



Politechnika Krakowska im. Tadeusza Kościuszki
Wydział Mechaniczny
Katedra Pojazdów Samochodowych



Rozprawa doktorska

Dyscyplina naukowa: inżynieria mechaniczna

Wpływ zastosowania recyrkulacji spalin na parametry robocze silnika z zapłonem iskrowym zasilanego benzyną i wodorem

The influence of exhaust gas recirculation on the operating parameters of a spark-ignition engine fueled with gasoline and hydrogen

mgr inż. Maciej Paluch

Promotor: dr hab. inż. Marcin Noga, prof. PK

Kraków, 2025

Autor pracy: mgr inż. Maciej Paluch

Numer pracy:

Spis treści

Wykaz symboli, indeksów i skrótów.....	7
1. Wstęp.....	10
2. Wprowadzenie.....	11
3. Podsumowanie aktualnego zakresu wiedzy w poruszanej tematyce.....	30
4. Cele pracy.....	32
4.1. Naukowy cel pracy.....	32
4.2. Utylitarny cel pracy.....	32
5. Metodyka badań.....	33
5.1. Stanowisko badawcze.....	33
5.1.1. Silnik badawczy.....	34
5.1.2. Aparatura pomiarowa.....	42
6. Badania wskaźników użytkowych silnika.....	50
6.1. Metodyka pomiarów wskaźników użytkowych silnika.....	50
6.2. Analiza I punktu pracy silnika.....	53
6.2.1. Pomiary przy zasilaniu silnika benzyną – bez EGR.....	53
6.2.2. Pomiary przy zasilaniu silnika benzyną – z EGR.....	55
6.2.3. Wyznaczenie punktu pracy silnika o największej sprawności.....	60
6.2.4. Wpływ wodoru na parametry pracy silnika w punkcie I.....	61
6.2.5. Podsumowanie badań dla punktu I pracy silnika.....	65
6.3. Analiza dla II punktu pracy silnika.....	65
6.3.1. Pomiary przy zasilaniu silnika benzyną – bez EGR.....	65
6.3.2. Pomiary przy zasilaniu silnika benzyną – z EGR.....	67
6.3.3. Wyznaczenie punktu pracy silnika o największej sprawności.....	72
6.3.4. Wpływ wodoru na parametry pracy silnika w punkcie II.....	72
6.3.5. Podsumowanie badań dla II punktu pracy silnika.....	76
6.4. Analiza dla III punktu pracy silnika.....	76
6.4.1. Pomiary przy zasilaniu silnika benzyną – bez EGR.....	76
6.4.2. Pomiary przy zasilaniu silnika benzyną – z EGR.....	78
6.4.3. Wyznaczenie punktu pracy silnika o największej sprawności.....	83
6.4.4. Wpływ wodoru na parametry pracy silnika w punkcie III.....	83
6.4.5. Podsumowanie badań dla III punktu pracy silnika.....	87
6.5. Analiza dla IV punktu pracy silnika.....	87
6.5.1. Pomiary przy zasilaniu silnika benzyną – bez EGR.....	87
6.5.2. Pomiary przy zasilaniu silnika benzyną – z EGR.....	89
6.5.3. Wyznaczenie punktu pracy silnika o największej sprawności.....	93
6.5.4. Wpływ wodoru na parametry pracy silnika w punkcie IV.....	94
6.5.5. Podsumowanie badań dla IV punktu pracy silnika.....	97

6.6. Analiza dla V punktu pracy silnika	98
6.6.1. Pomiary przy zasilaniu silnika benzyną – bez EGR.....	98
6.6.2. Pomiary przy zasilaniu silnika benzyną – z EGR.....	99
6.6.3. Wyznaczenie punktu pracy silnika o największej sprawności	103
6.6.4. Wpływ wodoru na parametry pracy silnika w punkcie V	104
6.6.5. Podsumowanie badań dla V punktu pracy silnika.....	107
6.7. Podsumowanie badań dotyczących wskaźników użytkowych silnika	108
7. Badania zmiany składu spalin	112
7.1. Metodyka pomiarów składu spalin.....	112
7.2. Analiza dla I punktu pracy silnika	112
7.2.1. Zmiana składu spalin w zależności od stopnia EGR.....	112
7.2.2. Zmiana składu spalin w zależności od dodatku wodoru	113
7.2.3. Zmiana składu spalin w zależności od dodatku wodoru i EGR	115
7.2.4. Podsumowanie badań dla I punktu pracy silnika	116
7.3. Analiza dla II punktu pracy silnika.....	117
7.4. Analiza dla III punktu pracy silnika	119
7.5. Analiza dla IV punktu pracy silnika	122
7.6. Analiza dla V punktu pracy silnika	124
7.7. Podsumowanie badań dotyczących zmiany składu spalin.....	127
8. Badania dotyczące przebiegu procesu spalania	129
8.1. Metodyka pomiarów dotyczących procesu spalania i analizy wyników	129
8.2. Analiza dla I punktu pracy silnika	132
8.2.1. Przebieg ciśnienia indykowanego względem KWZ.....	132
8.2.2. Przebieg ciśnienia indykowanego względem udziału EGR	135
8.2.3. Przebieg ciśnienia indykowanego względem udziału dodatku wodoru	139
8.2.4. Przebieg ciśnienia indykowanego względem udziału dodatku wodoru i EGR	141
8.2.5. Podsumowanie dla I punktu pracy silnika.....	143
8.3. Analiza dla II punktu pracy silnika.....	144
8.4. Analiza dla III punktu pracy silnika	146
8.5. Analiza dla IV punktu pracy silnika	148
8.6. Analiza dla V punktu pracy silnika	150
8.7. Podsumowanie badań dotyczących przebiegu procesu spalania	152
9. Podsumowanie i wnioski	154
Bibliografia.....	156
Spis rysunków	164
Spis tabel	166
Streszczenie	168
Summary	169

Wykaz symboli, indeksów i skrótów**Oznaczenia:**

A – pole przekroju cylindra [cm^2]

b – średnica cylindra (ang. *bore*)

C_D – dolna procentowa granica palności wodoru zawartego w powietrzu [%]

C_G – dolna procentowa granica palności wodoru zawartego w powietrzu [%]

c_V – ciepło właściwe w procesie izochorycznym [$\text{kJ/kg}\cdot\text{K}$]

DYNO – hamulec elektrowirowy (schemat stanowiska badawczego)

EC – chłodnica EGR (schemat stanowiska badawczego)

g_e – jednostkowe zużycie paliwa [g/kWh]

G_e – godzinowe zużycie paliwa [kg/h]

l – długość korbowodu [cm]

m – masa [kg]

M – moment obrotowy [Nm]

n – prędkość obrotowa wału korbowego silnika [$1/\text{min}$]

N_e – moc silnika [kW]

p – ciśnienie [Pa]/[MPa]

$\bar{p}_{sr}$ – uśrednione ciśnienie indykowane

T – temperatura [K]

Q – ciepło [J]

q – jednostkowe ciepło [J/kg]

r_c – promień cylindra [cm]

r_s – promień wykorbienia [cm]

RI – reduktor (schemat stanowiska badawczego)

s – skok tłoka (ang. *stroke*)

TWC – trójdrożny reaktor katalityczny (ang. *Three-way catalyst*)

V – objętość [cm^3]

$V1, V2$ – zawory (schemat stanowiska badawczego)

V_C – objętość cylindra [cm^3]

V_G – objętość części komory spalania znajdującej się w głowicy silnika [cm^3]

V_K – objętość komory spalania [cm^3]

V_T – objętość części komory spalania znajdującej się w tłoku [cm^3]

W_{Ob} – wartość opałowa benzyny [kJ/kg]

W_{Ow} – wartość opałowa wodoru [kJ/kg]

x_b – udział masowy ładunku spalonego [%]

X_{EGR} – stopień recyrkulacji spalin [% obj.]

α – otwarcie przepustnicy [%]

ε – stopień sprężania silnika [-]

η – sprawność [-]

κ – wykładnik adiabaty [-]

λ – współczynnik nadmiaru powietrza [-]

λ_D – dolny graniczny współczynnik nadmiaru powietrza dla zakresu palności wodoru [-]

λ_G – górny graniczny współczynnik nadmiaru powietrza dla zakresu palności wodoru [-]

$\sigma_{p_{sr}}$ – odchylenie standardowe względem ciśnienia średniego [MPa]

Indeksy:

pal – paliwo

pow – powietrze

przep – przepustnica

SB – silnik badawczy

th – w doniesieniu do sprawności – sprawność cieplna [%]

1, 2, ..., n – kolejne punkty

1.2 – parametry dotyczące silnika 169A4000

1.4 – parametry dotyczące silnika 350A1000

I, II, ..., V – kolejne punkty pracy silnika

Skróty:

CNG – sprężony gaz ziemny (ang. *compressed natural gas*)

COV – współczynnik powtarzalności procesu spalania (ang. *Coefficient of variation*)

CRP – Fotogrametria Bliskiego Zasięgu (ang. *Closed Range Photogrammetry*)

DMP – dolne „martwe” (zwrotne) położenie tłoka

EGR – układ recyrkulacji spalin (ang. *Exhaust Gas Recirculation*)

EURO – norma dopuszczalne j emisji spalin, Europejski standard emisji spalin

GDI – bezpośredni wtrysk benzyny (ang. *gasoline direct injection*)

GMP – górne “martwe” (zwrotne) położenie tłoka

LPG – skroplony gaz petrochemiczny (ang. *liquefied petroleum gas*)

OHC – głowicowy (górny) wałek rozrządu (ang. *overhead camshaft*)

ppm – liczba części (cząsteczek) na milion (ang. *Parts Per Million*)

RDE – test emisji spalin (ang. *Real Driving Emissions*)

WLTP – test emisji spalin (ang. *Worldwide Harmonized Light-Duty Vehicles Test Procedure*)

ZI – silnik z zapłonem iskrowym

ZS – silnik z zapłonem samoczynnym

Pozostałe (związki chemiczne, pierwiastki chemiczne i cząsteczki):

CO – tlenek węgla

CO₂ – dwutlenek węgla

CO_{2d} – udział dwutlenku węgla w kolektorze dolotowym [% obj.]

CO_{2s} – udział dwutlenku węgla w spalinach [% obj.]

CO_{2ot} – udział dwutlenku węgla w otoczeniu [% obj.]

CH₃OH – metanol, alkohol metylowy

C₂H₅OH – etanol, alkohol etylowy

C₈H₁₈ – oktan

HC – węglowodory (składnik spalin)

H₂ – wodór cząsteczkowy (łac. *hydrogene*)

H₂O – woda

NO_x – tlenki azotu (składnik spalin)

O₂ – tlen cząsteczkowy (łac. *oxgenium*)

PM – cząstki stałe (składnik spalin)

1. Wstęp

Analizując rozwój cywilizacji nie sposób jest pominąć w rozważaniach kluczowych wydarzeń czy też osiągnięć, które doprowadziły do przyspieszonego rozwoju wybranych aspektów technologii, a obecnie stanowią kamienie milowe związane z rozwojem przemysłu. Zawarte pomiędzy tymi wydarzeniami okresy były ważne dla ludzkości, początkowo z punktu widzenia rozwoju cywilizacyjnego, a następnie również gospodarczego. Istotnym z punktu widzenia zgłębianej tematyki badawczej wydarzeniem było wynalezienie silnika, a w celu właściwego ukierunkowania dalszych rozważań konieczne jest przytoczenie skonstruowania i opatentowania pierwszego silnika z zapłonem iskrowym. Wydarzenie to jest datowane się na 9 maja 1876 r., a opatentowanie wynalazku na 1877 r., natomiast prace rozpoczęły się już kilka lat wcześniej [1], [2]. Wynalazek powstał dzięki staraniom niemieckiego konstruktora i przemysłowca Nicolausa Augusta Otto i zapoczątkował dynamicznie rozwijającą się erę silników spalinowych z zapłonem iskrowym, które wciąż wykorzystują zasadę działania zastosowaną w 1876 r. Z uwagi na cykl pracy realizowany zarówno przez ówczesne jak i współczesne silniki spalinowe zdefiniowany został odwracalny obieg termodynamiczny, będący obiegiem porównawczym dla tłokowych silników spalinowych, który na cześć konstruktora pierwszego silnika z zapłonem iskrowym, został określony jako obieg Otto.

Dla przemysłu motoryzacyjnego bardzo ważne stały się wydarzenia z dnia 3 lipca 1886 r., kiedy to niemiecki inżynier Carl Benz wykonał jazdę próbną skonstruowanym przez siebie pojazdem [3]. Urządzenie to, z uwagi na przełom jaki wprowadziło, w pełni zasługuje na określenie go mianem samochodu, a samo wydarzenie jest uznawane za początek dziejów motoryzacji.

Wynalazki opatentowane przez Nicolausa Otto i Carla Benza doprowadziły do dynamicznego rozwoju motoryzacji, skutkującego możliwością zastosowania pojazdów w transporcie i przemyśle, a także do rozwoju dziedzin nauki dotyczących transportu oraz dziedzin z nim powiązanych. Dalszy rozwój cywilizacyjny skutkował rozpoczęciem postrzegania dwóch opisanych powyżej wynalazków jako całości określonej samochodem, który w ciągłym procesie doskonalenia stał się elementem wykorzystywanym przez człowieka w codziennym życiu. Dynamiczny rozwój związany z liczbą produkowanych i wykorzystywanych pojazdów z silnikami spalinowymi jest jednak ograniczany przez dwa zasadnicze aspekty, które zostały opisane w kolejnym rozdziale.

2. Wprowadzenie

Pierwszym z aspektów ograniczających liczbę wykorzystywanych pojazdów jest konieczność zasilania silników paliwami, co ze względu na ograniczoną ilość zasobów paliw konwencjonalnych stanowi zasadnym poszukiwanie rozwiązań prowadzących do zmniejszenia zużycia paliwa przez silniki lub zastąpienie paliw konwencjonalnych innymi nośnikami energii.

Oczywistym jest ukierunkowanie prac badawczych i procesów produkcyjnych oraz technologicznych na zwiększenie sprawności ogólnej silników spalinowych prowadzące do zmniejszenia zużycia paliw przy zachowaniu lub zwiększeniu osiąganego przez nie mocy. Jak już wspomniano jest to możliwe do uzyskania poprzez zastosowanie dodatków do paliw częściowo lub w pełni zastępujących paliwa konwencjonalne, będące produktami powstałymi podczas przetwarzania ropy naftowej. Obecnie szeroko stosowane są rozwiązania oparte na dwupaliwowym zasilaniu silników. Wymagają one jednak odpowiedniego przystosowania układu zasilania paliwem lub samego silnika co wiąże się z koniecznością wprowadzenia modyfikacji w konstrukcji jednostki napędowej lub jej osprzętu. Zastosowanie silników zasilanych paliwami innymi niż konwencjonalne wydaje się być rozwiązaniem optymalnym ze względu na wykorzystanie innego nośnika energii do napędzania silnika, ale należy zaznaczyć, iż w przeważającej większości przypadków wymaga to wdrożenia odpowiednich rozwiązań lub zastosowania modernizacji już na etapie planowania i produkcji silników. Tego typu rozwiązania wydają się zatem być skuteczne, ale są możliwe do wprowadzenia w perspektywie długoterminowej opartej na produkcji i stopniowym zastąpieniu obecnie istniejących pojazdów z silnikami spalinowymi przez nowo wyprodukowane pojazdy napędzane np. wodorem. Dodatkowo tego typu rozwiązania wymagają przygotowania odpowiedniej infrastruktury umożliwiającej powszechne zastosowanie chociażby wspomnianego wodoru jako paliwa będącego źródłem energii dostępnym dla każdego użytkownika pojazdu, a nie rzadkością wzbudzającą zainteresowanie czy nawet sensację. Biorąc pod uwagę przedstawione powyżej aspekty nie budzi wątpliwości, iż upowszechnienie zastosowania alternatywnych nośników energii do zasilania pojazdów z silnikami spalinowymi wymaga nie tylko długoterminowych przygotowań poprzedzonych szeroko pojętym planowaniem, ale również wiąże się ze znaczącymi kosztami.

Wobec powyższego zasadnym jest poszukiwanie rozwiązań umożliwiających zwiększenie sprawności silników spalinowych zasilanych benzyną, które nie wymagają zmian w ich konstrukcji i kosztownych przygotowań w zakresie chociażby infrastruktury

i dostępności alternatywnych nośników energii. Należy również zaznaczyć, iż zastosowanie rozwiązań, które nie wymagają zmian w konstrukcji silników umożliwia ich szybkie wdrożenie do użytku codziennego przy stosunkowo niskich kosztach.

Drugim z wymienionych problematycznych aspektów jest wpływ pracy silników spalinowych na środowisko naturalne. Proces spalania mieszanki paliwowo-powietrznej zasilającej silniki spalinowe z zapłonem iskrowym prowadzący do powstania spalin zawierających substancje wpływające negatywnie na środowisko determinuje konieczność stosowania ograniczeń dotyczących zarówno wskaźników konstrukcyjnych, jak i użytkowych tych silników, określonych obowiązkiem spełnienia wymaganych obostrzeń ekologicznych wynikających chociażby z przyjętych europejskich standardów emisji spalin. Szczegółowe ich omówienie zostało zawarte w dalszej części pracy.

W ujęciu praktycznym przedstawione powyżej aspekty mogą być rozpatrywane w sposób całkowicie niezależny lub poprzez zastosowanie rozwiązań pozwalających na jednoczesny wpływ na każdy z nich. Wybranie drugiej z przedstawionych wersji jest racjonalne w ujęciu ekonomicznym i umożliwia określenie wpływu zastosowanych dodatków paliw alternatywnych na aspekty związane z pracą silników spalinowych ze względu na oddziaływanie ekologiczne [4], [5].

Nakreślone rozwiązania pozwalające na jednoczesny wpływ zarówno na zmniejszenie zużycia paliw konwencjonalnych przy zachowaniu wytwarzanej mocy oraz na zmniejszenie ilości niepożądanych składników zawartych w spalinach stanowią podstawę dalszych rozważań. Ich przeprowadzenie wymaga poddania analizie poruszanej tematyki nie w sposób ogólny, uwzględniający ogół silników spalinowych z zapłonem iskrowym, ale w sposób szczegółowy uwzględniający wybraną jednostkę napędową.

Cykl pracy silnika spalinowego z zapłonem iskrowym przebiega w oparciu o obieg teoretyczny Otto, który może być modyfikowany względem sposobu pracy danego silnika, jak również względem składu mieszanki paliwowo-powietrznej zasilającej ten silnik. Podstawowy cykl pracy silnika poddawanego analizie przebiega w czterech przemianach termodynamicznych następujących bezpośrednio po sobie [6], [7]. Przyjmując jako punkt początkowy pracy silnika stan wypełnienia komory spalania mieszanką paliwowo-powietrzną, znajdującą się pod ciśnieniem otoczenia, kolejność cykli przedstawia się w następujący sposób: adiabatyczne sprężanie mieszanki wypełniającej komorę spalania, izochoryczne spalanie sprężonej mieszanki, adiabatyczne rozprężanie spalin i izochoryczne oddawanie ciepła – usunięcie spalin z komory spalania. Przeprowadzając analizę dla silnika czterosuwowego należy zaznaczyć, iż podczas obrotu wału korbowego

silnika następuje suw pozwalający na opróżnienie komory silnika z produktów spalania i w kolejnym suwie napełnienie komory spalania mieszanką paliwowo-powietrzną niezbędną do przeprowadzenia kolejnego cyklu. W oparciu o informacje charakterystyczne dla każdej z przemian zachodzących pomiędzy kolejnymi punktami opisanego obiegu możliwe jest wyznaczenie jego teoretycznej sprawności termicznej – η_{th} definiowanej jako iloraz różnicy pomiędzy ciepłem dostarczonym i ciepłem odprowadzonym przez ciepło dostarczone w ujęciu jednego obiegu.

Rozpatrując pracę silnika spalinowego z zapłonem iskrowym w warunkach praktycznych nie budzi wątpliwości, iż obiegi rzeczywiste odbiegają od wyidealizowanego obiegu teoretycznego. Wobec tego zasadne jest poszukiwanie i wdrażanie rozwiązań umożliwiających zwiększenie sprawności silnika. W ujęciu wspomnianego obiegu wyższa sprawność będzie osiągana przy realizacji cyklu możliwie zbliżonego do obiegu teoretycznego Otto, a więc przy możliwie szybkim przeprowadzeniu procesu spalania mieszanki paliwowej i tym samym przy możliwie szybkim wytworzeniu oczekiwanej dla danego obiegu ilości energii. W tym celu zasadne jest stosowanie paliw lub dodatków do paliw umożliwiających osiągnięcie większej szybkości spalania. Z uwagi na szeroko pojęte upowszechnienie zastosowania paliw alternatywnych pozornie doskonale nadaje się do tego zastosowanie jako paliwa silnikowego wodoru. W celu przeprowadzenia dalszych rozważań poniżej przytoczono wybrane informacje dotyczące wodoru.

Pierwsze obserwacje, prowadzące do uzyskania jakichkolwiek informacji o wodorze przypisuje się alchemikowi Paracelsusowi, który po umieszczaniu metali w kwasach gromadził produkty gazowe powstałe w wyniku zaistniałych reakcji [8]. Udokumentowano wówczas, iż powstałe produkty gazowe spalają się wybuchowo [9]–[11]. Wodór jako oddzielną substancję zidentyfikował w 1766 r. brytyjski fizyk i chemik Henry Cavendish, natomiast wodór jako pierwiastek chemiczny został uznany dzięki badaniom Antoine’a Lavoisiera przeprowadzonych w 1783 r. [12], [13]. Poruszając się w obrębie tej tematyki nie sposób pominąć braci Jana i Jędrzeja Śniadeckich, którzy przyczynili się do popularyzacji na terenie Polski teorii wypracowanej przez Lavoisiera [14].

Wodór jako pierwiastek chemiczny jest substancją najczęściej występującą we wszechświecie i w warunkach standardowych jest spotykany w postaci cząsteczki H_2 . Sama substancja jest nietoksycznym gazem bez smaku, zapachu i barwy, który jest łatwopalny. Wodór pomimo szerokiego zakresu występowania w środowisku naturalnym najczęściej nie występuje w postaci wolnej, a w postaci związków z innymi pierwiastkami.

Najczęściej spotykany w przyrodzie jest on w postaci cząsteczek wody, a w stanie wolnym w powietrzu stanowi około 0,5 % jego objętości. Informacje ogólne dotyczące wodoru jako pierwiastka chemicznego przedstawiono w tab. 2.1.

Tab. 2.1. Podstawowe właściwości wodoru [15], [16]

Parametr	Właściwość
Właściwości metaliczne	niemetal
Masa atomowa	1,008 u
Stan skupienia	gazowy
Temperatura wrzenia	-252,762°C
Temperatura topnienia	-259,198°C

Biorąc pod uwagę dostępność wodoru w przyrodzie, a także jego zalety jako paliwa zasilającego silniki tłokowe, zasadne jest przedstawienie tego pierwiastka również w ujęciu energetycznym. Podstawowe właściwości energetyczne wodoru przedstawiono w tab. 2.2.

