindrze silnika systemem AVL 513D Engine Videoscope

Taki sposób postępowania pozwala na filmowanie i analizę według dwóch metod:

- typ A (rys.3.8.) – rejestracja obrazów z różnych cykli pracy silnika dla tego samego kąta obrotu wału korbowego
- typ B (rys.3.8.) – rejestracja obrazów z różnych cykli pracy silnika dla kolejnych kątów obrotu wału korbowego przesuniętych o deklarowany interwał (maksymalna „rozdzielczość” próbkowania wynosi 0.1 °OWK)

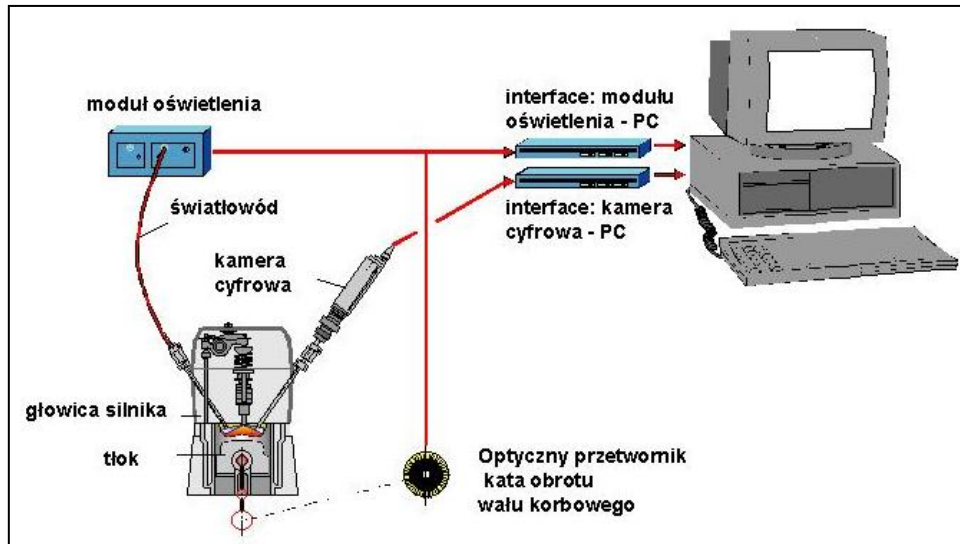
Przy analizie obrazów odpowiadających temu samemu kątowi wału korbowego (pochodzących z różnych cykli pracy silnika) możliwa jest obróbka statystyczna wyników badań dająca pogląd na niepowtarzalność badanych zjawisk oraz możliwość określenia uśrednionego lub reprezentatywnego cyklu pracy silnika.

Po pomiarze dla kolejnych kątów obrotu wału korbowego silnika można stworzyć swoisty film pozwalający na wizualną analizę przebiegu procesu wtrysku i spalania paliwa w cylindrze silnika wysokoprężnego.

Dla obu opcji (pomiar według metody A i pomiar według metody B) możliwe jest dodatkowo określenie rozkładu temperatur w cylindrze silnika podczas spalania paliwa. Izotermy obliczane są w oparciu o metodę 2-kolorów.

3.8.1. Stanowisko pomiarowe AVL VideoScope 513D

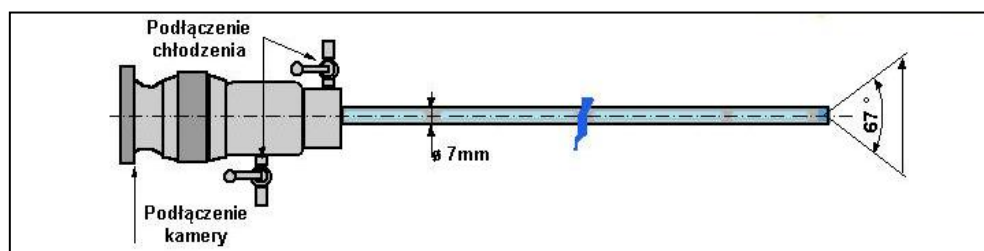
Schemat stanowiska pomiarowego przedstawiony został na rys.3.9. Optyczny dostęp do komory spalania (lub innego miejsca rejestracji obrazów) zapewnia endoskop. Element ten połączony jest bezpośrednio z obiektywem kamery cyfrowej. Zastosowano cyfrową kamerę CCD firmy Pulnix o wysokiej rozdzielczości 768x484 punktów. Czas otwarcia obiektywu dla rejestracji procesu spalania wynosi 60 μ s (1/16.000 s). Oczywiście można stosować dłuższe ekspozycje np. dla zjawisk nie będących źródłem światła. Maksymalna częstotliwość wyzwalania pomiaru wynosi 12 Hz. Ponieważ kolejne obrazy pobierane są z różnych cykli pracy silnika to częstotliwość rejestracji nie ogranicza bezpośrednio odległości kątowej kolejnych, rejestrowanych ekspozycji. Dzięki temu system pomiarowy dokonuje archiwizacji obrazów zjawisk w cylindrze silnika przesuniętych względem siebie o 0,1 °OWK.



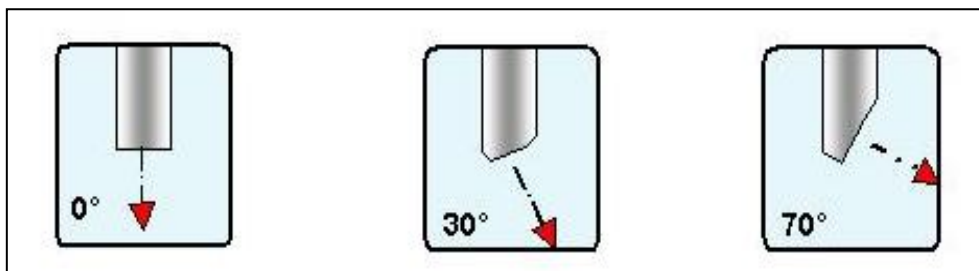
Rys.3.9. Schemat stanowiska pomiarowego do wizualizacji wtrysku i spalania paliwa w silniku wysokoprężnym AVL Engine Videoscope 513D

Kolejne ekspozycje wyzwalane są sygnałem pochodzącym z optycznego przetwornika kąta obrotu wału korbowego silnika *AVL Angle Encoder 364*. Przy 720 znacznikach umieszczonych na obwodzie tarczy przetwornika oraz współpracy z urządzeniem *AVL Puls Multiplier* zapewnia on maksymalną częstotliwość próbkowania do $0,05^{\circ}$ OWK. Ten sam sygnał wyzwała jednocześnie impuls światła generowany w module oświetlenia i przekazywany światłowodem do komory spalania w celu umożliwienia rejestracji wtrysku paliwa. Cenną, dodatkową zaletą tego układu pomiarowego jest możliwość stosowania tego samego przetwornika kąta obrotu wału korbowego do wyzwalania innego rodzaju pomiarów w sposób całkowicie zsynchronizowany z filmowaniem. Najczęstszym pomiarem towarzyszącym wizualizacji przebiegu wtrysku i spalania w cylindrze silnika jest oczywiście pomiar przebiegu ciśnienia w cylindrze silnika, ciśnienia paliwa w instalacji wtryskowej oraz przemieszczenia iglicy wtryskiwacza w funkcji kąta obrotu wału korbowego silnika.

Optyczny dostęp do komory spalania umożliwia endoskop sprzężony z obiektywem kamery. Chłodzenie endoskopu zapewnione jest przez wymuszony przepływ powietrza pomiędzy tzw. soczewkami prętowymi wewnątrz endoskopu. Firma AVL proponuje endoskopy o średnicach 7 i 4 mm. Endoskop o średnicy 7 mm (rys.3.10) charakteryzuje się kątem widzenia 67° , natomiast endoskop 4 mm ma kąt widzenia wynoszący 80° .



Rys.3.10. Endoskop urządzenia AVL Engine Videoscope 513D [1]



Rys.3.11. Odmiany endoskopów urządzenia AVL Engine Videoscope 513D

Każdy z rozmiarów endoskopów dostępny jest w 3 odmianach, różniących się kątem pomiędzy osią optyczną i osią geometryczną endoskopu. Dostępne są endoskopy o „kierunku widzenia” wynoszącym: 0, 30 i 70°.

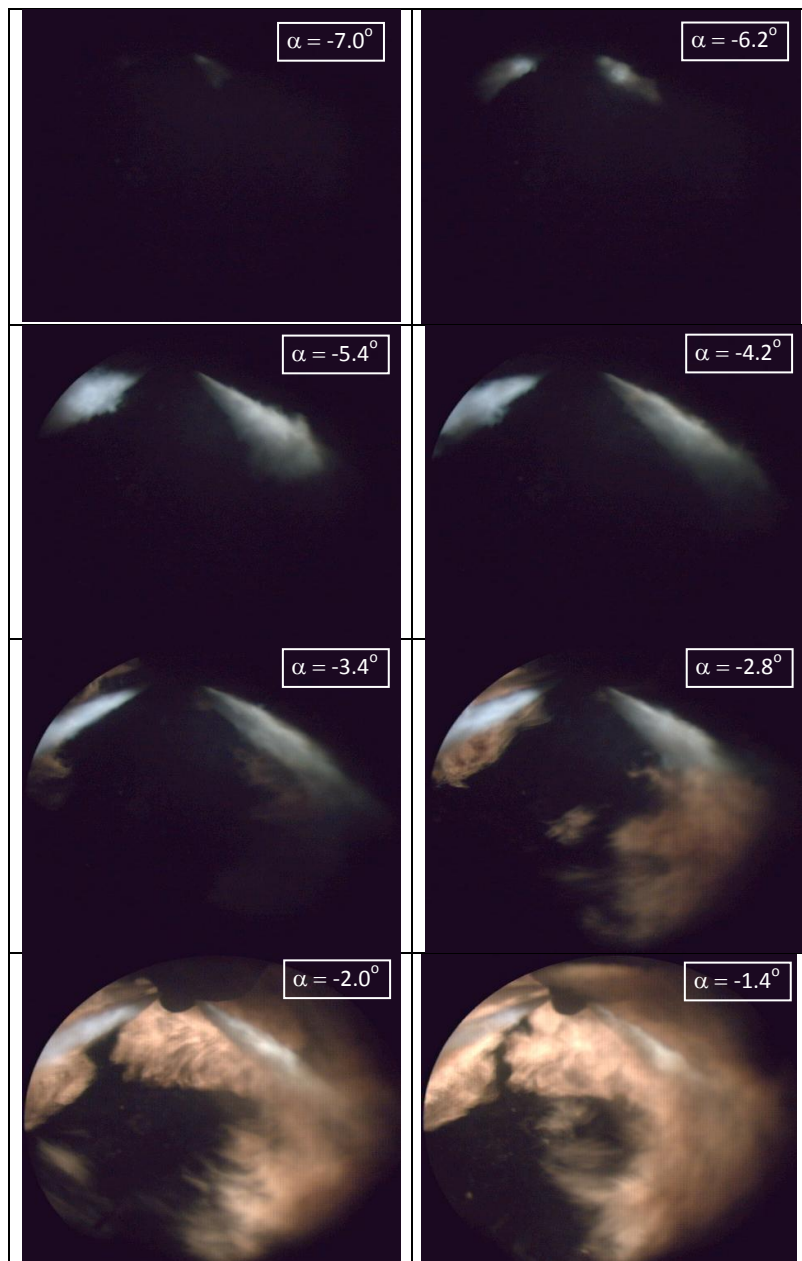
W nowoczesnych silnikach z zapłonem samoczynnym (ZS), w głowicy, gdzie miejsce znaleźć muszą 4 zawory, wtryskiwacz, świeca żarowa, kanały z płynem chłodzącym, kanały recyrkulacji spalin etc., coraz trudniej o miejsce na umieszczenie tulei z endoskopem i tulei ze światłowodowym źródłem światła. Z tego punktu widzenia endoskopy o mniejszej średnicy są wygodniejsze w aplikacji. Należy jednak mieć na uwadze, że endoskopy o większej średnicy i mniejszym kącie widzenia wymagają mniej światła do uzyskania poprawnie zarejestrowanego obrazu. Jednak największą zaletą endoskopii przy filmowaniu procesu wtrysku i spalania jest prostota przystosowania seryjnego silnika do pomiarów. Zasadniczo proces ten nie różni się (z punktu widzenia trudności technicznej) od przystosowania głowicy silnika do indykowania. Niemniej jednak tak jak przygotowanie głowicy do indykowania wymaga znajomości pewnych prawideł tak i endoskopia cylindra silnika rządzi się swoimi regułami, które zapewniają zarówno poprawność wykonania rejestracji obrazów wewnątrz cylindra silnika jak i ich dalszą fizykalną analizę.

3.8.2. Obróbka i analiza obrazów rejestrowanych zjawisk

Użycie endoskopii przy cyfrowym filmowaniu procesów wtrysku i spalania w cylindrze silnika wysokoprężnego za pomocą urządzenia AVL Engine Videoscope 513D pozwala na uzyskanie obrazów o 32-bit kolorze rzeczywistym, rozdzielczości 786 x 484 punktów i ekspozycji przesuniętej o 0.1 kąta obrotu wału korbowego silnika. Przykład takich obrazów, z powodów edytorskich niniejszej publikacji – czarno-biały, przedstawia rys.3.12.

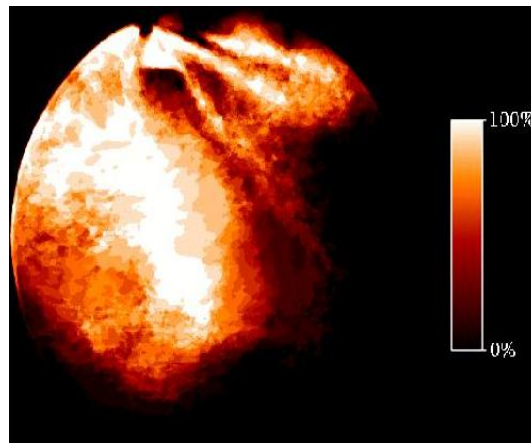
Analiza tego typu obrazów pozwala na określenie szeregu parametrów przydatnych do analizy przyczynowo-skutkowej obserwowanych zjawisk, m.in. początku wtrysku paliwa, początku samozapłonu, kąta wierzchołkowego rozpylonej strugi paliwa, zasięgu strugi paliwa, obszaru objętego strugą rozpylonego paliwa czy strefy objętej płomieniem.

Proces wielokrotnej rejestracji obrazów w cylindrze silnika dla tych samych położeń wału korbowego wzg. GMP tłoka pozwala na wiele zabiegów ułatwiających dalszą analizę obserwowanych zjawisk. Do obróbki post-procesowej, w ramach wizualizacji przebiegu wtrysku i spalania paliwa w cylindrze silnika, należy określanie prawdopodobieństwa występowania płomienia dla danej strefy, uśrednianie zarejestrowanych obrazów, wybór reprezentatywnego cyklu oraz obliczenia rozkładu temperatur wewnątrz cylindra silnika.



Rys.3.12. Przykład rejestracji przebiegu wtrysku i spalania w cylindrze silnika wysokoprężnego dla wybranych kątów obrotu wału korbowego (oryginał kolorowy, rejestracja co 0,1 °OWK)

Poprzez ekstrakcję obszarów odpowiadających strefie płomienia na obrazach odpowiadających powtórzeniom pomiarów dla tego samego kąta obrotu wału korbowego możliwe jest określenie prawdopodobieństwa występowania płomienia w danym miejscu komory spalania. Dla jednego, określonego kąta obrotu wału korbowego przedstawia to przykładowo rys.3.13.



Rys.3.13. Przykład rozkładu prawdopodobieństwa występowania płomienia dla określonego kąta obrotu wału korbowego silnika

Powtarzanie rejestracji obrazów w cylindrze silnika dla tych samych położań wału korbowego pozwala również na wyłonienie reprezentatywnego cyklu pracy silnika lub utworzenie (wyliczenie) uśrednionego obrazu. Jest to niezwykle ważne ze względu na naturalne fluktuacje zjawisk wewnątrz cylindra silnika. Podobnie zresztą dla innych metod pomiarowych dotyczących niepowtarzalnych procesów cyklicznie powtarzanych dokonuje się analogiczne zabiegi statystyczne pozwalające na analizę najbardziej reprezentatywnej lub uśrednionej próbki pomiarowej. Przykładowo, indykowanie cylindra silnika dokonane dla kolejnych obiegów pracy silnika stwarza możliwość uzyskania do analizy uśrednionego bądź reprezentatywnego przebiegu ciśnienia czynnika roboczego. Uśredniony przebieg ciśnienia powstaje poprzez wyliczenie średniej arytmetycznej z kolejnych powtórzeń pomiaru ciśnienia. Uśredniony obraz tworzony jest przez uśrednienie intensywności 3 podstawowych kolorów każdego punktu pobieranego z kolejnych powtórzeń pomiaru – czerwonego, zielonego i niebieskiego (RGB model – Red, Green, Blue). W efekcie powstaje uśredniony obraz, który nigdy nie był rejestrowany.

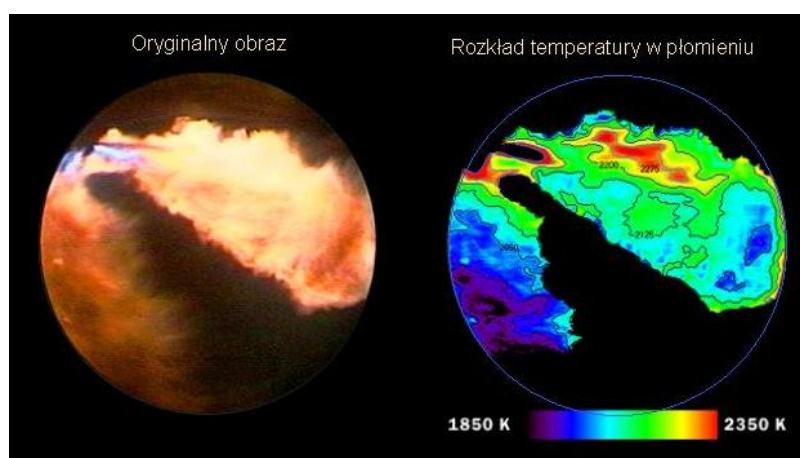


Rys.3.14. Schemat tworzenia sekwencji reprezentatywnych obrazów

Analiza tak spreparowanych danych (szczególnie przy małej ilości powtórzeń i dużej niepewtarzalności procesów) może prowadzić do fałszywych wniosków. Z tego powodu istnieje możliwość wyboru reprezentatywnego obrazu (według określonego kryterium) spośród zarejestrowanych dla tego samego kąta obrotu wału korbowego. W przypadku indykowania tym kryterium jest najczęściej maksymalne ciśnienie spalania lub maksymalna prędkość narastania ciśnienia spalania $(dp/d\alpha)_{\max}$. Dla analizy przebiegu wtrysku i spalania jako reprezentatywny przyjmuje się ten obraz, na którym obszar występowania płomienia jest najbardziej zbliżony do obszaru 100% prawdopodobieństwa występowania płomienia dla danego kąta obrotu wału korbowego.

Takie postępowanie dla kolejnych kątów obrotu wału korbowego pozwala na stworzenie sekwencji reprezentatywnych obrazów, które dają podstawę do analizy przebiegu procesów wewnątrz cylindra silnika. Schemat tej procedury przedstawia rys.3.14.

Optyczne rejestrowanie spalania paliwa w silniku wysokoprężnym pozwala również na wyliczenie rozkładu temperatur w cylindrze silnika. Przykład izoterm obliczonych w oparciu o metodę dwóch kolorów [2,3] przedstawiony został na rys. 3.15.



Rys.3.15. Rozkład temperatur w cylindrze silnika obliczony w oparciu o metodę dwóch kolorów

3.9. Termowizja płomienia (metoda 2-kolorów)

W zasadzie każda fizyczna wielkość, która zmienia się wraz z temperaturą może być użyta do pomiaru temperatury. Różne metody pomiarowe zostały rozwinięte dla różnych zadań pomiarowych, obiektów pomiarowych i zakresów temperatur.

Z powodu gwałtownego w ostatnich latach rozwoju, spektroskopia na podczerwień zaczęła stawać się coraz bardziej popularna w pomiarach temperatury ciał stałych i cieczy. Szczególne zalety tej metody to łatwość w użyciu oraz fakt, że obiekt pomiarowy pozostaje nie naruszony przez pomiar i pomiary pozbawione są bezwładności.

Znacznie bardziej problematyczne jest to, jak określić rozkład temperatury w medium gazowym poprzez użycie metod optycznych. Weźmy na przykład płomień sadzowy jako źródło promieniowania. Bez opisywania tego w warunkach modelu matematyczno-fizycznego, wiemy z własnego doświadczenia, że przynajmniej brzeg płomienia świetlnego

pozwała na przenikanie tła. Wnętrze płomienia nie jest optycznie gęste, co powoduje, że także tło przyczynia się do całkowitego promieniowania cieplnego.

Następnie trzeba zadać sobie pytanie, która temperatura jest lub może być wyznaczona na podstawie analiz tego obrazu. Jeśli obliczenia są oparte na przestrzennym rozkładzie temperatury, a obszar jest optycznie gęsty, to można uważać, że zmierzone promieniowanie pochodzi głównie od najwyższej warstwy płomienia zwróconych do kamery, i że zmierzona warstwa musi reprezentować "średnią" temperaturę tego obszaru.

3.9.1. Podstawowe prawa i pojęcia, dotyczące promieniowania cieplnego, stosowane w metodzie dwu kolorów

Każde ciało emituje promieniowanie elektromagnetyczne z powodu jego skończonej temperatury. Rozpatrując promieniowanie zawarte w pewnej objętości V , można stwierdzić, że ma ono pewną energię – *energię radiacyjną (energię promieniowania)* E . Zatem na jednostkę objętości V przypada:

$$e = \partial E / \partial V - \text{gęstość energii radiacyjnej [J/m}^3\text{]}$$

W jednostce czasu oznaczonej symbolem τ przez dowolną powierzchnię F przepływa:

$$\dot{E} = \partial E / \partial \tau - \text{strumień energii radiacyjnej [W]}$$

a na jednostkę powierzchni przypada

$$\dot{e} = \frac{\partial \dot{E}}{\partial F} = \frac{\partial^2 E}{\partial \tau \partial F} - \text{gęstość strumienia energii radiacyjnej [W/m}^2\text{]}$$

Gęstość strumienia energii radiacyjnej jest tożsama z pojęciem *gęstości emisji*

Wielkość ta może być odniesiona do jednostki kąta bryłowego Ω , czyli:

$$I = \frac{\partial \dot{e}}{\partial \Omega} = \frac{\partial^2 \dot{E}}{\partial F \partial \Omega} - \text{intensywność promieniowania [W/m}^2\text{sr]}$$

Wszystkie wymienione wielkości można odnieść do jednostkowej (określonej) długości fali λ . Oznacza to określenie ich *rozkładu widmowego* lub inaczej *spektralnego*. Tak więc otrzymuje się:

$$\dot{E}_\lambda = \frac{\partial \dot{E}}{\partial \lambda} - \text{spektralna energia promieniowania}$$

$$\dot{e}_\lambda = \frac{\partial \dot{e}}{\partial \lambda} - \text{spektralna gęstość strumienia energii}$$

$$I_\lambda = \frac{\partial I}{\partial \lambda} - \text{spektralna intensywność promieniowania}$$

Zamiast określenia *spektralny* spotyka się również termin *monochromatyczny*, co jest ściślej, gdyż oznacza dosłownie *jednobarwny* tzn. o jednej ściśle określonej długości fali.

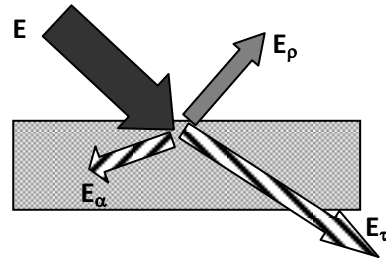
Energia promieniowania padającego na jakieś ciało może zostać pochłonięta E_α , odbita E_ρ lub przepuszczona E_τ .

$$E = E_\alpha + E_\rho + E_\tau$$

E_α – energia absorpcyjności

E_ρ – energia refleksyjności

E_τ – energia transmisyjności (przepuszczalności)



Rys.3.16. Bilans energii radiacyjnej (promieniowania) E padającej na ciało szare

Jeśli przez α oznaczymy *absorpcyjność*, ρ – *refleksyjność*, τ – *transmisyjność* (*przepuszczalność*), to:

$$\alpha + \rho + \tau = 1$$

Wielkości te są bezwymiarowe, a ich wartości mieszczą się w przedziale od 0 do 1. Ściślej, wielkości te należy odnosić do wielkości spektralnych i do danej temperatury. Przykładowo, dla ciała absolutnie czarnego $\alpha=1$, dla ciała szarego $\alpha<1$ i $\alpha+\rho=1$, dla ciała zwierciadlanego (białego) $\rho=1$, dla ciała przezroczystego (diatermicznego) $\tau=1$ a dla ciała nieprzezroczystego (adiatermicznego) $\tau=0$.

W 1900 roku M. Planck wymyślił teoretyczny opis widma ciepłego promieniowania ciała doskonale czarnego. Zgodnie z tą hipotezą promieniowanie można traktować jako falę stojącą (oscylator harmoniczny), której energia E jest proporcjonalna do całkowitej liczby fal, przy czym energia niesiona przez jedną falę jest proporcjonalna do jej częstotliwości:

$$E = n \cdot h \cdot \nu$$

n – ilość fal

h – stała Plancka równa $6,6261 \cdot 10^{-34} \text{ J} \cdot \text{s}$

ν – częstotliwość

Dzięki temu otrzymał on następujący wzór na *spektralną gęstość energii radiacyjnej ciała czarnego* e_{cv}

$$e_{cv} = \frac{8\pi h \nu^3 / c^3}{e^{h\nu/kT} - 1}$$

Wzór ten i jego pochodne nazywane są prawem Planca. W podręcznikach fizyki wykazuje się, że pomiędzy *gęstością energii* e i *gęstością emisji* \dot{e} (zwaną też *gęstością strumienia energii*) zachodzi związek:

$$\dot{e} = \frac{c}{4} \cdot e$$

Na tej podstawie można określić *spektralną gęstość emisji* \dot{e} (*spektralną gęstość strumienia energii*) ciała czarnego:

$$e_{cv} = \frac{2\pi h \nu^2 / c^2}{e^{h\nu/kT} - 1}$$

W wywodach fizycznych najdogodniej jest określać wielkości spektralne dla częstotliwości (jak we wzorze powyżej), natomiast w obliczeniach technicznych częściej stosuje się długość fali. Ponieważ pomiędzy długością a częstotliwością fali zachodzi znana zależność:

$$\nu = c/\lambda$$

to po zróżniczkowaniu otrzymujemy:

$$\frac{d\nu}{d\lambda} = c \left(-\frac{1}{\lambda^2} \right), \text{ zatem } d\nu = -\frac{c}{\lambda^2} d\lambda$$

a ponieważ

$$e_{c\lambda} d\lambda = e_{cv} d\nu = \frac{8\pi h \nu^3 / c^3}{e^{h\nu/kT} - 1} d\nu = \frac{8\pi h \nu^3 / c^3 \left(\frac{c}{\lambda^2} \right)}{e^{h\nu/kT} - 1} d\lambda = \frac{c_1}{\lambda^5} \cdot \frac{1}{e^{\frac{c_2}{\lambda T}} - 1} d\lambda$$

zatem:

$$\left\{ \begin{array}{l} e_{c\lambda} = \frac{c_1}{\lambda} \cdot \frac{1}{e^{\frac{c_2}{\lambda T}} - 1} \\ e = \frac{c}{4} \cdot e \end{array} \right. \Rightarrow \boxed{e_{c\lambda} = \frac{C_1}{\lambda^5} \cdot \frac{1}{e^{\frac{C_2}{\lambda T}} - 1}}$$

W ten sposób można otrzymać równanie opisujące spektralną gęstość emisji ciała doskonale czarnego jako funkcję temperatury i długości fali.

Z drugiej strony rzeczywiste promieniowanie cieplne ma skończony współczynnik odbicia, który zależy od długości fali i temperatury. Część promieniowania padającego na obserwowane ciało jest pochłaniana, odbijana i przepuszczana. Równanie przedstawia się następująco:

$$\rho(\lambda, T) + \tau(\lambda, T) + \alpha(\lambda, T) = 1 \quad (3.26)$$

gdzie ρ reprezentuje współczynnik odbicia, τ przepuszczalność właściwą i α współczynnik absorpcji.