Tab. 2.2. Energetyczne właściwości wodoru [17]–[19]

Parametr	Właściwość [jednostka]
Gęstość wodoru gazowego (1013 hPa, 0°C)	0,08988 [kg/m ³]
Gęstość wodoru ciekłego (-253°C)	70,8 [kg/m ³]
Wartość opałowa	120 [MJ/kg] 10,7 [MJ/Nm ³]
Temperatura samozapłonu	858 [K]
Dolna granica zapłonu – λ_D	9,9 [-]
Górna granica zapłonu – λ_G	0,14 [-]
Dolna granica zapłonu – C_d	4,0 [%]
Górna granica zapłonu – C_G	74,2 [%]
Liczba oktanowa	130 [-]
Maksymalna prędkość spalania	346 [cm/s]

Wodór jest pierwiastkiem szeroko wykorzystywanym w przemyśle, głównie w przemyśle chemicznym, ale znajduje również zastosowanie jako substancja energetyczna. Obecne narracje w środowiskach związanych z energetyką niekonwencjonalną są oparte na pomysłach i realizacjach tych pomysłów szeroko uwzględniających wodór jako ekologiczne źródło energii. Informacje zamieszczone w tab. 2.2 potwierdzają zasadność stosowania wodoru jako paliwa zasilającego silniki spalinowe. Analizując zawarte niej dane należy stwierdzić, iż wodór jako składnik mieszanki paliwowo-powietrznej może być stosowany w szerokim zakresie współczynnika nadmiaru powietrza – λ , tj. w przedziale 0,14–9,9. Taki zakres pozwala na używanie wodoru w mieszankach zarówno bogatych jak i ubogich, co umożliwia jego stosowanie jako paliwa zasilającego silniki, których praca regulowana jest w sposób jakościowy [20]. Z uwagi za zasilanie silnika z zapłonem iskrowym (ZI) mieszanką paliwowo-powietrzną o składzie co najwyżej nieznacznie odchylonym od składu stechiometrycznego, należy stwierdzić, iż wartość współczynnika nadmiaru powietrza dla takiej mieszanki – $\lambda = 1$ również zawiera się w wyszczególnionym powyżej przedziale. W przypadku wodoru warto zaznaczyć również szerokie spektrum jego palności w mieszaninach z powietrzem 4,0–74,2% oraz temperaturę samozapłonu, która jest uzyskiwana w komorach spalania silników. Biorąc ten fakt pod uwagę należy zaznaczyć, iż wodór jest paliwem nadającym się do napędzania nim silników z zapłonem iskrowym, a powyższe informacje pozwalają na jednoznaczne stwierdzenie, iż wodór jest doskonałą alternatywą dla konwencjonalnych paliw będących produktami powstałymi w wyniku przetworzenia ropy naftowej i jako alternatywne paliwo może być zastosowany w specjalnie przygotowanych silnikach.

Szeroka dostępność wodoru w środowisku naturalnym niestety nie idzie w parze z możliwością jego powszechnego zastosowania w przemyśle czy w transporcie. Jak wykazano w poprzedniej części opracowania, wodór występuje w przyrodzie najczęściej w postaci związków chemicznych. Najbardziej pospolitym i zarazem najczęściej występującym w środowisku naturalnym przykładem substancji zawierającej wodór jest woda, która w sposób bezpośredni, bez wcześniejszego poddania odpowiednim procesom technologicznym nie może być wykorzystana jako paliwo. Wykorzystanie wodoru jako paliwa możliwe jest dopiero po jego uzyskaniu w postaci cząsteczkowej – H_2 . Stosowane obecnie procesy otrzymywania wodoru, wykorzystywane w przemyśle czy też w warunkach badawczych – w laboratoriach, prowadzą do uzyskania wodoru o różnym stopniu czystości. Z uwagi na występujące różnice w czystości otrzymywanego wodoru, powstały produkt nie zawsze może być wykorzystywany w procesach gwarantujących

uzyskanie największej sprawności pracy silników spalinowych. Najbardziej rozpowszechnionymi metodami otrzymywania wodoru są: elektroliza, katalityczna gazyfikacja biomasy, reforming gazu ziemnego, reakcja metali oraz metody wykorzystujące zasoby energii niekonwencjonalnej [21], [22]. Zastosowanie wodoru, jak również innego rodzaju paliw silnikowych, wymaga przeprowadzenia procesu ich spalania.

Proces spalania wodoru definiuje jego średnia prędkość spalania wynosząca ok. 270 cm/s, a opracowania badań sporządzone przez Fariasa i in. wykazują wartości wynoszące nawet 346 cm/s [19]. Prędkość ta w porównaniu z prędkością spalania benzyny (ok. 30–40 cm/s) w sposób jednoznaczny świadczy o możliwości znacznie bardziej dynamicznego przeprowadzenia procesu spalania co skutkuje szybszym wyzwoleniem ciepła i przybliżeniem procesu do teoretycznego obiegu Otto co w rozpatrywanym przypadku należy to traktować jako pozytywny wpływ.

Należy jednak zaznaczyć, iż zwiększenie prędkości procesu spalania wiąże się z problemami dotyczącymi samego dostarczenia wodoru do komory spalania, której rozwiązanie wymaga zastosowania specjalnej konstrukcji silników.

Pierwsze udokumentowane w historii użycia silników spalinowych zasilanych gazem, w którego składzie zawierały się znaczne ilości wodoru datuje się na koniec XIX wieku. W tym okresie jako paliwo zasilające silniki stosowano gaz świetlny, nazywany zastępczo gazem miejskim. Był to produkt uzyskiwany z gazu ziemnego lub gazu węglowego, który był wówczas szeroko stosowany w przemyśle i do celów komunalnych. Zasilane gazem zawierającym wodór silniki były wówczas swoistymi prototypami, stąd też pracowały one na dostępnych paliwach, które zazwyczaj były produktami powstającymi w wyniku innych procesów technologicznych. Otrzymywane w ten sposób paliwa gazowe zawierały znaczące ilości zanieczyszczeń wpływających negatywnie na ich właściwości energetyczne [23]–[25].

Przełom w zastosowaniu wodoru jako paliwa zasilającego tłokowe silniki spalinowe nastąpił dopiero pod koniec XX wieku, kiedy to do użytku wprowadzone zostały pojazdy przystosowane do zasilania wodorem poprzez ich specjalną konstrukcję. Opisane rozwiązania zostały wprowadzone przez koncern BMW i od ówczesnych czasów pojazdy zasilane wodorem stały się stałą pozycją w ofercie producenta. Zapoczątkowane przez BMW ruchy ukierunkowane na zasilanie pojazdów wodorem zostały wdrożone również przez innych producentów pojazdów. Już wtedy zauważono potencjalnie pozytywne aspekty ekonomiczne i ekologiczne wynikające z zastosowania wodoru jako paliwa silnikowego [26].

Tematyka dotycząca samochodów zasilanych wodorem znajduje również podstawy w badaniach prowadzonych na terenie Polski. Już w latach 80-tych XX wieku naukowcy z Politechniki Krakowskiej prowadzili badania dotyczące możliwości zasilania silników spalinowych wodorem. Efektem prac prowadzonych pod kierownictwem Prof. Czesława Kordzińskiego było opracowanie dwóch silników przystosowanych do zasilania wodorem. Jednym z silników była 2-suwowa jednostka napędowa opracowana na bazie silnika S015 samochodu Syrena, natomiast drugim z nich była 4-suwowa jednostka napędowa opracowana na bazie silnika samochodu Fiat 126. Wyniki prowadzonych prac zostały opublikowane i zaprezentowane w 1980 r. w Tokio podczas *3rd World Hydrogen Energy Conference*, a także w 1984 r. w Toronto podczas *5th World Hydrogen Energy Conference*. Warto wspomnieć, iż owoce prac zespołu Prof. Kordzińskiego zostały również wyróżnione w 1981 r. Nagrodą Ministra Szkolnictwa Wyższego i Techniki [27].

Należy również zaznaczyć, iż w latach 2012–2018 Instytut Pojazdów Samochodowych i Silników Spalinowych Politechniki Krakowskiej realizował projekt opierający się na możliwości wytwarzania energii poprzez napędzanie trzech maszyn tłokowych o łącznej mocy 1 MW wodorem, będącym produktem ubocznym procesów technologicznych. Zrealizowany wówczas projekt „*Wykorzystanie odpadowego wodoru do celów energetycznych*” pozwolił na zasilanie maszyn tłokowych innowacyjnym systemem wtryskowym wodoru połączonym z układem identyfikującym jakość wtryskiwanego wodoru oraz systemem zdalnej kontroli i sterowania całym układem [28], [29].

W obecnym stanie zaawansowania prac nad pojazdami zasilanymi wodorem nie sposób pominąć wręcz sztandarowych produktów przodujących producentów rynku motoryzacyjnego. Do najbardziej znanych pojazdów przystosowanych do zasilania wodorem należy zaliczyć samochody produkowane przez koncerny motoryzacyjne takie jak Toyota, BMW, Hyundai, Honda czy Mercedes-Benz. W dalszej części opracowania przedstawione zostały informacje dotyczące wybranych samochodów produkowanych przez wymienione powyżej koncerny motoryzacyjne.

Toyota Mirai – zasięg pojazdu szacuje się na ok. 650 km, a średnie zużycie paliwa wynosi około 800 ml wodoru na 100 km. Warto zaznaczyć, iż z uwagi na fakt konieczności wykorzystania w reakcjach z wodorem tlenu zawartego w powietrzu, pojazd ten wyposażony został w specjalne filtry oczyszczające pobierane powietrze. Z uwagi na zastosowanie silnika elektrycznego zasilanego wodorem, masa samego pojazdu została znacząco zmniejszona o akumulatory będące magazynem energii dla odpowiednika

pojazdu w wersji elektrycznej [30]–[34]. Aktualnie w produkcji znajduje się już druga wersja Toyoty Mirai.

Hyundai Nexo – zasięg pojazdu określany jest na ok. 660 km, a do produkcji trafiła obecnie trzecia generacja tego samochodu [35], [36]. Warto zaznaczyć, iż w 2019 r. szwajcarski biathlonista Bertrand Piccard ustanowił rekord świata w długości dystansu pokonanego na jednym zbiorniku samochodu zasilanego wodorem pokonując wówczas 778 km Hyundaiem Nexo [37], [38].

Honda Clarity – w warunkach rzeczywistych zasięg wynosi ok. 500 km, ale sam pojazd podczas eksploatacji emituje do otoczenia tylko parę wodną [39], [40]. Warto zaznaczyć, iż samochody Honda Clarity są dostępne jako pojazdy możliwe do wypożyczenia na terenie Kalifornii, a pojazdy z wodorowymi ogniwami napędowymi są często spotykane na terenie tego stanu [41], [42]. Pojazd był produkowany w dwóch wersjach, pierwszej występującej pod nazwą Honda FCX Clarity z okresem produkcji w latach 2008–2014 oraz drugiej pod nazwą Honda Clarity produkowaną w latach 2016–2021 [43]. Aktualnie producent zaprzestał rozwijania projektu związanego z tym pojazdem.

Mercedes-Benz GLC F-CELL – z uwagi na możliwość połączenia napędu wodorowego i czysto elektrycznego, według danych producenta, pojazd zużywa średnio ok. 340 g wodoru i 13,7 kWh na przejechane 100 km [44]. Prototypowy model pojazdu wyprodukowano już w 2002 roku, a koncepcja pojazdów wodorowych wciąż stanowi stale rozwijany kierunek działań koncernu [45]–[47].

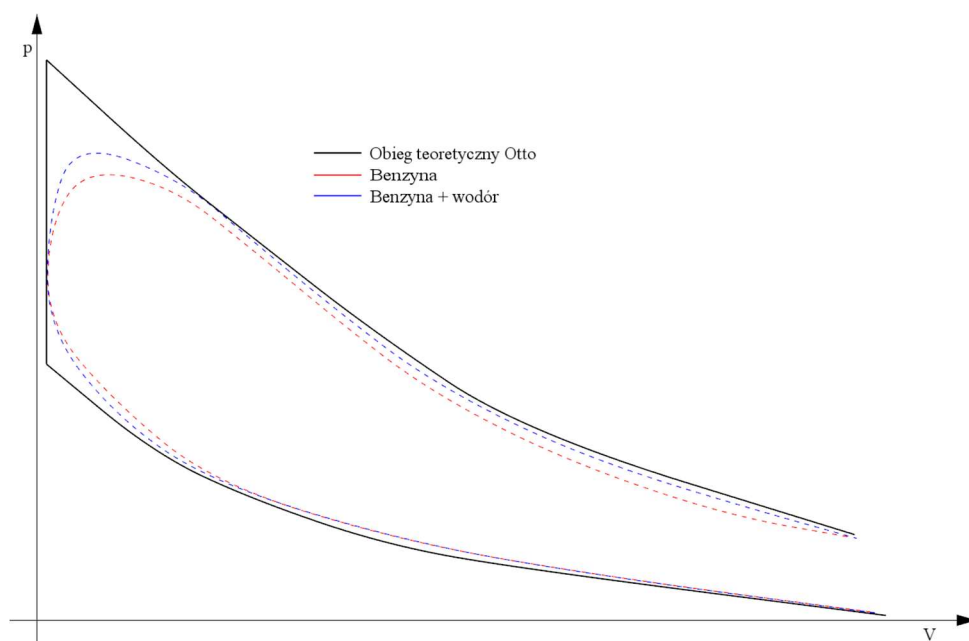
W rozważaniach dotyczących samochodów napędzanych silnikami zasilanymi energią otrzymywaną z wodoru nie sposób pominąć również pojazdów ciężarowych i autobusów. Wiodący producenci tego rodzaju pojazdów również w sposób dynamiczny rozwijają technologie zasilania nowych produktów wodorem. Doskonałym przykładem może być wprowadzenie w 2021 r. do floty Krakowskiej Komunikacji Miejskiej autobusów zasilanych tym właśnie nośnikiem energii [48]. Podobne pojazdy poruszają się również na drogach Szwecji czy Holandii, a zasadniczy brak powstawania CO₂ w spalinach w połączeniu z gabarytami i przeznaczeniem pojazdu wzbudza niemałe poruszenie nawet w środowiskach powszechnie zajmujących się tematyką związaną z wodorem jako paliwem silnikowym [49]–[52]. Autobus Solaris Urbino 12 Hydrogene wykorzystywany przez MPK w Krakowie został przedstawiony na rys. 2.1.



Rys. 2.1. Autobus Solaris Urbino 12 Hydrogen [49]

Każdy z przedstawionych powyżej pojazdów zasilanych wodorem jest w rzeczywistości napędzany silnikiem elektrycznym pracującym na energii elektrycznej uzyskiwanej z ogniw wodorowych. Powyższe rozwiązania nie wzbudzają wątpliwości pod względami ekologicznymi czy ekonomicznymi, ponieważ ogniwa wodorowe osiągają sprawność znacznie przekraczającą wartości sprawności osiąganą przez konwencjonalne spalinowe silniki tłokowe, jednak trendy rozwoju napędów wodorowych wydają się nie doceniać, a wręcz pomijać możliwość zastosowania wodoru jako dodatku do konwencjonalnych paliw silnikowych.

W przypadku już stosowanych silników spalinowych z zapłonem iskrowym zasadne jest twierdzenie, iż zasilanie ich mieszanką benzyny z dodatkiem wodoru powinno skutkować zwiększeniem szybkości spalania mieszanki paliwowo-powietrznej, a tym samym rozszerzeniem pętli obiegu rzeczywistego do pętli bardziej zbliżonej do obiegu teoretycznego Otto. Zostało to poglądowo przedstawione z formie graficznej na rys. 2.2.



Rys. 2.2. Poglądowe porównanie obiegów dla różnych paliw z obiegiem Otto

W celu dopełnienia uzasadnienia poruszanej tematyki badawczej konieczne było przytoczenie zagadnień dotyczących aspektów ekologicznych związanych z eksploatacją silników spalinowych. Postęp cywilizacyjny i gospodarczy oraz idąca za nim znacznie zwiększająca się liczba pojazdów użytkowanych codziennie na drogach praktycznie każdego z krajów świata determinuje konieczność nakładania na użytkowane pojazdy norm emisji spalin. Biorąc pod uwagę liczbę pojazdów silnikowych jeżdżących po drogach, która w oparciu o dane z 2015 r. wynosiła około 1,1 mld pojazdów na całym świecie można wstępnie nakreślić skalę wykorzystania pojazdów silnikowych [53]. Analizując bardziej aktualne dane można stwierdzić, iż w 2020 r. na terenie Europy poruszało się ponad 235 mln samochodów, a najnowsze dane wskazują, iż w 2022 r. na terenie Polski zarejestrowanych było niespełna 33 mln pojazdów, w tym ok. 26 mln samochodów osobowych [54], [55]. W obliczu liczby samochodów poruszających się po drogach nie budzi wątpliwości konieczność coraz bardziej rygorystycznego zaost్రzania przepisów dotyczących dopuszczalnych norm emisji spalin. W związku z powyższym, wprowadzone zostały specjalne przepisy określone mianem *Europejskiego standardu emisji spalin (EURO)*, które regulują dopuszczalne działy poszczególnych składników w spalinach. Normy EURO są określone niezależnie dla silników spalinowych z zapłonem iskrowym (ZI) i dla silników z zapłonem samoczynnym (ZS), jednak biorąc pod uwagę poruszaną tematykę rozważania zostały zawężone tylko do silników z zapłonem iskrowym. Wprowadzane sukcesywnie normy EURO można podzielić na trzy zasadnicze grupy, które różnią się względem siebie zakresem składników spalin poddawanych ograniczeniom. Pierwszą grupę dla silników ZI stanowią normy EURO1 i EURO2. Norma EURO1 została wprowadzona dla samochodów osobowych Dyrektywą 93/59/EWG [56]. Norma EURO2 wprowadzona została Dyrektywą 96/69/WE dla samochodów osobowych [57]. Norma EURO1 obowiązywała od 1993 r., natomiast norma EURO2 od 1997 r. Składniki spalin poddawane rygorom norm EURO1 i EURO 2 wraz z dopuszczalnymi ich wartościami przedstawiono w tab. 2.3. Spełnienie normy EURO1 gwarantowało zastosowanie przez producentów pojazdów katalizatorów spalin.

Tab. 2.3. Dopuszczalne wartości emisji spalin dla norm EURO1 i EURO2 [56]-[58]

Składniki spalin [g/km]	EURO1	EURO2
CO	2,72	2,2
HC+NO _x	0,97	0,5

Wobec rosnącej liczby pojazdów normy te zostały zastrzone poprzez wprowadzenie kolejnych obostrzeń, a mianowicie norm EURO 3 i EURO 4. Norma EURO3 została prowadzona Dyrektywą 98/69/WE, natomiast norma EURO4 została wprowadzona Dyrektywą 2002/80/WE [59], [60]. Normy te obowiązywały odpowiednio od 2001 r. – EURO3 i od 2006 r. – EURO4. Do normy EURO4 pojazdy z silnikami z zapłonem iskrowym były zwolnione z konieczności limitowania emisji cząstek stałych – PM. Zmiany względem poprzednich norm EURO, poza zastrzeniem wymagań dotyczących emisji składników spalin polegały na wprowadzeniu oddzielnego rozpatrywania emitowanych węglowodorów i tlenków azotu. Składniki spalin ograniczane normami EURO3 i EURO4 wraz z dopuszczalnymi ich wartościami przedstawiono w tab. 2.4.

Tab. 2.4. Dopuszczalne wartości emisji spalin dla norm EURO3 i EURO4 [58]-[60]

Składniki spalin [jednostka]	EURO3	EURO4
CO [g/km]	2,3	1
HC [g/km]	0,2	0,1
NO _x [g/km]	0,15	0,08

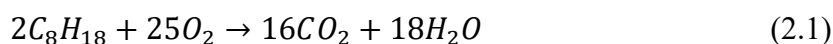
Wprowadzenie kolejnych norm emisji spalin skutkowało zastrzeniem istniejących już wymagań oraz rozszerzeniem już obowiązujących rygorów. Norma EURO5 została wprowadzona Rozporządzeniem nr 715/2007, natomiast norma EURO6 została wprowadzona Rozporządzeniem Komisji (UE) nr 459/2012 [61], [62]. Norma EURO5 obowiązywała od 2011 r., natomiast norma EURO6 obowiązuje od 2015 r. Składniki spalin limitowane przez normy EURO5 i EURO6 zostały zestawione w tab. 2.5.

Tab. 2.5. Dopuszczalne wartości emisji spalin dla norm EURO5 i EURO6 [58], [61]–[62]

Składniki spalin [jednostka]	EURO5	EURO6
CO [g/km]	1	1
HC [g/km]	0,1	0,1
NO _x [g/km]	0,06	0,06
PM [g/km] (GDI)	0,005	0,005
PM [1/km]	-	$6 \cdot 10^{11}$

W świetle wartości określanych przez przedstawione normy, należy zaznaczyć, iż od 1 września 2017 r. każdy nowy model samochodu jest poddawany testom RDE (ang. *Real Driving Emissions*) oraz procedurom WLTP (ang. *Worldwide Harmonised Light-Vehicle Test Procedure*), które pozwalają na określenie wartości emisji poszczególnych składników spalin podczas rzeczywistego użytkowania badanych samochodów [63]–[69].

Przedstawione dopuszczalne wartości emisji spalin dla kolejnych norm w sposób jednoznaczny wskazują na postępujący proces dekarbonizacji definiowany coraz bardziej rygorystycznym podejściem do ilości emitowanych składników spalin zawierających węgiel. Wobec tego trendy ograniczeń ekologicznych jednoznacznie wskazują na zasadność zmniejszania zużycia paliw węglowodorowych (np. benzyny), ponieważ zawarte w nim atomy węgla skutkują powstaniem w spalinach związków chemicznych, w których składzie również znajduje się węgiel. Nie budzi wątpliwości, iż zastosowanie wodoru, czyli paliwa niezawierającego węgla wyklucza możliwość jego powstania w spalinach. Stosowanie paliw o ograniczonej zawartości węgla i zastępowanie ich paliwami o większej zawartości wodoru można uzasadnić poprzez założenie całkowitego i zupełnego spalania danego paliwa. Benzyna ma postać mieszaniny składającej się głównie z alifatycznych węglowodorów zawierających od 5 do 12 atomów węgla w cząsteczce. W analizach teoretycznych zasadne jest przyjęcie benzyny jako oktanu (C_8H_{18}). W takim przypadku uzgodniona reakcja chemiczna całkowitego spalania oktanu ma postać (reakcja 2.1):



W tym przypadku uwzględniając masy poszczególnych pierwiastków, które wynoszą: $C = 12$ g, $H_2 = 2$ g, $O_2 = 32$ g obliczono masę dwutlenku węgla, która powstanie po całkowitym i zupełnym spalaniu konkretnej masy paliwa. Dla ułatwienia analizy przyjęto spalanie 1 kg benzyny (oktanu) skutkiem czego powstaje ok. 3,088 kg CO_2 i ok. 1,421 kg wody (pary wodnej). W wyniku przeprowadzonej reakcji wydzielają się 43 MJ energii (przyjęto wartość opałową benzyny wynoszącą 43 MJ/kg), a do spalania paliwa niezbędne jest ok. 3,509 kg tlenu.

Zakładając zastąpienie 10% masy benzyny wodorem i dążąc do uzyskania identycznej ilości energii należy przyjąć, iż zostanie ona uzyskana po spalaniu 0,9 kg benzyny i zaledwie ok. 0,036 kg wodoru (przyjęto wartość opałową wodoru 120 MJ/kg). Reakcję całkowitego i zupełnego spalania wodoru przedstawiono poniżej (reakcja 2.2).



W tym przypadku ze spalania określonej powyżej masy wodoru powstaje 0,324 kg wody (pary wodnej), a do przeprowadzenia reakcji niezbędne jest 0,288 kg tlenu. Po spaleniu 0,9 kg benzyny powstaje ok. 2,779 kg CO₂, a do spalenia podanych powyżej mas benzyny i wodoru prowadzącym do uzyskania ilości energii identycznej względem energii powstałym ze spalania 1 kg benzyny niezbędne jest 3,446 kg tlenu. W wyniku reakcji powstaje ok. 1,603 kg wody (pary wodnej).

Zastąpienie 10% masy benzyny wodorem skutkuje zmniejszeniem ilości powstałego dwutlenku węgla o 10% co wynika wprost ze zmniejszenia masy spalonego paliwa węglowodorowego, ale w analizowanym przypadku warto zaznaczyć, iż w sposób znaczący zmienia się stosunek masy powstałego CO₂ do masy powstałej wody. Dla spalania 1 kg benzyny wynosi on ok. 2,17 (3,088 kg CO₂ do 1,421 kg H₂O), a dla spalania 0,9 kg benzyny i 0,036 kg wodoru wynosi zaledwie ok. 1,73 (2,779 kg CO₂ do 1,603 kg H₂O).

Przedstawione analizy jednoznacznie wskazują, iż zastąpienie części benzyny wodorem podczas spalania prowadzi do zmniejszenia masy powstałego dwutlenku węgla, ale zaznaczyć należy, iż dodatek wodoru wpływa również na przebieg procesu spalania co zostało opisane poniżej.

Rozpatrując proces spalania mieszanki paliwowo-powietrznej w silnikach z zapłonem iskrowym konieczne jest zaznaczenie, iż wyidealizowany proces spalania dla tego typu silników zakłada zasilanie jednostki napędowej mieszanką jednorodną. Jednorodna mieszanka paliwowo-powietrzna charakteryzuje się równomiernym rozproszaniem cząsteczek paliwa w powietrzu w ilości zapewniającej jego całkowite spalanie, a tym samym umożliwia przewidywanie procesów zachodzących podczas spalania takiej mieszanki [70]. W rzeczywistych warunkach pracy silnika spalinowego nie jest możliwe uzyskanie w sposób w pełni powtarzalny idealnie jednorodnej mieszanki paliwowo-powietrznej co, w sposób zasadniczy, wynika z szybkości procesu spalania zachodzącego podczas pracy silnika. Skutkiem dynamiki procesu pracy silnika jest krótki czas przeznaczony na odparowanie i wymieszanie paliwa z powietrzem, który w połączeniu z właściwościami fizykochemicznymi benzyny uniemożliwia uzyskanie oczekiwanej – jednorodnej mieszanki [71], [72]. W ówczesnie użytkowanych silnikach spalinowych stosuje się dwa podstawowe rozwiązania pozwalające na ich użytkowanie w sposób gwarantujący zakładaną sprawności i oczekiwane wskaźniki użytkowe oraz

ekologiczne. Pierwszym z nich jest spalanie mieszanki doprowadzonej do komory spalania o odpowiedniej geometrii poprzez odpowiednio ukształtowany końcowy fragment kanału dolotowego. Dzięki temu powstają zawirowania w mieszance paliwowo-powietrznej przygotowanej w kanale dolotowym, które uwydatniają proces mieszania paliwa z powietrzem i prowadzą do osiągnięcia mieszanki o wysokiej jednorodności. W warunkach praktycznych zastosowanie elementów zwiększających możliwości wymieszania paliwa i powietrza są ograniczane poprzez zamknięcie zaworów dolotowych. Zamknięcie tych zaworów uniemożliwia ingerencję w przebieg procesu spalania, który w warunkach praktycznych odbiega od założeń teoretycznych. Nawet w przypadku powszechnie stosowanych elektronicznych systemów sterowania zasilaniem i parametrami pracy silników spalinowych dochodzi do rozbieżności pomiędzy oczekiwanym procesem spalania wynikających z założenia mieszanki jednorodnej, a spalaniem rzeczywistej mieszanki paliwowo-powietrznej. Należy zaznaczyć, iż użytkowane w warunkach codziennych silniki poddawane są działaniom zmiennych obciążeń, które to determinują konieczność sterowania systemem zasilania silnika w sposób wynikający bezpośrednio z jego chwilowego stanu obciążenia. Zmienność parametrów obciążenia silnika skutkuje koniecznością zmiany w taktyce zasilania jednostki napędowej, a zmiana ta obarczona jest bezwładnością wynikającą z konieczności odczytu parametrów pracy silnika i ich odpowiedniego przetworzenia oraz wdrożenia przez układy sterowania elektronicznego. Dla opisanego rozwiązania stosuje się wtrysk benzyny do kanału dolotowego silnika zapewniający odpowiednie ujednorodnienie mieszanki paliwowo-powietrznej.

Drugie z rozwiązań zakłada spalanie mieszanki niejednorodnej, a więc mieszanki o różnych wartościach nasycenia paliwem określanej jako mieszanka uwarstwiona. Mieszanka uwarstwiona charakteryzuje się całkowitą odrębnością od teoretycznej mieszanki jednorodnej, ponieważ składa się z objętości o różnych zawartościach cząsteczek paliwa. W warunkach praktycznych mieszanki uwarstwione składają się z objętości o wysokiej zawartości cząsteczek paliwa – mieszanka bogata, poprzez mieszanekę zbliżoną do składu stechiometrycznego, aż do objętości stanowiących mieszanekę ubogą lub w skrajnych przypadkach pozbawioną cząsteczek paliwa, ale bogatą w tlen umożliwiający całkowite spalanie cząsteczek paliwa znajdujących się w całej komorze spalania w danym cyklu pracy silnika. Stosowanie mieszanki uwarstwionej zasilającej silniki spalinowe wymaga zastosowania odpowiedniej taktyki spalania umożliwiającej całkowite jej wykorzystanie do napędzania silnika. W warunkach praktycznych stosowane są dwa rozwiązania umożliwiające efektywne spalanie takiej

mieszanek. Pierwszym z nich jest stosowanie silników spalania dwustopniowego, a więc silników, które umożliwiają zapalenie mieszanki bogatej w komorze wstępnej i przeniesienie powstałego płomienia na objętość całej komory głównego spalania wypełnionej mieszanką o mniejszej zawartości cząsteczek paliwa, jednak nie mniejszej niż zawartość gwarantująca podtrzymanie procesu spalania. Takie rozwiązanie wymaga odpowiedniego przygotowania komory spalania silnika już na etapie produkcji, a więc nie znajduje uzasadnienia w zastosowaniu do aktualnie użytkowanych silników o konstrukcji konwencjonalnej tj. nie podzielonej na komory spalania wstępnego i głównego. Drugie z rozwiązań polega na zastosowaniu jednej komory spalania, ale uwzględniającej dynamikę procesu jej napełniania wynikającą z odpowiedniej geometrii samej komory, odpowiedniej geometrii kanału dolotowego, odpowiedniej lokalizacji świecy zapłonowej i wtryskiwacza, a także odpowiedniej strategii wtrysku paliwa. W opisywanym rozwiązaniu wykorzystywane są zjawiska fizyczne zachodzące podczas pracy silnika, które prowadzą do oczekiwanego, w danych warunkach pracy silnika, uwarstwienia mieszanki. Do powszechnie stosowanych rozwiązań opartych na tych zjawiskach zaliczane są rozwiązania w postaci wtrysku paliwa na rozgrzane denko tłoka podczas sprężania mieszanki skutkującego szybszym odparowaniem cząsteczek benzyny – *wall guided*, wtrysku paliwa podczas sprężania i wykorzystanie zawirowań sprężanego powietrza do lepszego rozprowadzenia cząsteczek benzyny – *air guided* lub wtrysku paliwa podczas końca sprężania w okolicę elektrody świecy zapłonowej – *spray guided*. Spotykane są również rozwiązania polegające na zastosowaniu chociażby świec zapłonowych o specjalnej konstrukcji umożliwiających zastosowanie wyładowania o wysokiej zawartości energii [73]. również Przy ostatnim z wymienionych rozwiązań stosuje się również wtrysk wielofazowy polegający na dostarczeniu części paliwa podczas napełniania cylindra i późniejszym wtrysku jego pozostałej części pod koniec suwu sprężania, a tym samym bezpośrednio przed zainicjowaniem iskry na elektrodzie świecy zapłonowej [27]. Stosowanie mieszanki uwarstwionej pozwala na polepszenie wskaźników użytkowych i ekologicznych silnika poprzez zmniejszenie zawartości tlenku węgla w spalinach wynikające z dostarczenia nadmiaru powietrza do komory spalania. Problemem staje się wówczas ilość tlenków azotu, która może być regulowana poprzez regulację prędkości procesu spalania, a tym samym prędkości wydzielania się ciepła w komorze spalania. Kontrola prędkości procesu spalania pozwala na spowolnienie procesu syntezy azotu znajdującego się w powietrzu atmosferycznym z tlenem [74], [75].

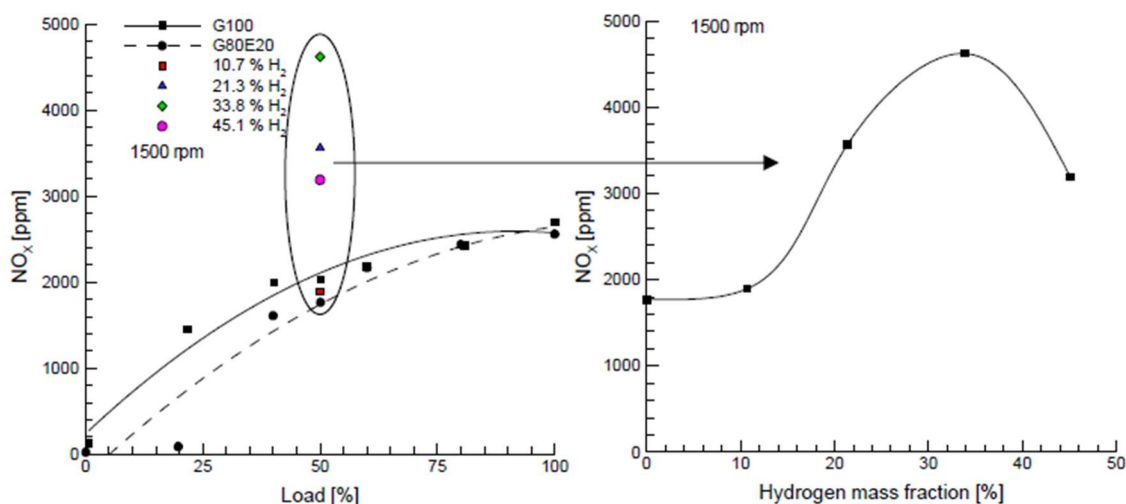
Przedstawione możliwości spalania benzyny w silnikach ZI znajdują odzwierciedlenie w systemach spalania, a dokładniej w systemach zasilania tego typu silników wodorem.

Wykorzystywanie zarówno benzyny jak i wodoru do zasilania silników ZI może być realizowane na dwa sposoby. Sposób pierwszy polega na wtryskiwaniu wodoru do kanału dolotowego silnika, natomiast drugi polega na wtryskiwaniu wodoru bezpośrednio do komory spalania. Opisane metody są stosowane zarówno w przypadku zasilania silników jedynie wodorem jak i w przypadku stosowania wodoru jako dodatku do paliw konwencjonalnych, jednak z uwagi na rozpatrywaną tematykę badawczą dalsze rozważania zostały zawężone jedynie do współspalania wodoru z innymi paliwami. Dostarczenie wodoru do kolektora dolotowego silnika wymaga zastosowania zaworu dozującego bądź mieszalnika wodoru z powietrzem, a także odpowiedniego systemu mechanicznego lub elektronicznego sterowania. Opisywana metoda charakteryzuje się możliwością uzyskania mieszanki paliwowo-powietrznej o wysokim poziomie jednorodności, a także umożliwia uzyskanie powtarzalności podczas kolejnych cykli pracy silnika. Metoda ta, z uwagi na brak konieczności wprowadzania zmian konstrukcyjnych w budowie silnika, jest powszechnie stosowana w przypadku zasilania silników spalinowych mieszankami wodoru z innymi paliwami. Należy jednak zaznaczyć, iż w przypadku zastosowania zbyt dużej ilości wodoru, który jest dostarczany do kolektora dolotowego powstaje ryzyko zapalenia mieszanki paliwowo-powietrznej jeszcze w tym kolektorze. Ryzyko niekontrolowanego zapalenia mieszanki i wystąpienia niepożądanych skutków takiego zjawiska zwiększa się wraz z ilością wodoru znajdującego się w mieszance po przekroczeniu jej dolnej granicy wybuchowości [27], [76]–[79].

W przypadku wtrysku wodoru bezpośrednio do cylindra w końcowej fazie cyklu sprężania również konieczne jest zastosowanie dedykowanego systemu dawkowania sterowanego mechanicznie lub elektronicznie. Stosowanie tej metody wymaga jednak odpowiedniego przystosowania silnika już na poziomie konstrukcyjnym i jest ograniczane problematyką konieczności dokonania wtrysku założonej objętości wodoru w stosunkowo krótkim czasie dokładnie pod koniec cyklu sprężania. Regulacja ilości wtryskiwanego wodoru odbywa się poprzez stosowanie wtrysku pod odpowiednio wysokim ciśnieniem sięgającym nawet 10 MPa. Należy zaznaczyć, iż wodór jest wtryskiwany podczas fazy sprężania, a więc przy narastającym ciśnieniu wewnątrz cylindra. Zastosowanie takiego rozwiązania wyklucza jednak możliwość zapalenia się mieszanki paliwowo-powietrznej jeszcze w kolektorze dolotowym. Dostarczenie wodoru bezpośrednio do komory spalania skutkuje zwiększeniem ilości paliwa w tej komorze, a tym samym doprowadza

do wytworzenia większej ilości energii, która skutkuje zwiększeniem mocy uzyskiwanej przez silnik co należy rozpatrywać w ujęciu stosowanego rozwiązania jako pozytywne. Konieczne jest jednak zaznaczenie, iż na skutek zwiększenia masy paliwa w komorze spalania dochodzi również do zwiększenia ciśnienia podczas procesu jego spalania, a więc w rezultacie do szybszego wzrostu ciśnienia [27], [78], [80]–[83].

Badania dotyczące wpływu dodatku wodoru do mieszanki paliwowo-powietrznej zasilającej silniki ZI jednoznacznie wskazują na potencjał związany ze zmniejszeniem zużycia benzyny przewyższającym negatywny wpływ ewentualnego zmniejszenia mocy silnika przy jednoczesnym znaczącym zwiększeniu udziału tlenków azotu (NO_x) w spalinach [84], [85]. W przypadku spalania mieszanki benzyny i etanolu z dodatkiem wodoru również zaobserwowano wzrost momentu obrotowego generowanego przez silnik badawczy, ale równie zauważalny pozostawał wzrost udziału NO_x w spalinach. W przypadku badań przeprowadzonych przez Akansu i in. odnotowano wzrost udziału NO_x w spalinach z niespełna 2000 ppm do niespełna 5000 ppm - rys. 2.3 [86].



Rys. 2.3. Udział NO_x w spalinach podczas badań Akansu i in. [86]

W przypadku zastosowania dodatku wodoru do mieszanki paliwowo-powietrznej zasilającej silniki ZI dochodzi do zwiększenia szybkości jej spalania w komorze silnika [87]. Ze względu na szybkość zachodzenia spalania w środowisku naturalnym możemy wyszczególnić dwa różniące się względem siebie procesy spalania. Pierwszym z nich jest spalanie deflagacyjne, a więc stosunkowo wolne spalanie realizowane w ośrodku umożliwiającym rozprzestrzenianie płomienia. W przypadku spalania deflagacyjnego prędkość rozprzestrzeniania się płomienia jest mniejsza niż prędkość dźwięku w tym ośrodku, a w przypadku zawężenia rozważań do spalania zachodzącego podczas pracy silnika spalinowego należy przyjąć, iż prędkość ta nie przekracza 100 m/s (w warunkach

praktycznych zawiera się w zakresie około 30–60 m/s). Z uwagi na stosunkowo niewielką prędkość procesu spalania deflagracyjnego dochodzi do transferu ciepła powstającego podczas tego procesu do objętości mieszanin palnych znajdujących się w pobliżu spalanej mieszanki. Transfer ciepła zachodzi równocześnie poprzez radiację i kondukcję ciepła. Proces transferu ciepła występujący podczas spalania deflagracyjnego umożliwia przeniesienie procesu na ogrzewane objętości mieszaniny powietrza z materiałem palnym, a więc umożliwia ogrzewanie mieszanki paliwowo-powietrznej zgromadzonej w komorze spalania i tym samym umożliwia zapalenie tej mieszanki i zachowywanie ciągłości procesu spalania. Zakończenie tego procesu następuje w przypadku wypalenia dostępnej mieszanki paliwowo-powietrznej o zawartości paliwa pomiędzy dolną i górną granicą wybuchowości. Ze względu na przedstawione charakterystyczne zjawiska zachodzące podczas spalania deflagracyjnego, jest to spalanie, którego występowanie umożliwia prawidłową pracę spalinowych silników tłokowych. Należy zaznaczyć, iż prędkość spalania deflagracyjnego jest zależna od właściwości fizykochemicznych spalanej substancji, z których bezpośrednio wynikają jej parametry termodynamiczne [71], [72], [88].

Drugim z procesów spalania jakie mogą zachodzić w silniku z zapłonem iskrowym jest spalanie stukowe. Jest to proces spalania zachodzący po zainicjowaniu zapłonu, jednak proces ten nie zachodzi w sposób oczekiwany, czyli w całej objętości mieszanki paliwowo-powietrznej, a poprzez gwałtowny wzrost ciśnienia i temperatury tej mieszanki prowadzi do jej niekontrolowanego spalania poprzez powstawanie losowo zlokalizowanych ognisk wywołanych reakcją łańcuchową. Prędkość spalania jest wówczas znacznie większa od prędkości spalania deflagracyjnego i przewyższa 1000 m/s, przy czym w warunkach granicznych może osiągać nawet kilkukrotność tej wartości. Ze względu na zbyt dużą dynamikę spalania jest to proces prowadzący do znacznego obciążenia mechanicznego i termicznego silnika, a tym samym nie jest pożądany w silnikach spalinowych, a jego nazwa pochodzi od charakterystycznych stuków zachodzących i słyszalnych podczas spalania [71], [72], [88].

Wobec powyższego należy jednoznacznie stwierdzić, iż udział dodatku wodoru zmieszanego z innymi paliwami nie powinien przekraczać 20% objętości mieszanki paliwowej, ponieważ wartość ta pozwala na uzyskanie powtarzanych cykli spalania, podczas których nie występują anomalie w procesie spalania i nie dochodzi do spalania stukowego [83]. W celu dodatkowego ograniczenia możliwości powstania spalania stukowego zasadne jest zastosowanie rozwiązań powodujących zmniejszenie szybkości procesu spalania. Najczęściej stosowanym rozwiązaniem wpływającym pozytywnie na

opisany aspekt jest zastosowanie układu zewnętrznej recyrkulacji spalin – EGR (ang. *Exhaust Gas Recirculation*). Należy zaznaczyć, iż zastosowanie EGR prowadzi również do zwiększenia sprawności ogólnej silnika poprzez oddziaływanie na pętlę wymiany ładunku powstałą podczas realizacji rzeczywistego obiegu powodujące jej geometryczne zmniejszenie przy równoczesnym zmniejszeniu zużycia paliwa (zmniejszenie zużycia paliwa przynosi większy zysk niż geometryczne zmniejszenie pętli wymiany ładunku co prowadzi do uzyskania większej sprawności).

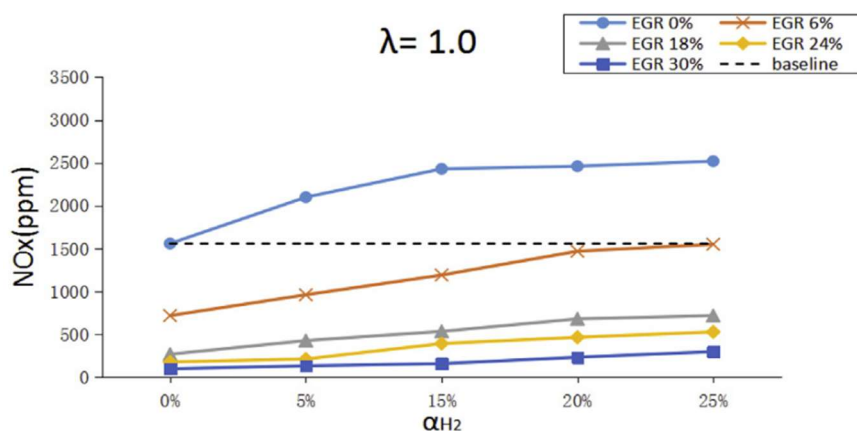
Jak już wspomniano po zastosowaniu dodatku wodoru do mieszanki zasilającej silnik spalinowy dojdzie do zwiększenia szybkości spalania mieszanki paliwowo-powietrznej, skutkiem czego należy oczekiwać zwiększenia udziału tlenków azotu w spalinach [83], [84]. Zastosowanie recyrkulacji spalin prowadzi dodatkowo do jej ograniczenia co uzasadnia przedstawienie zamieszczonych poniżej informacji.

Zastosowanie EGR wpływa w sposób zasadniczy na zmniejszenie ilości NO_x w spalinach, ale w przypadku zastosowania układu recyrkulacji dodatkowo chłodzącego spaliny może prowadzić nie tylko do obniżenia temperatury spalin, ale i zmniejszenia udziału CO w spalinach [89], [90]. Należy zaznaczyć, iż zastosowanie zewnętrznej recyrkulacji spalin wpływa również na zwiększenie sprawności, ale jednocześnie może wpływać na moc generowaną przez silnik ZI niezależnie od sposobu jego zasilania [91], [92]. Zastosowanie układu EGR może również prowadzić do ograniczenia możliwości występowania spalania stukowego w silnikach ZI nie tylko przy zasilaniu paliwami konwencjonalnymi, ale również w przypadku zasilania wodorem [93], [94]. Badania przeprowadzone przez Dhyani i Subramaniana wykazują, iż w przypadku zastosowania zewnętrznej recyrkulacji spalin możliwe jest zmniejszenie udziału NO_x w spalinach nawet o 57 % bez znaczącej utraty sprawności silnika [95]. Biorąc pod uwagę brak powstawania niepożądanych składników spalin w przypadku silników zasilanych wodorem zasadne jest wnioskowanie, iż częściowe zastąpienie benzyny wodorem doprowadzi do polepszenia wskaźników ekologicznych badanego silnika poprzez zmianę składu spalin [96].

3. Podsumowanie aktualnego zakresu wiedzy w poruszanej tematyce

Tematyka badawcza, która była zawężana od pierwszego rozdziału niniejszej pracy czyni zasadnym skupienie rozpatrywanych aspektów związanych z wykorzystaniem wodoru jako dodatku do konwencjonalnych paliw zasilających silniki spalinowe ZI. Zastosowanie wodoru jako jedynego paliwa zasilającego silnik wymaga specjalnego przygotowania jednostki napędowej i jest problematyczne chociażby ze względu na szybkość jego spalania. Przytoczone w poprzedniej części pracy informacje pozwalają na stwierdzenie, iż zastosowanie dodatku wodoru do silników spalinowych zasilanych benzyną może skutkować polepszeniem wskaźników użytkowych silnika.