Zgodnie z prawem *Kirchhoffa* stosunek emisji ciała do jego absorpcyjności jest zależny tylko od temperatury i dla danej temperatury jest stały, niezależny od innych właściwości ciała. W oparciu o drugie prawo termodynamiki, pochodzącego z prawa Kirchhoffa, które definiuje współczynnik emisji ε jako równość ze współczynnikiem absorpcji α można napisać:

$$\varepsilon(\lambda, T) = \alpha(\lambda, T) \quad (3.27)$$

Widmo promieniowania każdego ciała rzeczywistego z ogólnym współczynnikiem emisji można zatem zapisać:

$$\dot{e}_\lambda(\lambda, T) = \varepsilon(\lambda, T) \cdot \dot{e}_{c\lambda}(\lambda, T) = \varepsilon(\lambda, T) \cdot \frac{c_1}{\lambda^5} \cdot \frac{1}{e^{\frac{c_2}{\lambda T}} - 1} \quad (3.28)$$

co oznacza, że ciało szare emituje $\dot{e}_\lambda(\lambda, T)$ w danej temperaturze i dla określonej długości fali o tyle mniej energii w porównaniu z ciałem doskonale czarnym, ile zostało zaabsorbowane przez to ciało rzeczywiste. Całkowita gęstość emisji promieniowania (dla całego zakresu długości fal) odniesione dodatkowo do kąta bryłowego Ω_0 tego promieniowania będzie więc, zgodnie z zależnościami definicyjnymi przedstawionymi na początku rozważań, intensywnością promieniowania I_e :

$$I_e = \frac{c_1}{\Omega_0} \cdot \int_0^\infty \varepsilon(\lambda, T) \cdot \frac{1}{\lambda^5} \cdot \frac{1}{e^{\frac{c_2}{\lambda T}} - 1} \cdot d\lambda \quad (3.29)$$

Oczywiście tylko część całego widma jest ujęta w optyczny pomiar temperatury. Jeśli pomiar bazuje na filtrze F_S ze znajomością współczynnika przepuszczalności właściwej $\tau_s(\lambda)$ całkowite zmierzone promieniowanie wynosi:

$$I_{e, meas} = k_{opt} \cdot c_1 \cdot \int_{\lambda_{min}}^{\lambda_{max}} \varepsilon(\lambda, T) \cdot \frac{1}{\lambda^5} \cdot \frac{1}{e^{\frac{c_2}{\lambda T}} - 1} \cdot \tau_s(\lambda) \cdot d\lambda \quad (3.30)$$

W równaniu tym k_{opt} oznacza współczynnik, który opisuje odwzorowanie warunków między źródłem promieniowania a czujnikiem. Innym warunkiem początkowym jest to, że współczynnik przepuszczalności właściwej $\tau_s(\lambda)$ filtra poza $[\lambda_{min}, \lambda_{max}]$ powinien być pomijalny. W równaniu tym, zakładając że intensywność promieniowania $I_{e, meas}$ jest wielkością zmierzoną, nieznane są – współczynnik emisji ε oraz temperatura ciała szarego T . Aby móc wyznaczyć temperaturę należy rozpatrzeć szczególny przypadek, jakim jest np. spalanie sadzy w płomieniu dyfuzyjnym, co jest charakterystyczne dla procesów spalania w cylindrze silników wysokoprężnych.

3.9.2. Model płomienia sadzowego.

Według prawa Beer-Lamberta widmo absorpcji może być wyrażone w postaci różniczki :

$$dI_{e, \lambda} = -\alpha(\lambda) \cdot I_{e, \lambda} \cdot ds \quad (3.31)$$

gdzie $I_{e, \lambda}$ reprezentuje widmo (intensywność) promieniowania i $\alpha(\lambda)$ – współczynnik widma absorpcji. W wyniku scałkowania po powierzchni promieniowania s równanie to przedstawia się następująco:

$$I_{e, \lambda} = I_{e, \lambda, 0} \cdot e^{-\alpha(\lambda) \cdot s} \quad (3.32)$$

$I_{e,\lambda,0}$ jest widmem promieniowania w punkcie początkowym, $I_{e,\lambda}$ jest widmem promieniowania w pewnej odległości od punktu początkowego. Tak więc część zaabsorbowana wynosi:

$$I_{e,\lambda,0} - I_{e,\lambda} = I_{e,\lambda,0} \cdot (1 - e^{-a(\lambda)s}) \quad (3.33)$$

Zatem, przez analogie do równania (3.28) współczynnik emisji gazu ε z równomiernym rozkładem gęstości i temperatury równy jest:

$$\varepsilon(\lambda) = 1 - e^{-a(\lambda)s} \quad (3.34)$$

Angstrom udowodnił prawdziwość prawa Beer-Lambert'a dla płomieni biorących się ze spalania cząsteczek sadzy. Po okresie opóźnienia samozapłonu i ciepłym samozapłonie spalanie w silniku ZS jest zdominowane przez spalanie cząsteczek sadzy. W obszarach z niewystarczającą wartością temperatury, węgiel jest wydzielany w postaci sadzy, która jest w dużej mierze dopalana pod warunkiem, że cząsteczki sadzy są w cieplnej równowadze z otaczającym gazem.

Efekt spalania innych składników palnych gazu oraz ciepłe promieniowanie pary wodnej i dwutlenku węgla przejawiają się głównie jako chemiczna luminescencja w podczerwieni i ich wpływ na intensywność promieniowania w zakresie widzialnym jest nieistotny.

Badania doświadczalne wykazały, że stała absorpcji $\alpha(\lambda)$ może być użyta dla silników ZS w następującej postaci:

$$\alpha(\lambda) = \frac{k}{\lambda} \quad (3.35)$$

k jest zmienną, która zależy od koncentracji sadzy. Widmo emisji zgodnie z (3.34) jest więc następujące:

$$\varepsilon(\lambda) = 1 - e^{-\frac{k \cdot s}{\lambda}} \quad (3.36)$$

Zastosowany współczynnik emisji musi zatem być ilościowo zależny od koncentracji sadzy i gęstości warstwy.

Zatem zgodnie z równaniem (3.29) Intensywność promieniowania dla płomienia sadzowego wynosi:

$$I_{e,meas} = k_{opt} \cdot c_1 \cdot \int_{\lambda_{min}}^{\lambda_{max}} \left(1 - e^{-\frac{k_{ks}}{\lambda}}\right) \cdot \frac{1}{\lambda^5} \cdot \frac{1}{e^{\frac{c_2}{\lambda \cdot T}} - 1} \cdot \tau_s(\lambda) \cdot d\lambda \quad (3.37)$$

przy założeniu, że: $e^{\frac{c_2}{\lambda \cdot T}} \gg 1$, otrzymuje się:

$$I_{e,meas} = k_{opt} \cdot c_1 \cdot \int_{\lambda_{min}}^{\lambda_{max}} \left(1 - e^{-\frac{k_{ks}}{\lambda}}\right) \cdot \frac{1}{\lambda^5} \cdot e^{-\frac{c_2}{\lambda \cdot T}} \cdot \tau_s(\lambda) \cdot d\lambda \quad (3.38)$$

gdzie wprowadzony parametr k_{ks} oznacza wynik $k \cdot s$ użyty w równaniu (3.37)

3.9.3. Wykorzystanie metody dwu kolorów

W metodzie dwu kolorów temperatura płomienia sadzowego jest określana w oparciu o dwa równania: intensywności promieniowania czerwonego $R_{th}(T, k_{ks})$ (wartości zmierzone w trakcie badań) oraz względnej intensywności promieniowania czerwonego odniesione do intensywności promieniowania zielonego $\frac{R_{th}(T, k_{ks})}{G_{th}(T, k_{ks})}$ (wartości uzyskane w wyniku kalibracji).

$$R_{th}(T, k_{ks}) = k_{opt} \cdot c_1 \cdot \int_{\lambda_{min}}^{\lambda_{max}} \left(1 - e^{-\frac{k_{ks}}{\lambda}}\right) \cdot \frac{1}{\lambda^5} \cdot e^{-\frac{c_2}{\lambda \cdot T}} \cdot \tau_s(\lambda) \cdot \tau_R(\lambda) \cdot d\lambda \quad (3.39)$$

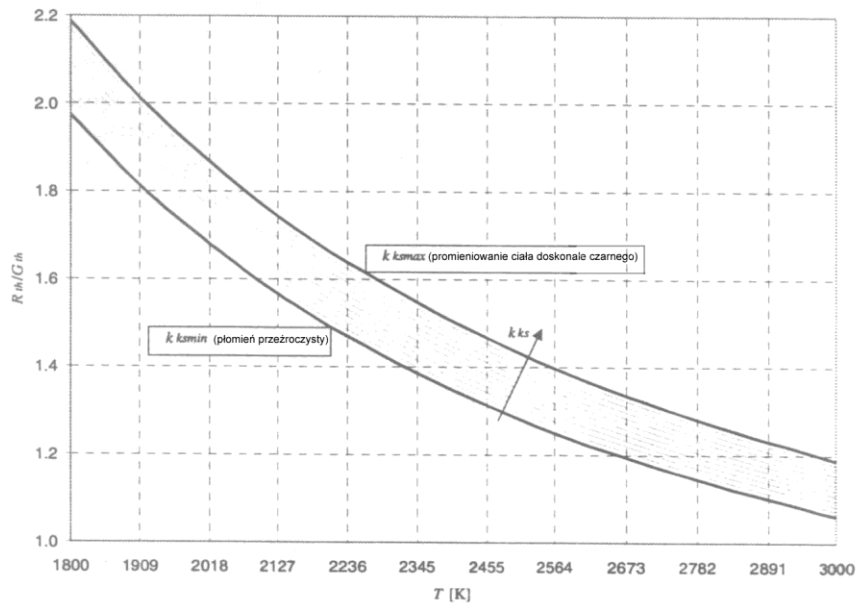
$$\frac{R_{th}(T, k_{ks})}{G_{th}(T, k_{ks})} = k_{opt} \cdot \frac{\int_{\lambda_{min}}^{\lambda_{max}} \left(1 - e^{-\frac{k_{ks}}{\lambda}}\right) \cdot \frac{1}{\lambda^5} \cdot e^{-\frac{c_2}{\lambda \cdot T}} \cdot \tau_s(\lambda) \cdot \tau_R(\lambda) \cdot d\lambda}{\int_{\lambda_{min}}^{\lambda_{max}} \left(1 - e^{-\frac{k_{ks}}{\lambda}}\right) \cdot \frac{1}{\lambda^5} \cdot e^{-\frac{c_2}{\lambda \cdot T}} \cdot \tau_s(\lambda) \cdot \tau_G(\lambda) \cdot d\lambda} \quad (3.40)$$

gdzie: τ_R, τ_G - współczynnik przepuszczalności właściwej filtra dla światła czerwonego i światła zielonego.

Rozważono dwa skrajne przypadki, bazując na określonym współczynniku emisji (3.36), kiedy $k \cdot s \gg \lambda$ oraz kiedy $k \cdot s \ll \lambda$.

1. $k \cdot s \gg \lambda$ wówczas współczynnik emisji ε w zmierzonym widmowym zakresie jest taki sam jak promieniowanie ciała doskonale czarnego, tj. płomień jest "optycznie gęsty"
2. $k \cdot s \ll \lambda$ ma zastosowanie gdy płomień jest całkowicie przezroczysty w widzialnym zasięgu

Oba przykładowe przypadki (które rzeczywiście występują) w pomiarze temperatury reprezentują zewnętrzną obwiednię wszystkich względnych wartości dla przypadku spalania sadzy w płomieniu dyfuzyjnym. Obrazuje to rys.3.17.

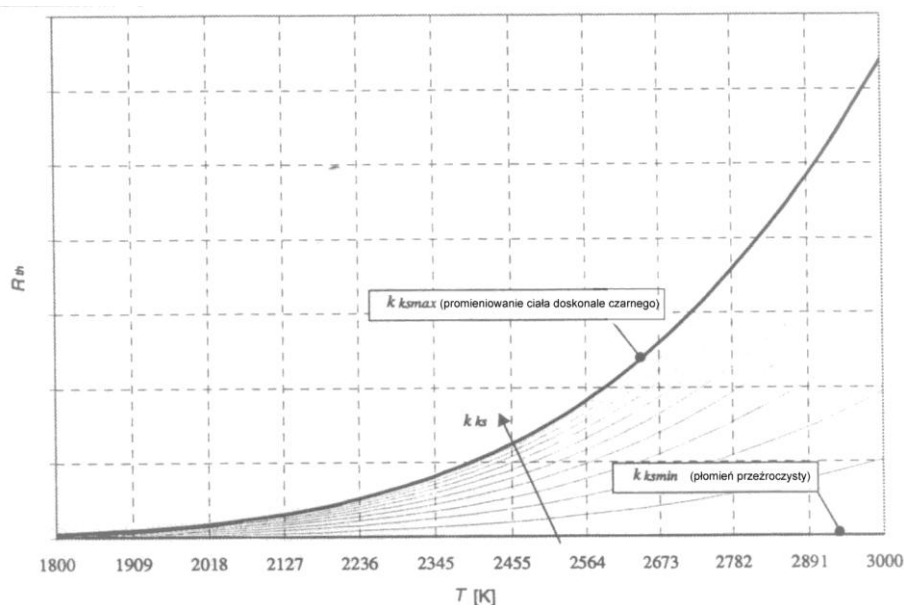


Rys. 3.17. Względne wartości intensywności promieniowania czerwonego odniesione do intensywności

$$\text{promieniowania zielonego } \frac{R_{th}(T, k_{ks})}{G_{th}(T, k_{ks})}$$

W przejściowym zakresie (pomiędzy intensywnością względną dla ciała absolutnie czarnego i ciała przezroczystego) rozwiązaniem równania (z użyciem parametru k_{ks}) jest zbiór krzywych, które są równoległe względem siebie w całym zakresie temperatur (rys. 3.17).

W ten sam sposób jak ze zbiorem krzywych dla względnych wartości pokazanych na rys. 3.17, można także uzyskać zbiór krzywych dla intensywności czerwonego punktu jak zostało pokazane na rys. 3.18.



Rys.3.18. Intensywność promieniowania czerwonego ze zbiorem krzywych i parametrem k_{ks}

Kiedy oba zbiory krzywych (funkcji) są znane, wynik temperatury jest wskazany przez znalezienie parametru k_{ks0} , dla którego zmierzona intensywność R_{th} i względna wartość $\frac{R_{th}(T, k_{ks})}{G_{th}(T, k_{ks})}$ dają tę samą wartość temperatury.

Na zakończenie rozważań na temat metody dwu kolorów należy wyraźnie podkreślić, że metoda ta może być stosowana wyłącznie w przypadku analizy rozkładu izoterm w płomieniu sadzowym, a więc w silnikach z zapłonem samoczynnym (ZS) i w silnikach z bezpośrednim wtryskiem benzyny. Metoda dwu kolorów nie znajduje zastosowania podczas określania rozkładu temperatur w czasie spalania homogenicznego.

4. WYNIKI BADAŃ

Zgodnie z harmonogramem badań (tab. 2.1, rozdz.2), który jest integralną częścią umowy, badaniom i analizie podlegały cztery podstawowe grupy parametrów pracy silnika:

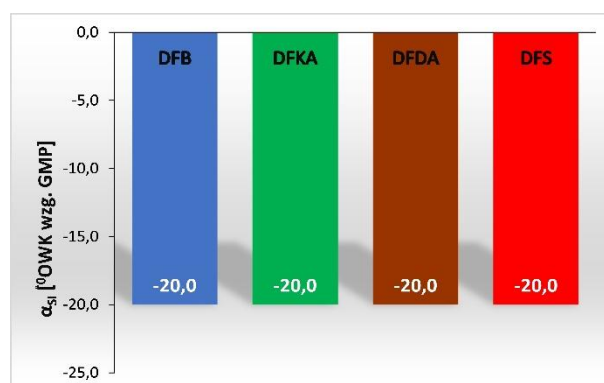
1. parametry energetyczne silnika,
2. stężenie gazowych składników spalin, emisja cząstek stałych i zadymienie spalin,
3. parametry wykresów indykatorowych,
4. parametry wykresów temperatury spalania (obliczone w oparciu o $p(\alpha)$),
5. parametry wykresów prędkości wywiązywania się ciepła w cylindrze silnika,
6. parametry optycznej analizy obrazów w cylindrze silnika (dla procesów wtrysku, samozapłonu i spalania testowanych paliw),
7. parametry termowizji płomienia dla testowanych paliw (dla kinetycznej i dyfuzyjnej fazy spalania).

Pomiary laboratoryjne zrealizowano z wykorzystaniem badawczego silnika z zapłonem samoczynnym, którego specyfikacja techniczna zamieszczona jest w rozdziale 3, dla czterech testowanych paliw:

- paliwo referencyjne (bazowe) – **DFB**, oznaczone na wykresach kolorem niebieskim,
- paliwo z dodatkiem (1500 ppm v/v) 2-EHN (zmniejszającym maksymalną prędkość spalania kinetycznego) – **DFKA**, oznaczone na wykresach kolorem zielonym,
- paliwo z dodatkiem (1500 ppm v/v) Reduxco (zwiększającym maksymalną prędkość spalania dyfuzyjnego) – **DFDA**, oznaczone na wykresach kolorem brązowym,
- paliwo z dodatkiem (1500 ppm v/v) 2-EHN oraz (1500 ppm v/v) Reduxco (synergiczne oddziaływanie obu dodatków) – **DFS**, oznaczone na wykresach kolorem czerwonym.

Badania przeprowadzone były przy stałej prędkości obrotowej $n = 1600$ [obr/min] (prędkość obrotowa maksymalnego momentu obrotowego silnika) i takim samym obciążeniu dla wszystkich testowanych paliw ($M_o = 60$ [Nm], 55% $M_{o,max}$).

Stosowane dodatki do oleju napędowego (paliwo DFDA, DFKA i DFS) nie powodowały zmiany lepkości, ani też nie zmieniały wartości opałowej paliwa testowego w porównaniu do paliwa bazowego. Ze względu na taką samą lepkość kinematyczną obu badanych paliw początek wtrysku do cylindra silnika był taki sam dla paliwa bazowego i dla paliwa testowego. Przedstawia to rys.4.1. Dzięki temu stwierdzone różnice w przebiegu procesu spalania dla obu badanych paliw wynikają wyłącznie z własności katalitycznych dodatku do paliwa testowego, a nie z wpływu własności fizycznych tego paliwa (np. różnej lepkości) na odmienny przebieg procesu wtrysku paliwa.

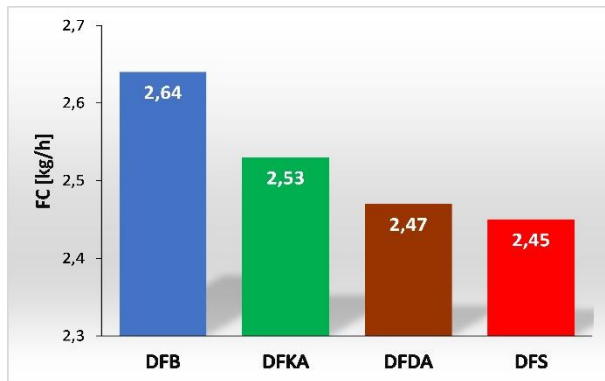
Rys.4.1. Początek wtrysku paliwa (α_{si}) dla badanych paliw

4.1. Parametry energetyczne silnika

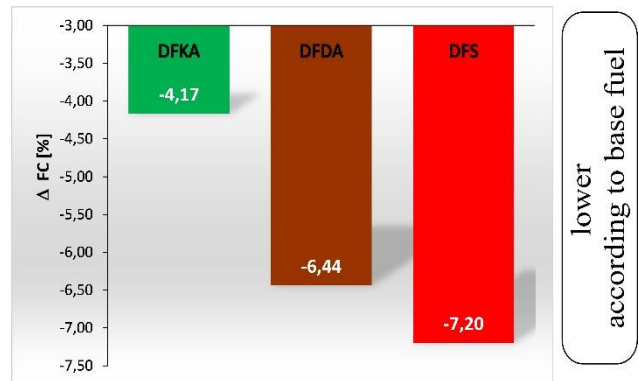
Podstawowymi parametrami energetycznymi silnika spalinowego są godzinowe (FC) i jednostkowe (SFC) zużycie paliwa oraz sprawność ogólna (η).

Wpływ obciążenia silnika na **godzinowe zużycie paliwa (FC)** dla badanych paliw referencyjnego (bazowego) i paliwa testowego (zespolonego) przedstawia rys.4.2a. W celu łatwiejszej analizy zużycia paliwa przez silnik zasilany czterema testowanymi paliwami sporządzono wykres 4.2b., na którym przedstawiono procentowe zmiany godzinowego zużycia paliwa występujące przy zastosowaniu paliw testowych (DFKA, DFDA i DFS) w odniesieniu do paliwa bazowego (DFB). Z danych tych wynika, że dla używanego w badaniach silnika badawczego i w stosowanym punkcie pracy zasilanie silnika każdym z 3 testowanych paliw prowadzi do mniejszego godzinowego zużycia paliwa (FC) niż dla przypadku stosowania paliwa bazowego. Ponieważ, jak wspomniano wcześniej, żaden z testowanych dodatków nie zmieniał wartości opałowej paliwa, to zmniejszenie wartości FC musi wynikać z energetycznego (termodynamicznego) polepszenia wówczas przebiegu procesu spalania testowanych paliw. Badania naukowe mają za zadanie nie tylko stwierdzenie faktu, czy skutkiem zmian obiektu badań uzyskuje się poprawę czy pogorszenie analizowanego procesu, ale przede wszystkim głównym celem jest określenie przyczyn zaistniałych zmian. Z tego powodu w dalszej części sprawozdania przedstawiono analizę całego szeregu parametrów, które ułatwiają zrozumienie zjawisk przyczynowo-skutkowych, powodujących wpływ stosowanych dodatków do paliwa na poprawę procesu spalania.

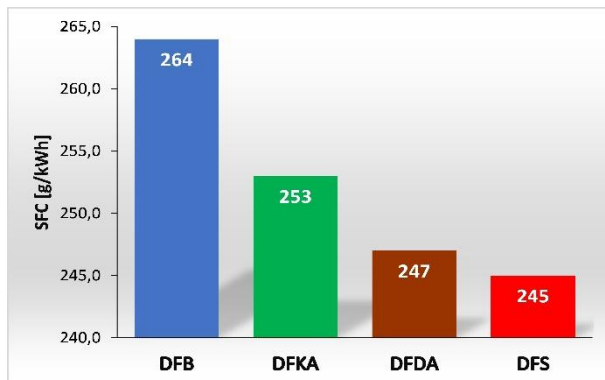
Ponieważ pomiary przeprowadzono przy stałej prędkości obrotowej i stałym obciążeniu silnika dla testowanych paliw, to procentowe zmiany godzinowego zużycia paliwa (FC) pomiędzy badanymi paliwami muszą być takie same jak dla jednostkowego zużycia paliwa (SFC) i sprawności ogólnej silnika (η). Wartości bezwzględne jednostkowego zużycia paliwa i sprawności ogólnej dla testowanych paliw przedstawione zostały na wykresach 4.3a. i 4.4a., natomiast procentowe zmiany jednostkowego zużycia paliwa (ΔSFC) oraz procentowe zmiany sprawności ogólnej ($\Delta \eta$) dla badanych paliw w odniesieniu do SFC dla paliwa bazowego DFB zamieszczono na rys. 4.3b. i 4.4b.



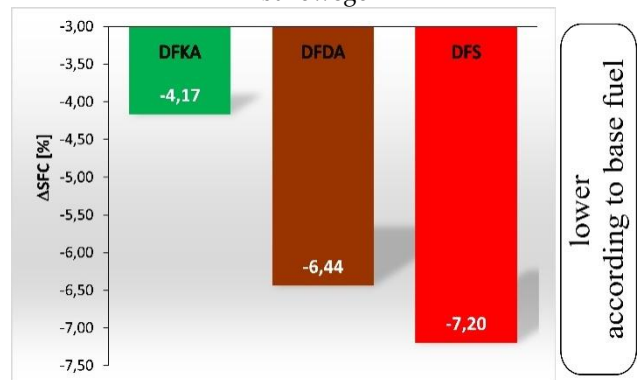
Rys. 4.2a. Godzinowe zużycie paliwa (FC) dla badanych paliw



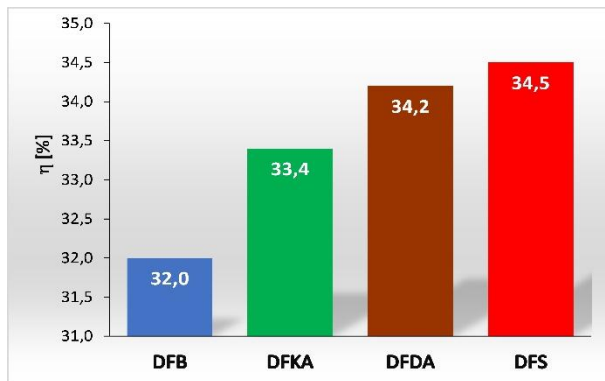
Rys. 4.2b. Procentowa zmiana godzinowe zużycie paliwa (ΔFC) dla badanych paliw w odniesieniu do FC dla paliwa bazowego DFB



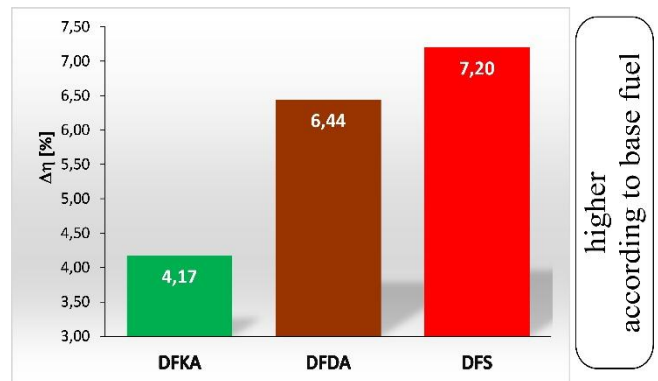
Rys. 4.3a. Jednostkowe zużycie paliwa (SFC) dla badanych paliw



Rys. 4.3b. Procentowa zmiana jednostkowego zużycia paliwa (ΔSFC) dla badanych paliw w odniesieniu do SFC dla paliwa bazowego DFB



Rys. 4.4a. Sprawność ogólna silnika (η) dla badanych paliw

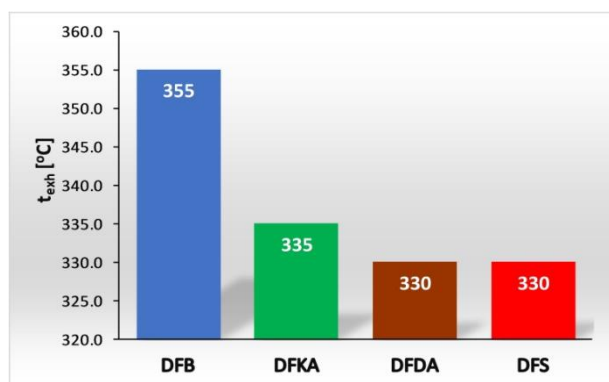


Rys. 4.4b. Procentowa zmiana sprawności ogólnej silnika ($\Delta \eta$) dla badanych paliw w odniesieniu do η dla paliwa bazowego DFB

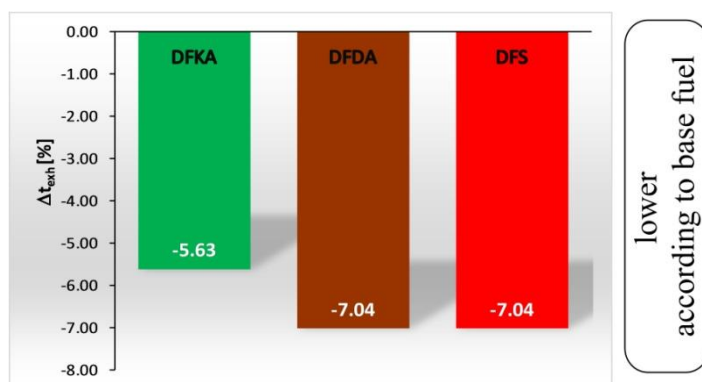
Z danych przedstawionych na rys. 4.2-4.4 wynika, że stosowanie każdego z testowanych dodatków do oleju napędowego powoduje, w różnym stopniu dla różnych paliw, poprawę przebiegu procesu spalania w cylindrze silnika, co skutkuje zarówno zmniejszeniem zużycia paliwa jak i zwiększeniem wartości sprawności ogólnej w odniesieniu do paliwa bazowego. Poprawa wartości parametrów energetycznych silnika wskutek stosowania testowanych dodatków do paliwa (w odniesieniu do wartości uzyskiwanych dla paliwa bazowego) wynosi kolejno:

- około 4% dla paliwa DFKA,
- około 6% dla paliwa DFDA,
- około 7% dla paliwa DFS.

Energetyczna poprawa przebiegu procesu spalania, powodująca obserwowane efekty wzrostu wartości sprawności ogólnej silnika, może wynikać między innymi z wcześniejszego zakończenia procesu spalania w silniku zasilanym testowanymi paliwami (zmniejszenie wówczas straty wylotowej). Potwierdzeniem słuszności tej tezy jest m.in. mniejsza temperatura spalin silnika dla wszystkich testowych paliw (w porównaniu z paliwem bazowym), co obrazują dane zawarte na rys. 4.5a. i rys. 4.5b. Zjawisko to jest oczywiście korzystne, ponieważ wcześniejszy koniec spalania i mniejsza w związku z tym temperatura spalin (t_{exh}) zmniejszają straty energii unoszonej ze spalinami. W bilansie ogólnym zwiększa to ilość energii, która może być zamieniona w cylindrze silnika na wykonanie pracy technicznej. Jedną z przyczyn wcześniejszego końca spalania (dla testowanych paliw w odniesieniu do paliwa bazowego) może być większa wówczas prędkość spalania lub wcześniejszy początek samozapłonu paliwa. Dalsza analiza (prędkości wywiązywania się ciepła w cylindrze silnika zasilanego badanymi paliwami) pozwoli na określenie, która z tych przyczyn jest istotniejsza dla testowanych paliw.



Rys. 4.5a. Temperatura spalin (t_{exh}) dla badanych paliw



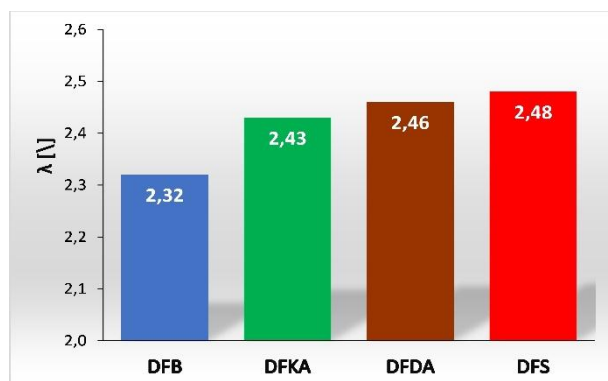
Rys. 4.5b. Procentowa zmiana temperatury spalin (Δt_{exh}) dla badanych paliw w odniesieniu do t_{exh} dla paliwa bazowego DFB

4.2. Skład spalin silnika

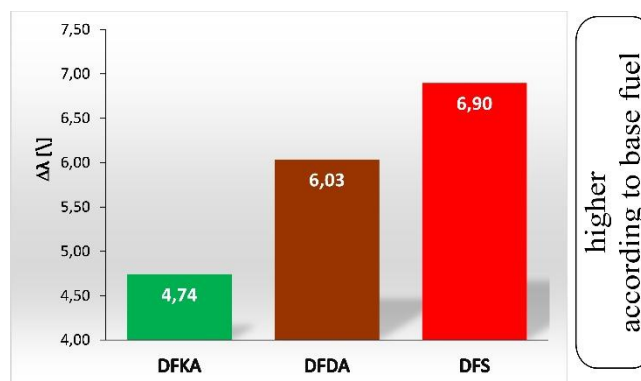
W obecnie produkowanych tłokowych silnikach spalinowych parametrem nie mniej istotnym niż sprawność ogólna silnika jest skład spalin. Wynika to z faktu, że aby silnik mógł być produkowany seryjnie musi spełnić wymagania homologacyjne, które określają dopuszczalną emisję CO, HC, NO_x, PM oraz CO₂. Z tego powodu w trakcie badań określano wpływ testowanych paliw (w porównaniu do paliwa bazowego) na stężenie NO_x oraz emisję cząstek stałych (PM) i zadymienie spalin.

Czynnikiem silnie oddziałującym na skład spalin jest współczynnik nadmiaru powietrza (λ). Definicyjnie λ określa ile kilogramów powietrza zostało w rzeczywistości zużyte (w danym punkcie pracy silnika) do spalania jednego kilograma paliwa, w odniesieniu do stałej stechiometrycznej (L_t). Ponieważ skład elementarny wszystkich badanych paliw był taki sam, to wartość L_t jest również taka sama ($L_t = 14,6$ kg powietrza/ kg paliwa). W związku z tym zmiany wartości λ (rys. 4.6a i rys. 4.6b) dla badanych paliw (przy założeniu takiej samej ilości doprowadzonego powietrza – silnik niedoładowany) są związane ze zmianami godzinowego zużycia paliwa (rys. 4. 2b). Ponieważ silnik zasilany testowanymi paliwami charakteryzował się mniejszym godzinowym zużyciem paliwa, to prowadziło to do większych wówczas wartości współczynnika nadmiaru powietrza λ . Proces spalania uboższych mieszanin paliwowo-powietrznych (większe wartości λ – mniejsza dawka paliwa

przy tej samej ilości powietrza) w wybranym punkcie pracy silnika może odbywać się tylko wtedy, kiedy spalanie charakteryzuje się większą sprawnością (rys. 4.4a). Przyczyny poprawy sprawności procesu spalania testowanych paliw (w porównaniu z silnikiem bazowym) określone zostaną w dalszej części sprawozdania.

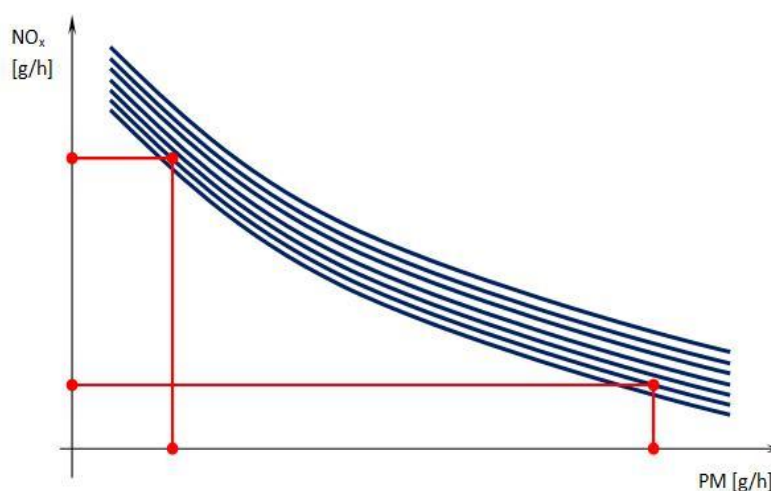


Rys. 4.6a. Współczynnik nadmiaru powietrza (λ) dla badanych paliw



Rys. 4.6b. Procentowa zmiana współczynnika nadmiaru powietrza ($\Delta\lambda$) dla badanych paliw w odniesieniu do λ dla paliwa bazowego DFB

Z punktu widzenia analizy przebiegu procesu spalania w silniku ZS zasilanym różnymi paliwami istotne są limitowane składniki spalin. Należą do nich: tlenek węgla (CO), gazowe węglowodory (HC), tlenki azotu (NO_x), cząstki stałe (PM) oraz nietoksyczny dwutlenek węgla (CO_2). Ze względu na spalanie ubogich mieszanin paliwowo-powietrznych w silnikach ZS oraz stosowanie katalizatorów utleniających o dużej sprawności emisja CO i HC nie stanowi istotnego zagrożenia dla konstrukcji silników z zapłonem samoczynnym. Istotny problem stanowi natomiast emisja NO_x i PM. Wynika to dodatkowo z faktu, iż z mechanizmu tworzenia się NO_x i PM wynika, że jedna metoda (konstrukcyjna, regulacyjna bądź paliwowa) zmniejszająca emisję NO_x zwiększa jednocześnie emisję PM (i na odwrót). Przedstawia to schemat na rys. 4.7. Z tego powodu w badaniach objętych niniejszym sprawozdaniem analizie poddano wpływ testowanych dodatków do paliwa na stężenie NO_x oraz emisję PM i zadymienie spalin.

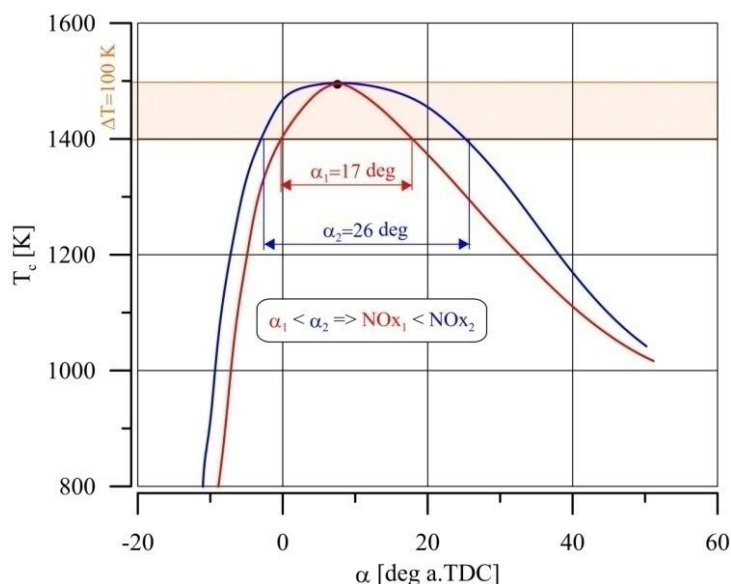


Rys.4.7. Zależność pomiędzy emisją tlenków azotu i cząstek stałych w silniku ZS, dla zastosowania jednej z metod ograniczenia emisji NO_x

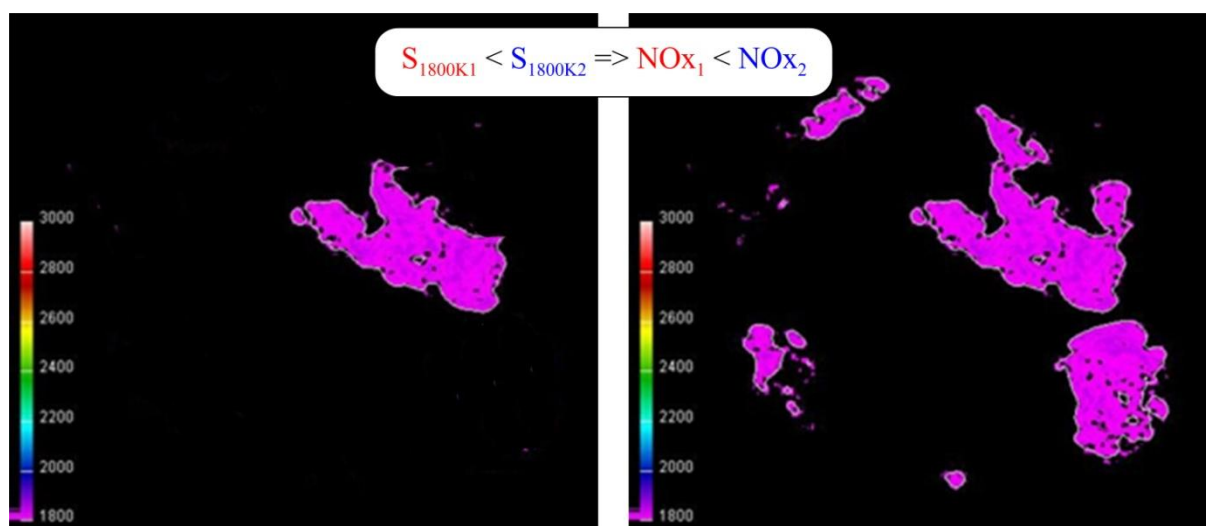
Ponieważ tlenki azotu powstają w wyniku utleniania się azotu z powietrza w temperaturze dopiero powyżej 1000 K, to jest to składnik spalin, który podlega tzw. „zamrożeniu” po zakończeniu procesu spalania. Oznacza to że stężenie NO_x , mierzone w układzie wylotowym silnika związane jest wyłącznie z ilością tlenków azotu w cylindrze silnika. Z chemicznego punktu widzenia na ilość powstałych cząstek NO_x w cylindrze silnika wpływa zarówno temperatura spalania (powyżej 1000 K), dostępność tlenu w reakcji utleniania azotu oraz długotrwałość tej reakcji. W odniesieniu do silnika z zapłonem samoczynnym należy dodatkowo uwzględnić specyfikę tego procesu. Dotyczy to przede wszystkim faktu, iż:

- proces spalania dotyczy niejednorodnej mieszaniny paliwowo-powietrznej, co skutkuje nierównomiernym rozkładem temperatury w objętości czynnika roboczego dla danego kąta obrotu wału korbowego silnika. Zatem temperatura spalania (główna przyczyna tworzenia się NO_x) jest funkcją wielu zmiennych (nawet w jednym punkcie pracy silnika): m.in. kąta obrotu wału korbowego i miejsca w objętości czynnika roboczego. W związku z tym, z punktu widzenia tworzenia się NO_x istotna jest nie tyle średnia temperatura spalania w objętości czynnika roboczego, ale istotniejsza jest wielkość obszaru czynnika roboczego objęta izotermami o dużych temperaturach. Im większy obszar czynnika roboczego objęty izotermami o temperaturze powyżej 1000 K tym więcej wytworzy się tlenków azotu w cylindrze silnika,
- proces spalania w silniku z zapłonem samoczynnym jest procesem dwumodalnym, tzn. składa się zasadniczo z fazy spalania kinetycznego (samozapłon i spalanie dawki paliwa zgromadzonej w komorze spalania w okresie opóźnienia samozapłonu τ_c) oraz fazy spalania dyfuzyjnego (prędkość spalania zależna jest praktycznie od prędkości wtrysku paliwa, ponieważ dyfuzyjne mieszanie się paliwa z powietrzem, skutkiem dużej wówczas temperatury, jest na tyle szybkim procesem, że nie ogranicza prędkości spalania wtryskiwanej dawki paliwa). Z tego powodu w danych literaturowych przyjmuje się najczęściej, że maksymalna prędkość spalania kinetycznego (dQ_k) jest odpowiedzialna za ilość wytworzonych tlenków azotu. Tymczasem z mechanizmu tworzenia się NO_x wynika, że istotna musi być również długotrwałość fazy kinetycznej (α_{IQk}). Im dłużej będzie trwała kinetyczna faza spalania tym więcej utworzy się tlenków azotu. W konsekwencji tego toku myślenia istotne jest również ciepło wywiązane w kinetycznej fazie spalania (Q_k). Zatem w efekcie końcowym, z punktu widzenia ilości wytworzonych NO_x istotna jest zarówno długotrwałość występowania wysokiej temperatury spalania (rys.4.8). jak i wielkość obszaru czynnika roboczego objęta tymi izotermami – rys.4.9. Analogicznie przedstawia się sytuacja w odniesieniu do dyfuzyjnej fazy spalania. W literaturze przedmiotu przyjmuje się najczęściej, że im większa maksymalna prędkość spalania dyfuzyjnego tym mniejsza emisja cząstek stałych. Wynika to z faktu, iż duża szybkość wydzielania ciepła w tej fazie spalania powoduje dopalanie większej części powstałych wcześniej cząstek stałych, w związku z tym, w bilansie ogólnym emisja wylotowa cząstek stałych będzie w tej sytuacji mniejsza. Jednak, rozumując analogicznie jak dla fazy kinetycznej i tlenków azotu, ilość dopalonych cząstek stałych (PM) musi zależeć również od długotrwałości fazy dyfuzyjnej (α_{IQd}), ponieważ łącznie z prędkością

spalania dyfuzyjnego determinuje to ilość ciepła (Q_d) wydzielonego w tej fazie, co z kolei związane jest z temperaturą spalania odpowiedzialną za dopalanie cząstek stałych. W celu pogłębienia analizy wpływu badanych dodatków do paliwa na uzyskiwane różnice w stężeniu NO_x i emisji PM w spalinach silnika w niniejszym sprawozdaniu brano pod uwagę wartości wszystkich ww. parametrów, co przedstawiono w kolejnych podrozdziałach.



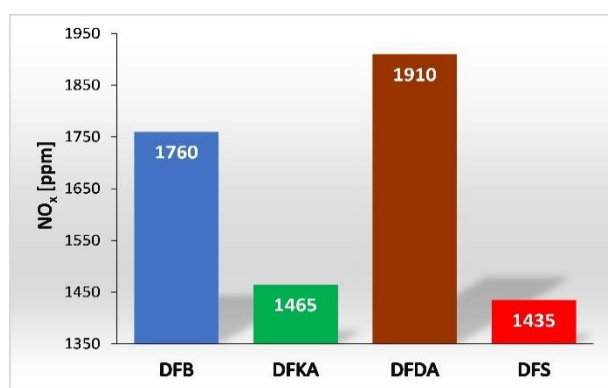
Rys. 4.8. Schemat dwóch przypadków, w których różna długość występowania wysokiej temperatury (1400-1500 K) prowadzi do różnej ilości wytworzonych tlenków azotu w cylindrze silnika



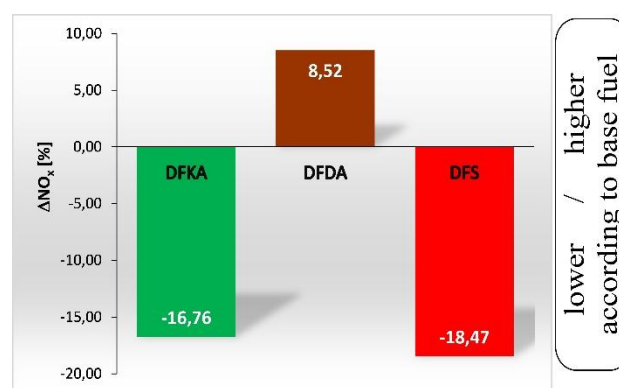
Rys. 4.9. Schemat dwóch przypadków, w których różne wielkości obszarów czynnika roboczego objęte są taką samą temperaturą spalania, co prowadzi do różnej ilości wytworzonych tlenków azotu w cylindrze silnika

Stężenie tlenków azotu (NO_x) w spalinach silnika zasilanego badanymi paliwami (w przyjętym punkcie pracy silnika – prędkość obrotowa momentu maksymalnego silnika i 55% maksymalnego momentu obrotowego) przedstawione zostało na rys. 4.10. Z danych tych wynika, że zastosowanie dodatku 2-EHN (zmniejszającego prędkość spalania kinetycznego) w paliwie DFKA powoduje znaczące zmniejszenie stężenia NO_x w spalinach, w odniesieniu do paliwa bazowego DFB (przeszło 16%). Jest to zgodne z wcześniejszymi badaniami [1] z

wykorzystaniem silnika VW 1.9 TDI, gdzie w zależności od obciążenia silnika uzyskiwano zmniejszenie stężenia NO_x w spalinach od 10% do 20% w porównaniu z paliwem bazowym. Podobnie dla paliwa DFDA (z dodatkiem zwiększającym prędkość spalania dyfuzyjnego) zaobserwowano w obydwu przypadkach (silnik VW 1.9 TDI oraz silnik SB 3.1) wzrost stężenia NO_x w odniesieniu do paliwa bazowego. Mimo, że dodatek Reduxco do paliwa (paliwo DFDA) spowodował ok. 8% wzrost NO_x w spalinach, to łączne stosowanie tego dodatku z dodatkiem 2-EHN prowadziło do jeszcze silniejszego zmniejszenia stężenia tlenków azotu niż w przypadku paliwa DFKA. Jak wykazano w poprzednich badaniach [1] z silnikiem VW 1.9 TDI jest to możliwe dzięki synergicznemu oddziaływaniu obu tych dodatków do paliwa na przebieg prędkości wywiązywania się ciepła zarówno w kinetycznej jak i dyfuzyjnej fazie spalania. Dla paliwa DFS zmniejszenie NO_x w spalinach, w warunkach przeprowadzonych badań, wynosiło przeszło 18%.

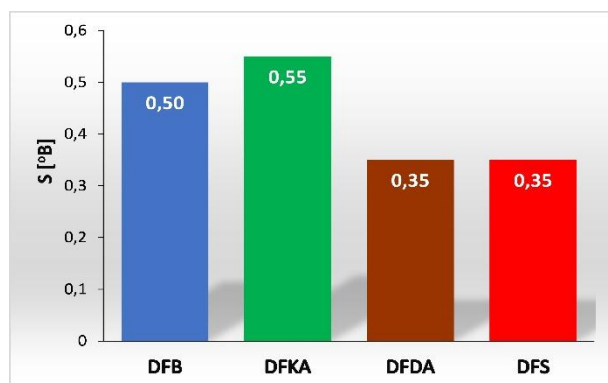


Rys. 4.10a. Stężenie tlenków azotu (NO_x) w spalinach dla badanych paliw

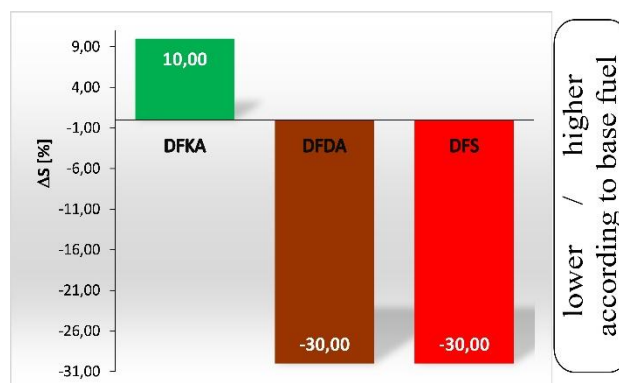


Rys. 4.10b. Procentowa zmiana stężenia tlenków azotu (ΔNO_x) dla badanych paliw w odniesieniu do NO_x dla paliwa bazowego DFB

Wpływ badanych paliw na zadymienie spalin (określone metodą filtracyjną Bosch'a) przedstawione zostało na rys. 4.11. Również w przypadku zadymienia spalin zaobserwowano analogiczny wpływ testowanych dodatków do paliwa jak w badaniach z seryjnym silnikiem VW 1.9 TDI. Paliwo, które pozwalało na uzyskanie silnego zmniejszenia stężenia NO_x w spalinach (DFKA) prowadziło jednocześnie do największego zadymienia spalin (ok. 10%). Zasilanie silnika paliwem DFDA (z dodatkiem Reduxco) oraz paliwem DFS powodowało znaczące zmniejszenie zadymienia spalin (na poziomie ok. 30%).

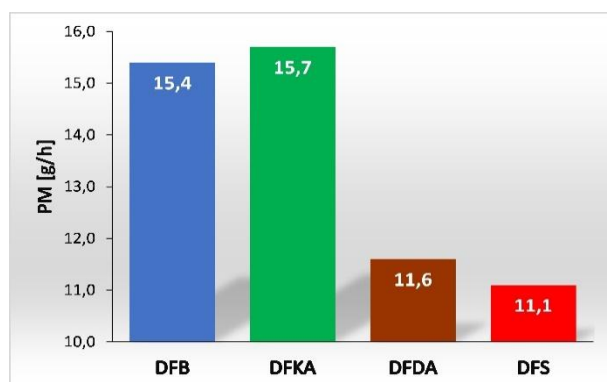


Rys. 4.11a. Zadymienie spalin (S) dla badanych paliw

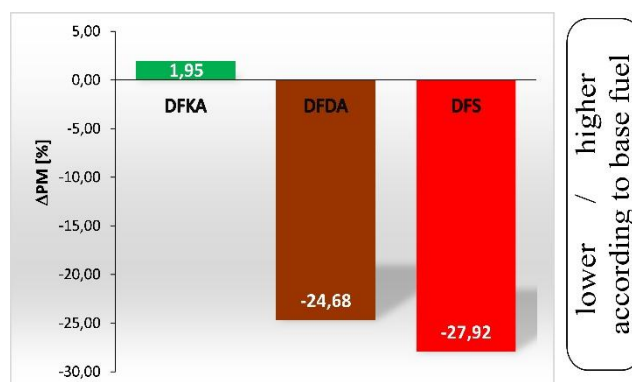


Rys. 4.11b. Procentowa zmiana zadymienia spalin (ΔS) dla badanych paliw w odniesieniu do S dla paliwa bazowego DFB

Należy jednak pamiętać, że dokładność pomiaru zadymienia spalin metodą Bosch'a wynosi 0,05 °B i w związku z tym zadymienie spalin wynoszące 0,35 °B dla przypadku paliwa DFDA i DFS zweryfikowano pomiarem emisji cząstek stałych (PM) – rys. 4.12. Dopiero pomiar emisji cząstek stałych (PM) ukazuje różnicę pomiędzy zastosowaniem paliwa DFDA i DFS – mimo takiego samego zadymienia spalin, paliwo DFS charakteryzuje się mniejszą emisją PM nawet niż paliwo DFDA. Jest to w pełni zgodne ze schematem na rys. 4.7. dla paliw z pojedynczymi dodatkami – paliwo DFKA, które powoduje małą emisję NOx prowadzi jednocześnie do dużej emisji PM, paliwo DFDA, które cechuje się małą emisją PM charakteryzuje się niestety dużą emisją NOx (w porównaniu do paliwa bazowego). Dopiero jednoczesne użycie obu tych dodatków (2-EHN i Reduxco), skutkiem synergii oddziaływania na przebieg procesu spalania, prowadzi do zmniejszenia zarówno stężenia NOx i emisji PM w spalinach silnika. Zjawisko to zostanie jeszcze dokładniej wyjaśnione w dalszej części sprawozdania, zarówno w odniesieniu do przebiegu temperatury spalania jak i prędkości wywiązywania się ciepła w funkcji czasu spalania (kąta obrotu wału korbowego silnika).



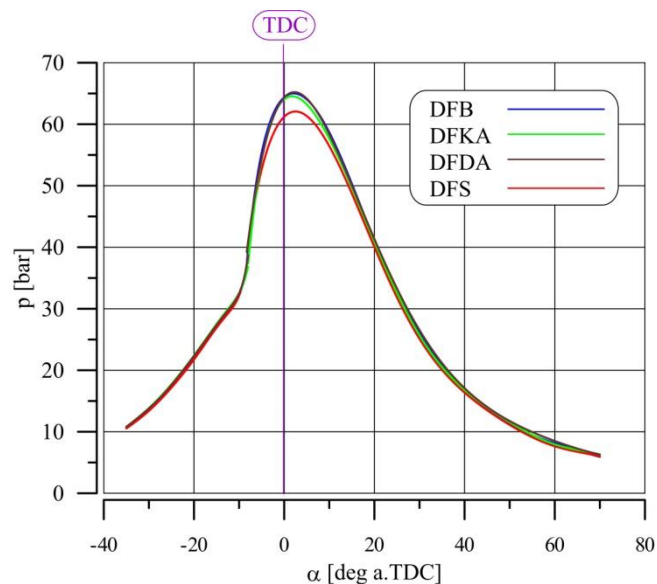
Rys. 4.12a. Emisja cząstek stałych (PM) ze spalinami silnika dla badanych paliw



Rys. 4.12b. Procentowa zmiana (ΔPM) emisji cząstek stałych dla badanych paliw w odniesieniu do PM dla paliwa bazowego DFB

4.3. Parametry otwartych wykresów indykatorowych

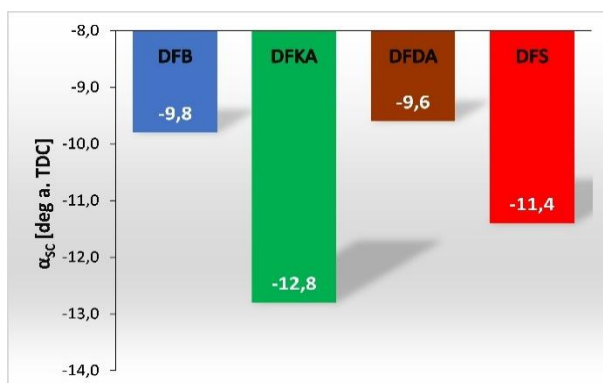
W celu pogłębienia analizy przyczynowo-skutkowej testowanych paliw na przebieg procesu spalania zrealizowano pomiary ciśnienia w cylindrze silnika w funkcji kąta OWK. Przedstawia to rys. 4.13.



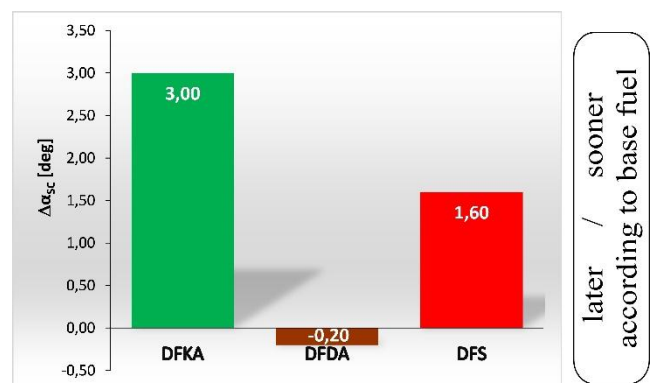
Rys. 4.13. Przebiegi ciśnienia w cylindrze silnika zasilanego testowanymi paliwami

Zmierzone wykresy indykatorowe posłużyły do określenia szeregu parametrów zdefiniowanych w rozdziale 3.6. na rys. 3.4. oraz były podstawą do wyliczenia, analizowanych dalej, przebiegów prędkości wywiązywania się ciepła.

Zasadniczym celem stosowania dodatku 2-EHN jest ułatwienie i w związku z tym doprowadzenie do wcześniejszego samozapłonu paliwa (α_{SC}). Potwierdziły to przeprowadzone badania – paliwo DFKA charakteryzuje się najwcześniejszym początkiem samozapłonu paliwa – rys. 4.14.