Analizując wpływ dodatku wodoru do mieszanki paliwowo-powietrznej zasilającej silnik ZI należy stwierdzić, iż dodatek ten prowadzi do zwiększenia prędkości spalania mieszanki zasilającej silnik i zwiększenia jego sprawności [97]. Wpływ dodatku wodoru jest bardziej znaczący przy częściowym obciążeniu silnika. Dodatek ten prowadzi do zwiększenia ciśnienia indykowanego w komorze spalania jak również do wzrostu temperatury podczas procesu spalania nawet o około 30% [98]. W przypadku doprowadzenia wodoru do kolektora dolotowego silnika możliwe jest uzyskanie zwiększenia momentu obrotowego generowanego przez silnik o ok. 5,5% przy jednoczesnym zmniejszeniu udziału CO i HC w spalinach o około 20% [99]. Przy zastosowaniu dodatku wodoru do mieszanki zasilającej silnik dochodzi jednak do zwiększenia udziału NO_x w spalinach [99]. Zastosowanie EGR skutkować może nawet około 80% zmniejszeniem ilości NO_x w spalinach przy dodatku wodoru do mieszanki paliwowej nie przekraczającym 20 % obj. co wykazał Yu i in. przeprowadzonych badaniach [100]. Wybrane wyniki opisanych badań przedstawiono na rys. 3.1.



Rys. 3.1. Udział NO_x w spalinach po dodaniu wodoru [100]

Zastosowanie zarówno dodatku wodoru, jak również zewnętrznej recyrkulacji spalin w sposób niezależny prowadzi do zwiększenia sprawności ogólnej silnika,

a zastosowanie EGR prowadzi dodatkowo do zmniejszenia udziału tlenków azotu w spalinach, których nadmiar powstaje na skutek współspalania wodoru i benzyny. Zastosowanie EGR prowadzi do spowolnienia i zarazem wydłużenia procesu spalania, a więc oddziałuje w sposób przeciwny względem oddziaływania wodoru [101]. Dostępna literatura naukowa umożliwia przewidywanie niezależnego zastosowania dodatku wodoru i zastosowania EGR, ale nie umożliwia określenia wpływu jednoczesnego zastosowania dodatku wodoru i zastosowania EGR na parametry użytkowe i ekologiczne silnika w przypadku zachowania stechiometrycznego składu mieszanki z uwzględnieniem dodatku wodoru w ilości powodującej osiągnięcie najbardziej korzystnych wskaźników użytkowych i ekologicznych. Dostępna literatura naukowa nie zawiera informacji o ilości dodatku wodoru prowadzącej do uzyskania największego wzrostu sprawności i poprawy wskaźników ekologicznych rozumianych jako zmniejszenie udziału niepożądanych składników w spalinach.

Poruszana tematyka badawcza obejmuje wpływ dodatku wodoru do mieszanki paliwowo-powietrznej zasilającej obecnie użytkowane silniki ZI, a więc w opisanych w dalszej części pracy badaniach zastosowano rozwiązanie wymagające jak najmniejszej ingerencji w konstrukcję badanego silnika. W świetle przedstawionych informacji przyjęto dostarczanie wodoru do kolektora dolotowego silnika co umożliwiło wstępne wymieszanie powietrza z paliwem, a także doprowadziło do uzyskania mieszanki o stopniu jednorodności umożliwiającym uzyskanie powtarzalności kolejnych cykli pracy badanego silnika. Należy zaznaczyć, iż niniejsza praca ma charakter badawczy i opiera się na wskaźnikach użytkowych i ekologicznych silnika, a zarówno wpływ sposobów dostarczania wodoru do badanego silnika, jak również opracowanie systemu zasilania silnika badawczego wodorem może być przedmiotem odrębnych opracowań badawczych.

Przedstawione informacje i przeprowadzone rozważania umożliwiają stwierdzenie, iż aktualnie dostępna literatura naukowa zawiera informacje dotyczące współspalania wodoru z innymi paliwami, ale nie pozwala na jednoznaczne określenie czy i jaki dodatek wodoru do mieszanki paliwowo-powietrznej zasilającej silnik ZI wykorzystujący EGR prowadzi do niezależnego wpływu zarówno wodoru jak i recyrkulacji spalin na jego wskaźniki użytkowe i ekologiczne czy też uzyskane korzyści będą odbiegały od osiąganych podczas ich odrębnego zastosowania. Brak zasobów literatury naukowej w rozpatrywanym zakresie potwierdza zasadność podjętej tematyki badawczej. Wyniki przeprowadzonych wstępnie badań potwierdzają zasadność podjętej tematyki [102].

4. Cele pracy

4.1. Naukowy cel pracy

Naukowym celem pracy jest przeprowadzenie badań w zakresie wpływu zastosowania zewnętrznej recyrkulacji spalin i dodatku wodoru do mieszanki paliwowo-powietrznej zasilającej silnik z zapłonem iskrowym pracujący pod częściowym obciążeniem, zmierzających do uzyskania większej sprawności ogólnej silnika i określenie zmiany składu spalin i zmiany przebiegu procesu spalania w punkcie pracy o największej sprawności.

Obecny stan wiedzy związany zarówno z dwupaliwowym zasilaniem silników ZI, jak również z zewnętrzną recyrkulacją spalin umożliwia określenie ich wpływu na parametry użytkowe i ekologiczne silnika, natomiast dostępna literatura naukowa nie daje możliwości stwierdzenia czy połączenie tych czynników prowadzące do uzyskania największej sprawności skutkować będzie osiągnięciem korzyści w zakresie zmiany składu spalin i przebiegu procesu spalania.

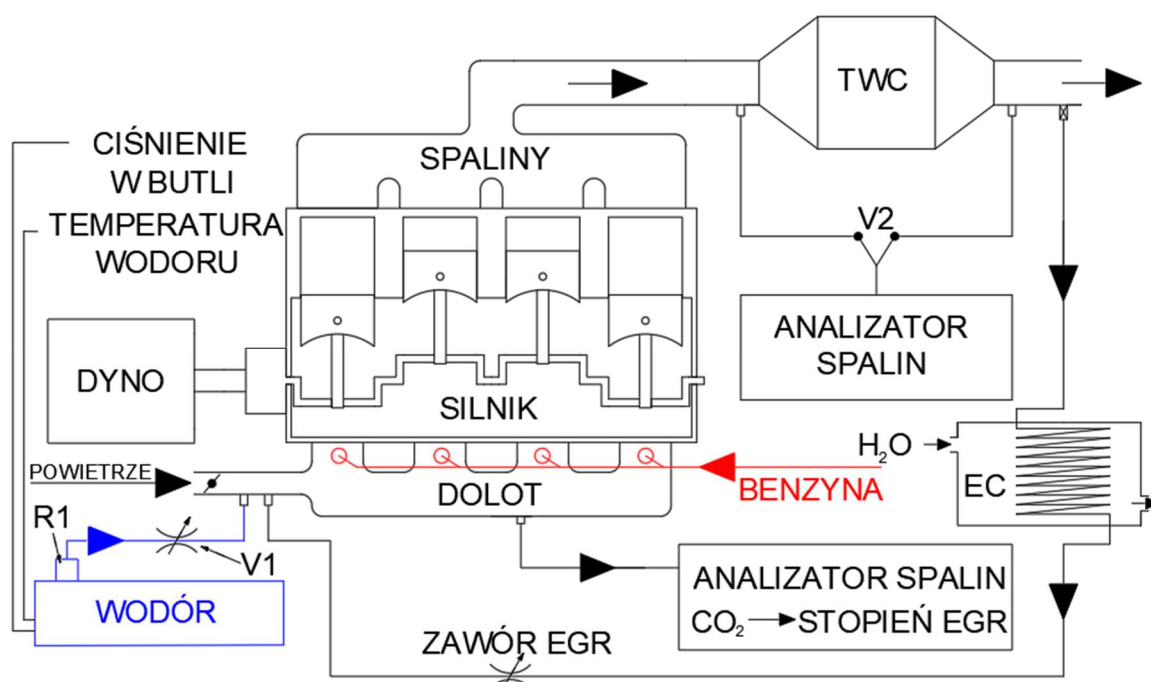
4.2. Utylitarny cel pracy

Celem utylitarnym pracy będzie opracowanie systemu zasilania silnika z zapłonem iskrowym wykorzystującego zewnętrzną recyrkulację spalin z mieszanką paliwowo-powietrzną wzbogaconą o wodór. W wyniku przeprowadzonych badań zaproponowane zostanie rozwiązanie pozwalające na wykorzystanie wodoru jako dodatku do mieszanki zasilającej silnik ZI umożliwiające zwiększenie parametrów użytkowych danego silnika i zmniejszenia udziału niepożądanych składników w spalinach generowanych przez daną jednostkę napędową. Pozwoli to na zastosowanie wodoru jako dodatku do benzyny prowadzące do zmniejszenia jej zużycia względem jednopaliwowego systemu zasilania silnika przy jednoczesnym polepszeniu parametrów ekologicznych silnika.

5. Metodyka badań

5.1. Stanowisko badawcze

Badania zostały przeprowadzone na specjalnie przygotowanym do tego celu stanowisku, którego schemat uwzględniający istotne z punktu widzenia dalszych rozważań elementy przedstawiono i opisano na rys. 5.1. Symbolami $V1$, $V2$ i $R1$ oznaczono odpowiednio zawory i reduktor, których funkcje zostały opisane w dalszej części pracy. Jako EC oznaczono chłodnicę recyrkulowanych spalin, a jako TWC reaktor katalityczny. Opisane oznaczenia przyjęto w celu uniknięcia zmniejszenia czytelności schematu.



Rys. 5.1. Schemat stanowiska badawczego

Przedstawione powyżej stanowisko umożliwiało pomiary następujących parametrów:

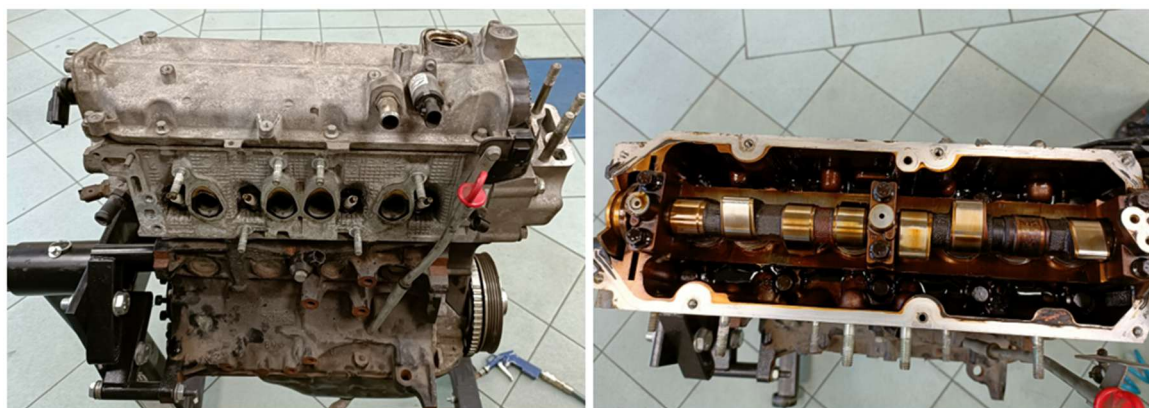
- moment obrotowy,
- prędkość obrotowa,
- zużycie benzyny,
- zużycie wodoru,
- skład spalin i stopień EGR,
- ciśnienie indykowane,
- temperatura spalin,
- temperatura schłodzonych spalin wykorzystywanych w układzie EGR.

Każdy z wymienionych parametrów wraz z dokładnym opisem zastosowanej aparatury pomiarowej opisano w dalszej części pracy.

5.1.1. Silnik badawczy

Badania zostały przeprowadzone na silniku eksperymentalnym, który został przygotowany do celów badawczych z wykorzystaniem części pochodzących z silników montowanych seryjnie w samochodach Fiat.

Silnik badawczy był wyposażony w rozrząd typu OHC (ang. *Overhead Camshaft*), napędzany paskiem rozrządu poprzez regulator zmiennych faz rozrządu sterowany hydraulicznie. Podczas badań zachowano stałe ustawienie tego regulatora wynoszące 6° obrotu wału korbowego (OWK). W silniku badawczym średnica cylindra i skok tłoka były równe 72 mm. Głowicę silnika przystosowano do możliwości pomiaru ciśnienia indykowanego wewnątrz czwartego cylindra poprzez wykonanie otworu na czujnik ciśnienia. Silnik, z którego zdemontowano głowicę, a także głowicę po wykonaniu otworu na czujnik przedstawiono na rys. 5.2 i 5.3.



Rys. 5.2. Silnik 169A4000, z którego zdemontowano głowicę (materiały własne)



Rys. 5.3. Głowica z przygotowanym otworem na czujnik ciśnienia (materiały własne)

Z uwagi na eksperymentalną konstrukcję nie była znana wartość stopnia sprężania silnika badawczego. Wobec tego przeprowadzona została analiza opisana poniżej, która umożliwiła wyznaczenie tej wartości. W tym celu wyznaczono objętość części komory spalania mieszczącej się w tłoku silnika Fiat o objętości skokowej ok. $1,2 \text{ dm}^3$

(silnik 169A4000), z którego pochodziła głowica silnika badawczego. Pomiar tej objętości wykonano przy użyciu przestrzennego modelu tłoka wykonanego w postaci chmury punktów. Model przestrzenny został wykonany poprzez zastosowanie odpowiedniego oprogramowania. Model sporządzono w oparciu o specjalnie wykonaną dokumentację fotograficzną przygotowanego tłoka i jej późniejsze przekształcenie poprzez zastosowanie Fotogrametrii Bliskiego Zasięgu (CRP ang. *Closed Range Photogrammetry*). Sporządzony model tłoka przedstawiono na rys. 5.4.



Rys. 5.4. Model tłoka silnika 169A400 w postaci chmury punktów

Model przestrzenny tłoka został początkowo zobrazowany przestrzennie na podstawie punktów zlokalizowanych na co najmniej dwóch jego zdjęciach. Na podstawie tych punktów wykonany został wstępny model ukazujący ogólny zarys geometrii analizowanego obiektu. Następnie na jego podstawie dokonano zagęszczenia powstałego obiektu przestrzennego przy wykorzystaniu uzupełnienia pustych przestrzeni kolejnymi punktami określonymi na podstawie fotografii i wypełnieniu powstałej geometrii dodatkowymi punktami przestrzennymi. W celu możliwie dokładnego odwzorowania powierzchni tłoka zastosowano dodatkowo teksturowanie uzyskanego modelu na podstawie wykonanych zdjęć. W wyniku przeprowadzonych prac uzyskano przestrzenny model złożony z punktów o określonym położeniu w przestrzeni oraz kolorze. Wykonany model umożliwił przeprowadzenie dalszej analizy polegającej na wyznaczeniu objętości części komory spalania znajdującej się w tłoku. W tym celu model w postaci chmury punktów został wyskalowany względem znanej średnicy tłoka. Następnie wyznaczono płaszczyzny przekrojowe zawarte w objętości, której dotyczy analiza. Rozpatrywane

płaszczyzny zostały wyznaczone co 0,1 mm względem osi prostopadłej do płaszczyzny zawierającej powierzchnię górnej krawędzi tłoka (względem wysokości tłoka). Model tłoka wraz z przykładową płaszczyzną przekrojową w widoku ogólnym został przedstawiony na rys. 5.5.



Rys. 5.5. Model tłoka silnika 169A4000 z przykładową płaszczyzną przekrojową

Na podstawie wykonanych płaszczyzn przekrojowych przygotowano zostały ich rzuty poziome (w widoku od góry). Przykładowe rzuty ukazujące dokładność odwzorowanej geometrii zostały przedstawione na rys. 5.6.



Rys. 5.6. Przykładowe rzuty poziome płaszczyzn przekrojowych modelu tłoka (169A4000)

Przygotowane rzuty zostały wyeksportowane do oprogramowania *AutoCad*, gdzie poprzez wykonanie obrysu konturowego widocznych płaszczyzn wykonano pomiar powierzchni oznaczonej na każdym z przygotowanych przekrojów. Przykładowy model przekroju wraz z wyznaczoną jego powierzchnią przedstawiono na rys. 5.7.



Rys. 5.7. Przykładowy rzut poziomy przekroju z wyznaczonym polem jego powierzchni

Wyznaczone w powyższy sposób iloczyny pól powierzchni każdego z obszarów i odległości pomiędzy kolejnymi płaszczyznami (0,1 mm) zsumowano, w wyniku czego obliczona została objętość części komory spalania znajdującej się w tłoku. Uzyskana w ten sposób wartość wyniosła 8180 mm³ (8,18 cm³).

W celu weryfikacji przeprowadzonej analizy tłok silnika poddano dodatkowym pomiarom wykonanym dwiema niezależnymi metodami kontrolnymi. Pierwszą z nich było ograniczenie poddawanej pomiarom objętości poprzez płaszczyznę górną tłoka i wypełnienie tej objętości wodą. Podczas wypełniania poddawanej pomiarom objętości tłoka dokonywano pomiaru ilości wykorzystanej wody. Przeprowadzony pomiar został powtórzony na osuszonym tłoku w celu zniwelowania wpływu ewentualnych niedokładności pomiarowych na uzyskanie wyniku. Przeprowadzono 10 pomiarów i uzyskana średnia wartość wyników tych pomiarów wynosiła ok. $8,2 \text{ cm}^3$. Druga metoda polegała na zanurzeniu tłoka w wodzie i pomiarze objętości wypartej cieczy, zaślepieniu poddawanej pomiarom objętości płytką z tworzywa sztucznego i ponownym zanurzeniu w wodzie i wykonaniu analogicznego pomiaru. W celu uzyskania wyniku różnicę uzyskanych objętości pomniejszono o objętość wypartą przez samą płytkę z tworzywa sztucznego. Uzyskana wartość była zbieżna z wartością uzyskaną na podstawie pierwszej metody i również wynosiła niespełna $8,2 \text{ cm}^3$.

Błąd względny pomiędzy analizą przeprowadzoną w oparciu o model tłoka w postaci chmury punktów a wykonanymi dwiema metodami pomiarów rzeczywistymi nie przekraczał $0,02 \text{ cm}^3$. Wobec tego zasadne jest wnioskowanie o prawidłowości i miarodajności zaproponowanej metody opartej na analizie modelu tłoka w postaci chmury punktów. W dalszych obliczeniach przyjęto objętość części komory spalania znajdującej się w tłoku wynoszącą $V_{TL.2} = 8,2 \text{ cm}^3$.

Stopień sprężania jest stosunkiem największej do najmniejszej objętości cylindra [74]. Wobec powyższego stopień sprężania można wyrazić jako stosunek sumy objętości skokowej cylindra i komory spalania do objętości komory spalania i zdefiniować za pomocą równania 5.1 przedstawionego poniżej.

$$\varepsilon = \frac{V_{C1.2} + V_{K1.2}}{V_{K1.2}} = \frac{V_{C1.2}}{V_{K1.2}} + 1 \quad (5.1)$$

gdzie:

ε – stopień sprężania silnika [-],

V_C – objętość skokowa cylindra [cm^3],

V_K – objętość komory spalania [cm^3].

Objętość cylindra silnika 169A4000 wynosiła $V_{C1.2} = 310,5 \text{ cm}^3$ i po przekształceniu równania 5.1 umożliwiła obliczenie objętości komory spalania silnika jako ilorazu objętości cylindra danego silnika przez wartość stopnia sprężania pomniejszoną o 1 (równanie 5.2).

$$V_{K1.2} = \frac{V_{C1.2}}{\varepsilon - 1} = \frac{310,5}{11,1 - 1} \approx 30,7 [\text{cm}^3] \quad (5.2)$$

gdzie:

$V_{K1.2}$ – objętość komory spalania silnika 169A4000 [cm^3],

$V_{C1.2}$ – objętość skokowa cylindra silnika 169A4000, $V_{C1.2} = 310,5 \text{ cm}^3$,

ε – stopień sprężania silnika 169A4000 [103],

Na podstawie wyznaczonych wartości obliczono objętość części komory spalania znajdującej się w głowicy. Objętość komory spalania stanowi suma objętości części komory spalania znajdujących się w tłoku i w głowicy (równanie 5.3):

$$V_{K1.2} = V_{T1.2} + V_{G1.2} \rightarrow V_{G1.2} = V_{K1.2} - V_{T1.2} \quad (5.3)$$

gdzie:

$V_{K1.2}$ – objętość komory spalania silnika 169A4000, $V_{K1.2} = 30,7 \text{ cm}^3$,

$V_{T1.2}$ – objętość części komory spalania znajdującej się w tłoku, $V_{T1.2} = 8,2 \text{ cm}^3$,

$V_{G1.2}$ – objętość części komory spalania znajdującej się w głowicy [cm^3].

Obliczona objętość części komory spalania znajdującej się w głowicy wynosiła $V_{G1.2} = 22,5 \text{ cm}^3$. Uzyskana wartość posłużyła do obliczenia stopnia sprężania silnika badawczego.

W celu obliczenia objętości części objętości komory spalania znajdującej się w tłoku silnika o objętości skokowej wynoszącej ok. $1,4 \text{ dm}^3$ (silnik 350A1000), z którego pochodziły tłoki silnika badawczego, również zastosowano metodę opartą na modelu w postaci chmury punktów tłoka tego silnika. Wykonany model przestrzenny tłoka został przedstawiony na rys. 5.8.



Rys. 5.8. Model tłoka silnika 350A1000 w postaci chmury punktów

Analiza dotyczącą tłoka silnika 350A1000 została przeprowadzona analogicznie jak w przypadku tłoka silnika 169A4000. Przykładowe płaszczyzny przekrojowe wraz z odpowiadającymi im rzutami poziomymi przedstawiono odpowiednio na rys. 5.9 i 5.10.



Rys. 5.9. Przykładowe płaszczyzny przekrojowe modelu tłoka silnika 350A1000



Rys. 5.10. Przykładowe rzuty płaszczyzn przekrojowych modelu tłoka silnika 350A1000

W celu bardziej obrazowego przedstawienia dokładności odwzorowania rzeczywistej geometrii tłoka uzyskanej za pomocą zastosowanej metody opartej na fotogrametrii bliskiego zasięgu wykonany został przekrój model tłoka w postaci chmury punktów obrazujący kształt tłoka w tym przekroju. Lokalizację przekroju względem geometrii obiektu przestrzennego oraz rzut przekroju ukazujący powierzchnię tłoka przedstawiono na rys. 5.11.



Rys. 5.11. Przekrój modelu tłoka i kształt płaszczyzny tłoka w tym przekroju

Objętość części komory spalania znajdującej się w tłoku silnika 350A1000 obliczona w sposób analogiczny jak w przypadku tłoka silnika 169A400 wynosiła $V_{TL.4} = 11,7 \text{ cm}^3$.

Do wyznaczenie stopnia sprężania badanego silnika konieczne jest jeszcze obliczenie objętości cylindra silnika badawczego, która wynosiła:

$$V_{CSB} = \frac{\pi \cdot b_{1.4}^2}{4} \cdot s_{1.4} = \frac{3,14 \cdot 7,20^2}{4} \cdot 7,20 \approx 293,1 [cm^3] \quad (5.4)$$

gdzie:

V_{CSB} – objętość cylindra silnika badawczego [cm^3],

$b_{1.4}$ – średnica tłoka silnika 350A1000, $b_{1.4} = 7,20$ cm [104],

s – skok tłoka silnika, $s_{1.1} = 7,20$ cm.