Rys. 4.14a. Początek samozapłonu paliwa (α_{sc}) dla badanych paliw

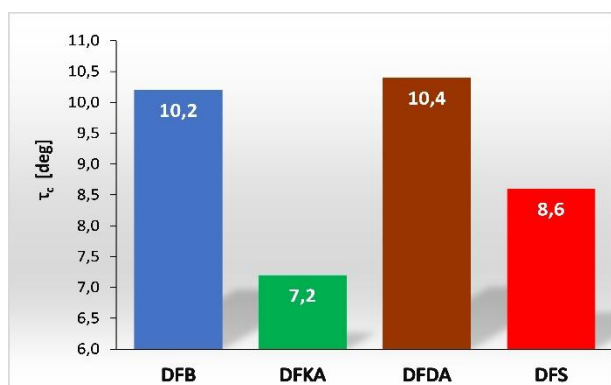


Rys. 4.14b. Procentowa zmiana początku samozapłonu paliwa ($\Delta\alpha_{sc}$) dla badanych paliw w odniesieniu do α_{sc} dla paliwa bazowego DFB

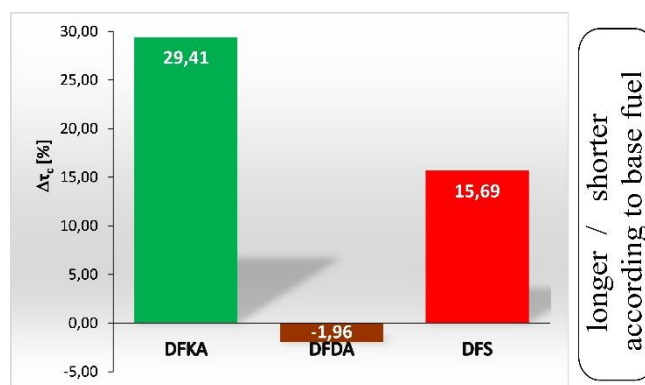
Paliwo DFDA w bardzo niewielkim stopniu, ale jednak opóźnia początek samozapłonu (α_{SC}), natomiast paliwo DFS, które zawiera oba testowane dodatki, prowadzi korzystnie do znaczącego przyspieszenia początku samozapłonu (w porównaniu z zastosowaniem paliwa bazowego), tylko minimalnie późniejszego niż przy spalaniu paliwa DFKA.

Ponieważ, jak wspomniano wcześniej początek wtrysku wszystkich badanych paliw (w stosowanym punkcie pracy silnika) był taki sam – rys. 4.1., to zmiany początku samozapłonu paliwa (α_{SC}) związane są bezpośrednio z opóźnieniem samozapłonu (τ_c). Paliwo DFKA dla którego zmierzono najwcześniejszy początek samozapłonu (rys. 4.14.) charakteryzuje się

najkrótszą zwłoką samozapłonu (rys. 4.15.), natomiast paliwo z dodatkiem Reduxco w bardzo niewielkim stopniu wydłuża okres opóźnienia samozapłonu.



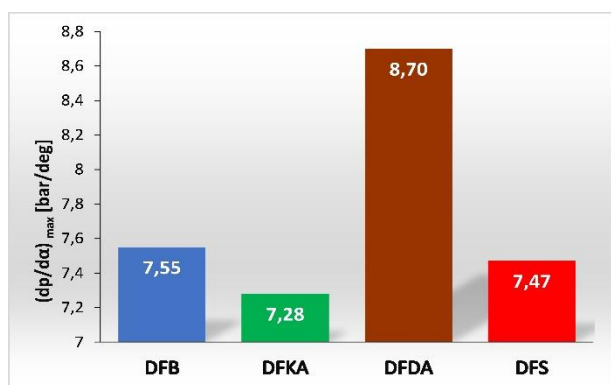
Rys. 4.15a. Opóźnienie samozapłonu (τ_c) dla badanych paliw



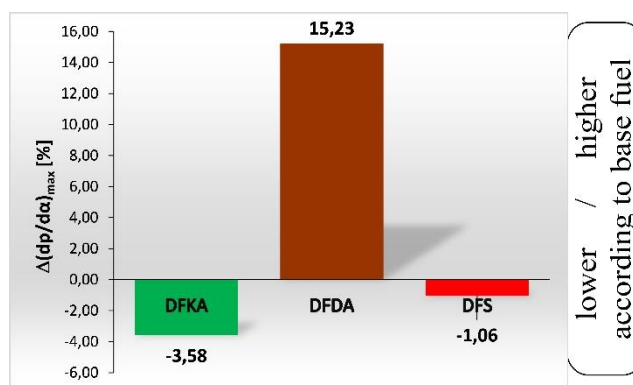
Rys. 4.15b. Procentowa zmiana opóźnienie samozapłonu ($\Delta\tau_c$) dla badanych paliw w odniesieniu do τ_c dla paliwa bazowego

Krótsze opóźnienie samozapłonu dla paliwa DFKA (niż dla paliwa bazowego) w pełni wyjaśnia mniejsze dla tego paliwa stężenie NO_x w spalinach. Wynika to oczywiście z faktu, że w najkrótszym czasie pomiędzy początkiem wtrysku i początkiem samozapłonu paliwa, w komorze spalania silnika gromadzi się najmniejsza ilość paliwa (w zestawieniu z pozostałymi badanymi paliwami). Im mniejsza ilość paliwa podlegająca samozapłonowi, tym mniejsza dynamika początkowej (kinetycznej) fazy spalania, co prowadzi m.in. do zmniejszenia temperatury w fazie spalania związanej z tworzeniem się tlenków azotu, co w efekcie końcowym zmniejsza stężenie NO_x w spalinach (w odniesieniu do paliwa bazowego). Natomiast powyższy tok myślenia nie tłumaczy dlaczego dla paliwa DFS, przy nieco większej wartości τ_c niż dla paliwa DFKA, paliwo DFS prowadzi do najmniejszego stężenia tlenków azotu w spalinach. Wyjaśnieniem jest synergiczne oddziaływanie obu stosowanych dodatków w paliwie DFS na prędkość wywiązywania się ciepła w kinetycznej fazie spalania, co zostanie szerzej opisane w dalszej części sprawozdania.

Zmiana dynamiki spalania dla testowanych paliw, związana z ich wpływem na opóźnienie samozapłonu widoczna jest w pierwszym rzędzie na wartościach maksymalnej prędkości narastania ciśnienia spalania $(dp/d\alpha)_{max}$ – rys. 4.16. Z danych tych wynika pełna korelacja pomiędzy τ_c i $(dp/d\alpha)_{max}$ – im krótsze opóźnienie samozapłonu, tym mniejsza wartość maksymalnej prędkości narastania ciśnienia spalania w cylindrze silnika.

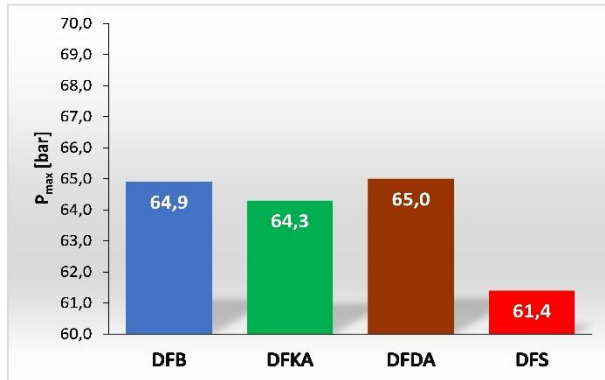


Rys. 4.16a. Maksymalna prędkość narastania ciśnienia spalania $((dp/d\alpha)_{max})$ dla badanych paliw

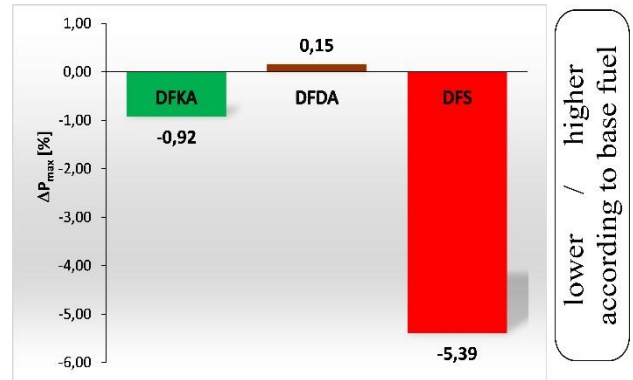


Rys. 4.16b. Procentowa zmiana maksymalnej prędkości narastania ciśnienia spalania $(\Delta(dp/d\alpha)_{max})$ dla badanych paliw w odniesieniu do $(dp/d\alpha)_{max}$ dla paliwa bazowego DFB

Zwykle prędkość $(dp/d\alpha)_{\max}$ związana jest z wartością maksymalnego ciśnienia spalania (P_{\max}). W przypadku testowanych paliw najmniejszą wartość maksymalnego ciśnienia spalania zarejestrowano dla paliwa DFS (z obydwoma badanymi dodatkami) – rys. 4.17., mimo że najkrótsze opóźnienie samozapłonu oraz maksymalna prędkość narastania ciśnienia spalania zmierzona została dla paliwa DFKA. Wyjaśnia to najmniejsze wówczas stężenie tlenków azotu (NO_x) w spalinach silnika zasilanego paliwem DFS.

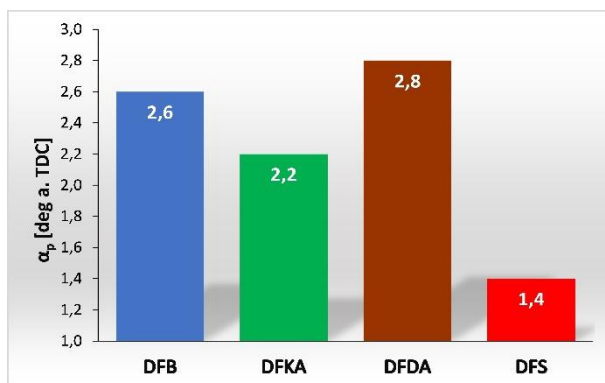


Rys. 4.17a. Maksymalne ciśnienie spalania (P_{\max}) dla badanych paliw

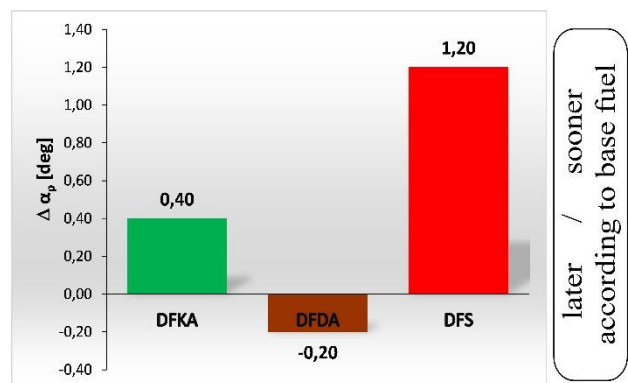


Rys. 4.17b. Procentowa zmiana maksymalnego ciśnienia spalania (ΔP_{\max}) dla badanych paliw w odniesieniu do P_{\max} dla paliwa bazowego DFB

Z rys. 4.18. wynika jednocześnie, że spalanie paliwa DFS charakteryzuje się również najwcześniejszym (najbliżej GMP tłoka) występowaniem maksymalnego ciśnienia spalania (α_p) spośród badanych paliw. Takie rozłożenie procesu spalania zapewnia dla tego paliwa dużą wartość sprawności cieplnej, co przekłada się na małe zużycie paliwa (rys. 4.2.). Paliwem, które charakteryzuje się również wczesnym występowaniem maksymalnego ciśnienia spalania jest paliwo DFKA, co wynika z najkrótszego wówczas opóźnienia samozapłonu. W przypadku paliwa DFS (o nieco dłuższym opóźnieniu samozapłonu) czynnikiem sprawiającym, że maksymalne ciśnienie spalania występuje bardzo wcześnie jest nieco większa wartość $(dp/d\alpha)_{\max}$ niż dla paliwa DFKA.



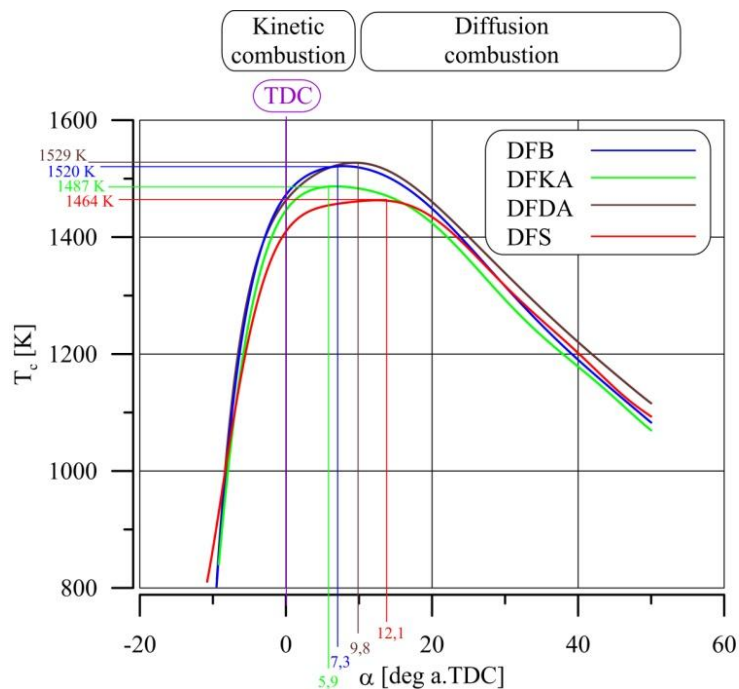
Rys. 4.18a. Występowanie (α_p) maksymalnego ciśnienia spalania dla badanych paliw



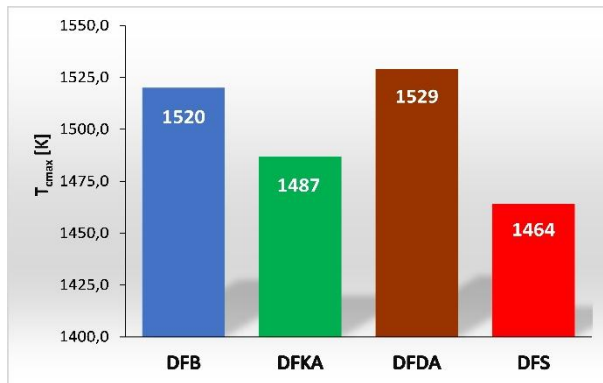
Rys. 4.18b. Procentowa zmiana ($\Delta \alpha_p$) występowania maksymalnego ciśnienia spalania dla badanych paliw w odniesieniu do α_p dla paliwa bazowego DFB

4.4. Temperatura spalania (z wykresów indykatorowych)

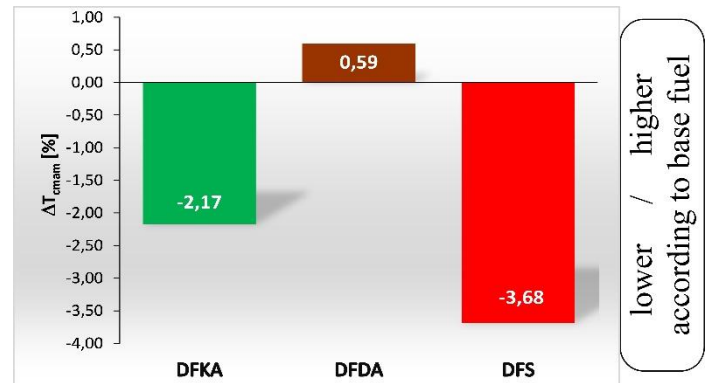
W oparciu o mierzone szybkozmienne przebiegi ciśnienia w cylindrze silnika zasilanego testowanymi paliwami (rys. 4.13.) oraz model obliczeniowy (rozdział 3.7.2.) wyliczono przebiegi temperatury spalania w funkcji kąta obrotu wału korbowego silnika – rys. 4.19. Na wykresie tym zaznaczono fazę spalania kinetycznego i dyfuzyjnego (określone w oparciu o prędkość wywiązywania się ciepła analizowaną w kolejnym rozdziale). Widać, że paliwa DFKA i DFS, których spalanie prowadzi do małego stężenia NO_x w spalinach charakteryzują się znacznie mniejszą temperaturą spalania niż paliwo bazowe DFB. Paliwo DFDA, dla którego zmierzono nieco większe stężenie NO_x w spalinach, niż dla paliwa bazowego wykazuje również nieco większą temperaturę spalania w fazie kinetycznej. Maksymalne temperatury spalania, dla analizowanych paliw, przedstawiono na rys. 4.20. Należy jednak zwrócić uwagę, że w fazie dyfuzyjnej spalanie paliwa DFDA i DFS powoduje większą temperaturę spalania niż w przypadku paliwa bazowego. Dzięki temu przy wysokotemperaturowej dyfuzyjnej fazie spalania tych paliw dopalaniu ulega większa ilość powstałych wcześniej cząstek stałych, co w efekcie prowadzi w bilansie ogólnym do zmniejszenia emisji PM w spalinach silnika zasilanego paliwem DFDA i DFS w odniesieniu do paliwa bazowego DFB. Spalanie paliwa DFKA skutkuje nieco mniejszą temperaturą spalania w fazie dyfuzyjnej (niż dla paliwa bazowego), co powoduje niewielkie zwiększenie emisji PM w spalinach silnika.



Rys. 4.19. Przebieg temperatury spalania, określony w oparciu o wykresy indykatorowe, dla testowanych paliw

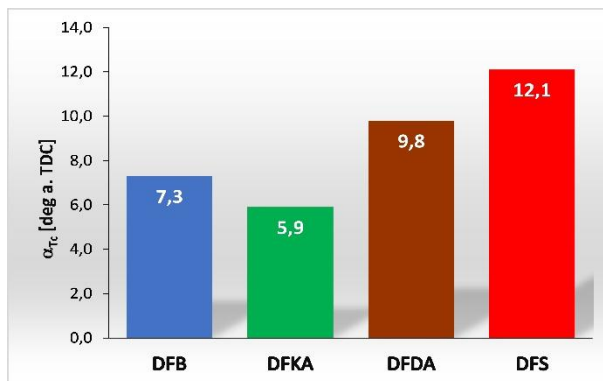


Rys. 4.20a. Maksymalna temperatura spalania (T_{cmax}) określona w oparciu o wykres indykatorowy dla badanych paliw

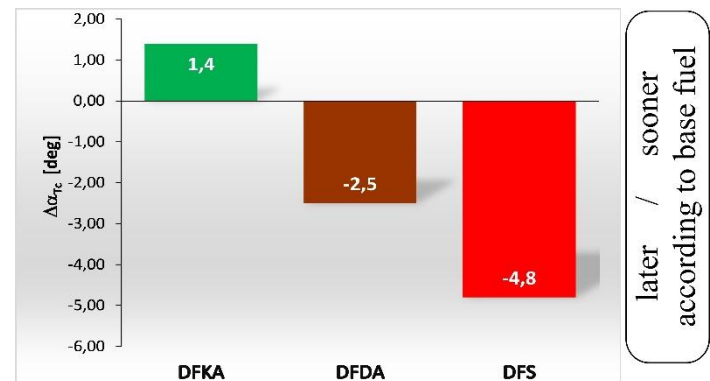


Rys. 4.20b. Procentowa zmiana maksymalnej temperatury spalania (ΔT_{cmax}) dla badanych paliw w odniesieniu do T_c dla paliwa bazowego DFB

Na rys. 4.21. przedstawiono występowanie (położenie względem GMP tłoka) maksymalnej temperatury spalania (α_{Tc}). Znamienne, że maksymalna temperatura spalania paliwa DFS występuje najpóźniej w odniesieniu do wszystkich badanych paliw, mimo że maksymalne ciśnienie spalania dla tego paliwa występowało najwcześniej (rys. 4.18a.). Wynika to prawdopodobnie z faktu, iż dodatek Reduxco oddziałując synergicznie z dodatkiem 2-EHN zmienia przebieg prędkości wywiązywania się ciepła paliwa DFS. Analizę dQ/da przeprowadzono w kolejnym rozdziale. Dzięki temu, że maksymalna temperatura spalania paliwa DFS występuje najpóźniej (w odniesieniu do wszystkich badanych paliw) i skupienie największych wartości T_c przypada nie na fazę spalania kinetycznego (odpowiedzialną za tworzenie się NO_x) lecz na fazę spalania dyfuzyjnego (związaną m.in. z dopalaniem powstałych wcześniej cząstek stałych) to emisja PM w spalinach silnika zasilanego tym paliwem jest najmniejsza (rys. 4.12.).



Rys. 4.21a. Występowanie maksymalnej temperatury spalania (α_{Tc}) dla badanych paliw



Rys. 4.21b. Procentowa zmiana występowania maksymalnej temperatury spalania ($\Delta \alpha_{Tc}$) dla badanych paliw w odniesieniu do α_{Tc} dla paliwa bazowego DFB

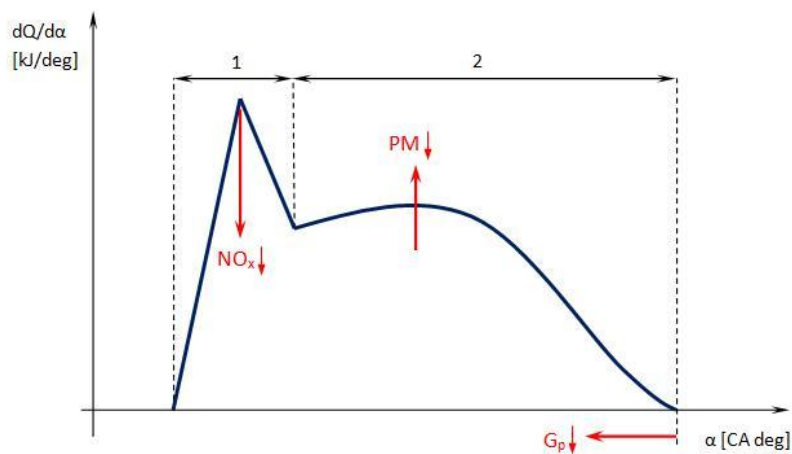
4.5. Parametry prędkości wywiązywania się ciepła

W celu lepszego zrozumienia wpływu badanych paliw na parametry energetyczne i skład spalin silnika analizie poddano przebiegi prędkości wywiązywania się ciepła (dQ/da) w cylindrze silnika w funkcji kąta obrotu wału korbowego. Rys. 4.24 przedstawia przebieg dQ/da uzyskany we wcześniej realizowanych badaniach dla firmy DAGAS [1] dla seryjnego silnika VW 1.9 TDI, natomiast rys. 4.25 ukazuje dQ/da dla badawczego silnika SB 3.1

stosowanego w bieżących badaniach (dla tych samych paliw). Oba silniki pracowały dla każdego z testowanych paliw w takich samych warunkach (prędkość obrotowa występowania maksymalnego momentu obrotowego i 55% pełnego obciążenia silnika). Widać jednak, że przebiegi na rys. 4.24 i rys. 4.25 różnią się zarówno jakościowo jak i ilościowo. Wynika to z różnej konstrukcji i kryterium optymalizacji tych silników. Wprawdzie oba te silniki z zapłonem samoczynnym mają podobną objętość skokową i są wyposażone w bezpośredni wtrysk paliwa do komory spalania, jednak silnik badawczy SB 3.1 jest silnikiem wcześniejszej konstrukcji niż silnik VW 1.9 TDI. Silnik SB 3.1 nie był optymalizowany (konstrukcyjnie i regulacyjnie) ze względu na limitowany obecnie skład spalin i również z tego powodu nie jest wyposażony w wysokociśnieniowy, późny wtrysk dzielonej dawki paliwa, turbosprężarkę z intercoolerem oraz układ recyrkulacji spalin, tak jak silnik VW 1.9 TDI. Największe różnice jakościowe przebiegu funkcji $dQ/d\alpha$ dla przypadku spalania paliwa bazowego DFB w silniku poprzedniej generacji (SB 3.1) i silniku nowszej generacji (VW 1.9 TDI) można scharakteryzować następująco:

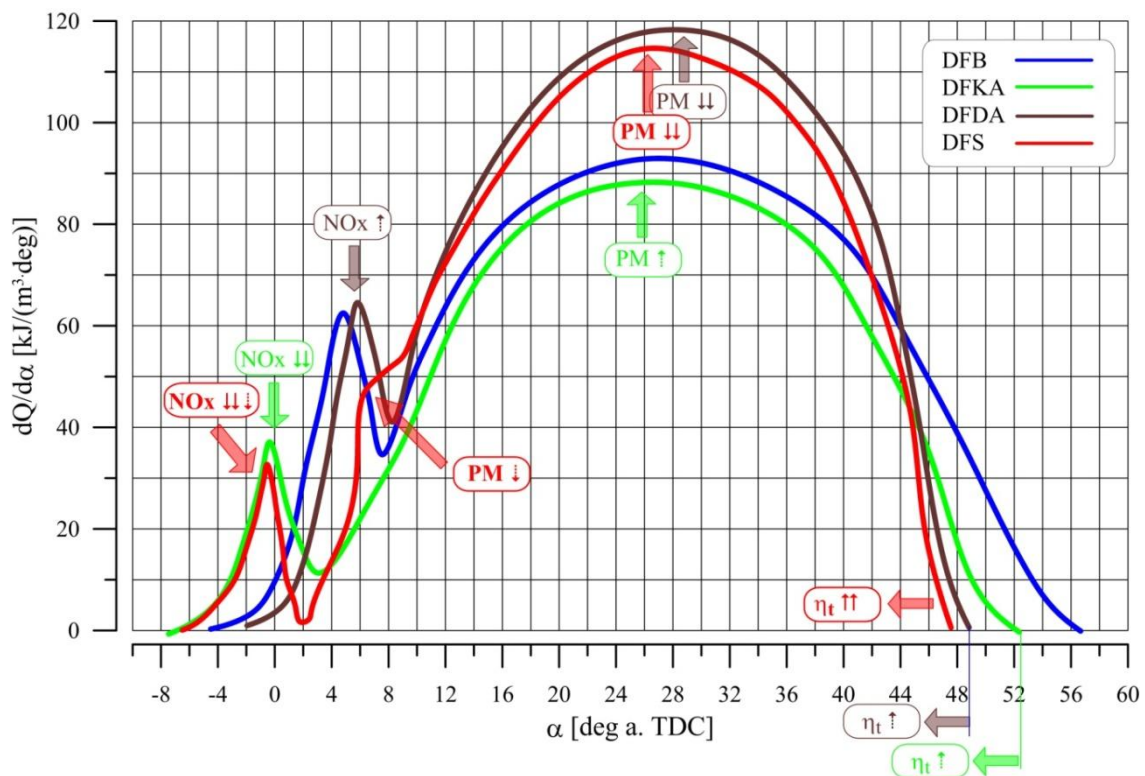
- maksymalna prędkość spalania w fazie kinetycznej dQ_k w silniku starszej generacji (SB 3.1) jest wielokrotnie większa niż maksymalna prędkość spalania dyfuzyjnego dQ_d . W nowoczesnym silniku ZS (VW 1.9 TDI) proporcje dQ_k i dQ_d są odwrotne – wartość maksymalna prędkości spalania kinetycznego jest prawie dwukrotnie mniejsza niż maksymalna prędkość spalania dyfuzyjnego. Tego typu efekt uzyskuje się w nowoczesnych silnikach ZS m.in. poprzez zastosowanie wielostopniowego wtrysku paliwa. Z pewnym uproszczeniem można powiedzieć, że zmniejszenie wartości dQ_k powoduje zmniejszenie emisji NOx w spalinach, a zwiększenie wartości dQ_d zmniejsza emisję PM w gazach wylotowych silnika,
- początek samozapłonu (α_{SC}) w silniku starszej generacji (SB 3.1) jest znacznie wcześniej niż w nowoczesnym silniku ZS (VW 1.9 TDI). Jest to spowodowane późniejszym początkiem wtrysku paliwa (bliżej GMP tłoka) w nowoczesnych konstrukcjach silników, co z kolei jest związane z zamierzonym skróceniem wówczas opóźnienia samozapłonu (τ_s), prowadzącym do zmniejszenia stężenia NOx w spalinach, w sposób opisany wcześniej,
- koniec spalania (α_{EC}) w silniku starszej generacji (SB 3.1) jest znacznie później (mimo wcześniejszego początku wtrysku i samozapłonu paliwa) niż w nowoczesnym silniku ZS (VW 1.9 TDI).
- długość spalania (α_C) w silniku starszej generacji (SB 3.1) jest znacznie większa niż w nowoczesnym silniku ZS (VW 1.9 TDI). Skrócenie czasu spalania (w nowych konstrukcjach silników) jest oczywiście korzystne, zarówno ze względu na skupienie procesu spalania bliżej GMP tłoka (gdzie efektywność spalania jest największa), ale również z powodu zmniejszenia straty wylotowej. Zmniejszenie długości spalania w nowszych rozwiązaniach silników ZS jest możliwe m.in. dzięki stosowaniu dużego ciśnienia wtrysku głównej dawki paliwa, co wpływa na zwiększenie prędkości spalania w fazie dyfuzyjnej i skrócenie całego procesu spalania.

Najważniejsza oczywiście jest nie analiza $dQ/d\alpha$ pomiędzy stosowanymi silnikami, ale rozpatrzenie różnic w przebiegach prędkości wywiązywania się ciepła silnika badawczego zasilanego testowanymi paliwami. W celu ułatwienia analizy sporządzono wykresy słupkowe szeregu parametrów charakteryzujących przebieg funkcyjny $dQ/d\alpha$ dla badanych paliw. Maksymalna prędkość spalania kinetycznego (dQ_k) dla testowanych paliw przedstawiona została graficznie na rys. 4.26. Widać wyraźnie, że spalanie paliwa DFS, które cechuje się najmniejszą prędkością spalania w fazie kinetycznej charakteryzuje się jednocześnie najmniejszym stężeniem NO_x w spalinach. Jest to zgodne z powszechnie wykorzystywanym od lat w literaturze przedmiotu schematem na rys. 4.23.

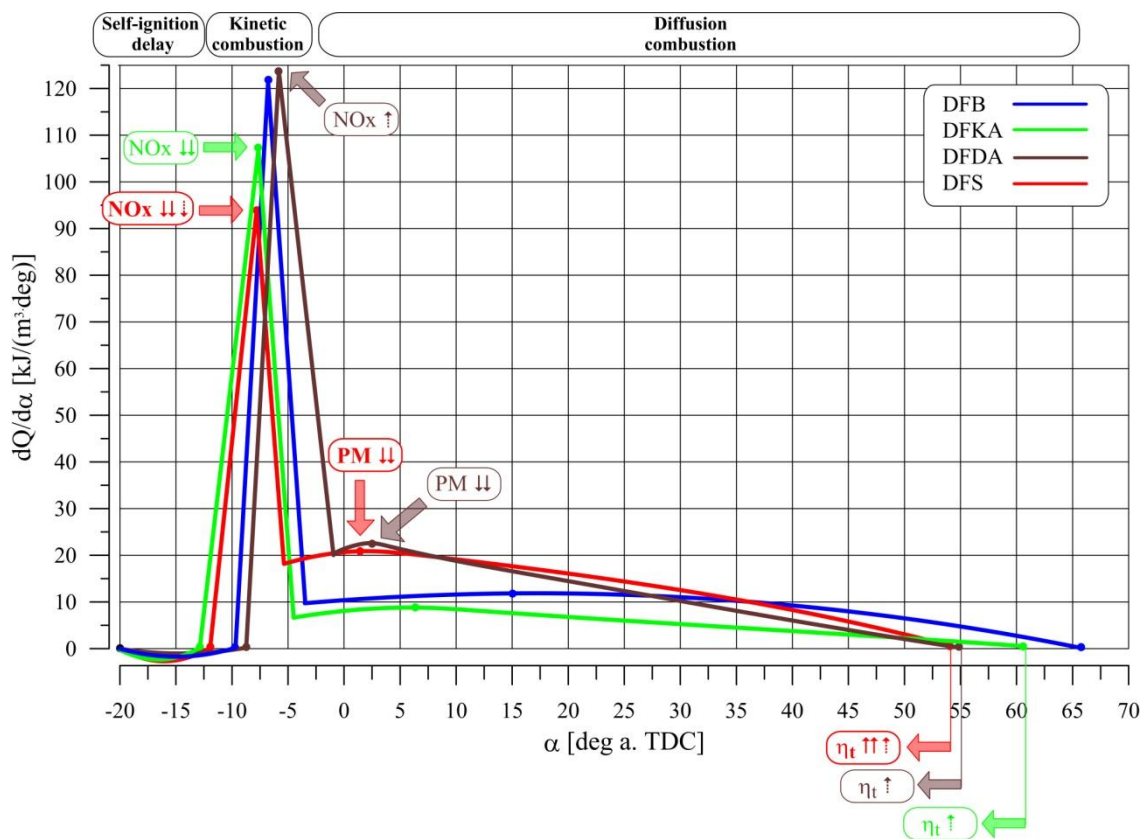


Rys. 4.23. Schemat przebiegu prędkości wywiązywania się ciepła w cylindrze silnika wysokopięrznego.

- 1 – faza prędkości spalania kinetycznego
2 – faza prędkości spalania dyfuzyjnego [3]



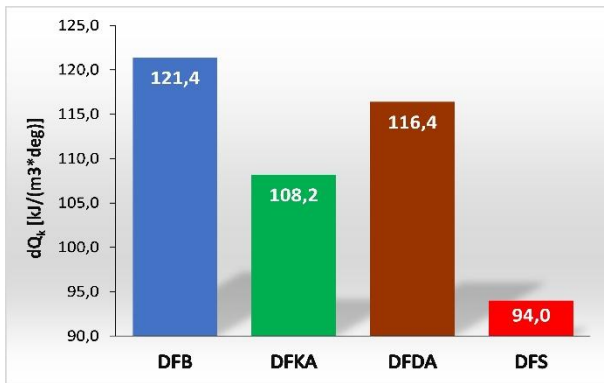
Rys. 4.24. Prędkość wywiązywania się ciepła ($dQ/d\alpha$) w cylindrze silnika VW 1.9 TDI [1.2] dla 4 badanych paliw



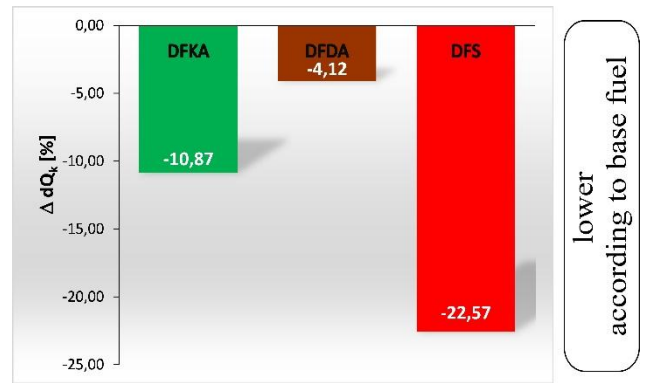
Rys. 4.25. Prędkość wywiązywania się ciepła ($dQ/d\alpha$) w cylindrze silnika SB 3.1 dla 4 badanych paliw

Natomiast w odniesieniu do paliwa DFDA (z dodatkiem Reduxco), dla którego uzyskano największe stężenie NOx w spalinach silnika zasilanego badanymi paliwami sytuacja nie jest już tak oczywista, ponieważ wartość dQ_k dla przypadku tego paliwa nie jest największa. Okazuje się, że wśród wielu czynników wpływających na ilość utworzonych cząsteczek NOx (stężenie tlenków azotu w spalinach) w tym przypadku wiodące znaczenie ma największa temperatura w kinetycznej fazie spalania (spośród testowanych paliw – rys. 4.19). Największa wartość T_c w fazie kinetycznej dla paliwa DFDA (w porównaniu z pozostałymi badanymi paliwami) wynika z trzech powodów:

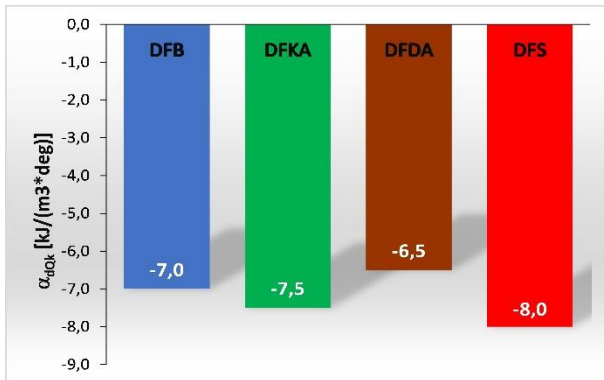
- występowanie maksymalnej prędkości spalania kinetycznego (α_{dQk}) ma miejsce najpóźniej (najbliżej GMP tłoka) spośród badanych paliw. Wówczas ciepło wywiązane w małej objętości (masie) czynnika roboczego prowadzi do dużego przyrostu temperatury, co ułatwia tworzenie się NOx (rys. 4.27),
- ciepło wywiązane w cylindrze silnika w fazie spalania kinetycznego (Q_k) jest największe dla tego paliwa, co sprzyja tworzeniu się NOx (rys. 4.28),
- długość fazy kinetycznej (α_{fQk}) dla paliwa DFDA jest największa, co również zwiększa ilość wytworzonych NOx w cylindrze silnika (rys. 4.29).



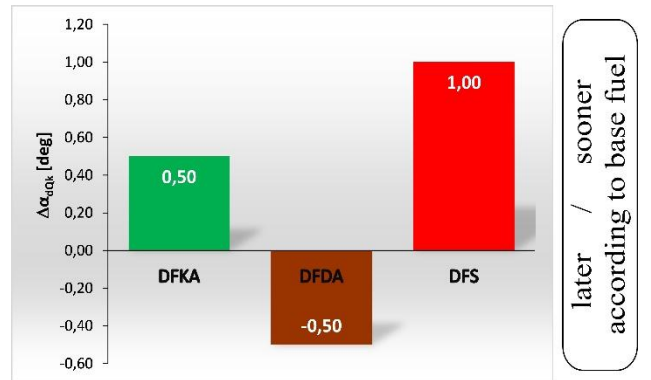
Rys. 4.26a. Maksymalna prędkość spalania kinetycznego (dQ_k) dla badanych paliw



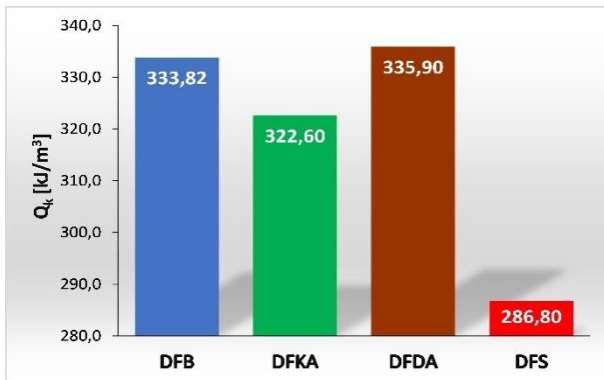
Rys. 4.26b. Procentowa zmiana maksymalnej prędkość spalania kinetycznego (ΔdQ_k) dla badanych paliw w odniesieniu do dQ_k dla paliwa bazowego DFB



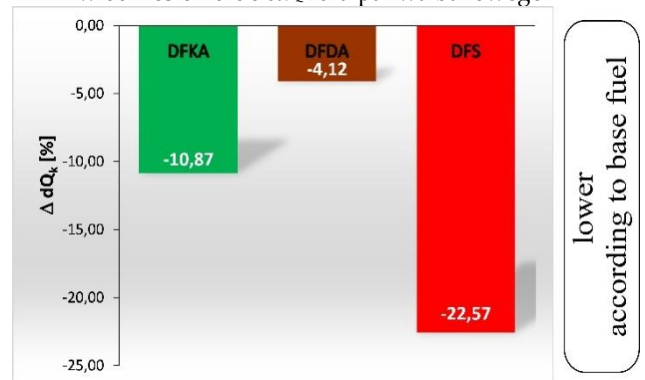
Rys. 4.27a. Występowanie maksymalnej prędkości spalania kinetycznego (α_{dQ_k}) dla badanych paliw



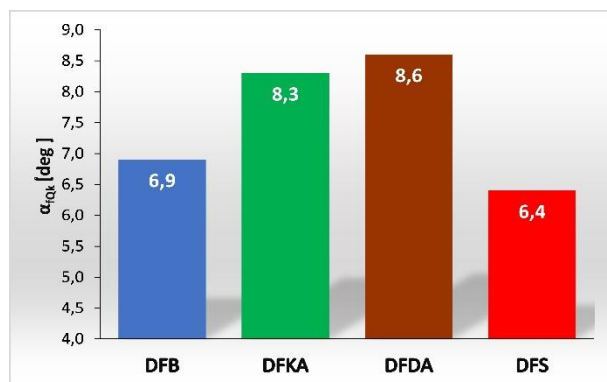
Rys. 4.27b. Procentowa zmiana występowania maksymalnej prędkości spalania kinetycznego ($\Delta \alpha_{dQ_k}$) dla badanych paliw w odniesieniu do α_{dQ_k} dla paliwa bazowego DFB



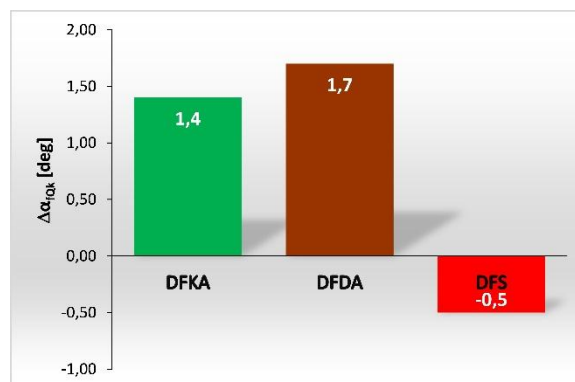
Rys. 4.28a. Ciepło fazy kinetycznej (Q_k) dla badanych paliw



Rys. 4.28b. Procentowa zmiana ciepła fazy kinetycznej (ΔQ_k) dla badanych paliw w odniesieniu do Q_k dla paliwa bazowego DFB



Rys. 4.29a. Długość fazy kinetycznej (α_{Qk}) dla badanych paliw



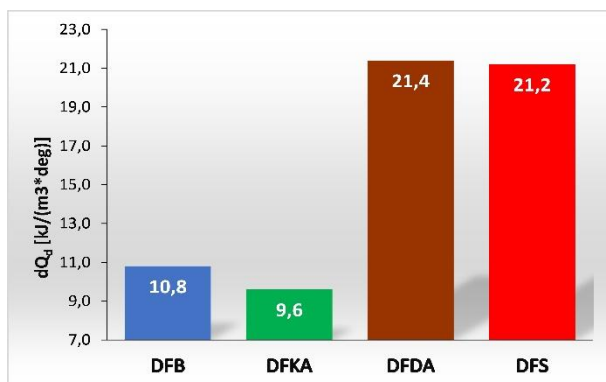
Rys. 4.29b. Procentowa zmiana ($\Delta\alpha_{Qk}$) dla badanych paliw w odniesieniu do α_{Qk} dla paliwa bazowego DFB

longer / shorter
according to base fuel

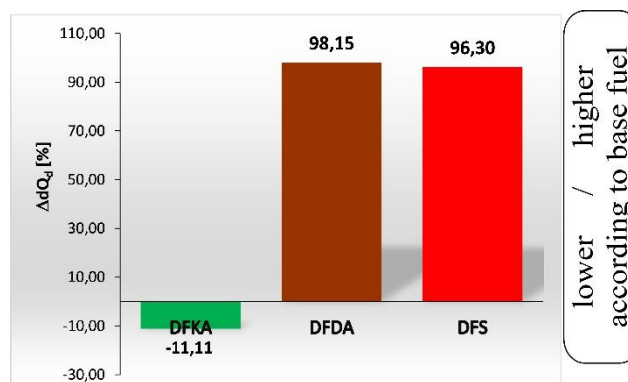
Podsumowując rozważania dotyczące wpływu kinetycznej fazy procesu spalania na ilość wytworzonych tlenków azotu w cylindrze silnika, w oparciu o przeprowadzone badania dla testowanych paliw można stwierdzić, że nie tylko maksymalna prędkość spalania kinetycznego ma wpływ na tworzenie się NO_x, ale również istotne znaczenie mają inne parametry charakteryzujące ten etap spalania, w tym: występowanie maksymalnej prędkości spalania kinetycznego względem GMP tłoka, sumaryczna ilość ciepła wywiązanego w tej fazie spalania oraz długość fazy kinetycznej. Wszystkie te trzy czynniki wpływając na temperaturę kinetycznej fazy spalania prowadzą do tworzenia się NO_x w cylindrze silnika.

Kolejny etap, po kinetycznej, stanowi dyfuzyjna faza spalania, która związana jest m.in. z utlenieniem części powstałych wcześniej cząstek stałych. Podobnie jak w odniesieniu do kinetycznej fazy spalania i tlenków azotu, tak i dla dyfuzyjnej części spalania przyjmuje się najczęściej literaturowo, że wyłącznie maksymalna prędkość spalania dyfuzyjnego jest odpowiedzialna za ilość dopalonych w cylindrze silnika cząstek stałych (i zmniejszenie w ten sposób emisji PM w spalinach). Poprzez analogię do mechanizmu tworzenia się NO_x na zmniejszenie ilości powstałych wcześniej cząstek musi mieć jednak wpływ dodatkowo zarówno sumaryczne ciepło wywiązane w czasie trwania fazy dyfuzyjnej (Q_d) jak i długość fazy (α_{fQd}).

Na rys. 4.30 przedstawiano wartości maksymalnej prędkości wywiązywania się ciepła w dyfuzyjnej fazie spalania w cylindrze silnika zasilanego testowanymi paliwami. Widać że, paliwa DFDA i DFS mają średnio dwukrotnie większą wartość dQ_d niż paliwo bazowe DFB. Przekłada się to na mniejszą emisję cząstek stałych (o ok. 25%) w spalinach silnika (w odniesieniu do paliwa bazowego). Paliwo DFKA, którego spalanie charakteryzuje się nieco mniejszą wartością dQ_d niż dla paliwa bazowego, prowadziło również do nieco większej emisji PM w porównaniu do paliwa bazowego.



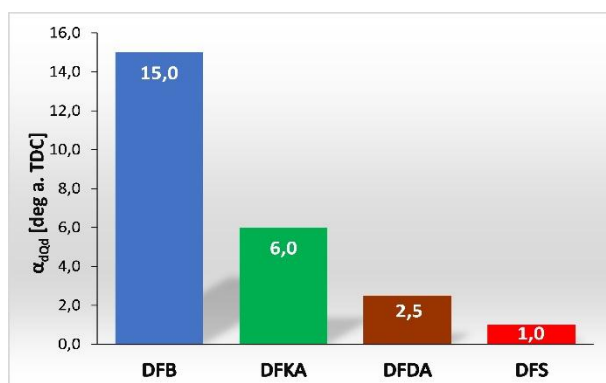
Rys. 4.30a. Maksymalna prędkość spalania dyfuzyjnego (dQ_D) dla badanych paliw



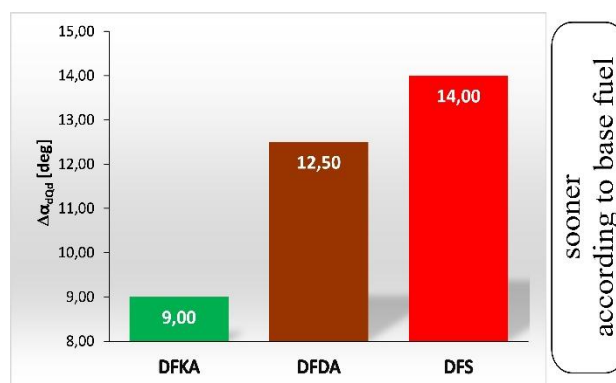
Rys. 4.30b. Procentowa zmiana maksymalnej prędkość spalania dyfuzyjnego (ΔdQ_D) dla badanych paliw w odniesieniu do dQ_D dla paliwa bazowego DFB

Paliwa DFDA i DFS, które mają praktycznie taką samą wartość dQ_d różnią się jednak zarówno miejscem występowania (wzg. GMP tłoka) maksymalnej wartości tej prędkości (rys. 4.31), długością dyfuzyjnej fazy spalania (rys. 4.32), jak i sumarycznego ciepła wydzielonego w cylindrze silnika w fazie dyfuzyjnej (rys. 4.33). Spalanie paliwa DFS, zawierającego oba testowane dodatki (2-EHN i Reduxco) charakteryzuje się:

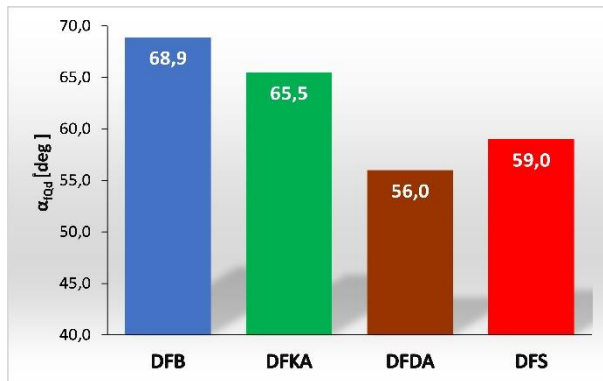
- najpóźniejszym (najbliżej GMP tłoka) występowaniem maksymalnej prędkości spalania dyfuzyjnego (α_{dQd}), co pozwala na dopalenie największej ilości powstałych wcześniej cząstek stałych,
- większą długością fazy dyfuzyjnej (α_{rQd}) nawet niż paliwo z samym dodatkiem Reduxco. Wydłuża to (w odniesieniu do paliwa DFDA) czas utleniania cząstek PM w cylindrze silnika i w efekcie zmniejsza emisję PM w spalinach, w stopniu większym nawet niż dla paliwa DFDA,
- dla procesu spalania paliwa z synergicznym oddziaływaniem obu dodatków (DFS) wyliczono, w oparciu o zmierzone wykresy indykatorowe, największą ilość ciepła Q_d wywiązaną w dyfuzyjnej fazie spalania w porównaniu do wszystkich testowanych paliw. Dzięki temu dla silnika zasilanego paliwem DFS możliwe było uzyskiwanie najmniejszej emisji PM w spalinach, spośród wszystkich badanych paliw.



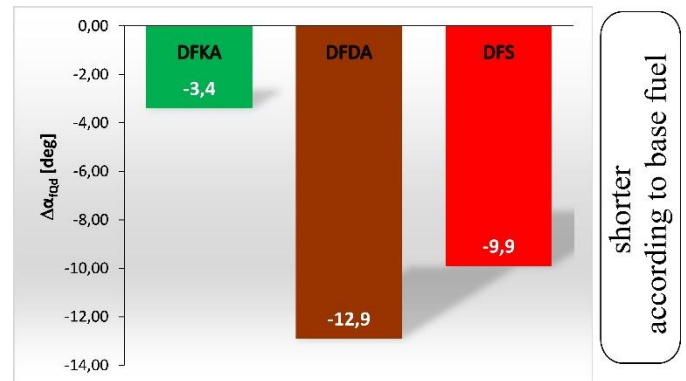
Rys. 4.31a. Występowanie maksymalnej prędkości spalania dyfuzyjnego (α_{dQd}) dla badanych paliw



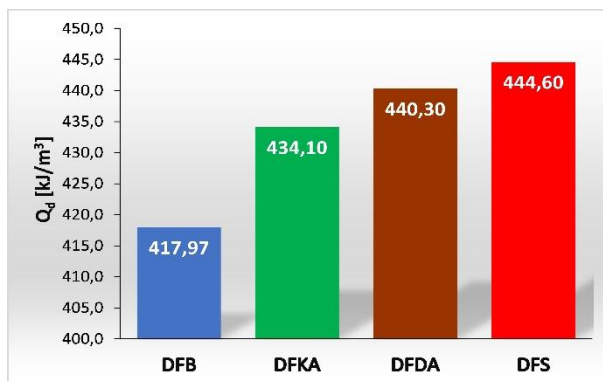
Rys. 4.31b. Procentowa zmiana występowania maksymalnej prędkości spalania dyfuzyjnego ($\Delta \alpha_{dQd}$) dla badanych paliw w odniesieniu do α_{dQd} dla paliwa bazowego DFB



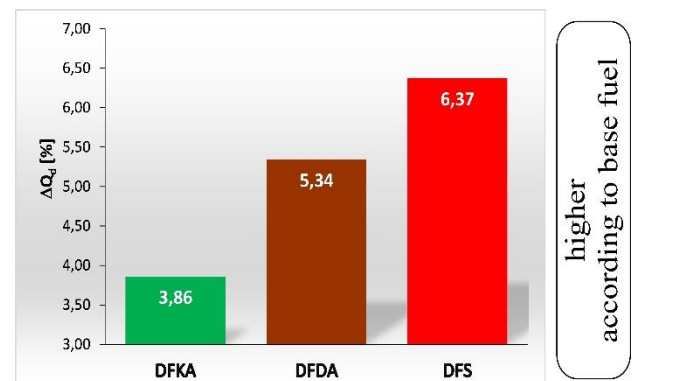
Rys. 4.32a. Długość fazy dyfuzyjnej (α_{IQd}) dla badanych paliw



Rys. 4.32b. Procentowa zmiana ($\Delta\alpha_{IQd}$) dla badanych paliw w odniesieniu do α_{IQd} dla paliwa bazowego DFB

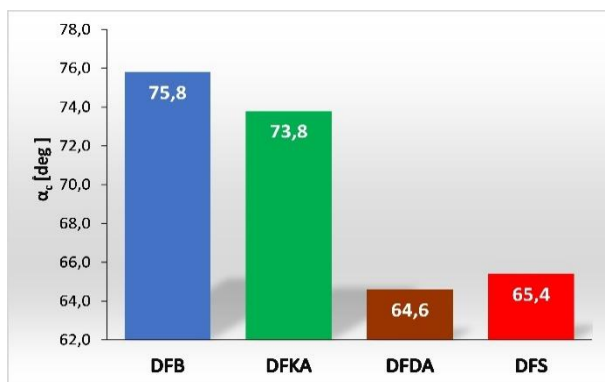


Rys. 4.33a. Ciepło fazy dyfuzyjnej (Q_d) dla badanych paliw

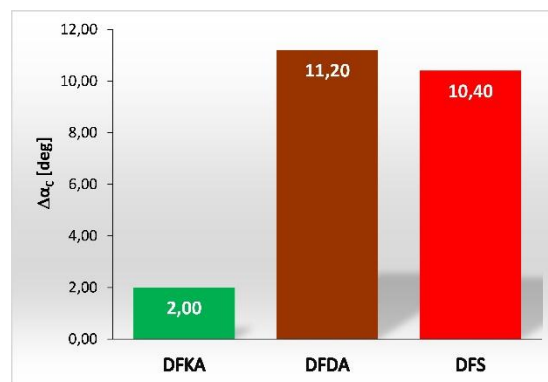


Rys. 4.33b. Procentowa zmiana ciepła fazy dyfuzyjnej (ΔQ_d) dla badanych paliw w odniesieniu do Q_d dla paliwa bazowego DFB

Interesujący jest wpływ spalania badanych paliw na koniec procesu spalania α_{EC} – rys. 4.35. Wszystkie testowane paliwa mają wcześniejszy koniec spalania niż paliwo bazowe (DFB). W przypadku paliwa DFKA (z dodatkiem 2-EHN) jest to związane głównie z wcześniejszym początkiem samozapłonu. Natomiast paliwa DFDA i DFS, mimo późniejszego samozapłonu (niż dla przypadku paliwa bazowego) charakteryzują się i tak znacznie wcześniejszym końcem spalania (nawet niż paliwo DFKA), ponieważ proces spalania tych paliw związany jest z prawie dwukrotnie większą prędkością spalania w długotrwałej fazie dyfuzyjnej. Duża wartość prędkości fazy dyfuzyjnej zapewnia więc zarówno dopalenie dużej ilości cząstek PM w cylindrze silnika jak i skrócenie długości procesu spalania α_C – rys. 4.34. Skrócenie procesu spalania dla paliwa DFS zapewnia największą wówczas sprawność obiegu roboczego silnika (rys. 4.4). Wynika to zarówno z najbardziej skupionego względem GMP tłoka procesu spalania (gdzie jest on najsprawniejszy) jak i z najmniejszej wówczas straty wylotowej (koniec spalania najbardziej oddalony od otwarcia zaworu wylotowego).