Objętość komory spalania silnika badawczego przy GMP tłoka została obliczona na podstawie uzyskanych wyników i wynosiła $V_{KSB} = 34,2$ cm^3 (równanie 5.5).

$$V_{KSB} = V_{T1.4} + V_{G1.2} = 11,7 + 22,5 = 34,2 [cm^3] \quad (5.5)$$

gdzie:

V_{KSB} – stopień sprężania silnika badawczego [-],

$V_{T1.4}$ – objętość części komory spalania w tłoku silnika 350A1000, $V_{T1.4} = 11,7$ cm^3 ,

$V_{G1.2}$ – objętość części komory spalania w głowicy silnika 169A4000, $V_{G1.2} = 22,5$ cm^3 .

Stopień sprężania silnika badawczego wyznaczono w oparciu o przedstawione poniżej równanie 5.6 uwzględniające objętość części komory spalania znajdującej się w tłoku silnika 169A4000 i części komory spalania znajdującej się w głowicy silnika 350A1000 oraz średnicę cylindra i skok tłoka silnika badawczego. Stopień sprężania silnika badawczego wynosił:

$$\varepsilon_{SB} = \frac{V_{CSB} + V_{KSB}}{V_{KSB}} = \frac{293,1 + 34,2}{34,2} \approx 9,6 [-] \quad (5.6)$$

gdzie:

ε_{SB} – stopień sprężania silnika badawczego [-],

V_{CSB} – objętość skokowa cylindra silnika badawczego, $V_{CSB} = 293,1$ cm^3 ,

V_{KSB} – objętość komory spalania silnika badawczego, $V_{KSB} = 34,2$ cm^3 .

Przeprowadzone badania wykazały, iż stopień sprężania silnika badawczego wynosi $\varepsilon_{SB} = 9,6$ co pozwala na przyjęcie tej wartości w dalszej części pracy. Podstawowe parametry techniczne silnika badawczego zamieszczono w tab. 5.1.

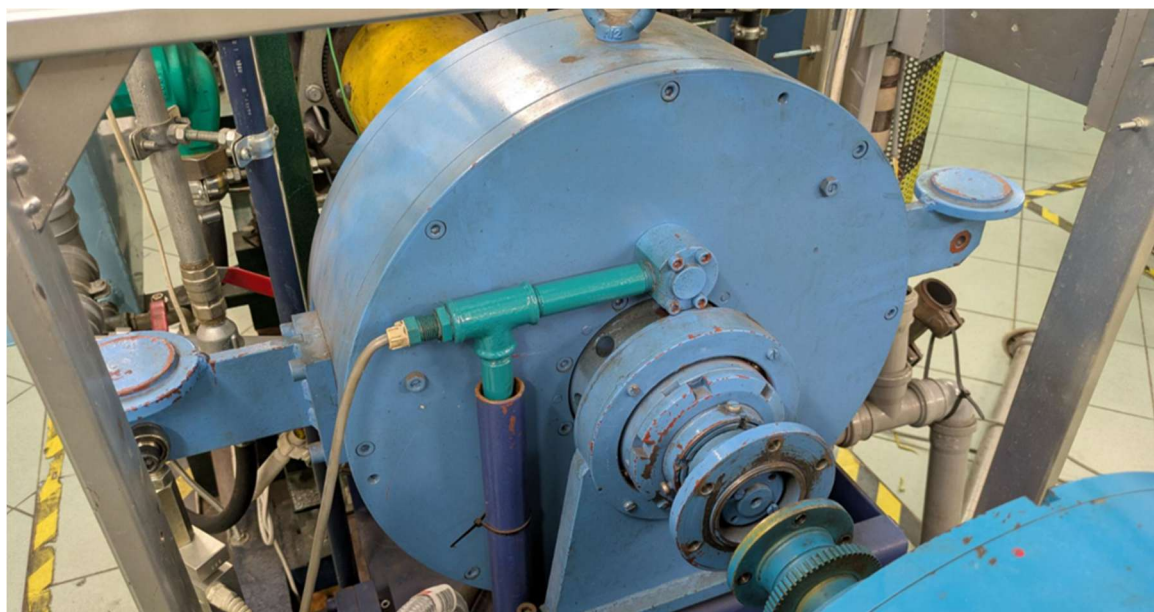
Tab. 5.1. Podstawowe parametry techniczne silnika badawczego

Parametr	Wartość [jednostka]
Objętość skokowa silnika	1172 [cm ³]
Liczba cylindrów	4 [-]
Objętość cylindra	293,1 [cm ³]
Średnica cylindra	72 [mm]
Skok tłoka	72 [mm]
Długość korbowodu	112 [mm]
Stopień sprężania	9,6 [-]

5.1.2. Aparatura pomiarowa

Stanowisko badawcze opisane w rozdziale 5.1 zostało wyposażone w następującą aparaturę pomiarową umożliwiającą odczyt i rejestrację niezbędnych parametrów.

Moment obrotowy mierzono za pomocą hamulca elektrowirowego *Automex AMX-200*. Zastosowano hamulec o mocy nominalnej 100 kW wyposażony w dedykowaną aparaturę sterująco-pomiarową *AMX-212*, która poza momentem obrotowy generowanym przez silnik badawczy umożliwiała pomiar jego prędkości obrotowej. Hamulec i aparaturę pomiarową przedstawiono odpowiednio na rys. 5.12 i 5.13.



Rys. 5.12. Hamulec elektrowirowy *Automex AMX-200* na stanowisku badawczym



Rys. 5.13. Aparatura sterująco-pomiarowa AMX-212

Pomiary **ciśnienia indykowanego** zostały przeprowadzone przy użyciu czujnika optoelektrycznego *Optrand D822D6-SP*, z którego sygnał przeliczano bezpośrednio na wartość ciśnienia panującego podczas pomiarów wewnątrz czwartego cylindra silnika badawczego. W celu odniesienia wartości ciśnienia do położenia wału korbowego silnika wartości ciśnienia zostały powiązane ze wskazaniami enkodera *MHK40* o rozdzielczości 360 impulsów na obrót z dodatkowym jednoimpulsowym wskazaniem GMP, który zamontowano na osi wału korbowego silnika. Czujnik ciśnienia i enkoder przedstawiono na rys. 5.14. Podstawowe parametry czujnika *Optrand* zamieszczono w tab. 5.2.

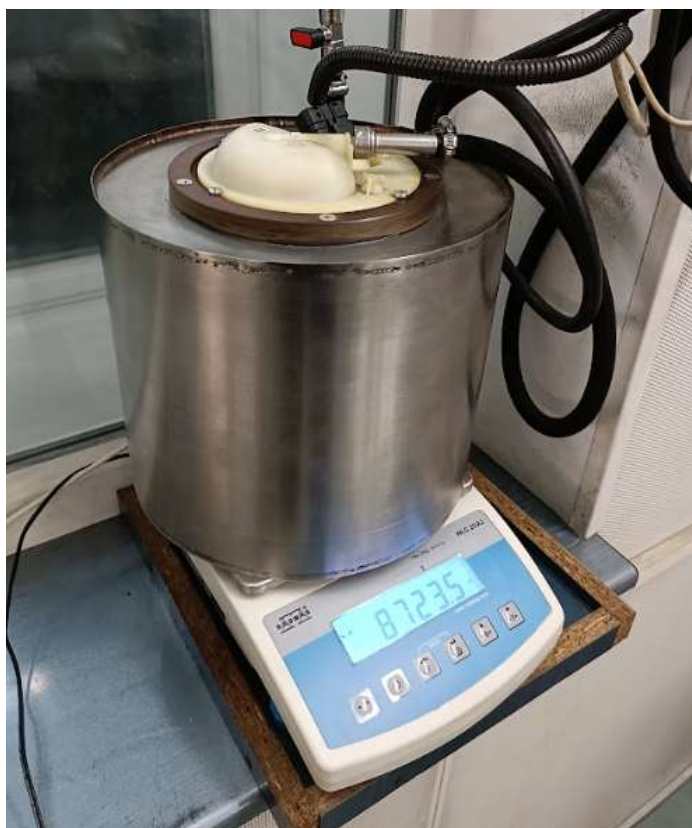


Rys. 5.14. Czujnik ciśnienia Optrand i enkoder MHK40 na stanowisku badawczym

Tab. 5.2. Podstawowe parametry czujnika Optrand D822D6-SP

Parametr	Wartość [jednostka]
Zakres pomiarowy	0–1500 [psi]
Zakres pomiarowy	0–103 [bar]
Czułość pomiarowa	2,66 [mV/psi]
Czułość pomiarowa	38,58 [mV/bar]

Do pomiaru **zużycia paliwa** zastosowano metodę masową polegającą na określeniu zmiany masy paliwa w zbiorniku izolowanym termicznie od otoczenia. Wypełniony zbiornik wraz z pompą paliwa umieszczono na wadze precyzyjnej *Radwag WLC 20/A2* o rozdzielczości pomiarowej wynoszącej 0,1 g i maksymalnym obciążeniu wynoszącym 20 kg. Na podstawie ubytku masy paliwa w czasie badań silnika w określonych punktach obliczano wartość godzinowego zużycia paliwa niezbędną do przeprowadzenia analiz zawartych w dalszej części pracy. Zbiornik paliwa umieszczony na wadze pomiarowej przedstawiono na rys. 5.15. Na potrzeby wykonania fotografii ze zbiornika tymczasowo usunięto elementy izolacji termicznej ograniczające zmiany temperatury benzyny znajdującej się w zbiorniku.



Rys. 5.15. Aparatura wykorzystana do pomiaru zużycia paliwa

Do pomiaru **zużycia wodoru** wykorzystano specjalnie przygotowany układ pomiarowy, w którym zastosowano czujnik *BOSCH PST-F 2* umożliwiający pomiar ciśnienia i temperatury wodoru przed reduktorem zamontowanym na butli o pojemności 50 l. Zakres pomiarowy czujnika w odniesieniu do ciśnienia wynosił 0–280 bar, a w odniesieniu do temperatury -40–140°C. W celu zapewnienia możliwie wysokiego stopnia dokładności pomiarów układ zaizolowano w celu kompensacji zmiany temperatury wodoru podczas opróżniania butli zapewniając możliwie stabilne warunki termiczne. Wskazania czujników ciśnienia i temperatury odczytywane odpowiednio jako napięcie i rezystancja przeliczano bezpośrednio na wartości ciśnienia i temperatury umożliwiające ich zastosowanie w dalszych analizach. W celu określenia zużycia wodoru obliczano jego masę w butli na początku i na końcu pomiaru. Biorąc pod uwagę fakt zasilania silnika wodorem w postaci gazowej jego masę określano w oparciu o równanie stanu gazu uwzględniające nie tylko ciśnienie i temperaturę wodoru wykorzystywanego podczas badań, ale dodatkowo rozszerzone o współczynnik ściśliwości wyrażony zależnością 5.7. Zastosowana zależność umożliwiła obliczenie masy wodoru w butli na podstawie jego gęstości wyrażonej w liczbie moli gazu na daną objętość (na litr), a także uwzględniającej masę molową substancji. Według Lemmona, Hubera i Leachmana uwzględnienie współczynnika ściśliwości opisanego zależnością 5.7 umożliwia uzyskanie dokładności obliczeń wynoszącej 0,01% w zakresie temperatury od 220 K do 1000 K i w zakresie ciśnienia do 70 MPa, a więc w osiąganych podczas badań zakresach temperatury i ciśnienia [105]. Na tej podstawie należy przyjąć, iż zastosowana metoda skutkowała uzyskaniem wartości o możliwie wysokim stopniu dokładności, a tym samym przekładała się na możliwość przeprowadzenia precyzyjnych obliczeń. W celu przeprowadzenia obliczeń zastosowano stałe wyznaczone dla wodoru, które zamieszczono w tab. 5.3 [105].

$$Z(p, T) = \frac{p}{\rho R T} = 1 + \sum_{i=1}^9 a_i \left(\frac{100 \text{ K}}{T} \right)^{b_i} \left(\frac{p}{1 \text{ MPa}} \right)^{c_i} \quad (5.7)$$

gdzie:

Z – współczynnik ściśliwości wodoru,

p – ciśnienie absolutne wodoru w butli [MPa],

T – temperatura wodoru [K],

a_i, b_i, c_i – stałe określone dla wodoru zamieszczone w tab. 5.3 [105].

Tab. 5.3. Stałe związane z równaniem gęstości określone dla wodoru [105]

i	a_i	b_i	c_i
1	0,05888460	1,325	1,0
2	-0,06136111	1,87	1,0
3	-0,00265473	2,5	2,0
4	0,002731125	2,8	2,0
5	0,001802374	2,938	2,42
6	-0,001150707	3,14	2,63
7	$0,9588528 \cdot 10^{-4}$	3,37	3,0
8	$-0,1109040 \cdot 10^{-6}$	3,75	4,0
9	$0,1264403 \cdot 10^{-9}$	4,0	5,0

Na podstawie zależności 5.7 obliczano ubytek masy wodoru z butli podczas badań, który po odniesieniu do czasu trwania pomiarów umożliwił wyznaczenie zużycia wodoru wyrażonego w kg/h. Wodór dostarczano do kolektora dolotowego silnika badawczego dozowano poprzez zmianę położenia pokrętła zaworu grzybkowego. Układ wykorzystany do pomiaru zużycia wodoru przedstawiono na rys. 5.16.



Rys. 5.16. Układ do pomiaru zużycia wodoru

Do pomiaru **składu spalin** zastosowano analizator spalin *Capelec CAP3201-4GAZ* wyposażony w elektrochemiczny czujnik zawartości tlenu w spalinach. Przed analizatorem zamontowano zawór umożliwiający analizę składu spalin zarówno przed, jak również za katalizatorem. Analizator spalin przedstawiono na rys. 5.17, a jego podstawowe parametry

techniczne wraz z zakresami pomiarowymi analizowanych składników spalin zamieszczono w tab. 5.4.



Rys. 5.17. Analizator spalin Capelec

Tab. 5.4. Dane techniczne analizatora spalin Capelec

Parametr	Wartość [jednostka]
Minimalne natężenie przepływu spalin	3,5 [dm ³ /min]
Nominalne natężenie przepływu spalin	6,0 [dm ³ /min]
Zakres pomiarowy CO	0–5 [% obj.]
Zakres pomiarowy CO ₂	0–20 [% obj.]
Zakres pomiarowy HC	0–20000 [ppm]
Zakres pomiarowy O ₂	0–21,7 [% obj.]
Zakres pomiarowy λ	0,8–1,2 [-]

W celu określenia stopnia **zewnętrznej recyrkulacji spalin – EGR** wykorzystano pomiar składu powietrza w kolektorze dolotowym silnika. Pomiary przeprowadzono za pomocą analizatora spalin *Radiotechnika AI9600*, który przedstawiono na rys. 5.18. Stopień EGR określano na podstawie różnicy udziału CO₂ w kolektorze dolotowym i w spalinach. Podstawowe parametry techniczne i zakresy pomiarowe analizowanych składników spalin zamieszczono w tab. 5.5.



Rys. 5.18. Analizator spalin Radiotechnika

Tab. 5.5. Dane techniczne analizatora spalin Radiotechnika

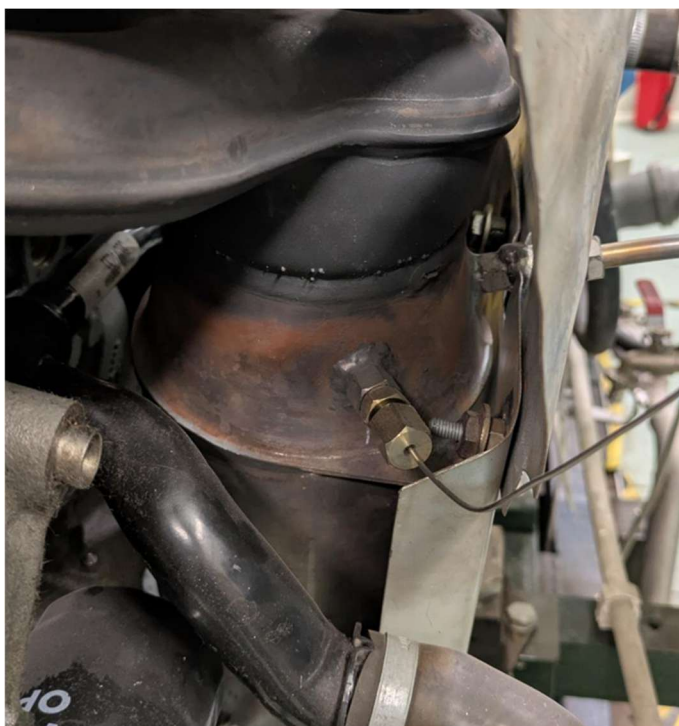
Parametr	Wartość [jednostka]
Minimalne natężenie przepływu spalin	80 [dm ³ /h]
Nominalne natężenie przepływu spalin	110 [dm ³ /h]
Zakres pomiarowy CO	0–10 [% obj.]
Zakres pomiarowy CO ₂	0–20 [% obj.]
Zakres pomiarowy HC	0–20000 [ppm]
Zakres pomiarowy O ₂	0–22 [% obj.]
Zakres pomiarowy λ	0–2,000 [-]

Temperaturę recyrkulowanych spalin mierzono za wymiennikiem ciepła umożliwiającym jej zmniejszenia do wartości zawierającej się w przedziale 20–35°C. Sam pomiar temperatury wykonywano za pomocą elektrotermicznego czujnika temperatury zamontowanego w układzie doprowadzającym spaliny pomiędzy wymiennikiem ciepła, a kolektorem dolotowym silnika badawczego. Czujnikiem tym była termopara typu K umożliwiająca pomiar temperatury w zakresie od -200°C do 1350°C. Wskazania termopary konwertowano bezpośrednio na wartość wyrażoną w °C. Wymiennik ciepła wraz z elementami układu doprowadzenia schłodzonych spalin przedstawiono na rys. 5.19.



Rys. 5.19. Wymiennik ciepła wykorzystany do chłodzenia recyrkulowanych spalin

Temperaturę spalin również mierzono za pomocą elektrotermicznego czujnika temperatury w postaci termopary typu K zamontowanej w układzie odprowadzającym spaliny z silnika badawczego. Wskazania czujnika konwertowano bezpośrednio na wartość wyrażoną w °C. Pomiary temperatury spalin realizowano jedynie w celach kontrolnych. Elektrotermiczny czujnik temperatury (termoparę typu K) zamontowaną w kolektorze wydechowym silnika badawczego przedstawiono na rys. 5.20.



Rys. 5.20. Termopara typu K – pomiar temperatury spalin

6. Badania wskaźników użytkowych silnika

6.1. Metodyka pomiarów wskaźników użytkowych silnika

Jak wspomniano w poprzedniej części pracy recyrkulację spalin i dodatek wodoru zastosowano dla silnika badawczego pracującego pod częściowym obciążeniem. W celu określenia punktów pracy silnika poddanych dokładnym badaniom początkowo wyznaczono charakterystykę momentu i mocy silnika względem prędkości obrotowej jego wału korbowego. Podczas badań wykonano pomiary momentu obrotowego – M i prędkości obrotowej – n i na ich podstawie obliczono moc silnika – N_e stosując zależność 6.1.

$$N_e = \frac{M \cdot n}{9549} \quad (6.1)$$

gdzie:

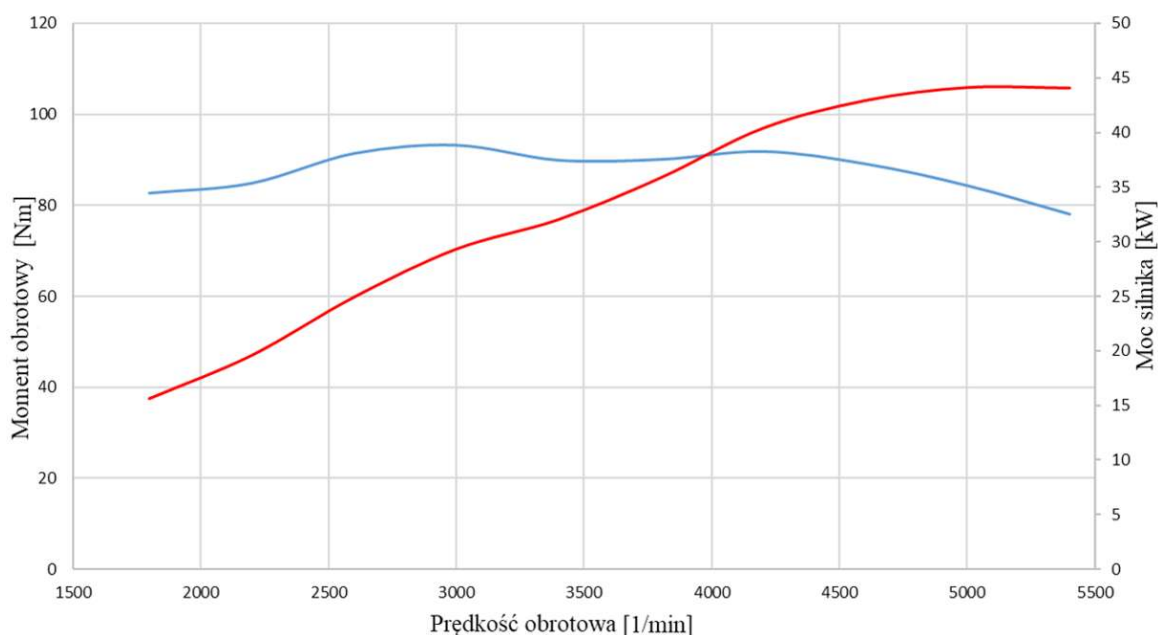
M – moment obrotowy [Nm],

n – prędkość obrotowa wału korbowego [1/min].

Wartości momentu obrotowego i obliczonej mocy zamieszczono w tab. 6.1, a przebieg tych parametrów w funkcji prędkości obrotowej przedstawiono graficznie na rys. 6.1.