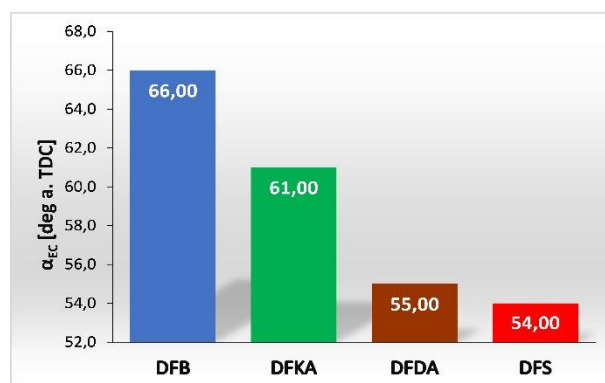


Rys. 4.34a. Długość spalania (α_c) dla badanych paliw

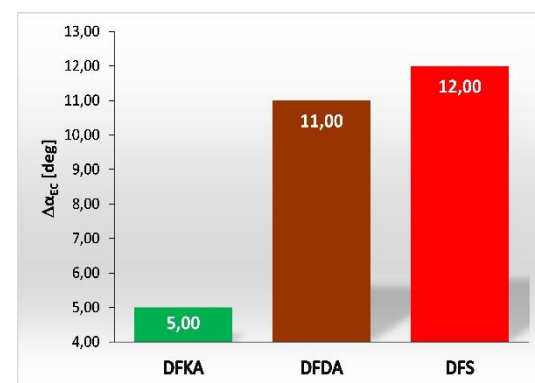


shorter
according to base fuel

Rys. 4.34b. Procentowa zmiana długości spalania ($\Delta\alpha_c$) dla badanych paliw w odniesieniu do α_c dla paliwa bazowego DFB



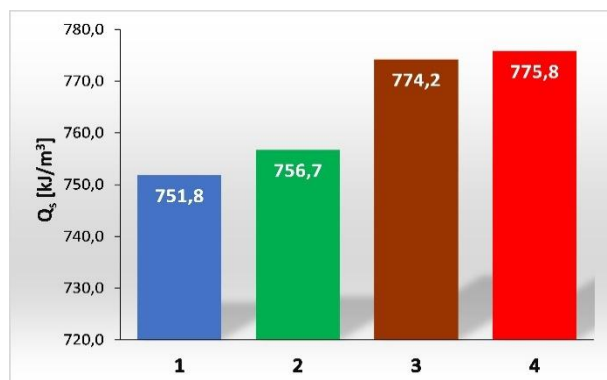
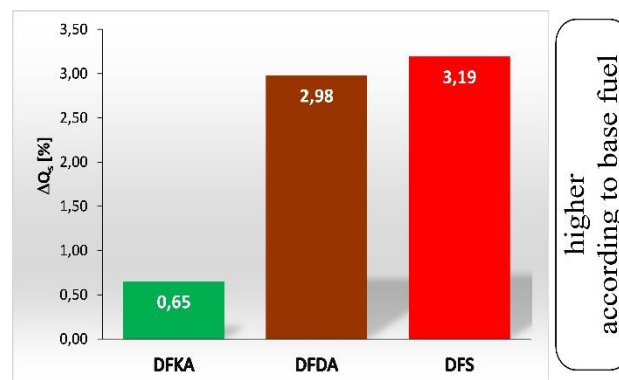
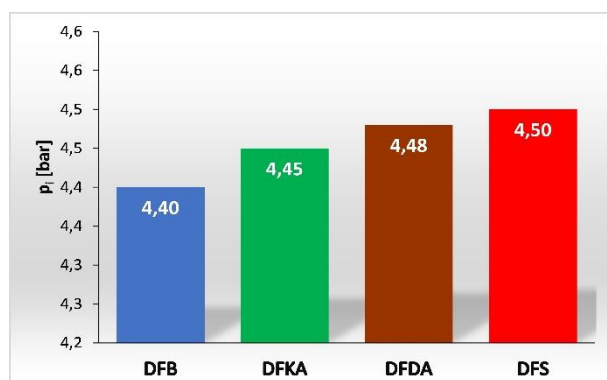
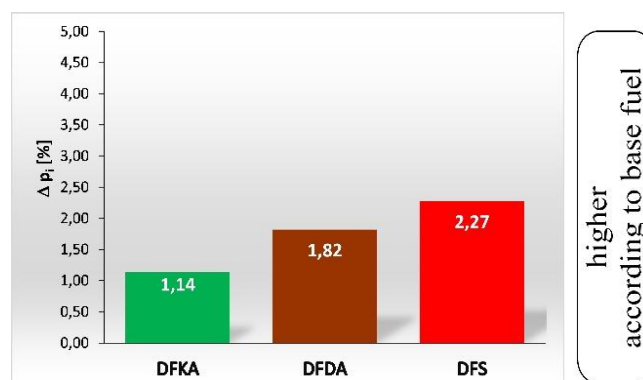
Rys. 4.35a. Koniec spalania (α_{EC}) dla badanych paliw



sooner
according to base fuel

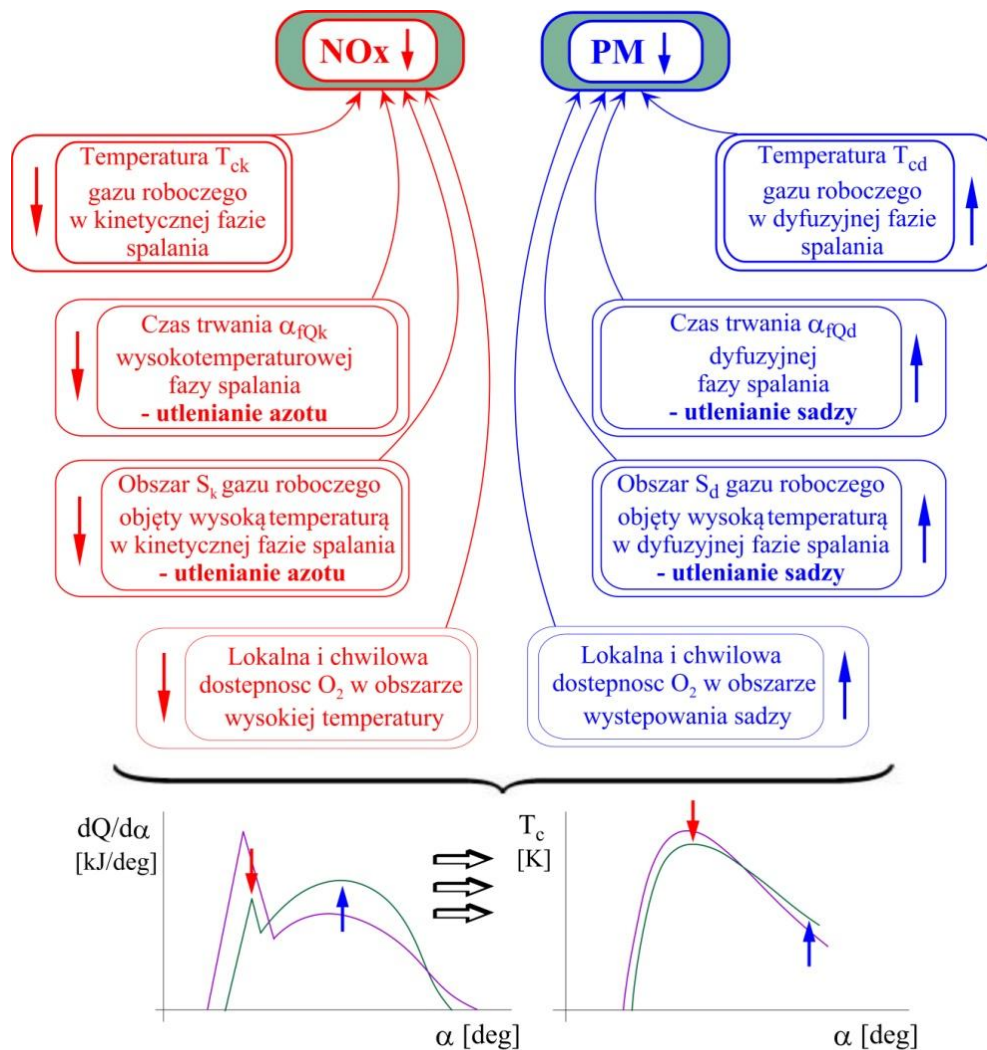
Rys. 4.35b. Procentowa zmiana końca spalania $\Delta\alpha_{EC}$ dla badanych paliw w odniesieniu do (α_{EC}) dla paliwa bazowego DFB

Na rys. 4.36 zamieszczono wartości sumarycznego ciepła spalania Q_s wyliczonego wg. modelu obliczeniowego opisanego w rozdziale 3.7. Wartości Q_s dotyczą wyłącznie ciepła wykorzystanego na przyrost energii wewnętrznej czynnika roboczego i na wykonanie pracy technicznej, nie zawierają natomiast składowej ciepła związanego z niepełnym i niecałkowitym spalaniem oraz strat chłodzenia. Z danych tych wyraźnie widać, że spalanie paliwa DFS umożliwia wykorzystanie największej ilości ciepła do celów użytkowych, w porównaniu do przypadku zasilania silnika pozostałymi badanymi paliwami. Nieco podobne wartości Q_s jak dla paliwa DFS uzyskuje się również dla paliwa DFDA (tylko z dodatkiem Reduxco). Jest to uzasadnieniem największych wartości sprawności ogólnej silnika uzyskiwanym dla tych paliw i jednocześnie potwierdzone jest w wartościach średniego ciśnienia indykowanego przedstawionego na rys. 4.37.

Rys. 4.36a. Ciepło spalania (Q_s) dla badanych paliwRys. 4.36b. Procentowa zmiana ciepła spalania (ΔQ_s) dla badanych paliw w odniesieniu do Q_s dla paliwa bazowego DFBRys. 4.37a. Ciśnienie indykowane (P_i) dla badanych paliwRys. 4.37b. Procentowa zmiana ciśnienie indykowane (ΔP_i) dla badanych paliw w odniesieniu do P_i dla paliwa bazowego DFB

Z krótkiej, powyższej analizy parametrów przebiegu prędkości wywiązywania się ciepła w cylindrze silnika zasilanego testowanymi paliwami wynika, że w przypadku spalania paliwa DFS (z obydwojma dodatkami jednocześnie) spełnione zostały równocześnie cztery podstawowe kryteria (rys. 4.38) optymalizacji przebiegu procesu spalania (w odniesieniu do paliwa bazowego DFB):

- zmniejszenie maksymalnej prędkości spalania kinetycznego (w celu zmniejszenia stężenia NOx w spalinach),
- zwiększenie maksymalnej prędkości spalania dyfuzyjnego (w celu zmniejszenia emisji PM i zadymienia spalin),
- przyspieszenie końca spalania (w celu zbliżenia procesu spalania do GMP tłoka – wzrost wartości η_o i zmniejszenie zużycia paliwa),
- skrócenie długości spalania (w celu zmniejszenia straty wylotowej – wzrost wartości η_o i zmniejszenie zużycia paliwa).



Rys. 4.38. Schemat czynników wpływających na zmniejszenia emisji NO_x i PM w spalinach silnika zasilanego paliwem DFS (z obydwoma badanymi dodatkami)

Z przedstawianych w sprawozdaniu badań wynika, że jednoczesne zastosowanie dodatku 2-EHN (który zmniejsza stężenie NO_x w gazach wylotowych o ok. 16%) i dodatku Reduxco (który zwiększa stężenie NO_x w spalinach o ok. 8%) powoduje w efekcie zmniejszenie stężenia tlenków azotu aż o ok. 18%. Podobnie, dodatek Reduxco zmniejsza emisję PM w spalinach o ok. 24%, dodatek 2-EHN zwiększa emisję PM prawie o 2%, natomiast łączne stosowanie tych dodatków w paliwie prowadzi do zmniejszenia emisji cząstek stałych aż o niemal 28%. Jest to potwierdzeniem synergicznego oddziaływania obu tych dodatków do paliwa na przebieg procesu spalania, które w tym konkretnym przypadku wynika z przesunięcia fazowego prędkości wywiązywania się ciepła ($dQ/d\alpha$) dla spalania paliw z badanymi dodatkami. Cząsteczki paliwa związane bezpośrednio z dodatkiem 2-EHN zapalają się dużo wcześniej niż molekuly paliwa powiązane z dodatkiem Reduxco. Po samozapłonie paliwa DFS ciepło spalania części paliwa (związanego z 2-EHN) pomniejszone jest o ciepło odparowania paliwa, które jeszcze się nie pali, tzn. częścią paliwa związanego bezpośrednio z dodatkiem Reduxco. Zmniejsza to maksymalną prędkość spalania kinetycznego (dQ_k), temperaturę spalania w tej fazie oraz prowadzi do najmniejszej ilości wytworzonych tlenków azotu w cylindrze silnika zasilanego paliwem DFS. Nieco podobnie jest dla dyfuzyjnej fazy

spalania paliwa DFS: spalanie drobin paliwa połączonych bezpośrednio z dodatkiem Reduxco charakteryzuje się dużą prędkością spalania dyfuzyjnego (dQ_d), na którą nakłada się wcześniej występująca prędkość spalania cząstek związanych z dodatkiem 2-EHN. Zjawisko to zwiększa zarówno długotrwałość (α_{fQd}) wysokotemperaturowego spalania dyfuzyjnego jak i ilość ciepła Q_d wywiązanego w tej fazie, co w następstwie zwiększa ilość dopalonych, powstałych wcześniej, cząstek stałych w cylindrze silnika i w bilansie ogólnym powoduje zmniejszenie emisji PM w spalinach silnika spalającego paliwo DFS.

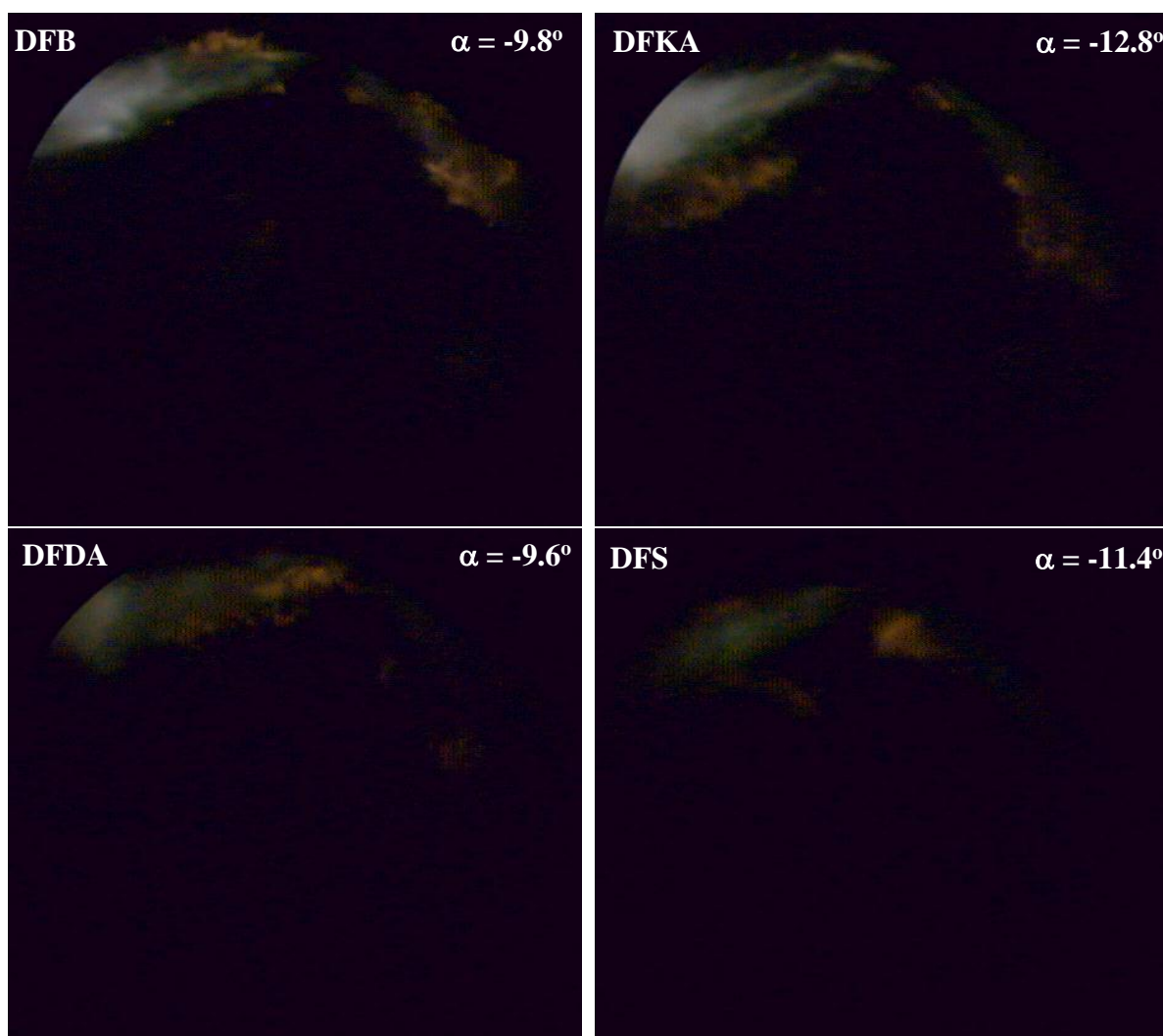
Analiza przyczynowo-skutkowa parametrów procesu roboczego silnika zasilanego testowanymi paliwami pozwala na stwierdzenie, że zjawisko synergii oddziaływania obu stosowanych jednocześnie dodatków do paliwa DFS ma korzystny wpływ, w odniesieniu do przypadku paliwa bazowego DFB, na następujące parametry:

- | | | |
|--|---|---------------------------------------|
| <ul style="list-style-type: none"> – zmniejszenie stężenia NOx w spalinach – zmniejszenie emisji PM w spalinach – zwiększenie sprawności cieplnej silnika | } | parametry podstawowe (eksploatacyjne) |
| <ul style="list-style-type: none"> – zmniejszenie maksymalnego ciśnienia spalania – zmniejszenie maksymalnej temperatury spalania – zmniejszenie ilości ciepła (i temperatury) oraz prędkości w kinetycznej fazie spalania – zwiększenie ilości ciepła (i temperatury) oraz prędkości w dyfuzyjnej fazie spalania – przyspieszenie końca spalania – skrócenie procesu spalania | } | parametry pierwotne (przyczynowe) |

4.6. Wizualizacja i termowizja płomienia

Temperaturę w funkcji kąta obrotu wału korbowego silnika (w funkcji czasu spalania) określano dwoma sposobami: w oparciu o przebiegi ciśnienia spalania ($p(\alpha)$), opisane w rozdziale 3.8 i w oparciu o zarejestrowane endoskopowo obrazy płomienia (również w funkcji kąta OWK) wraz z metodą 2-kolorów (opisaną w rozdziale 3.9). Temperatura spalania wyznaczona w funkcji czasu spalania (określonego kątem α) jest szczególnie istotnym parametrem, ponieważ jest przyczyną tworzenia się tlenków azotu (w kinetycznej fazie spalania) w cylindrze silnika i jednocześnie jest powodem dopalania się, powstałych nieco wcześniej cząstek stałych, co w efekcie końcowym wpływa na emisję PM w spalinach. Wprawdzie obie stosowane w tych badaniach metody wyznaczania temperatury spalania pozwalają na określenie funkcji $T(\alpha)$ to jednak ich wykorzystanie w analizie przyczynowo-skutkowej (z punktu widzenia emisji NOx i PM w spalinach silnika zasilanego testowanymi paliwami) jest znacząco inne, ponieważ rzeczywista temperatura spalania (w silniku z zapłonem samoczynnym) jest zależna od miejsca w objętości czynnika roboczego (przy tym samym kącie α), czego nie uwzględnia temperatura wyliczona z wykresu indykatorowego. Rozkład izoterm w płomieniu (określany w oparciu o cyfrowe filmowanie) wprawdzie pozwala na określenie wielkości obszarów czynnika roboczego objętych określoną

temperaturą spalania, ale jest znacznie trudniejszy do realizacji i analizy oraz wymaga wykorzystania kosztownego sprzętu pomiarowego (np. AVL VideoScope 513D) i dostosowania głowicy silnika do pomiarów z użyciem endoskopów. Z punktu widzenia analizy mechanizmu tworzenia się NO_x i dopalania powstałych cząstek PM w cylindrze silnika, ta metoda wydaje się być bardziej przydatna w odniesieniu do badania testowanych paliw. Ponadto cyfrowa, endoskopowa wizualizacja wtrysku, samozapłonu i spalania badanych paliw pozwala na weryfikację niektórych parametrów określanych innymi metodami (np. początek wtrysku – określony w oparciu o wykres indykatorowy lub wizualizację, koniec spalania – określony w oparciu o wykres prędkości wywiązywania się ciepła lub wizualizację). Przykład takiej weryfikacji zamieszczony jest na rys. 4.39, gdzie pokazano obrazy z cylindra silnika odpowiadające wizualnemu początkowi samozapłonu (α_{SC}) i na rys. 4.14, gdzie przedstawiono graficznie wartości α_{SC} określone przy użyciu wykresów indykatorowych. Widać, że wartości α_{SC} w obydwu tych przypadkach są takie same. Podobnie również (w sensie analizy wizualnej) odbywa się dla wszystkich testowanych paliw zjawisko samozapłonu – pierwsze ogniska płomienia pojawiają się na obrzeżach strug wtryskiwanego paliwa przy otworach wylotowych rozpylacza paliwa, gdzie prędkość wypływu paliwa jest największa, a mieszanina paliwowo-powietrzna względnie bogata. Drugim obszarem ułatwionego samozapłonu jest obwiednia strugi wtryskiwanego paliwa, szczególnie w okolicach czoła strugi, gdzie występuje najlepsze rozpylenie paliwa. Zdecydowanie natomiast różnią się testowane paliwa chwilą (kątem OWK) samego samozapłonu paliwa. Paliwo DFKA (z dodatkiem 2-EHN) ulegało najwcześniejszemu samozapłonowi, czego skutkiem było bardzo silne skrócenie opóźnienia samozapłonu τ_c (analizowane w rozdziale 4.3), i bardzo silne zmniejszenie w związku z tym stężenia NO_x w spalinach w porównaniu z paliwem bazowym. Najpóźniejszy samozapłon określony w oparciu o cyfrową analizę obrazu zarejestrowano dla paliwa DFDA (z dodatkiem Reduxco), co skutkowało zarówno najdłuższym opóźnieniem samozapłonu (ten sam początek wtrysku dla wszystkich testowanych paliw) jak i w związku z tym nieco większym stężeniem NO_x w spalinach silnika zasilanego tym paliwem w odniesieniu do paliwa bazowego.



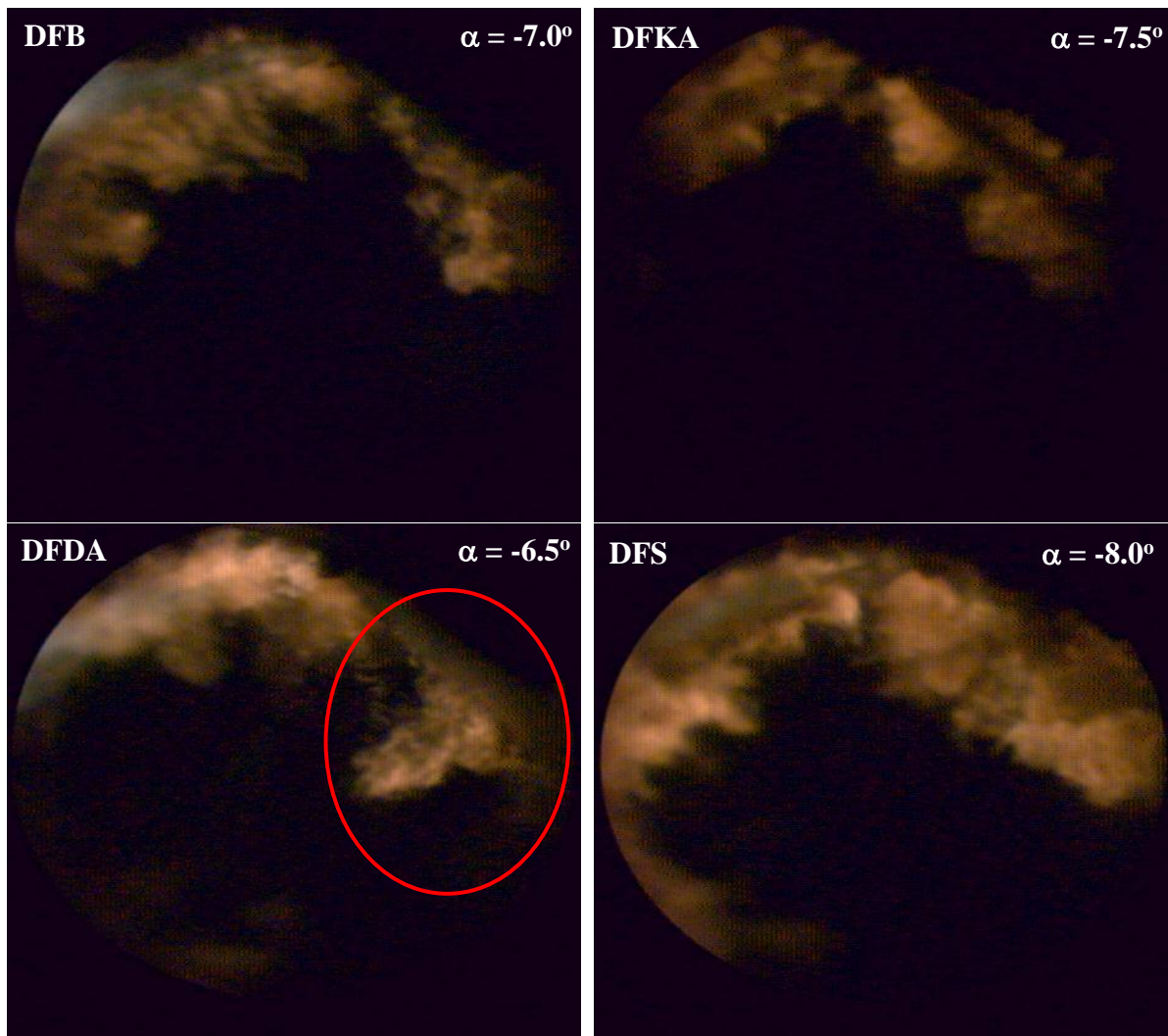
Rys. 4.39. Obraz w cylindrze silnika dla kąta obrotu wału korbowego odpowiadającego początkowi samozapłonu paliwa α_{ps} dla spalania testowanych paliw

W chwili samozapłonu temperatura płomienia była mniejsza niż 1800 K dla wszystkich paliw, w związku z tym brak jest obrazów z termowizji w stosowanej metodzie.

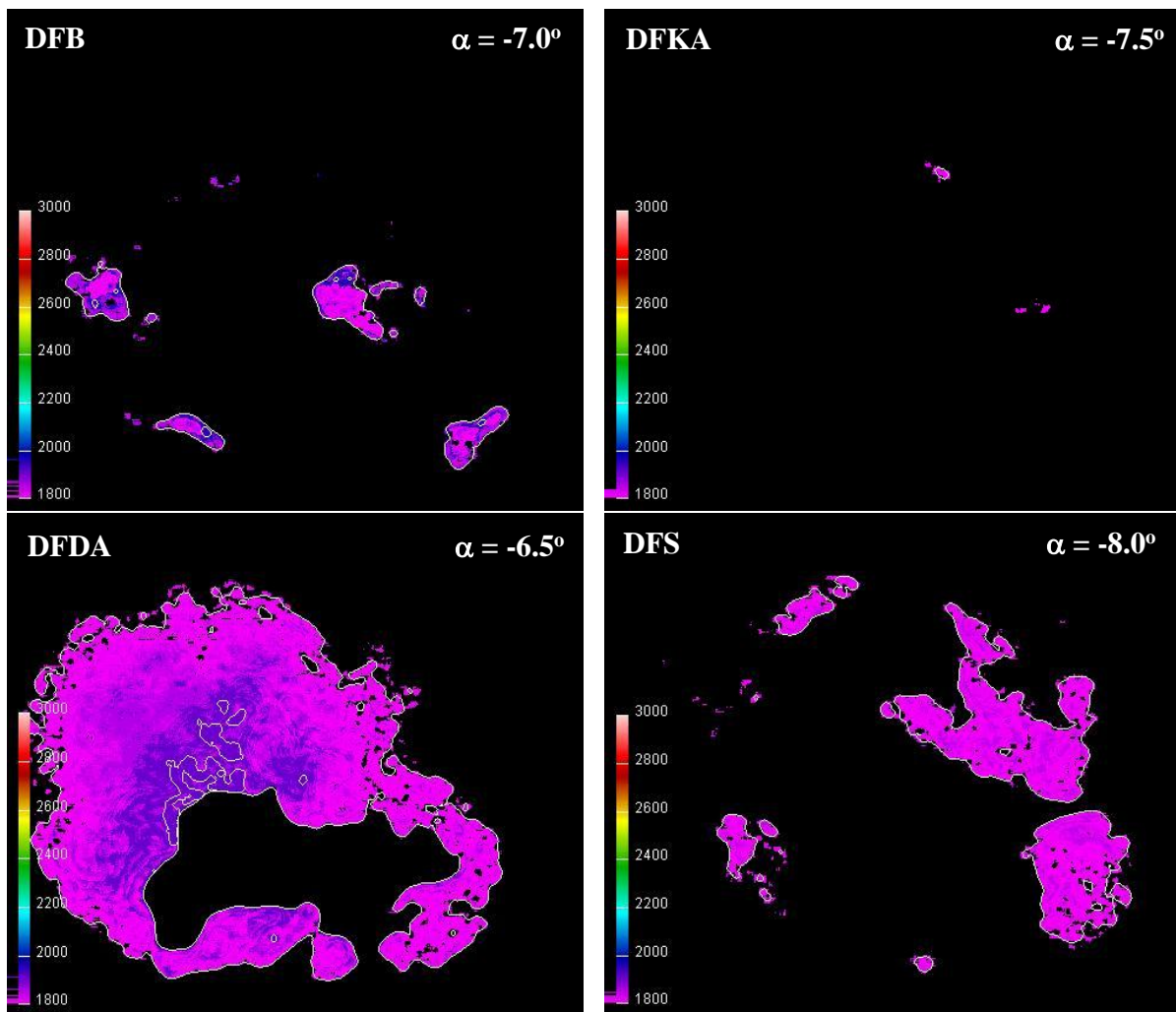
Bardziej istotna jest analiza wizualna, a w szczególności wyliczony z obrazu rozkład izoterm w płomieniu dla testowanych paliw – rys. 4.40 i rys. 4.41 dla kinetycznej fazy spalania. Z analizy obrazów wynika m.in. że na tym etapie spalania i w tym konkretnym punkcie pracy silnika (prędkość obrotowa i obciążenie) do płomienia w cylindrze ciągle wtryskiwane jest paliwo. Sytuacja taka występuje dla każdego ze stosowanych paliw. Również obszar objęty płomieniem w przestrzeni cylindra silnika jest podobny dla badanych paliw. Wyjątkiem jest paliwo DFDA, dla którego zaobserwować można (rys. 4.40) obszar wzmożonej dynamiki rozprzestrzeniania się płomienia (czerwona elipsa na zdjęciu). Związane jest to z najdłuższym dla tego paliwa opóźnieniem samozapłonu i w związku z tym największą częścią wtryskiwanej dawki tego paliwa do komory spalania przed samozapłonem, która z racji dużej masy, uległa najbardziej gwałtownemu spalaniu w początkowej fazie procesu utleniania. Skutkowało to m.in. zarówno największą temperaturą spalania T_{ck} określoną w oparciu o wykres indykatorowy – rys. 4.43a, jak i największą powierzchnią (S_k) objętą izotermą o największej wówczas temperaturze (1800 K) czynnika

roboczego, która występowała w cylindrze silnika – rys. 4.42. Czynniki te były powodem największego stężenia NO_x w spalinach silnika zasilanego tym paliwem (DFDA) w porównaniu z przypadkiem pozostałych paliw. Poprzez analogię, najmniejszy obszar objęty izotermą 1800 K dla kinetycznej fazy spalania paliwa DFKA (rys. 4.41 i rys. 4.42) wyjaśnia bardzo małe stężenie NO_x w spalinach silnika. Nieco inaczej przedstawia się analiza temperatury spalania T_{ck} w kinetycznej fazie spalania (rys. 4.43), ponieważ z danych tych wynika, że najmniejsza temperatura spalania w tym czasie związana jest z paliwem DFS, dla którego rzeczywiście zmierzono najmniejsze stężenie NO_x w spalinach silnika zasilanego testowanymi paliwami. Różnica wartości T_{ck} dla paliwa DFKA i paliwa DFS jest jednak mała (38 K wobec 1065 K dla paliwa DFKA i 1027 K dla paliwa DFS). Podobnie małe różnice odnoszą się do pól powierzchni objętych izotermą 1800 K – kilka procent powierzchni pomiarowej S_k dla paliwa DFKA i ok. 10% S_k dla paliwa DFS (rys. 4.42). Schemat na rys. 4.38 wyjaśnia, że na zmniejszenie stężenia NO_x w spalinach ma wpływ nie tylko zmniejszenie temperatury i obszaru czynnika roboczego objętego tą temperaturą, ale również czas trwania kinetycznej fazy spalania. Z rys. 4.29 wynika, że paliwo DFS charakteryzuje się najkrótszą fazą kinetyczną (utleniania azotu), co przeważa nad nieco większą powierzchnią S_k objętą wysoką temperaturą 1800 K i co prowadzi do najmniejszego wówczas stężenia tlenków azotu, w porównaniu do spalania paliwa DFKA. Spalanie paliwa DFDA, które charakteryzuje się największą temperaturą w fazie kinetycznej i jednocześnie największym polem powierzchni objętym izotermą 1800 K oraz największą długością tej fazy prowadzi oczywiście do największego stężenia NO_x w spalinach.