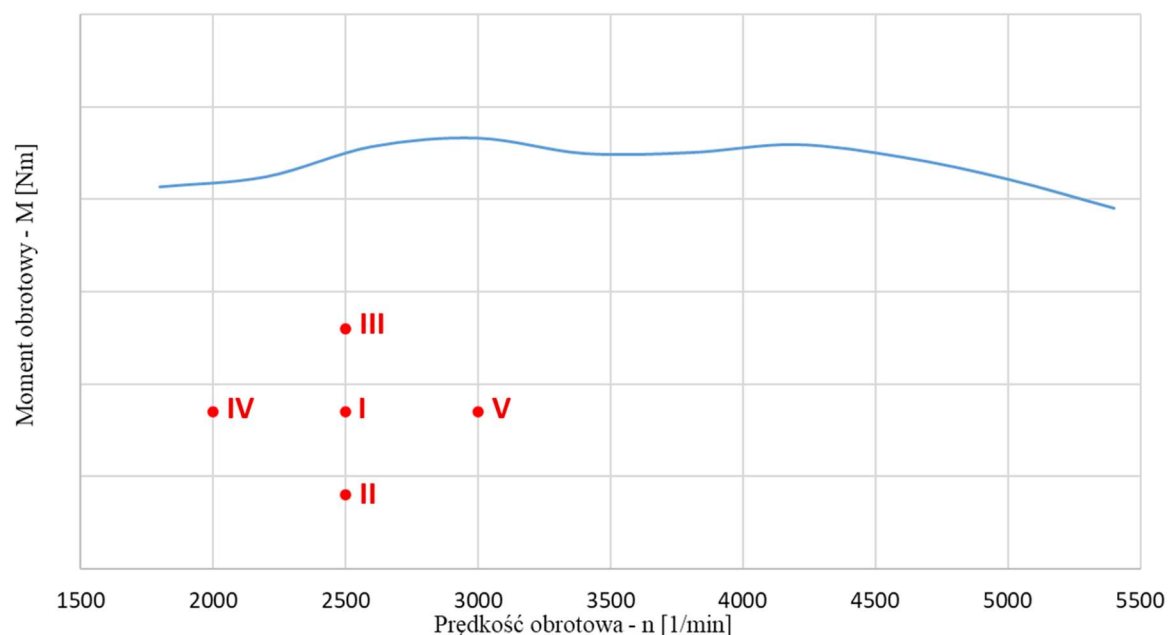
Tab. 6.1. Charakterystyka zewnętrzna silnika badawczego

Prędkość obrotowa [1/min]	Moment obrotowy [Nm]	Moc silnika [kW]
1800	82,7	15,58
2200	84,9	19,55
2600	91,5	24,90
3000	93,3	29,31
3400	90,0	32,03
3800	90,1	35,87
4200	91,9	40,42
4600	89,2	42,95
5000	84,3	44,16
5400	78,0	44,11



Rys. 6.1. Charakterystyka zewnętrzna silnika badawczego

Na przedstawionym na rys. 6.1 przebiegu maksymalny moment występuje przy prędkości obrotowej wynoszącej niespełna 3000 1/min, a następnie zmniejsza się i ponownie zwiększa się do lokalnego maksimum przy prędkości obrotowej wynoszącej ok. 4200 1/min. Biorąc pod uwagę przeprowadzenie dalszych analiz przy obciążeniu częściowym odpowiadającym warunkom typowego ruchu miejskiego jako pierwszy punkt pomiarowy przyjęto badania przy prędkości obrotowej wynoszącej 2500 1/min i przy częściowym otwarciu przepustnicy (punkt I na rys. 6.2). W celu sprawdzenia zmiany badanych parametrów zarówno w funkcji obciążenia jak i w funkcji prędkości obrotowej dodatkowe punkty pracy silnika przyjęto dla identycznej prędkości obrotowej jak w pierwszym punkcie, ale z mniejszym i większym od początkowego otwarciem przepustnicy (odpowiednio punkty II i III na rys. 6.2), a także dla prędkości obrotowej wynoszącej 2000 1/min i wynoszącej 3000 1/min, ale z zachowaniem momentu obrotowego identycznego jak w przypadku pierwszego punktu pracy (odpowiednio punkty IV i V na rys. 6.2). Dokładna wartość momentu obrotowego uzyskanego w poszczególnych punktach określono w dalszej części pracy, stąd też na rys. 6.2 nie zastosowano skalowania osi pionowej konkretnymi wartościami.



Rys. 6.2. Poglądowo przedstawione punkty pracy silnika poddane badaniom

Dla każdego z badanych punktów przedstawionych na rys. 6.2 wyznaczono przebieg wartości momentu obrotowego w funkcji kąta wyprzedzenia zapłonu w celu określenia przy jakiej jego wartości uzyskiwany jest maksymalny moment obrotowy, a następnie analogiczne charakterystyki wyznaczono dla trzech różnych stopni recyrkulacji spalin. Stopień recyrkulacji spalin określono na podstawie zależności 6.2. Z uwagi na określenie stopnia EGR na podstawie składu spalin suchych w dalszych obliczeniach pominięto udział dwutlenku węgla w atmosferze, ponieważ jest ona szacowana na ok. 0,04% obj. i z uwagi na rozdzielczość pomiarową analizatorów spalin wnoszącą 0,1% obj. CO₂ nic nie sprzeciwia się przyjęciu, iż miała marginalny wpływ na uzyskiwane wartości.

$$X_{EGR} = \frac{CO_{2d} - CO_{2ot}}{CO_{2s} - CO_{2ot}} \quad (6.2)$$

gdzie:

CO_{2d} – udział dwutlenku węgla w kolektorze dolotowym silnika,

CO_{2s} – udział dwutlenku węgla w spalinach (za katalizatorem),

CO_{2ot} – udział dwutlenku węgla w otoczeniu (wartość pomijalnie mała).

Dla każdego z przypadków obliczono moc silnika (równanie 6.1), a następnie wyznaczono iloczyn wartości godzinowego zużycia paliwa – G_e i wartości opałowej benzyny – $W_{ob} = 43$ MJ/kg, czyli zużycie energii zawartej w benzynie. Uzyskaną wartość podzielono przez moc silnika dzięki czemu uzyskano wartość jednostkowego zużycia

energii, którą odniesiono do mocy silnika uzyskując jego sprawność ogólną. Dodatkowo na podstawie zależności 6.3 obliczono wartość jednostkowego zużycia paliwa.

$$g_e = \frac{1000 \cdot G_e}{N_e} \quad (6.3)$$

gdzie:

G_e – godzinowe zużycie paliwa [kg/h],

N_e – moc efektywna silnika [kW].

Na tej podstawie wyznaczono punkty pracy silnika istotne ze względu na poruszaną tematykę badawczą, dla których wykonano pomiary składu spalin i zarejestrowano ciśnienia indykowanego w funkcji kąta obrotu wału korbowego silnika. Na podstawie zarejestrowanych przebiegów ciśnienia i wykonanych pomiarów składu spali przeprowadzono analizy, które wraz z dokładnym opisem zostały zamieszczone w dalszej części pracy.

6.2. Analiza I punktu pracy silnika

6.2.1. Pomiary przy zasilaniu silnika benzyną – bez EGR

Dla pierwszego punktu pracy silnika (punkt I na rys. 6.2) zastosowano stałą wartość otwarcia przepustnicy wynoszącą $\alpha_{przepI} = 16\%$ i zadaną prędkość obrotową wynoszącą $n_I = 2500$ 1/min. Dla tak zdefiniowanych parametrów pracy silnika ciśnienie w kolektorze dolotowym ustabilizowało się podczas pomiarów na wartości $p_{dl-I} = 56$ kPa. Współczynnik składu mieszanki paliwowo-powietrznej utrzymywano na stałym poziomie wynoszącym $\lambda = 1$. Podczas badań dla kąta wyprzedzenia zapłonu w zakresie od 50° obrotu wału korbowego (OWK) do 20° OWK przed GMP zmierzono wartości momentu obrotowego, które zamieszczono w tab. 6.2. W tabeli tej zamieszczono również wartości mocy efektywnej silnika w danych punktach obliczone na podstawie zależności 6.1. Dla zwiększenia przejrzystości prezentowanych wyników w tabelach zamieszczono jedynie wartości co 5° OWK, a maksymalne wartości momentu obrotowego i kąta wyprzedzenia zapłonu (KWZ) wyszczególniono pogrubieniem.

Tab. 6.2. Moment obrotowy i moc efektywna silnika (punkt I bez EGR)

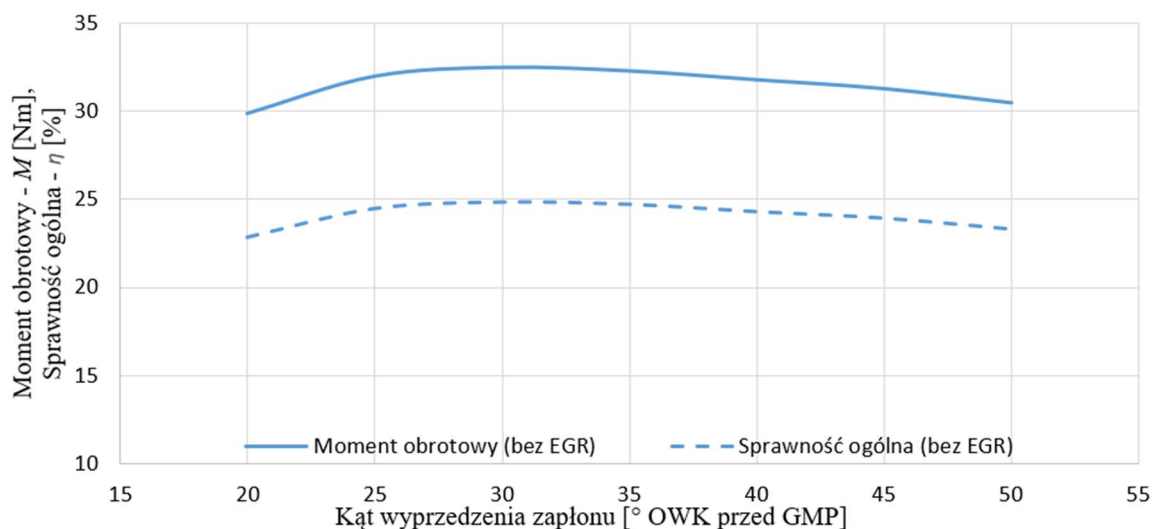
Kąt wyprzedzenia zapłonu [° przed GMP]	Moment obrotowy [Nm]	Moc efektywna [kW]
20	29,9	7,83
25	32,0	8,38
30	32,5	8,51
35	32,3	8,46
40	31,8	8,33
45	31,3	8,19
50	30,5	7,99

W celu umożliwienia przeprowadzenia dalszych analiz w tab. 6.3 zamieszczono wartość godzinowego i jednostkowego zużycia paliwa oraz sprawności ogólnej obliczonej na podstawie informacji zawartej w punkcie 6.1 niniejszej pracy. Analogicznie jak w przypadku poprzedniej tabeli zamieszczone wyniki ograniczono do wartości co 5° OWK, a maksymalną wartość sprawności i odpowiadającą jej wartość kąta wyprzedzenia zapłonu również wyszczególniono pogrubioną czcionką.

Tab. 6.3. Zużycie paliwa i sprawność ogólna silnika (punkt I bez EGR)

Kąt wyprzedzenia zapłonu [° przed GMP]	Jednostkowe zużycie paliwa [g/kWh]	Godzinowe zużycie paliwa [kg/h]	Sprawność ogólna [%]
20	366,1	2,866	22,87
25	341,9	2,864	24,49
30	336,8	2,866	24,86
35	338,6	2,863	24,73
40	344,4	2,867	24,31
45	349,6	2,865	23,95
50	358,9	2,866	23,33

Przebieg wartości momentu obrotowego i sprawności ogólnej silnika w funkcji kąta wyprzedzenia zapłonu dla analizowanego punktu pracy silnika przedstawiono na rys. 6.3.



Rys. 6.3. Przebieg momentu obrotowego i sprawności ogólnej (punkt I bez EGR)

Na podstawie rys. 6.3 i wartości zamieszczonych w tab. 6.2 i 6.3 należy stwierdzić, iż w analizowanym przypadku największe wartości sprawności ogólnej silnika i generowanego momentu obrotowego uzyskano dla kąta wyprzedzenia zapłonu wynoszącego 30° OWK przed GMP.

6.2.2. Pomiary przy zasilaniu silnika benzyną – z EGR

Dla tej serii badań zastosowano niewielki dodatek EGR wynoszący 5% obj. Wartość została obliczona w oparciu o zależność 5.2, a zmierzony dział dwutlenku węgla wynosił $CO_{2d} = 0,7\%$ obj. i $CO_{2s} = 14,3\%$ obj. Badania przeprowadzono dla tego samego punktu pracy silnika z zachowaniem tej samej wartości otwarcia przepustnicy, prędkości obrotowej i współczynnika składu mieszanki. W tym przypadku ciśnienie w kolektorze dolotowym ustabilizowało się podczas pomiarów na wartości $p_{dI-2} = 58$ kPa. Badania wykonano w zakresie kąta wyprzedzenia zapłonu identycznym jak w poprzednim punkcie. Zmierzoną i obliczoną wartość momentu obrotowego i mocy silnika oraz godzinowego i jednostkowego zużycia paliwa, a także sprawności ogólnej zamieszczono, w sposób analogiczny jak w poprzednim przypadku, odpowiednio w tab. 6.4 oraz tab. 6.5. Przebieg momentu obrotowego i sprawności ogólnej silnika został przedstawiony w formie graficznej na rys. 5.4.

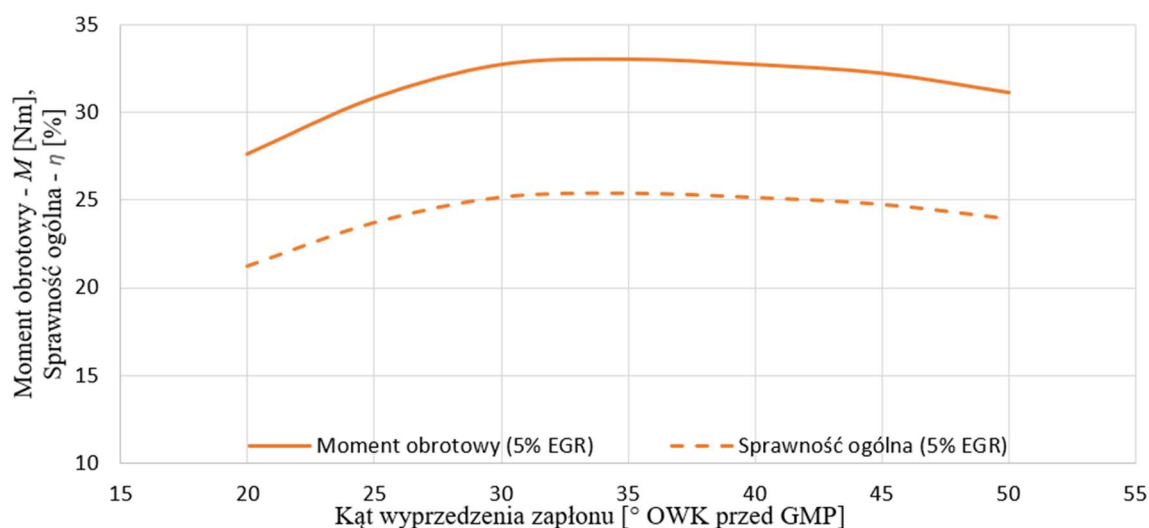
Tab. 6.4. Moment obrotowy i moc efektywna silnika (punkt I i 5% EGR)

Kąt wyprzedzenia zapłonu [° przed GMP]	Moment obrotowy [Nm]	Moc silnika [kW]
20	27,6	7,23
25	30,8	8,06
30	32,7	8,56
35	33,0	8,64
40	32,7	8,56
45	32,2	8,43
50	31,1	8,14

Tab. 6.5. Zużycie paliwa i sprawność ogólna silnika (punkt I i 5% EGR)

Kąt wyprzedzenia zapłonu [° przed GMP]	Jednostkowe zużycie paliwa [g/kWh]	Godzinowe zużycie paliwa [kg/h]	Sprawność ogólna [%]
20	393,7	2,845	21,26
25	352,7	2,844	23,74
30	332,4	2,846	25,18
35	329,5	2,847	25,41
40	332,7	2,848	25,17
45	338,0	2,849	24,77
50	349,5	2,846	23,95

W analizowanym przypadku najwyższe wartości sprawności ogólnej silnika i generowanego momentu obrotowego uzyskano dla kąta wyprzedzenia zapłonu wynoszącego 35° OWK przed GMP. Przebieg momentu obrotowego i sprawności ogólnej silnika przedstawiono w formie graficznej na rys. 6.4 zamieszczonym na następnej stronie.



Rys. 6.4. Przebieg momentu obrotowego i sprawności ogólnej (punkt I i 5% EGR)

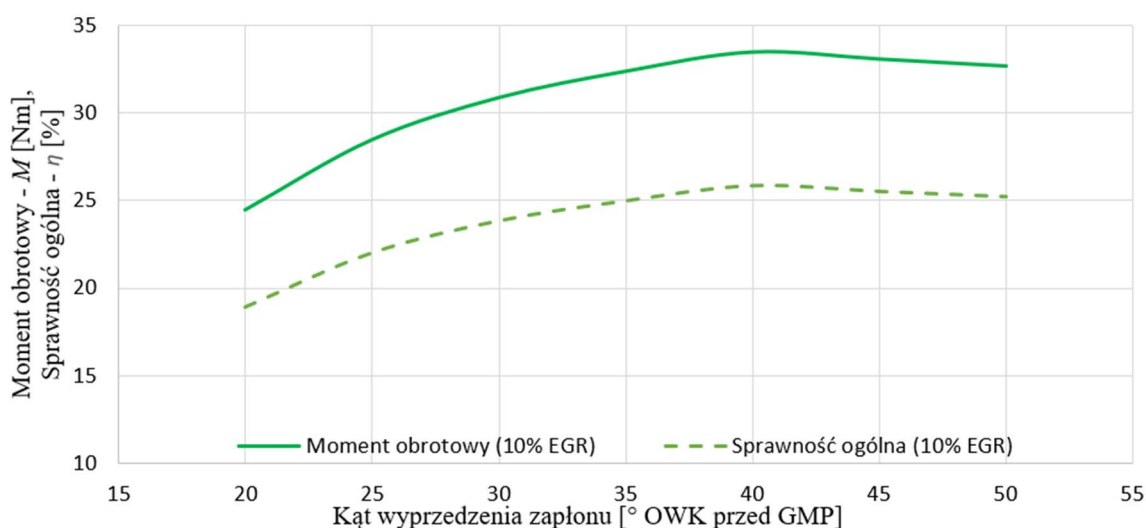
Dla tej serii badań zastosowano większy niż poprzednio dodatek EGR wynoszący 10% obj., który również obliczono w oparciu o zależność 6.2. Zmierzony udział dwutlenku węgla wynosił $CO_{2d} = 1,4\%$ obj. i $CO_{2s} = 14,3\%$ obj. Badania przeprowadzono z zachowaniem parametrów pracy silnika identycznych jak w poprzednich przypadkach, a ciśnienie w kolektorze dolotowym ustabilizowało się podczas pomiarów na wartości $p_{dt-3} = 59$ kPa. Wartość momentu obrotowego, mocy silnika, zużycia paliwa i sprawności ogólnej zamieszczono w tab. 6.6 i 6.7. Przebieg momentu obrotowego i sprawności ogólnej przedstawiono w formie graficznej na rys. 6.5.

Tab. 6.6. Moment obrotowy i moc efektywna silnika (punkt I i 10% EGR)

Kąt wyprzedzenia zapłonu [° przed GMP]	Moment obrotowy [Nm]	Moc silnika [kW]
20	24,5	6,41
25	28,5	7,46
30	30,9	8,09
35	32,4	8,48
40	33,5	8,77
45	33,1	8,67
50	32,7	8,56

Tab. 6.7. Zużycie paliwa i sprawność ogólna silnika (punkt I i 10% EGR)

Kąt wyprzedzenia zapłonu [° przed GMP]	Jednostkowe zużycie paliwa [g/kWh]	Godzinowe zużycie paliwa [kg/h]	Sprawność ogólna [%]
20	442,0	2,835	18,94
25	379,8	2,834	22,04
30	350,7	2,837	23,87
35	334,7	2,839	25,01
40	323,5	2,837	25,88
45	327,6	2,839	25,56
50	331,5	2,838	25,26



Rys. 6.5. Przebieg momentu obrotowego i sprawności ogólnej (punkt I i 10% EGR)

Na podstawie przebiegów przedstawionych na rys. 6.5 należy stwierdzić, iż w analizowanym przypadku najwyższe wartości sprawności ogólnej silnika i generowanego momentu obrotowego uzyskano dla kąta wyprzedzenia zapłonu wynoszącego 40° OWK przed GMP.

W ostatniej dla tego punktu serii badań zastosowano większy niż poprzednio udział EGR wynoszący ok. 15% obj. udział dwutlenku węgla wynosiła $CO_{2d} = 2,1\%$ obj. i $CO_{2s} = 14,3\%$ obj. Badania przeprowadzono z zachowaniem parametrów pracy silnika identycznych jak w poprzednich przypadkach, a ciśnienie w kolektorze dolotowym ustabilizowało się podczas pomiarów na wartości $p_{dI-4} = 60$ kPa. Zmierzony i obliczony

moment obrotowy, moc silnika, godzinowe i jednostkowe zużycie paliwa, a także sprawność ogólną zamieszczono w tab. 6.8 i tab. 6.9. Przebieg momentu obrotowego i sprawności ogólnej przedstawiono w formie graficznej na rys. 6.6.

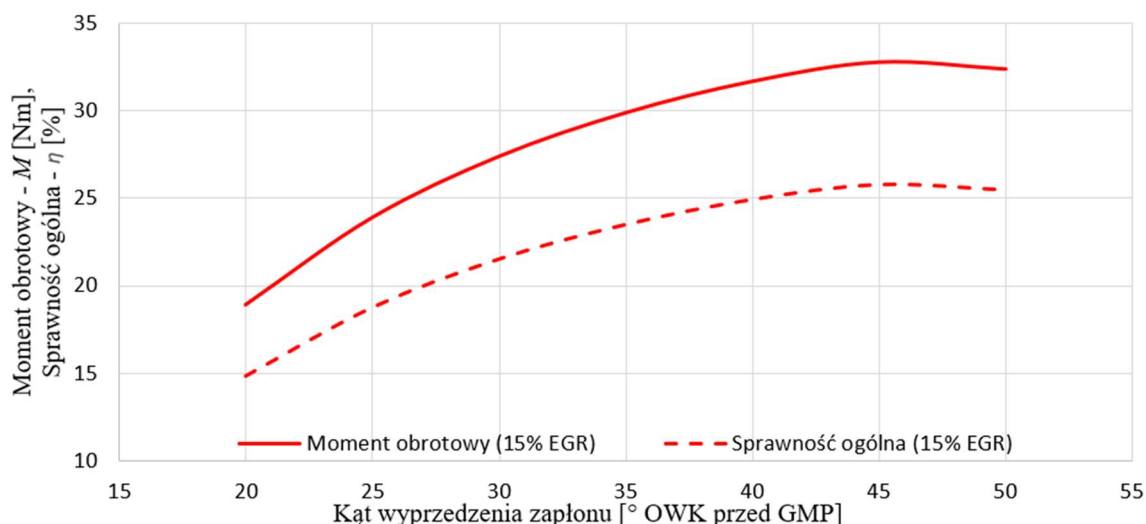
Tab. 6.8. Moment obrotowy i moc efektywna silnika (punkt I i 15% EGR)

Kąt wyprzedzenia zapłonu [° przed GMP]	Moment obrotowy [Nm]	Moc silnika [kW]
20	18,9	4,95
25	23,9	6,26
30	27,4	7,17
35	29,9	7,83
40	31,7	8,30
45	32,8	8,59
50	32,4	8,48

Tab. 6.9. Zużycie paliwa i sprawność ogólna silnika (punkt I i 15% EGR)

Kąt wyprzedzenia zapłonu [° przed GMP]	Jednostkowe zużycie paliwa [g/kWh]	Godzinowe zużycie paliwa [kg/h]	Sprawność ogólna [%]
20	564,5	2,793	14,83
25	446,5	2,794	18,75
30	389,2	2,782	21,51
35	356,5	2,791	23,48
40	336,1	2,789	24,91
45	325,0	2,791	25,76
50	328,9	2,790	23,45

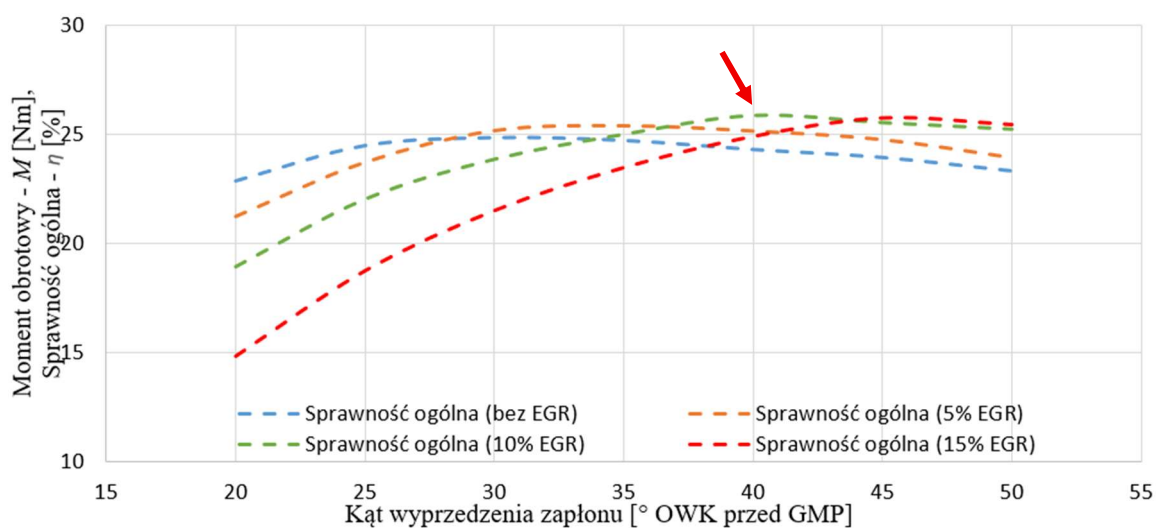
Na podstawie danych zawartych w powyższych tabelach, które przedstawiono w formie graficznej na rys. 6.6 należy stwierdzić, iż w analizowanym przypadku najwyższe wartości sprawności ogólnej silnika i generowanego momentu obrotowego uzyskano dla kąta wyprzedzenia zapłonu wynoszącego 45° OWK przed GMP.