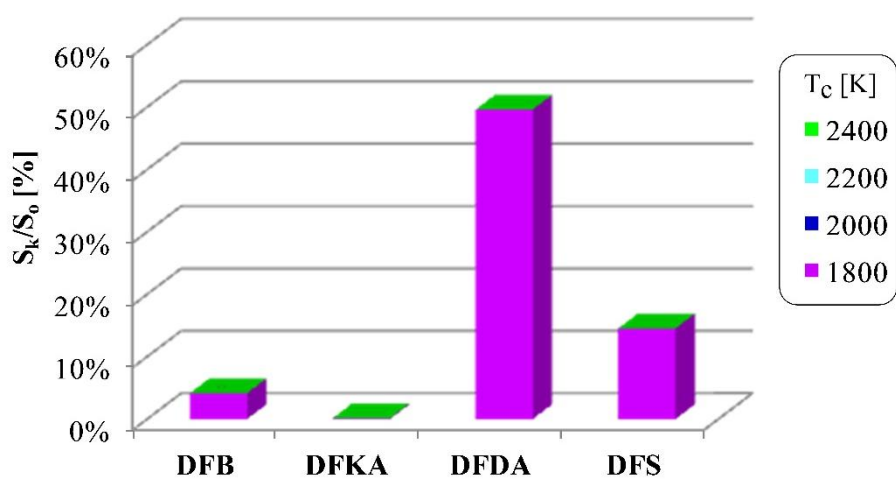
Obydwa testowane dodatki do paliwa oddziałują selektywnie na prędkość wywiązywania się ciepła w cylindrze silnika. Dodatek 2-EHN bardzo mocno (korzystnie) zmniejsza maksymalną prędkość ($dQ_k/d\alpha$ – rys. 4.26) i temperaturę spalania w fazie kinetycznej (T_{ck} – rys. 4.43), nieznacznie tylko zmniejszając (niekorzystnie) wartości tych parametrów w fazie dyfuzyjnej (rys. 4.30 i rys. 4.47). Jednocześnie spalanie paliwa DFKA charakteryzuje się mniejszą długością fazy dyfuzyjnej niż paliwo bazowe DFB (rys. 4.32), co łącznie z wcześniej wymienionymi parametrami zmniejsza ilość utlenionych cząstek stałych w cylindrze silnika, zwiększając nieco emisję PM w spalinach. Rys. 4.46 pokazuje, że powierzchnia występowania wysokiej temperatury w cylindrze silnika dla dyfuzyjnej fazy spalania (2200 K) jest mniejsza w przypadku paliwa DFKA niż dla paliwa bazowego. Zatem proces utleniania powstałych PM będzie odbywał się, również z tego powodu, mniej intensywnie niż dla pozostałych testowanych paliw. Dodatek Reduxco bardzo mocno zwiększa maksymalną prędkość spalania dyfuzyjnego (rys. 4.30) i temperaturę spalania T_{cd} w tej fazie (rys. 4.47) nieznacznie tylko zwiększając T_{ck} i ($dQ_k/d\alpha$) w fazie kinetycznej. Dzięki temu niewielkiemu tylko wzrostowi NO_x w spalinach silnika zasilanego tym paliwem towarzyszy bardzo silne zmniejszenie emisji PM w odniesieniu do paliwa bazowego DFB.



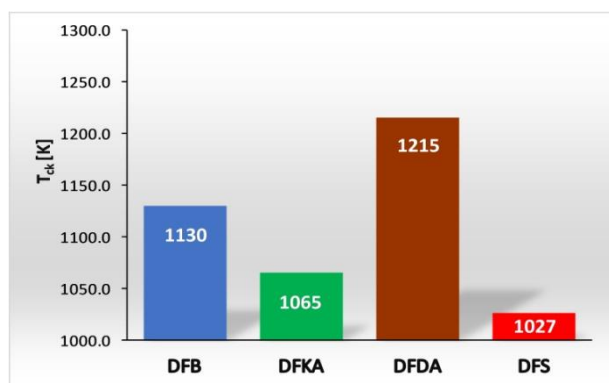
Rys. 4.40. Obraz w cylindrze silnika dla kąta obrotu wału korbowego odpowiadającego maksymalnej prędkości spalania kinetycznego α_{dQk_max}



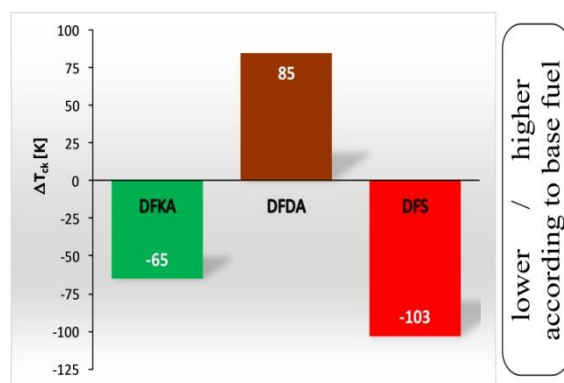
Rys. 4.41. Rozkład izoterm w płomieniu w cylindrze silnika dla kąta obrotu wału korbowego odpowiadającego maksymalnej prędkości spalania kinetycznego α_{dQk_max}



Rys. 4.42. Pola powierzchni S_k płomienia w kinetycznej fazie spalania objęte izotermami o określonych temperaturach (w odniesieniu do pomiarowego pola powierzchni S_0) dla testowanych paliw

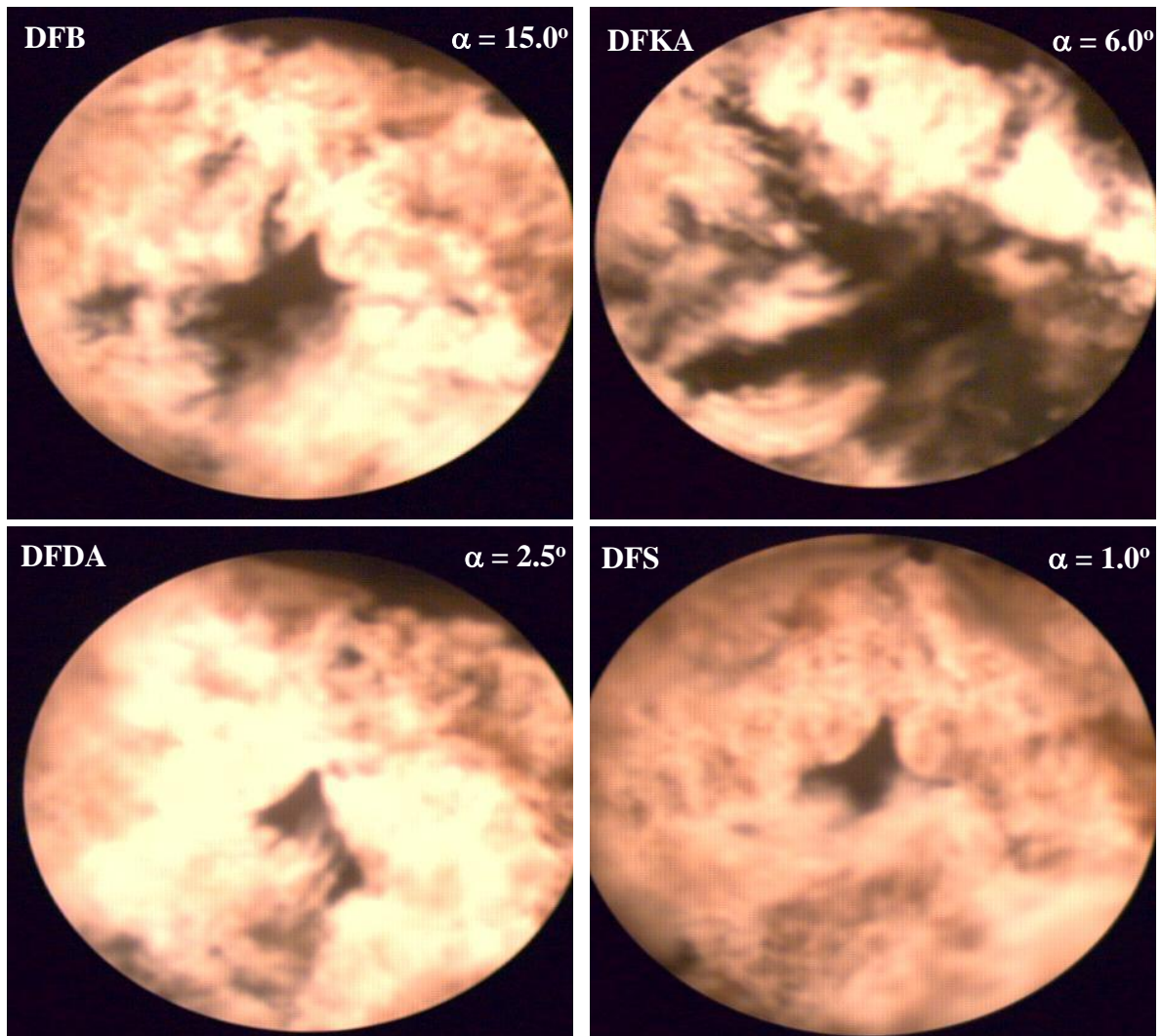


Rys. 4.43a. Temperatura spalania (T_{ck}) w kinetycznej fazie spalania dla badanych paliw

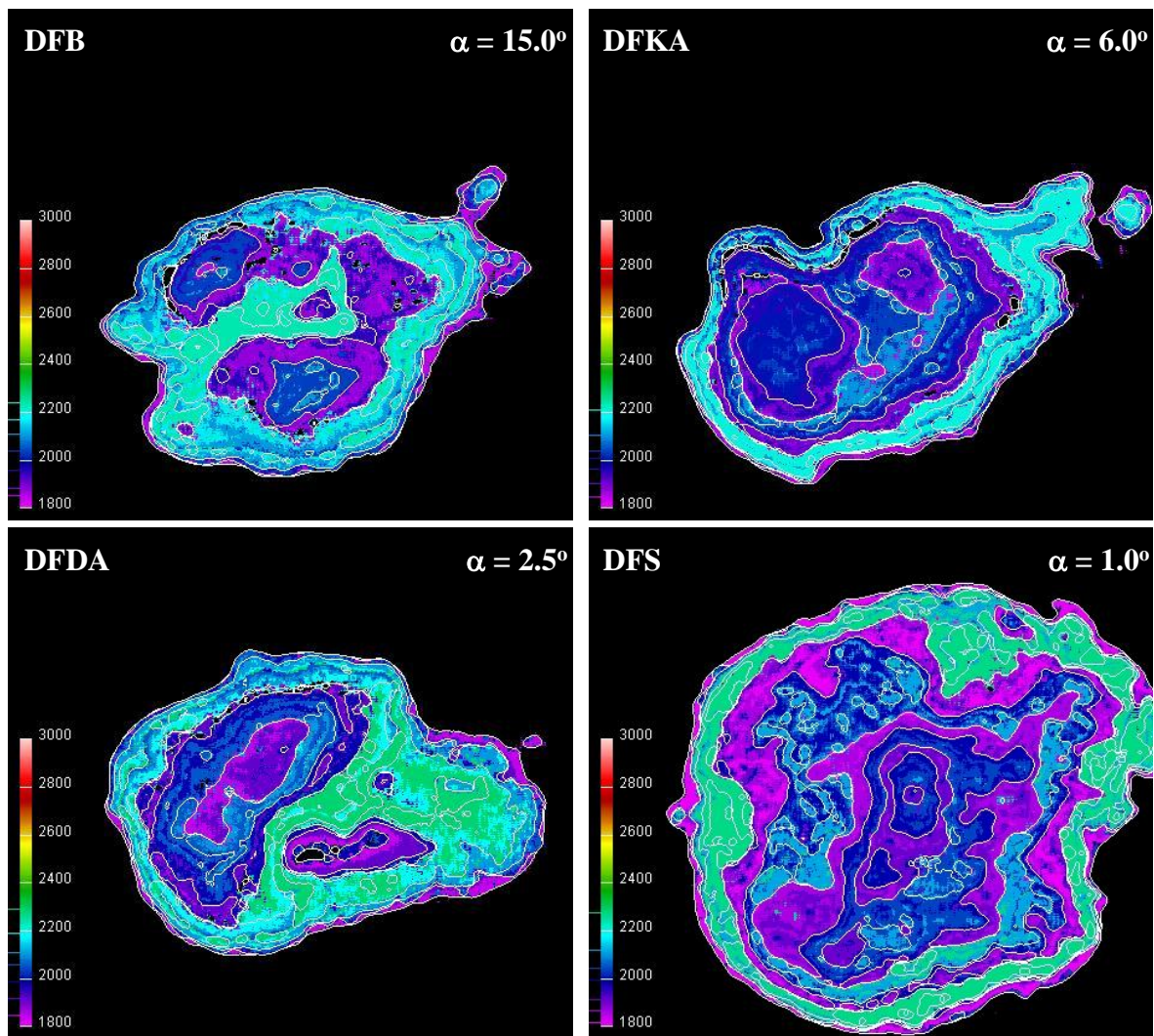


Rys. 4.43b. Różnica wartości temperatury spalania w kinetycznej fazie spalania dla badanych paliw w odniesieniu do T_{ck} dla paliwa bazowego DFB

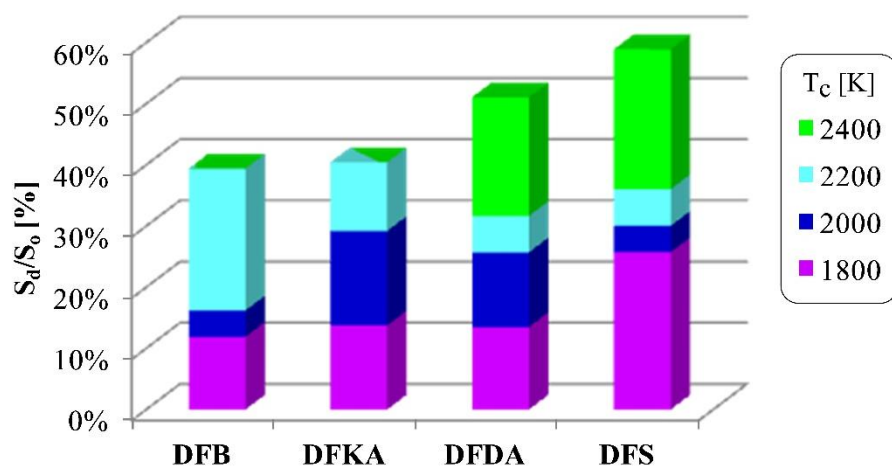
Obrazy z cyfrowego, endoskopowego filmowania procesu spalania testowanych paliw w dyfuzyjnej fazie spalania przedstawiono na rys. 4.44. W oparciu o te dane wyliczono rozkład izoterm w płomieniu dyfuzyjnym każdego z badanych paliw – rys. 4.45. Z obu tych rysunków widać, że proces spalania dla kątów obrotu wału korbowego odpowiadających dyfuzyjnej fazie spalania jest dużo bardziej intensywny dla każdego paliwa niż dla fazy kinetycznej. W tej fazie spalania ciągle tworzą się cząstki stałe, ale w sprzyjających warunkach (określonych na schemacie na rys. 4.38) część powstałych cząstek ulega w cylindrze silnika utlenieniu, zmniejszając w ten sposób emisję PM w spalinach. Te sprzyjające warunki to głównie zwiększenie prędkości wywiązywania się ciepła w dyfuzyjnej fazie spalania $dQ_d/d\alpha$ (rys. 4.30), temperatury spalania T_{cd} (rys. 4.47), zwiększenie obszaru S_d gazu roboczego objętego wysoką temperaturą (rys. 4.46) oraz wydłużenie czasu α_{fQd} utleniania PM w tej fazie spalania (rys. 4.32). Oczywiście dostępność tlenu (lokalnie i chwilowo) w strefie utleniania sadzy jest również istotna (rys. 4.38), ale w przypadku analizy wpływu testowanych paliw na emisję PM czynnik ten jest taki sam dla wszystkich badanych paliw. Widać za to wyraźnie na rys. 4.45. określającym rozkład izoterm w płomieniu, że dla różnych testowanych paliw obszary wysokich temperatur w dyfuzyjnej fazie spalania są zupełnie inne. Najmniejszy obszar czynnika roboczego objęty wysokimi temperaturami stwierdzono dla paliwa DFKA, co oznacza najmniejszą strefę gazu w cylindrze silnika, w której utleniane są powstałe nieco wcześniej cząstki PM. Z tego też powodu spalanie paliwa DFKA charakteryzuje się największą emisją cząstek stałych (PM) w spalinach silnika. Dużo większy korzystnie obszar wysokich temperatur (2200 K i 2400 K) zaobserwowano, w ramach zrealizowanej termowizji metodą 2-kolorów, dla przypadku paliwa z dodatkiem Reduxco. Dzięki temu proces spalania tego paliwa pozwalał na zdecydowanie mniejszą emisję PM – prawie 25% (rys. 4.12) przy nieco tylko większym stężeniu NOx w spalinach silnika – ok. 8% (rys. 4.10) w odniesieniu do paliwa bazowego. Świadome, jednoczesne zastosowanie obu dodatków do paliwa (2-EHN i Reduxco), wskutek zjawiska synergii spowodowało zarówno zmniejszenie emisji PM jak i zmniejszenie stężenia NOx w spalinach silnika m.in. dzięki największemu, spośród badanych paliw, obszarowi objętemu wysokimi temperaturami (rys. 4.46) w fazie spalania dyfuzyjnego, przy najmniejszej strefie wysokich temperatur w fazie spalania kinetycznego. Należy zauważyć również, że wnioski odnośnie emisji PM i NOx, wynikające z analizy wartości temperatury spalania określonej w oparciu o przebiegi $p(\alpha)$, dla kinetycznej i dyfuzyjnej fazy spalania pokrywają się z wnioskami bazującymi na wartościach i polach powierzchni izoterm określonych w oparciu o metodę 2-kolorów. Można zatem powiedzieć, że zrealizowane pomiary temperatury spalania w kinetycznej i dyfuzyjnej fazie spalania (zarówno z termowizji bazującej na cyfrowej wizualizacji spalania jak i temperatury spalania określone w oparciu o otwarty wykres indykatorowy) jednocześnie potwierdzają oraz wyjaśniają wpływ synergii oddziaływania obu testowanych dodatków do paliwa na zmniejszenie zarówno emisji PM i NOx w spalinach silnika zasilanego paliwem DFS w odniesieniu do paliwa bazowego.



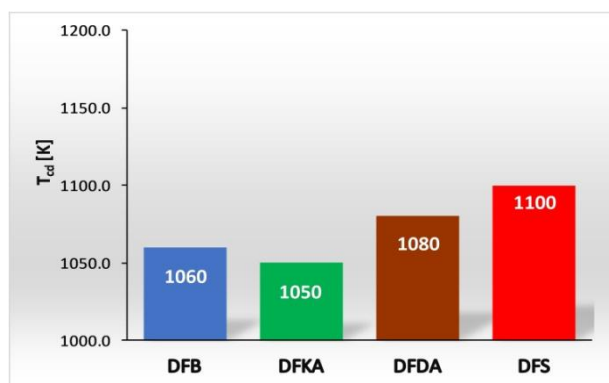
Rys. 4.44. Obraz w cylindrze silnika dla kąta obrotu wału korbowego odpowiadającego maksymalnej prędkości spalania dyfuzyjnego α_{dQd_max}



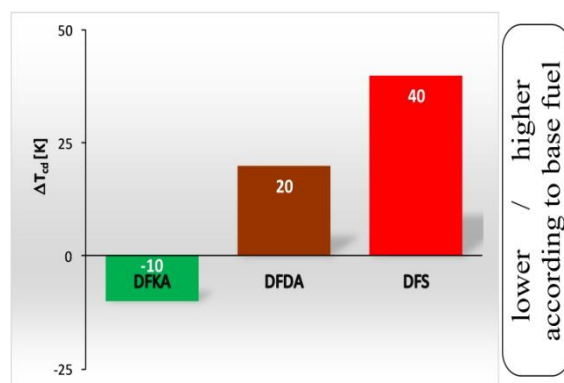
Rys.4.45. Rozkład izoterm w płomieniu w cylindrze silnika (pow. 1800 K) dla kąta obrotu wału korbowego odpowiadającego maksymalnej prędkości spalania dyfuzyjnego α_{dQd_max}



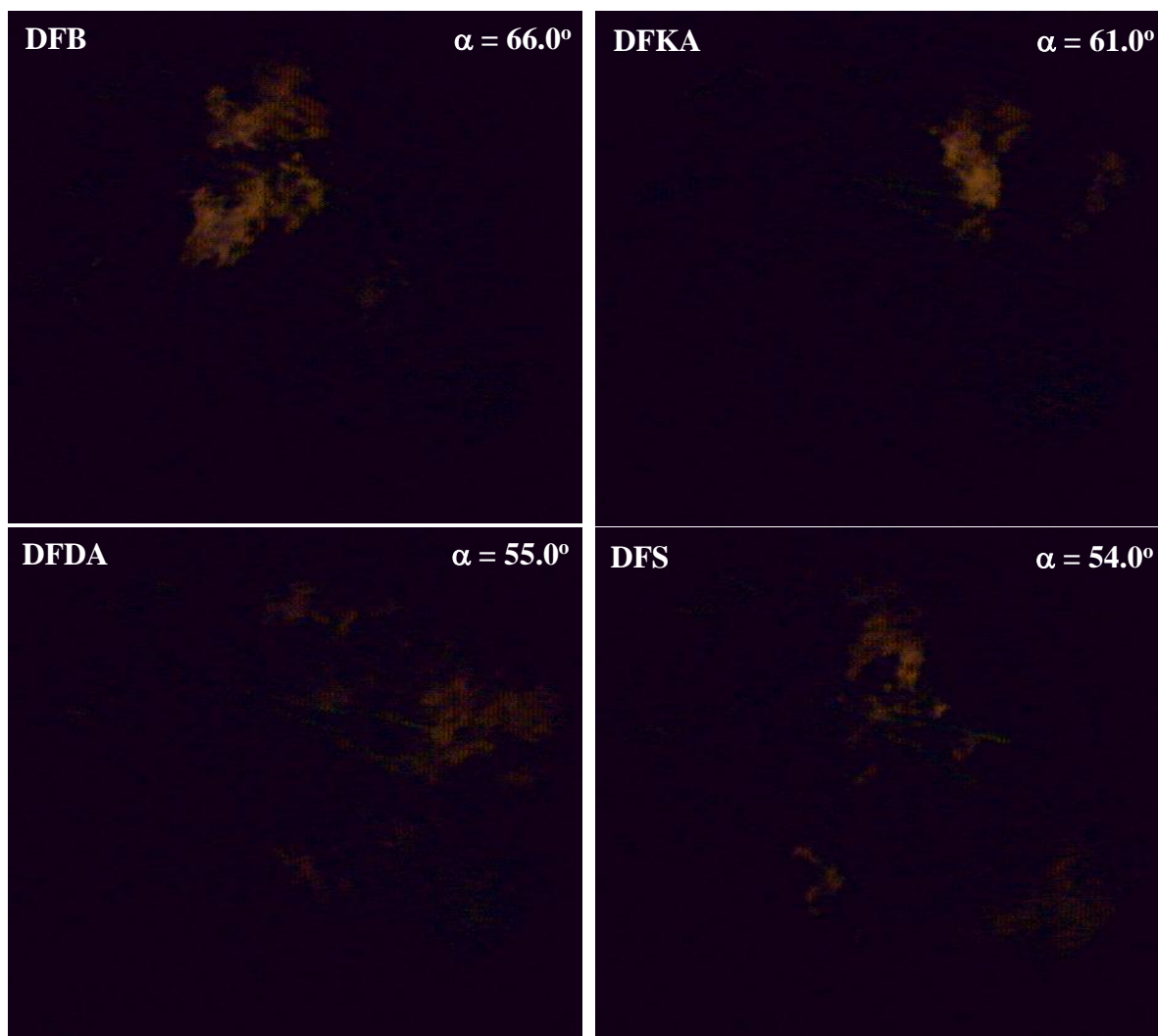
Rys. 4.46. Pola powierzchni S_d płomienia w dyfuzyjnej fazie spalania objęte izotermami o określonych temperaturach (w odniesieniu do pomiarowego pola powierzchni S_0) dla testowanych paliw



Rys. 4.47a. Temperatura spalania (T_{cd}) w dyfuzyjnej fazie spalania dla badanych paliw



Rys. 4.47b. Różnica wartości temperatury spalania w dyfuzyjnej fazie spalania dla badanych paliw w odniesieniu do T_{cd} dla paliwa bazowego DFB



Rys. 4.48. Obraz w cylindrze silnika dla kąta obrotu wału korbowego odpowiadającego wizualnemu końcowi spalania dla testowanych paliw α_{ks}

Na rys. 4.48 pokazano obrazy odpowiadające wizualnemu końcowi procesu spalania dla testowanych paliw. Wizualnie są one bardzo podobne dla wszystkich paliw, natomiast interesujące jest że określony w ten sposób koniec spalania (α_{ks}) jest praktycznie taki sam jak koniec spalania określony w oparciu o przebiegi prędkości wywiązywania się ciepła (rys. 4.35). Ponieważ w chwili wizualnego końca spalania temperatura płomienia była mniejsza niż 1800 K dla wszystkich paliw, brak jest obrazów z termowizji.

Podsumowując tę część badań (wizualizacja i termowizja płomienia) należy stwierdzić, że określenie izoterm obejmujących określony obszar płomienia powstałego w cylindrze silnika zasilanego testowanymi paliwami dał pełniejszą i bardziej dogłębną analizę zdarzeń przyczynowo-skutkowych wpływających na emisję PM i NOx w spalinach silnika. Dzięki tej części oryginalnych badań możliwe było dodatkowo potwierdzenie, że badane dodatki do paliwa wpływają jakościowo w taki sam sposób na parametry energetyczne i skład spalin silników z zapłonem samoczynnym zupełnie różnej konstrukcji (silnik VW 1.9 TDI – poprzednie badania i silnik badawczy SB 3.1 – aktualne badania).

5. WNIOSKI

Przeprowadzone badania upoważniają do przedstawienia następujących, najważniejszych wniosków, dotyczących wpływu testowanych dodatków do paliwa na parametry procesu spalania w silniku z zapłonem samoczynnym (w odniesieniu do paliwa bazowego):

1. Dodatek 2-EHN (zmniejszający selektywnie kinetyczną prędkość spalania) i dodatek Reduxco (zwiększający selektywnie dyfuzyjną prędkość spalania), stosowane oddzielnie (paliwo DFKA i paliwo DFDA) oraz łączne (paliwo DFS) spowodowały w sensie jakościowym takie same zmiany w przebiegu procesu spalania, zarówno dla seryjnego silnika VW 1.9 TDI (stosowanego w poprzednich badaniach [1]), jak i w badawczym silniku SB 3.1, wykorzystywanym w badaniach objętych niniejszym sprawozdaniem,
2. **Jednostkowe zużycie paliwa**, w odniesieniu do paliwa bazowego, zostało zmniejszone:
 - dla silnika VW 1.9 TDI (w zależności od obciążenia silnika - poprzednie badania [1]):
 - 1-2% dla paliwa DFKA,
 - 1-3% dla paliwa DFDA,
 - 2-4% dla paliwa DFS,
 - dla silnika SB 3.1 (dla przyjętego w badaniach punktu pracy silnika):
 - 4% dla paliwa DFKA,
 - 6% dla paliwa DFDA,
 - 7% dla paliwa DFS,
3. **Stężenie tlenków azotu (NO_x) w spalinach**, w porównaniu z zasilaniem silnika paliwem bazowym, uległo zmianie:
 - dla silnika VW 1.9 TDI (w zależności od obciążenia silnika - poprzednie badania [1]):
 - zmniejszenie o 6-18% dla paliwa DFKA,
 - zwiększenie o 10-20% dla paliwa DFDA,
 - zmniejszenie o 6-21% dla paliwa DFS,
 - dla silnika SB 3.1 (dla przyjętego w badaniach punktu pracy silnika):
 - zmniejszenie o 16% dla paliwa DFKA,
 - zwiększenie o 8% dla paliwa DFDA,
 - zmniejszenie o 18% dla paliwa DFS,
4. **Emisja cząstek stałych (PM) w spalinach**, w porównaniu z silnikiem zasilanym paliwem bazowym, uległo zmianie:
 - dla silnika VW 1.9 TDI (w zależności od obciążenia silnika - poprzednie badania [1]):
 - zwiększenie o ok. 3% przy małym obciążeniu silnika, dla paliwa DFKA,
 - zmniejszenie o 8-30% dla paliwa DFDA,
 - zmniejszenie o 8-32% dla paliwa DFS,
 - dla silnika SB 3.1 (dla przyjętego w badaniach punktu pracy silnika):
 - zwiększenie o 2% dla paliwa DFKA,
 - zmniejszenie o 24% dla paliwa DFDA,
 - zmniejszenie o 27% dla paliwa DFS.

5. Dodatek 2-EHN do paliwa powodował głównie:
 - wcześniejszy samozapłon paliwa i w konsekwencji skrócenie opóźnienia samozapłonu,
 - silne zmniejszenie kinetycznej prędkości spalania i temperatury spalania w tej fazie, co prowadziło do zmniejszenia stężenia NO_x w spalinach,
 - niewielkie zmniejszenie dyfuzyjnej prędkości spalania i temperatury spalania w tej fazie, co prowadziło do nieznacznego zwiększenia emisji PM i zadymienia spalin,
 - zbliżenie procesu spalania do GMP tłoka, co skutkowało nieco mniejszym wówczas zużyciem paliwa,
6. Dodatek Reduxco do paliwa powodował głównie:
 - nieco późniejszy samozapłon paliwa i w konsekwencji niewielkie wydłużenie opóźnienia samozapłonu,
 - nieduże zwiększenie kinetycznej prędkości spalania i temperatury spalania w tej fazie, co prowadziło do niewielkiego zwiększenia stężenia NO_x w spalinach,
 - silne zwiększenie dyfuzyjnej prędkości spalania i temperatury spalania w tej fazie, co prowadziło do znacznego zmniejszenia emisji PM i zadymienia spalin),
 - skrócenie długotrwałości procesu spalania, co skutkowało mniejszym zużyciem paliwa – poprzez wzrost sprawności cieplnej, wynikający m.in. ze zbliżenia procesu spalania do GMP tłoka i zmniejszenia straty wylotowej,
7. Równoczesny dodatek 2-EHN i Reduxco (paliwo DFS) powodował głównie:
 - wcześniejszy samozapłon paliwa i w konsekwencji skrócenie opóźnienia samozapłonu w stopniu większym, niż dla paliwa bazowego,
 - silne zmniejszenie kinetycznej prędkości spalania i temperatury spalania w tej fazie, co prowadziło do zmniejszenia stężenia NO_x w spalinach silnika nawet nieco bardziej, niż dodatek samego 2-EHN,
 - zwiększenie dyfuzyjnej prędkości spalania (w porównaniu z paliwem bazowym) oraz znaczące zwiększenie długotrwałości wysokotemperaturowej fazy spalania dyfuzyjnego (nawet w odniesieniu do paliwa z dodatkiem Reduxco), czego konsekwencją była najmniejsza emisja PM w spalinach silnika zasilanego wszystkimi badanymi paliwami,
 - zbliżenie procesu spalania do GMP tłoka, co skutkowało mniejszym wówczas zużyciem paliwa,
8. W przypadku paliwa testowego DFS, zawierającego zarówno dodatek 2-EHN jak i dodatek Reduxco stwierdzono występowanie korzystnego zjawiska synergii, które oddziałując na przebieg procesu spalania (prędkość wywiązywania się ciepła), zmniejsza jednocześnie zużycie paliwa, stężenie NO_x i emisję PM w spalinach silnika. Jednoczesne zastosowanie dodatku 2-EHN (który zmniejsza stężenie NO_x w gazach wylotowych o ok. 16%) i dodatku Reduxco (który zwiększa stężenie NO_x o ok. 8%) powoduje w efekcie zmniejszenie stężenia tlenków azotu aż o ok. 18%. Podobnie, dodatek Reduxco zmniejsza emisję PM w spalinach o ok. 24%, dodatek 2-EHN zwiększa emisję PM prawie o 2%, natomiast łączne stosowanie tych dodatków paliwowych prowadzi do zmniejszenia emisji cząstek stałych aż o niemal 28%.

9. Stwierdzone synergiczne oddziaływanie obu testowanych dodatków do paliwa na przebieg procesu spalania wynika z przesunięcia fazowego prędkości wywiązywania się ciepła ($dQ/d\alpha$) dla spalania paliw z badanymi dodatkami. Cząsteczki paliwa związane bezpośrednio z dodatkiem 2-EHN zapalają się dużo wcześniej niż molekuly paliwa powiązane z dodatkiem Reduxco. Po samozapłonie paliwa DFS ciepło spalania części paliwa (związanego z 2-EHN) pomniejszone jest o ciepło odparowania paliwa, które jeszcze się nie pali, tzn. częścią paliwa związanego bezpośrednio z dodatkiem Reduxco. Zmniejsza to maksymalną prędkość spalania kinetycznego (dQ_k), temperaturę spalania w tej fazie oraz prowadzi do wytworzenia najmniejszej ilości tlenków azotu w cylindrze silnika zasilanego paliwem DFS (w porównaniu z pozostałymi testowanymi paliwami). Nieco podobnie jest dla dyfuzyjnej fazy spalania paliwa DFS: spalanie drobin paliwa połączonych bezpośrednio z dodatkiem Reduxco charakteryzuje się dużą prędkością w fazie dyfuzyjnej (dQ_d), na którą nakłada się wcześniej występująca prędkość spalania cząstek związanych z dodatkiem 2-EHN. Zjawisko to zwiększa zarówno długość (α_{fQd}) wysokotemperaturowego spalania dyfuzyjnego jak i ilość ciepła Q_d wywiązanego w tej fazie, co w następstwie zwiększa ilość dopalonych, powstałych wcześniej, cząstek stałych w cylindrze silnika i w bilansie ogólnym powoduje najsilniejsze zmniejszenie emisji PM w spalinach silnika zasilanego paliwem DFS (w odniesieniu do pozostałych testowanych paliw).

RAPORT Z AWARII STANOWISKA POMIAROWEGO

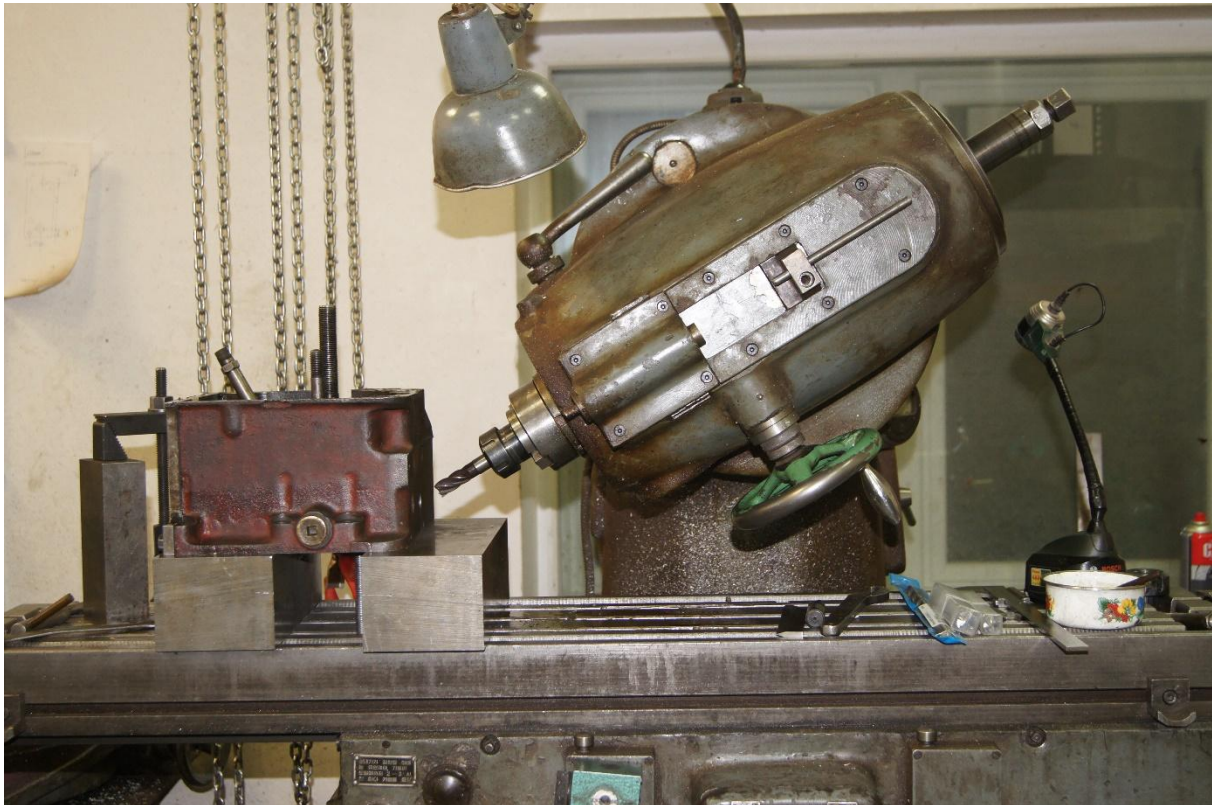
2 grudnia 2021 roku, w czasie nagrzewania silnika badawczego z zamontowaną głowicą przystosowaną do endoskopowej, optycznej analizy procesu wtrysku, samozapłonu i spalania paliwa w cylindrze silnika, zauważono przedostawanie się gazu roboczego z cylindra silnika do cieczy chłodzącej. Ponieważ wskazywało to na uszkodzenie ścianki głowicy pomiędzy przestrzenią cylindra i płaszczem wodnym zdemontowano głowicę. Okazało się, że dolna płyta głowicy ma ubytki spoiny w miejscu dawnego łączenia tulei czujnika piezokwarcowego i tulei endoskopu (zd. R.1). Po dalszym sprawdzeniu szczelności głowicy (na specjalnym, ciśnieniowym stanowisku pomiarowym) okazało się dodatkowo, że wewnątrz powierzchni tulei mocujących endoskopy w głowicy, skutkiem erozji, również są uszkodzone. Niestety kwalifikowało to głowicę do remontu głównego: demontażu obu nieszczelnych tulei, frezowania gniazd (otworów) w głowicy pod nowe tuleje dla endoskopów, wykonanie nowych tulei endoskopów, wspawania tych tulei do głowicy, frezowanie i szlifowanie końców dolnej płyty głowicy. Remont głowicy trwał 3 tygodnie. Po naprawie silnik i stanowisko pomiarowe odzyskały swoją funkcjonalność. Poniższe zdjęcia przedstawiają wybrane etapy naprawy głowicy.



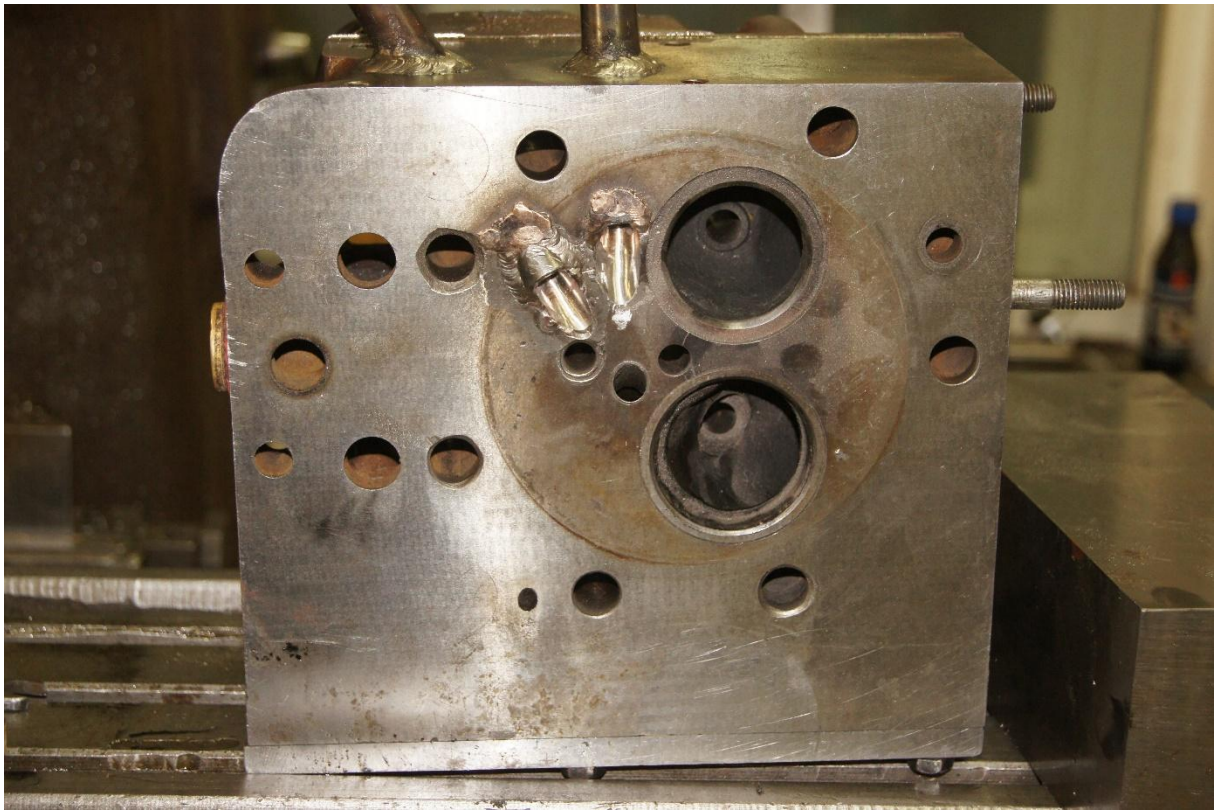
Zd. R1. Widok dolnej płyty głowicy z zaznaczonymi ubytkami spoiny



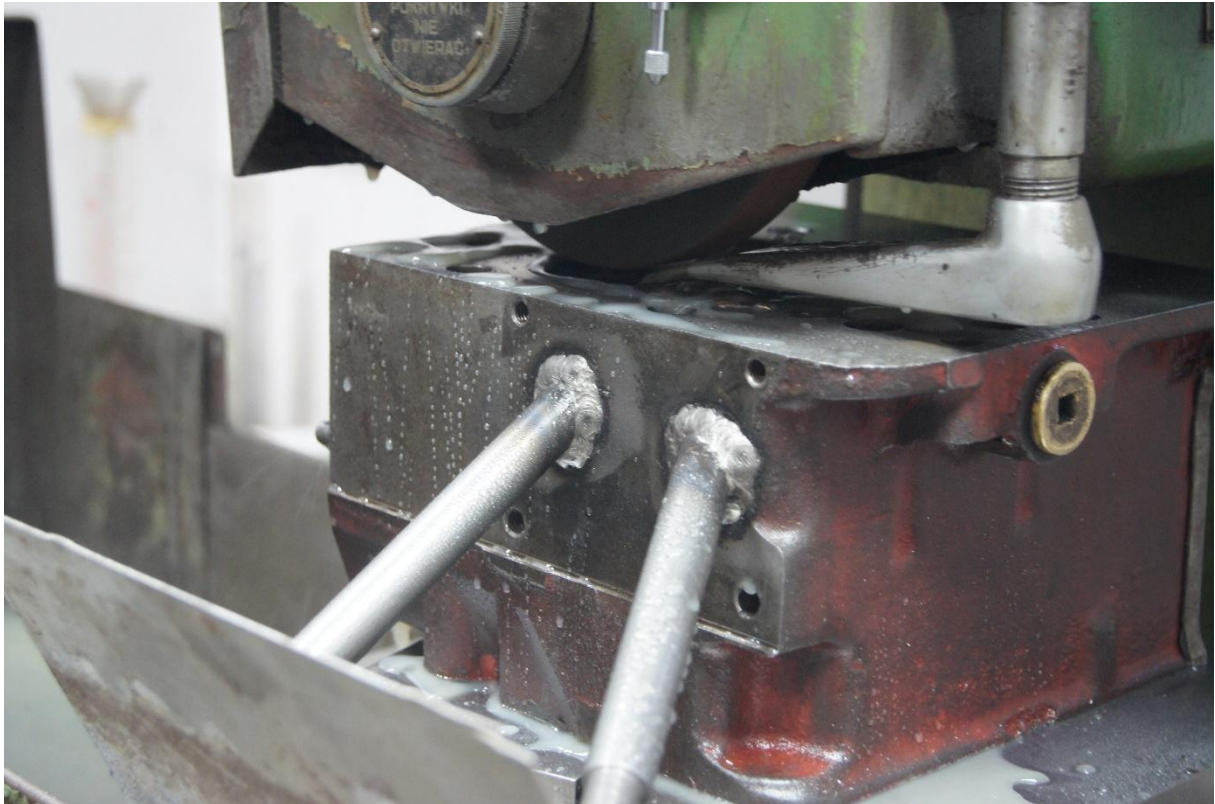
Zd. R2. Widok zdemontowanej tulei endoskopu (z zaznaczeniem perforacji) oraz wykonana nowa tuleja, przeznaczona do spawania do głowicy po frezowaniu



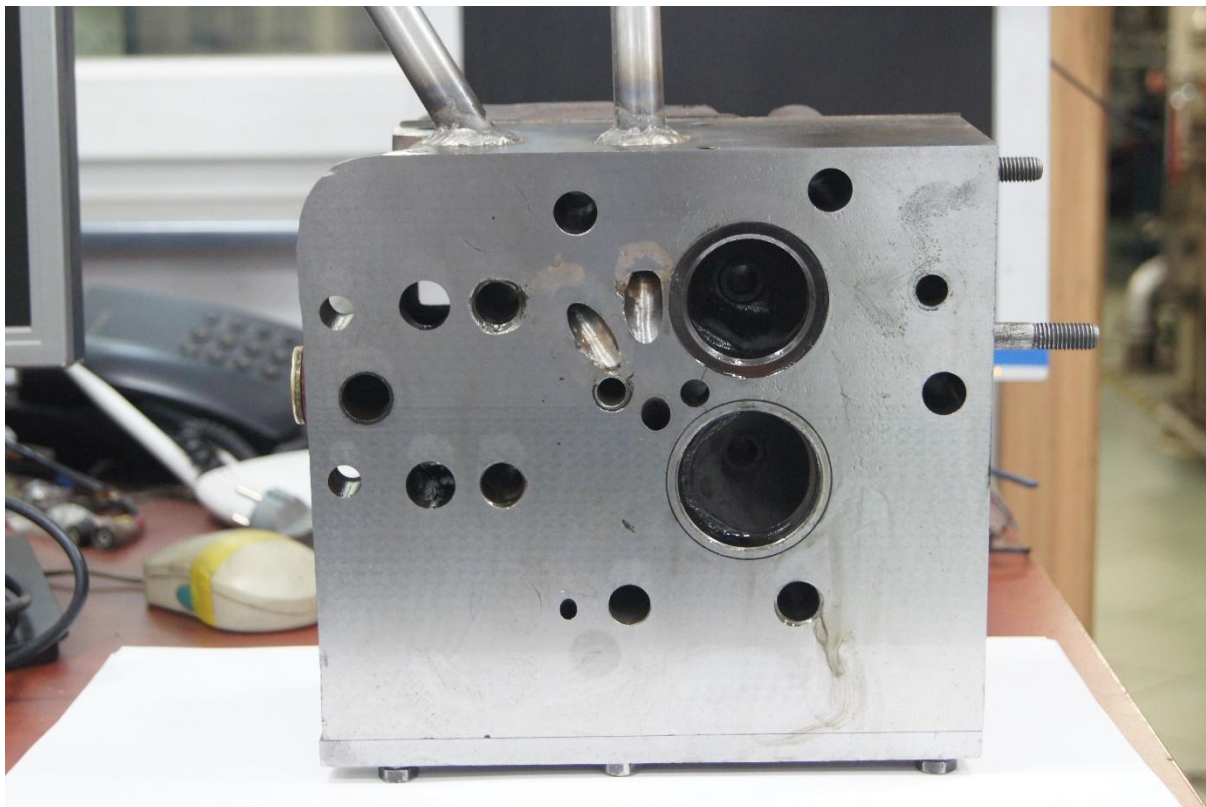
Zd. R3. Zdjęcie głowicy na frezarce – wykonywanie gniazd (otworów) do nowych tulei endoskopów



Zd. R4. Widok głowicy po wstawieniu nowych tulei endoskopów (przed frezowaniem i szlifowaniem)



Zd. R5. Widok głowicy w czasie szlifowania dolnej płyty



Zd. R6. Widok głowicy po szlifowaniu (po naprawie, przed zamontowaniem do silnika SB 3.1)

Literatura:

- [1] Cisek J., „*Analiza synergii oddziaływania dodatku Reduxco i Nitrocet do oleju napędowego na przebieg procesu spalania w cylindrze silnika z zapłonem samoczynnym*”. Sprawozdanie z badań dla firmy Dagas, objętych umową nr M-04/187/2020/P., Politechnika Krakowska, Kraków, 2021.
- [2] Cisek J., Lesniak S.; Przybylski W., „*The Synergy of Two Biofuel Additives on Combustion Process to Simultaneously Reduce NOx and PM Emissions*”. *Energies* 2021, 14, 2784. <https://doi.org/10.3390/en14102784>.
- [3] Cisek J. „*Badania wpływu wtrysku paliwa zapalającego na proces spalania ubogich mieszanek benzynowo-powietrznych w celu określenia możliwości jakościowej regulacji mocy silnika w szerokim zakresie zmian współczynnika nadmiaru powietrza*”. Sprawozdanie z Projektu Badawczego KBN nr 4 T12D 059 28. Politechnika Krakowska, Kraków, 2008.
- [4] J. Cisek, „*Badanie wpływu procesu rozpylenia i spalania paliwa w silniku wysokoprężnym za pomocą metod optyczno-cyfrowych na emisje toksycznych składników spalin*” Sprawozdanie z Projektu Badawczego KBN nr 8T12D 035 20. Politechnika Krakowska, Kraków, 2004.

Wykaz przyjętych oznaczeń

- N_e – moc efektywna, [kW]
 M – moment obrotowy silnika, [Nm]
 n – prędkość obrotowa wału korbowego, [1/min]
 g_e – jednostkowe zużycie paliwa, [g/kWh]
 G_{pal} – godzinowe zużycie paliwa, [kg/h]
 η_o – sprawność ogólna, [-]
 W_d – dolna wartość opałowa paliwa, [MJ/kg]
 \dot{m} – rzeczywiste masowe natężenie przepływu powietrza wilgotnego, [kg/h]
 t_{powi} – temperatura powietrza zasilającego [°C]
 m_{rz} – masa ładunku rzeczywiście zasysanego do cylindrów silnika
 m_t – masa teoretyczna, odpowiadająca ładunkowi o ciśnieniu i temperaturze powietrza otoczenia i objętości równej pojemności skokowej silnika
 G_{powi} – masowe natężenie przepływu powietrza wilgotnego zasysanego przez silnik [kg/h]
 G_t – teoretyczne masowe natężenie przepływu powietrza [kg/h]
 V_{ss} – pojemność skokowa silnika [m³]
 n – prędkość obrotowa silnika [obr/min]
 ρ_{powi} – gęstość powietrza wilgotnego [kg/m³]
 $\tau_{1,2}$ – współczynnik zależny od obiegu silnika, dla czterosuwów $\tau_{1,2} = 2$
 n_i – prędkość obrotowa silnika [obr/min]
 L_t – teoretyczne zapotrzebowanie powietrza [kg powietrza/kg paliwa]
 n_i – prędkość obrotowa silnika [obr/min]
 η_{vi} – współczynnik napełnienia cylindra
 SR_i – stopień rozcieńczenia spalin w tunelu
 U_i – współczynnik udziału pracy
 V_{spi} – objętościowe natężenie przepływu spalin [m³/h]
 V_{powi} – objętościowe natężenie przepływu powietrza [m³/h],
 CO_{2si} – rzeczywiste stężenie CO₂ w spalinach
 CO_{2pow} – rzeczywiste stężenie CO₂ w powietrzu rozcieńczającym
 CO_{2spowi} – rzeczywiste stężenie CO₂ w mieszaninie spalin z powietrzem rozcieńczającym
 CO_{2sSi} – stężenie CO₂ w spalinach suchych wskazane przez analizator
 KW_{ri} – współczynnik korekcyjny dla spalin silnika
 FFH_i – współczynnik przeliczeniowy będący funkcją λ_i dla spalanego paliwa
 H_i – wilgotność powietrza zasysanego w [g wody/kg suchego powietrza]
 φ – wilgotność względna [%]
 p_p – ciśnienie otoczenia [mmHg]
 p_c – współczynnik przeliczeniowy jednostek ciśnienia
 p_{spowi} – ciśnienie pary wodnej nasyconej powietrza rozcieńczającego w [mmHg]
 dane jest zależnością funkcyjną od temperatury powietrza t_{spowi}
 $CO_{2spowSi}$ – stężenie CO₂ suche mieszaniny spalin z powietrzem w tunelu rozcieńczającym
 wskazane przez analizator,
 KW_{ei} – współczynnik przeliczający stężenie CO₂ w spalinach rozcieńczonych z suchych na mokre
 KW_{Ii} – współczynnik przeliczeniowy
 $FFHi$ – współczynnik przeliczeniowy będący funkcją λ_i
 N_{ei} – moc rozwijana przez silnik w i-tej fazie testu [kW]

- $U_{i;to}$ – współczynniki udziału mocy dla poszczególnych faz testu zależne od momentu obrotowego i prędkości obrotowej silnika
- MF – masa cząstek stałych na filtrach po teście [g]
- ΣVFi – suma objętości mieszaniny spalin z powietrzem przepływająca przez filtry
- $\Sigma epmi$ – suma udziałów objętości spalin w danej fazie
- P_{max} – maksymalne ciśnienie spalania
- α_p – występowanie maksymalnego ciśnienia spalania
- T_c – maksymalna temperatura spalania
- α_{Tc} – występowanie maksymalnej temperatury spalania
- $(dp/d\alpha)_{max}$ – maksymalna prędkość narastania ciśnienia
- α_{SI} – kąt OWK, przy którym następuje początek wtrysku paliwa
- α_{SC} – kąt OWK, przy którym następuje początek samozapłonu paliwa
- τ_c – opóźnienie samozapłonu
- Q_k – ciepło spalania paliwa w fazie kinetycznej
- Q_d – ciepło spalania paliwa w fazie dyfuzyjnej
- Q_s – sumaryczne ciepło spalania paliwa
- dQ_k – maksymalna prędkość spalania kinetycznego
- dQ_d – maksymalna prędkość spalania dyfuzyjnego
- α_{dQk} – występowanie maksymalnej prędkości spalania kinetycznego
- α_{dQd} – występowanie maksymalnej prędkości spalania dyfuzyjnego
- dQ_{savg} – średnia prędkość spalania
- α_{fQk} – długość fazy spalania kinetycznego
- α_{fQd} – długość fazy spalania dyfuzyjnego
- α_{EC} – koniec spalania
- α_c – długość spalania
- α_{dQk} – kąt OWK, przy którym występuje maksymalna prędkość spalania kinetycznego
- α_{dQd} – kąt OWK, przy którym występuje maksymalna prędkość spalania dyfuzyjnego
- dU – elementarna zmiana energii wewnętrznej czynnika
- pdV – elementarna praca zmiany objętości
- A – cieplny równoważnik pracy
- α_g – współczynnik przejmowania ciepła od gazów dla ścianek cylindra,
- T – chwilowa wartość temperatury gazów
- T_s – chwilowa wartość temperatury ścianek cylindra,
- F – powierzchnia omywana przez gaz
- τ – czas wymiany ciepła
- V_s – objętość skokowa silnika
- ε – stopień sprężania
- F – powierzchnia denka tłoka
- r – promień wykorbienia wału korbowego
- l – długość korbowodu
- $M(\alpha_{ps})$ – oznacza ilość kilomoli ładunku cylindra w chwili zapłonu
- L_t – stała stechiometryczna paliwa (dla oleju napędowego $L_t = 0,495 \frac{kmol}{kg}$)
- γ – współczynnik resztek spalin
- λ – współczynnik nadmiaru powietrza
- $c_v(\alpha)$ – izochoryczne ciepło właściwe suchego powietrza

$c_v''(\alpha)$ – izochoryczne ciepło właściwe czystych produktów spalania

n – ilość fal

h – stała Planca równa $6,6261 \cdot 10^{-34} \text{ J} \cdot \text{s}$

ν – częstotliwość

ρ – reprezentuje współczynnik odbicia

τ – przepuszczalność właściwą i α współczynnik absorpcji

τ_R, τ_G – współczynnik przepuszczalności właściwej filtra dla światła czerwonego i światła zielonego