Rys. 6.6. Przebieg momentu obrotowego i sprawności ogólnej (punkt I i 15% EGR)

6.2.3. Wyznaczenie punktu pracy silnika o największej sprawności

Przebieg sprawności ogólnej dla każdego z czterech przeanalizowanych przypadków zestawiono na jednym wykresie, w celu zobrazowania wpływu zastosowanej recyrkulacji spalin na sprawność silnika. Zestawienie przedstawiono na rys. 6.7.



Rys. 6.7. Zestawienie sprawności ogólnej – badania dla punktu I

Przebiegi sprawności ogólnej przedstawione na rys. 6.7 jednoznacznie wskazują, iż największą sprawność ogólną silnika osiągnięto dla kąta wyprzedzenia zapłonu wynoszącego 40° OWK przed GMP przy zastosowaniu recyrkulacji spalin o udziale 10% obj. W związku z powyższym zasadne było przyjęcie tego właśnie punktu pracy silnika do analiz związanych z wpływem dodatku wodoru na parametry pracy silnika. Opisany punkt oznaczono strzałką koloru czerwonego na rys. 6.7.

6.2.4. Wpływ wodoru na parametry pracy silnika w punkcie I

W celu wyznaczenia wpływu udziału wodoru w mieszance paliwowo-powietrznej na sprawność ogólną silnika przeprowadzono serię badań, na podstawie której wyznaczono charakterystykę parametrów sprawności ogólnej silnika względem zwiększającego się udziału wodoru. Udział wodoru określono na podstawie udziału tlenu w kolektorze dolotowym. Badania rozpoczęto od zasilania silnika jedynie benzyną z udziałem tlenu w kolektorze dolotowym wynoszącym 20,95% obj. Następnie, przy niezmiennym składzie powietrza dostarczano wodór, który częściowo wypełniał przestrzeń w kolektorze dolotowym skutkując zmniejszeniem udziału tlenu. Ze względu na analizy zawarte w dalszej części pracy, które zostały oparte na suchych spalinach w tym punkcie charakterystykę przedstawiono w ujęciu udziału tlenu w kolektorze dolotowym, a w nawiasach podano poglądowo wartości udziału wodoru w mieszance zasilającej silnik. Stosunek udziału tlenu w kolektorze dolotowym podczas dozowania wodoru do jego początkowego udziału wyrażony procentowo określa wartość zmniejszenia objętości powietrza, która została zastąpiona wodorem. Podczas badań zastosowano dodatki wodoru wynoszące nie więcej niż 14% obj. Uzyskane parametry dla wybranych udziałów wodoru zestawiono w tab. 6.10 i 6.11. Wartość opałową wodoru przyjęto jako $W_{ow} = 120 \text{ MJ/kg}$. Z uwagi na zastosowanie benzyny i wodoru w tab. 6.11 przedstawiono ich godzinowe zużycie oraz jednostkowe zużycie energii będące stosunkiem strumienia energii do mocy silnika i umożliwiające przeprowadzenie dalszych analizy. W tab. 6.10 zamieszczono dodatkowo udział energii uzyskanej z wodoru względem energii całkowitej.

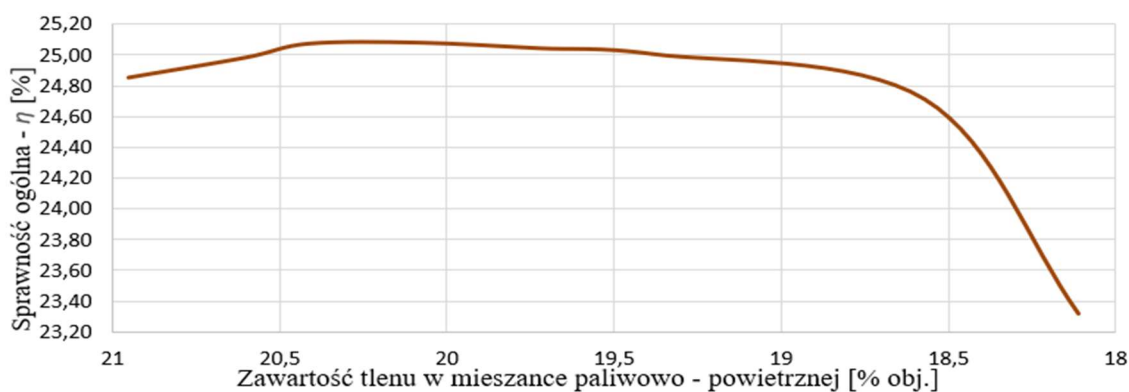
Tab. 6.10. Moment obrotowy i moc silnika podczas badań z wodorem (punkt I)

Udział tlenu (udział wodoru) [% obj.]	Udział wodoru [% energii]	Moment obrotowy [Nm]	Moc silnika [kW]
20,95 (0,00)	0,00	32,5	8,51
20,60 (1,67)	4,30	33,1	8,67
20,41 (2,58)	6,70	33,5	8,77
20,08 (4,15)	11,61	33,7	8,82
19,72 (5,87)	16,23	33,8	8,85
19,38 (7,49)	20,54	34,1	8,93
18,57 (11,36)	31,65	34,3	8,98
18,11 (13,56)	36,05	34,5	9,03

Tab. 6.11. Parametry pracy silnika z różnymi dodatkami wodoru (punkt I)

Godzinowe zużycie benzyny [kg/h]	Godzinowe zużycie wodoru [kg/h]	Jednostkowe zużycie energii [MJ/kWh]	Sprawność ogólna [%]
2,866	0,000	14,484	24,86
2,779	0,045	14,408	24,99
2,732	0,070	14,356	25,08
2,603	0,122	14,352	25,08
2,491	0,173	14,373	25,05
2,375	0,220	14,395	25,02
2,079	0,345	14,566	24,72
2,074	0,419	15,440	23,32

W oparciu o wartości zamieszczone w tab. 6.10 i 6.11 wyznaczono przebieg sprawności ogólnej silnika w zależności od udziału tlenu w mieszance zasilającej silnik. Odwrócona kolejność na osi poziomej została zastosowana ze względu na zwiększanie się udziału wodoru wraz ze zmniejszaniem udziału tlenu w mieszance paliwowo-powietrznej. Przebieg ten przedstawiono na rys. 6.8. Przebieg przedstawiono w funkcji udziału tlenu z uwagi na możliwość jego bezpośredniego pomiaru podczas badań.



Rys. 6.8. Przebieg sprawności ogólnej silnika w funkcji udziału tlenu (punkt I)

Największa sprawność została osiągnięta przy udziale tlenu w kolektorze dolotowym wynoszącym 20,08–20,41% obj., a więc przy udziale dodatku wodoru wynoszącym 2,58–4,15% obj. co odpowiada wartości 6,70–11,61% udziału energii z wodoru w całkowitym strumieniu energii (tab. 6.10). Wobec tego zasadne jest przyjęcie, iż dodatek wodoru wynoszący ok. 3,50% obj. (w tym przypadku ok. 9,15% energii z wodoru) jest

optymalny dla zwiększenia sprawności silnika. Wartość ta została poddana weryfikacji w kolejnych przebadanych punktach.

Należy dodatkowo zaznaczyć, iż wraz ze wzrostem udziału wodoru w mieszance zasilającej silnik dochodziło do zmniejszenia kąta wyprzedzenia zapłonu, dla którego uzyskiwano maksymalną wartość momentu obrotowego generowanego przez silnik. Zestawienie udziału tlenu w kolektorze dolotowym wraz z udziałem wodoru i kątem wyprzedzenia zapłonu, dla którego osiągnięto maksymalną wartość momentu obrotowego zamieszczono w tab. 6.12.

Tab. 6.12. Udział wodoru i KWZ maksymalnego momentu obrotowego (punkt I)

Udział tlenu [% obj.]	Udział wodoru [% obj./% en.]	Kąt wyprzedzenia zapłonu [° OWK przed GMP]
20,95	0,00/0,00	30
20,60	1,67/4,30	25
20,41	2,58/6,70	25
20,08	4,15/11,61	25
19,72	5,87/16,23	22
19,38	7,49/20,54	22
18,57	11,36/31,65	20
18,11	13,56/36,05	18

Na podstawie informacji zawartych w punkcie 6.2.3 badania dotyczące wpływu wodoru na parametry pracy silnika przeprowadzono dla punktu, w którym osiągnięto największą sprawność, czyli dla silnika pracującego z udziałem EGR wynoszącym 10% obj. i kątem wyprzedzenia zapłonu równym 40° OWK przed GMP. W tak zdefiniowanym punkcie, w celu określenia wpływu wodoru na parametry pracy silnika wykorzystującego EGR, zastosowano różne wartości udziału dodatku wodoru. Umożliwiło to sprawdzenie wpływu dodatku wodoru w połączeniu z recyrkulacją spalin na parametry pracy silnik, a także określenie czy wpływ ten różni się względem dodatku wodoru do silnika pracującego bez recyrkulacji. Podczas opisywanej serii badań utrzymywano stały udział EGR, co umożliwiło zastosowanie metodyki określania udziału wodoru w mieszance zasilającej silnik w na podstawie udziału tlenu w kolektorze dolotowym, czyli w sposób analogiczny jak w poprzednim punkcie. Początkowy udział tlenu w kolektorze dolotowym

silnika pracującego z wykorzystaniem EGR wynosiła 18,63% obj. Uzyskane parametry pracy silnika dla wybranych udziałów wodoru zestawiono w tab. 6.13 i 6.14. Z uwagi na wprowadzenie recyrkulowanych spalin, których nie można traktować jako spaliny suche nie wyznaczono procentowego udziału wodoru w mieszance zasilającej silnik, ale dla umożliwienia przeprowadzenia dalszych analiz zastosowano procentowy udział energii z wodoru.

Tab. 6.13. Moment obrotowy i moc silnika podczas badań z wodorem (punkt I i EGR)

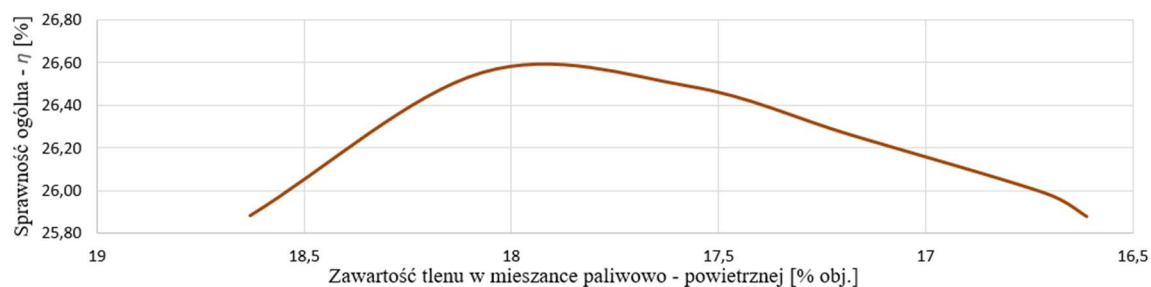
Udział tlenu [% obj.]	Udział wodoru [% energii]	Moment obrotowy [Nm]	Moc silnika [kW]
18,63	0,00	33,5	8,77
18,07	6,94	33,6	8,80
17,57	13,61	33,7	8,82
17,18	18,64	33,9	8,88
16,71	20,14	34,0	8,90
16,61	23,26	34,0	8,90

Tab. 6.14. Parametry pracy silnika z różnymi dodatkami wodoru (punkt I i EGR)

Godzinowe zużycie benzyny [kg/h]	Godzinowe zużycie wodoru [kg/h]	Jednostkowe zużycie energii [MJ/kWh]	Sprawność ogólna [%]
2,837	0,000	13,909	25,88
2,581	0,069	13,558	26,55
2,409	0,136	13,590	26,59
2,302	0,189	13,708	26,26
2,290	0,207	13,853	25,99
2,210	0,240	13,911	25,88

Przebieg sprawności ogólnej w funkcji udziału tlenu w mieszance paliwowo-powietrznej zasilającej silnik przedstawiono na rys. 6.9. Uzyskany przebieg wskazuje, iż największa sprawność silnika pracującego z wykorzystaniem EGR wystąpiła przy dodatku wodoru skutkującym zmniejszeniem udziału tlenu w kolektorze dolotowym do 17,57% obj. (13,61 % energii z wodoru), przy którym doszło do zwiększenia sprawności

o 0,71% (z 25,88% do 26,59%). Kąt wyprzedzenia zapłonu, dla którego osiągnięta została największa sprawność silnika zmienił się z 40° OWK przed GMP na 34° OWK przed GMP.



Rys. 6.9. Przebieg sprawności ogólnej silnika w funkcji udziału tlenu (punkt I i EGR)

6.2.5. Podsumowanie badań dla punktu I pracy silnika

W świetle uzyskanych wyników badań zasadne jest przeprowadzenie dalszych analiz w punktach charakterystycznych ze względu na parametry użytkowe i sprawność silnika. Wobec tego w dalszej części pracy analizom poddano zmianę składu spalin, a także przebieg ciśnienia i procesu spalania dla silnika zasilanego tylko benzyną przy kącie wyprzedzenia zapłonu wynoszącym 30° OWK przed GMP, silnika zasilanego benzyną z dodatkiem ok. 3,50% obj. wodoru (ok. 9,15% energii z wodoru) dla tego samego kąta wyprzedzenia zapłonu, a także silnika pracującego z udziałem 10% obj. recyrkulowanych spalin przy KWZ wynoszącym 40° OWK przed GMP zasilanego benzyną oraz zasilanego benzyną z dodatkiem wodoru skutkującym zmniejszeniem udziału tlenu w kolektorze dolotowym do niespełna 17,60% obj. (13,61 % energii z wodoru). Analizy zostały zawarte w kolejnych rozdziałach niniejszej pracy.

6.3. Analiza dla II punktu pracy silnika

6.3.1. Pomiary przy zasilaniu silnika benzyną – bez EGR

W przypadku drugiego punktu pracy silnika (punkt II na rys. 6.2) badania przeprowadzono w sposób analogiczny względem opisanego dla poprzedniego punktu. Dla ułatwienia dalszych analiz przyjęto również identyczną kolejność opisu uzyskanych wartości. Podczas opisywanej serii badań utrzymywano stałą wartość otwarcia przepustnicy wynoszącą $\alpha_{przepII} = 14\%$ i zadaną prędkość obrotową wynoszącą $n_{II} = 2500$ 1/min. Ciśnienie w kolektorze dolotowym ustabilizowało się podczas pomiarów na wartości $p_{dII-1} = 50$ kPa. Współczynnik składu mieszanki paliwowo-powietrznej utrzymywano na stałym poziomie wynoszącym $\lambda = 1$. Podczas badań dla kąta wyprzedzenia zapłonu w zakresie identycznym jak w dla poprzedniego punktu (od 50° OWK do 20° OWK przed GMP) również wykonano pomiary wartości momentu

obrotowego, które zamieszczono w tab. 6.15 wraz z obliczonymi wartościami mocy generowanej przez silnik. Uzyskane wyniki przedstawiono w sposób analogiczny względem przyjętego i dokładnie opisanego dla pierwszego punktu pomiarowego.

Tab. 6.15. Moment obrotowy i moc efektywna silnika (punkt II bez EGR)

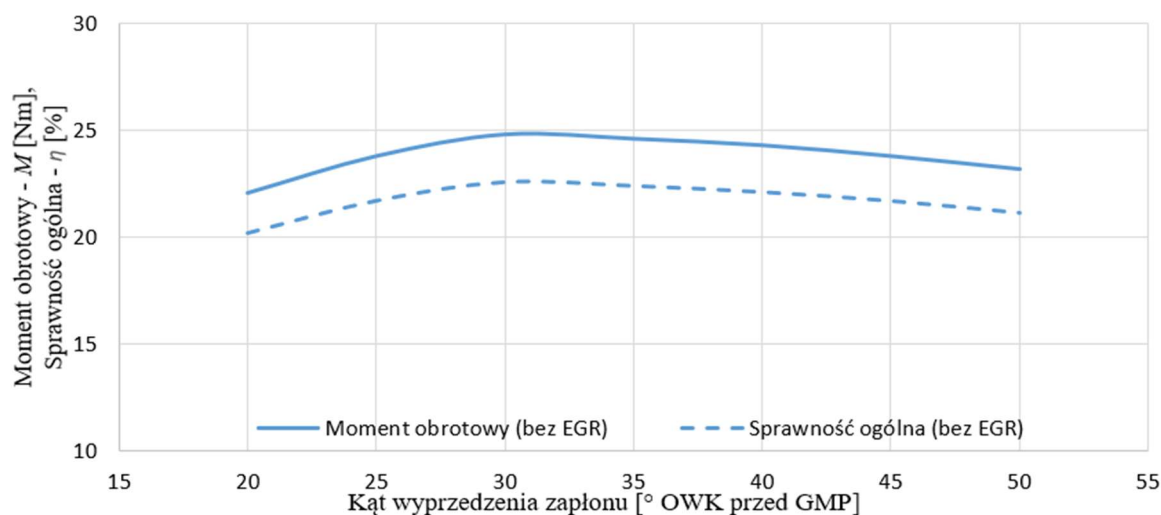
Kąt wyprzedzenia zapłonu [° przed GMP]	Moment obrotowy [Nm]	Moc silnika [kW]
20	22,1	5,79
25	23,8	6,23
30	24,8	6,49
35	24,6	6,44
40	24,3	6,36
45	23,8	6,23
50	23,2	6,07

Wartość godzinowego i jednostkowego zużycia paliwa oraz obliczoną sprawność ogólną analogicznie jak w poprzednim przypadku zestawiono w tab. 6.16.

Tab. 6.16. Zużycie paliwa i sprawność ogólna silnika (punkt II bez EGR)

Kąt wyprzedzenia zapłonu [° przed GMP]	Jednostkowe zużycie paliwa [g/kWh]	Godzinowe zużycie paliwa [kg/h]	Sprawność ogólna [%]
20	414,8	2,400	20,18
25	385,5	2,402	21,72
30	370,4	2,405	22,60
35	373,4	2,405	22,42
40	378,3	2,407	22,13
45	385,7	2,403	21,71
50	296,0	2,405	21,14

Przebieg wartości momentu obrotowego i sprawności ogólnej silnika w funkcji kąta wyprzedzenia zapłonu dla analizowanego punktu pracy silnika przedstawiono na rys. 6.10. Najwyższe wartości sprawności ogólnej silnika i generowanego momentu obrotowego uzyskano dla kąta wyprzedzenia zapłonu wynoszącego 30° OWK przed GMP.



Rys. 6.10. Przebieg momentu obrotowego i sprawności ogólnej (punkt II bez EGR)

5.3.2. Pomiary przy zasilaniu silnika benzyną – z EGR

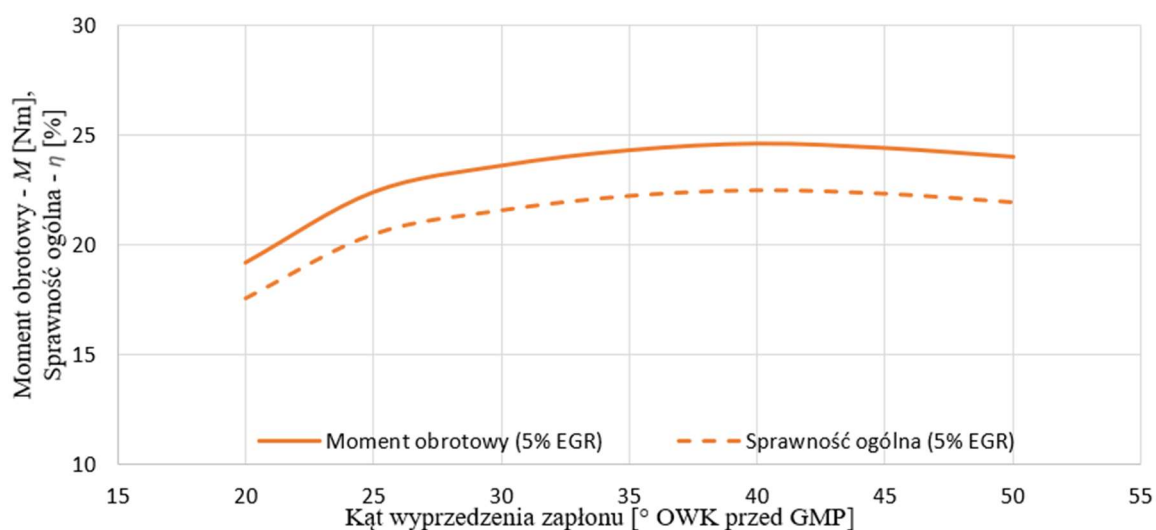
Analogicznie jak dla punktu I zastosowano niewielki dodatek EGR wynoszący 5% obj. Udział dwutlenku węgla wynosił $CO_{2d} = 0,7\%$ obj. i $CO_{2s} = 14,4\%$ obj. Badania przeprowadzono przy stałych wartościach prędkości obrotowej i współczynnika składu mieszanki oraz przy stałym otwarciu przepustnicy. Ciśnienie w kolektorze dolotowym ustabilizowało się podczas pomiarów na wartości $p_{dII-2} = 51$ kPa. Badania wykonano w zakresie kąta wyprzedzenia zapłonu identycznym jak poprzednim przypadkiem. Zmierzoną i obliczoną wartość momentu obrotowego i mocy silnika oraz zużycie paliwa i sprawność ogólną zamieszczono, w sposób analogiczny jak w poprzednim przypadku, odpowiednio w tab. 6.17 i 6.18. Przebieg momentu obrotowego i sprawności dla tej serii badań przedstawiono w formie graficznej na rys. 6.11.

Tab. 6.17. Moment obrotowy i moc efektywna silnika (punkt II i 5% EGR)

Kąt wyprzedzenia zapłonu [° przed GMP]	Moment obrotowy [Nm]	Moc silnika [kW]
20	19,2	5,03
25	22,4	5,86
30	23,6	6,18
35	24,3	6,36
40	24,6	6,44
45	24,4	6,39
50	24,0	6,28

Tab. 6.18. Zużycie paliwa i sprawność ogólna silnika (punkt II i 5% EGR)

Kąt wyprzedzenia zapłonu [° przed GMP]	Jednostkowe zużycie paliwa [g/kWh]	Godzinowe zużycie paliwa [kg/h]	Sprawność ogólna [%]
20	476,9	2,397	17,56
25	408,9	2,398	20,47
30	388,3	2,399	21,56
35	376,8	2,397	22,22
40	372,5	2,399	22,48
45	375,1	2,396	22,32
50	381,8	2,399	21,93



Rys. 6.11. Przebieg momentu obrotowego i sprawności ogólnej (punkt II i 5% EGR)

Najwyższe wartości sprawności ogólnej silnika i generowanego momentu obrotowego uzyskano dla kąta wyprzedzenia zapłonu wynoszącego 40° OWK przed GMP.

W przypadku zastosowania udziału EGR wynoszącej 10% obj. zmierzony udział dwutlenku węgla wynosił $CO_{2d} = 1,4\%$ obj. i $CO_{2s} = 14,4\%$ obj. Ciśnienie w kolektorze dolotowym ustabilizowało się podczas pomiarów na wartości $p_{dl-3} = 53$ kPa. Wartość momentu obrotowego, mocy silnika, zużycia paliwa i sprawności ogólnej zamieszczono w tab. 6.19 i 6.20. Przebieg momentu obrotowego i sprawności ogólnej przedstawiono w formie graficznej na rys. 5.12.

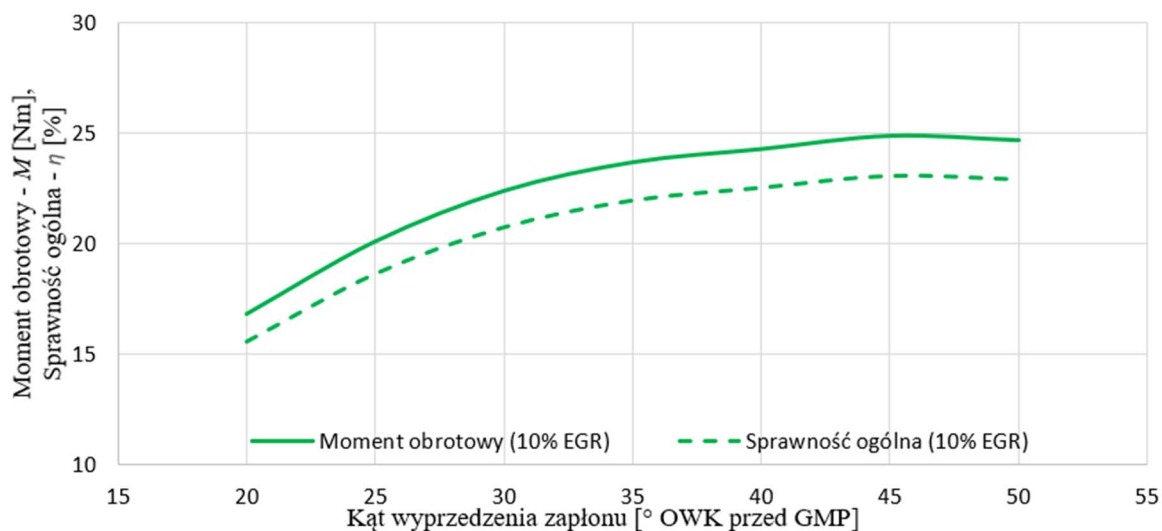
Tab. 6.19. Moment obrotowy i moc efektywna silnika (punkt II i 10% EGR)

Kąt wyprzedzenia zapłonu [° przed GMP]	Moment obrotowy [Nm]	Moc silnika [kW]
20	16,8	4,4
25	20,1	5,26
30	22,4	5,86
35	23,7	6,20
40	24,3	6,36
45	24,9	6,52
50	24,7	6,47

Tab. 6.20. Zużycie paliwa i sprawność ogólna silnika (punkt II i 10% EGR)

Kąt wyprzedzenia zapłonu [° przed GMP]	Jednostkowe zużycie paliwa [g/kWh]	Godzinowe zużycie paliwa [kg/h]	Sprawność ogólna [%]
20	536,8	2,361	15,60
25	448,5	2,360	18,67
30	402,9	2,363	20,78
35	380,7	2,362	21,99
40	371,0	2,360	22,57
45	362,3	2,362	23,11
50	364,9	2,360	22,94

Na podstawie informacji zawartych w tabelach zamieszczonych powyżej należy stwierdzić, iż w analizowanym przypadku najwyższe wartości sprawności ogólnej silnika i generowanego momentu obrotowego uzyskano dla kąta wyprzedzenia zapłonu wynoszącego 45° OWK przed GMP. Powyższe wartości przedstawiono w postaci przebiegu ujętego w formie graficznej na rys. 6.12.



Rys. 6.12. Przebieg momentu obrotowego i sprawności ogólnej (punkt II i 10% EGR)

Dla dodatku EGR wynoszącego ok. 15% obj. udział dwutlenku węgla wynosił $CO_{2d} = 2,1\%$ obj. i $CO_{2s} = 14,4\%$ obj. Badania przeprowadzono z zachowaniem parametrów pracy silnika identycznych jak w poprzednich przypadkach, a ciśnienie w kolektorze dolotowym ustabilizowało się podczas pomiarów na wartości $p_{dl-4} = 56$ kPa. Wartość momentu obrotowego, mocy silnika, godzinowego i jednostkowego zużycia paliwa oraz sprawności ogólnej zamieszczono w tab. 6.21 i 6.22. Przebieg momentu obrotowego i sprawności ogólnej przedstawiono w formie graficznej na rys. 5.13.

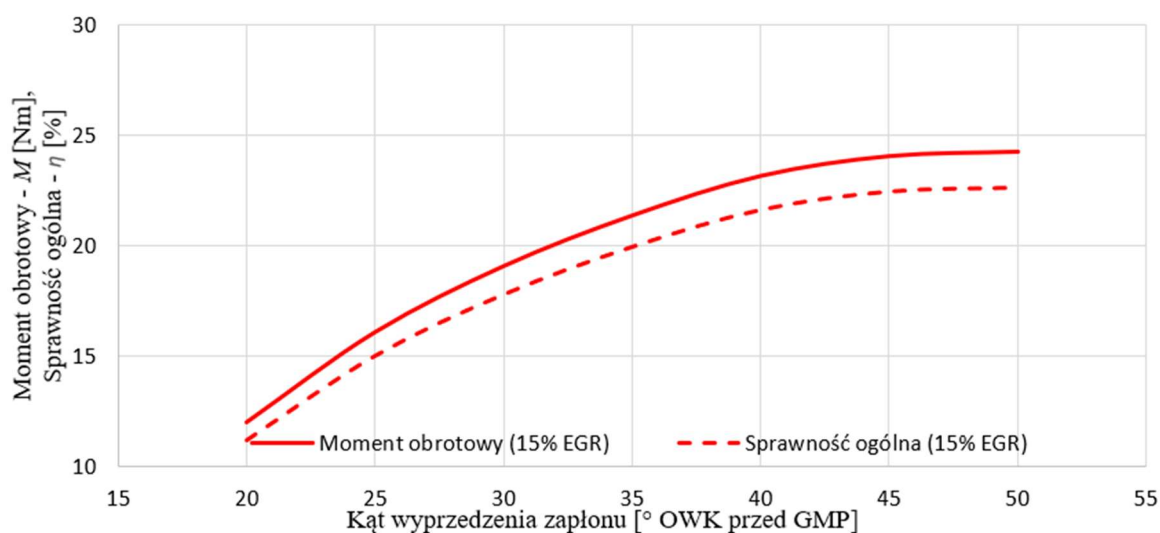
Tab. 6.21. Moment obrotowy i moc efektywna silnika (punkt II i 15% EGR)

Kąt wyprzedzenia zapłonu [° przed GMP]	Moment obrotowy [Nm]	Moc silnika [kW]
20	12,0	3,14
25	16,1	4,22
30	19,1	5,00
35	21,4	5,60
40	23,2	6,07
45	24,1	6,31
50	24,3	6,36

Tab. 6.22. Zużycie paliwa i sprawność ogólna silnika (punkt II i 15% EGR)

Kąt wyprzedzenia zapłonu [° przed GMP]	Jednostkowe zużycie paliwa [g/kWh]	Godzinowe zużycie paliwa [kg/h]	Sprawność ogólna [%]
20	748,3	2,351	11,19
25	557,5	2,350	15,02
30	470,4	2,352	17,80
35	419,4	2,350	19,96
40	386,9	2,350	21,64
45	372,6	2,351	22,47
50	369,7	2,352	22,65

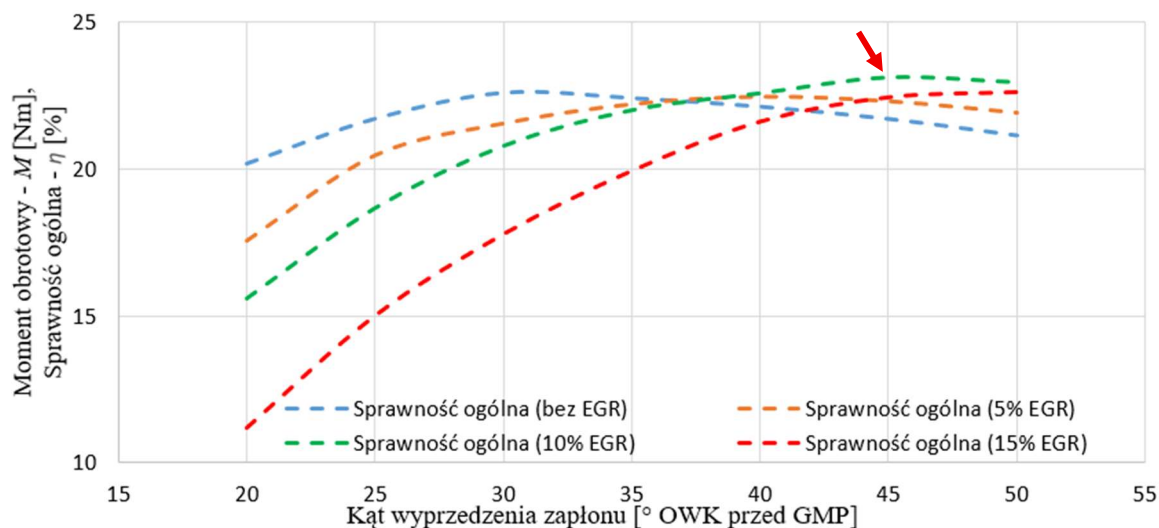
Na podstawie danych zawartych w tab. 6.21 i 6.22 oraz ich graficznego przedstawienia na rys. 6.13 należy stwierdzić, iż w analizowanym przypadku najwyższe wartości sprawności ogólnej silnika i generowanego momentu obrotowego uzyskano dla kąta wyprzedzenia zapłonu wynoszącego 50° OWK przed GMP. Należy zaznaczyć, iż wartość kąta wyprzedzania zapłonu wynosząca 50° OWK przed GMP była wartością graniczną ze względu na parametry sterownika silnika i nie było możliwe przeprowadzenie pomiarów w szerszym zakresie.



Rys. 6.13. Przebieg momentu obrotowego i sprawności ogólnej (punkt II i 15% EGR)

6.3.3. Wyznaczenie punktu pracy silnika o największej sprawności

Przebieg sprawności ogólnej dla każdego z przeanalizowanych przypadków zestawiono i przedstawiono na rys. 6.14 na jednym wykresie, w celu zobrazowania wpływu zastosowanej recyrkulacji spalin na sprawność silnika.



Rys. 6.14. Zestawienie sprawności ogólnej – badania dla punktu II

Przebiegi przedstawione powyżej wskazują, iż największą sprawność ogólną silnika osiągnięto dla kąta wyprzedzenia zapłonu wynoszącego 45° OWK przed GMP przy zastosowaniu recyrkulacji spalin o udziale wynoszącym 10% obj. (strzałka koloru czerwonego na rys. 6.14). Wobec tego zasadne było przyjęcie tego właśnie punktu pracy silnika do analiz związanych z wpływem dodatku wodoru na parametry jego pracy.

6.3.4. Wpływ wodoru na parametry pracy silnika w punkcie II

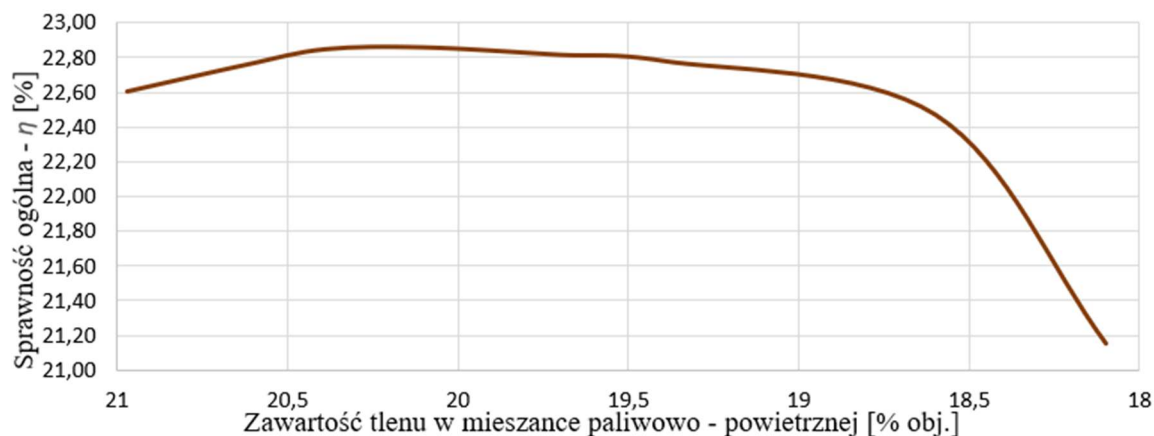
Analogicznie jak w przypadku punktu I pracy silnika wyznaczono przebieg jego sprawności ogólnej względem ilości wodoru dostarczonego do kolektora dolotowego. Uzyskane parametry dla wybranych punktów zestawiono w tab. 6.23 i 6.24. W oparciu o wartości zamieszczone w tych tabelach wyznaczono przebieg sprawności ogólnej silnika w funkcji procentowego udziału tlenu w kolektorze dolotowym. Przebieg ten został przedstawiony na rys. 6.15.

Tab. 6.23. Moment obrotowy i moc silnika podczas badań z wodorem (punkt II)

Udział tlenu (udział wodoru) [% obj.]	Udział wodoru [% energii]	Moment obrotowy [Nm]	Moc silnika [kW]
20,97 (0,00)	0,00	24,8	6,49
20,62 (1,67)	5,85	25,3	6,61
20,39 (2,77)	8,19	25,6	6,69
20,10 (4,15)	13,01	25,7	6,73
19,70 (6,06)	17,59	25,8	6,75
19,41 (7,49)	21,84	26,0	6,81
18,60 (11,30)	32,90	26,2	6,85
18,10 (13,69)	37,34	26,3	6,89

Tab. 6.24. Parametry pracy silnika z różnymi dodatkami wodoru (punkt II)

Godzinowe zużycie benzyny [kg/h]	Godzinowe zużycie wodoru [kg/h]	Jednostkowe zużycie energii [MJ/kWh]	Sprawność ogólna [%]
2,405	0,000	15,928	22,60
2,291	0,051	15,820	22,76
2,252	0,072	15,759	22,84
2,145	0,115	15,751	22,86
2,053	0,157	15,864	22,69
1,957	0,196	15,805	22,78
1,713	0,301	16,022	22,47
1,709	0,365	17,017	21,15



Rys. 6.15. Przebieg sprawności ogólnej silnika w funkcji udziału tlenu (punkt II)

W badanym punkcie pracy silnika, podobnie jak w poprzednim przypadku, do największego wzrostu sprawności ogólnej silnika dochodzi przy zastosowaniu dodatku wodoru wynoszącego 2,77–4,15% obj. (8,19–13,01 % energii z wodoru). Wobec tego potwierdza się zasadność zastosowania w prowadzonych badaniach optymalnego dodatku wodoru wynoszącego ok. 3,50% obj. (w tym przypadku ok. 10,7% energii z wodoru).

Dla tego punktu również wraz ze wzrostem udziału wodoru w mieszance zasilającej silnik dochodziło do zmniejszenia kąta wyprzedzenia zapłonu, dla którego uzyskiwano maksymalną wartość momentu obrotowego generowanego przez silnik. Zestawienie udziału tlenu w kolektorze dolotowym wraz z udziałem wodoru i kąta wyprzedzenia zapłonu, dla którego osiągnięto maksymalną wartość momentu obrotowego zamieszczono w tab. 6.25.

Tab. 6.25. Udział wodoru i KWZ maksymalnego momentu obrotowego (punkt II)

Udział tlenu [% obj.]	Udział wodoru [% obj./% en.]	Kąt wyprzedzenia zapłonu [° OWK przed GMP]
20,97	0,00/0,00	40
20,62	1,67/5,85	35
20,39	2,77/8,19	35
20,10	4,15/13,01	34
19,70	6,06/17,59	33
19,40	7,49/21,84	32
18,60	11,30/32,90	30
18,10	13,69/37,34	29

Badania wpływu dodatku wodoru na parametry pracy silnika przeprowadzono dla udziału EGR wynoszącego 10% obj. i kąta wyprzedzenia zapłonu równego 40° OWK przed GMP z zastosowaniem różnych wartości udziału dodatku wodoru. Badania przeprowadzono w sposób analogiczny jak w poprzednim punkcie. Początkowy udział tlenu w kolektorze dolotowym silnika pracującego z wykorzystaniem EGR wynosiła 18,71% obj. Uzyskane parametry pracy silnika zestawiono w tab. 6.26 i 6.27.

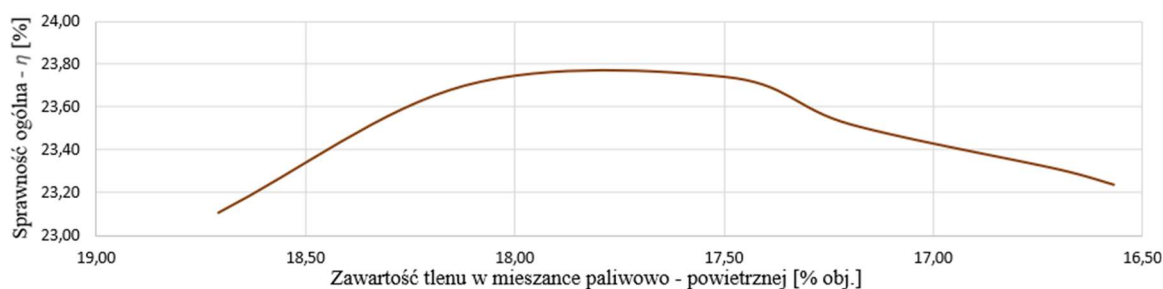
Tab. 6.26. Moment obrotowy i moc silnika podczas badań z wodorem (punkt II i EGR)

Udział tlenu [% obj.]	Udział wodoru [% energii]	Moment obrotowy [Nm]	Moc silnika [kW]
18,71	0,00	24,9	6,52
18,12	7,00	25,0	6,54
17,50	13,57	25,1	6,58
17,20	18,25	25,4	6,66
16,70	21,25	25,8	6,76
16,57	25,42	26,2	6,86

Tab. 6.27. Parametry pracy silnika z różnymi dodatkami wodoru (punkt II i EGR)

Godzinowe zużycie benzyny [kg/h]	Godzinowe zużycie wodoru [kg/h]	Jednostkowe zużycie energii [MJ/kWh]	Sprawność ogólna [%]
2,362	0,000	15,580	23,11
2,149	0,058	15,200	23,70
2,008	0,113	15,187	23,74
1,937	0,155	15,307	23,52
1,913	0,185	15,464	23,31
1,842	0,225	15,493	23,24

Przebieg sprawności ogólnej w funkcji udziału tlenu w mieszance paliwowo-powietrznej zasilającej silnik przedstawiono na rys. 6.16.



Rys. 6.16. Przebieg sprawności ogólnej silnika w funkcji udziału tlenu (punkt II i EGR)

Wskazuje on, iż największa sprawność silnika pracującego z wykorzystaniem EGR wystąpiła przy dodatku wodoru skutkującym zmniejszeniem udziału tlenu z kolektorze dolotowym do ok. 17,50% obj. (13,57% energii z wodoru), przy którym doszło do zwiększenia sprawności o 0,63% (z 23,11% do 23,74%). Kąt wyprzedzenia zapłonu, dla którego osiągnięta została największa sprawność ogólna zmienił się z 40° OWK przed GMP na 35° OWK przed GMP.

6.3.5. Podsumowanie badań dla II punktu pracy silnika

Przeprowadzone badania potwierdzają ustalenia z przebadanego punktu I pracy silnika. Wobec tego w dalszej części pracy analizom poddano zmianę składu spalin, a także przebieg ciśnienia i procesu spalania dla silnika zasilanego tylko benzyną przy kącie wyprzedzenia zapłonu wynoszącym 40° OWK przed GMP, silnika zasilanego benzyną z dodatkiem ok. 3,50% obj. wodoru (ok. 10,7% energii z wodoru) dla tego samego kąta wyprzedzenia zapłonu, a także silnika pracującego z dodatkiem 10% obj. EGR przy KWZ wynoszącym 40° OWK zasilanego benzyną oraz zasilanego benzyną z dodatkiem wodoru w ilości powodującej zmniejszenie udziału tlenu w kolektorze dolotowym do ok. 17,50% obj. co było równoznaczne z uzyskaniem ok. 13,57% energii z wodoru.

6.4. Analiza dla III punktu pracy silnika

6.4.1. Pomiary przy zasilaniu silnika benzyną – bez EGR

Badania dla tego punktu pracy silnika (punkt III na rys. 6.2) przeprowadzono w sposób analogiczny względem poprzednich punktów, czyli z zachowaniem prędkości obrotowej wynoszącej $n_{III} = 2500$ 1/min, ale zastosowano otwarcie przepustnicy wynoszące $\alpha_{przepIII} = 18,5\%$. Ciśnienie w kolektorze dolotowym ustabilizowało się podczas pomiarów na wartości $p_{dIII-I} = 64$ kPa. Współczynnik składu mieszanki paliwowo-powietrznej utrzymywano na stałym poziomie wynoszącym $\lambda = 1$. Badania w tym przypadku wykonano w zakresie kąta wyprzedzenia zapłonu od 50° do 15° OWK przed GMP. Analizę wyników przeprowadzono w sposób analogiczny jak w przypadku

poprzednich punktów pracy silnika. Zmierzone i obliczone wartości dla silnika pracującego bez EGR zostały zamieszczone w tab. 6.28 i 6.29.

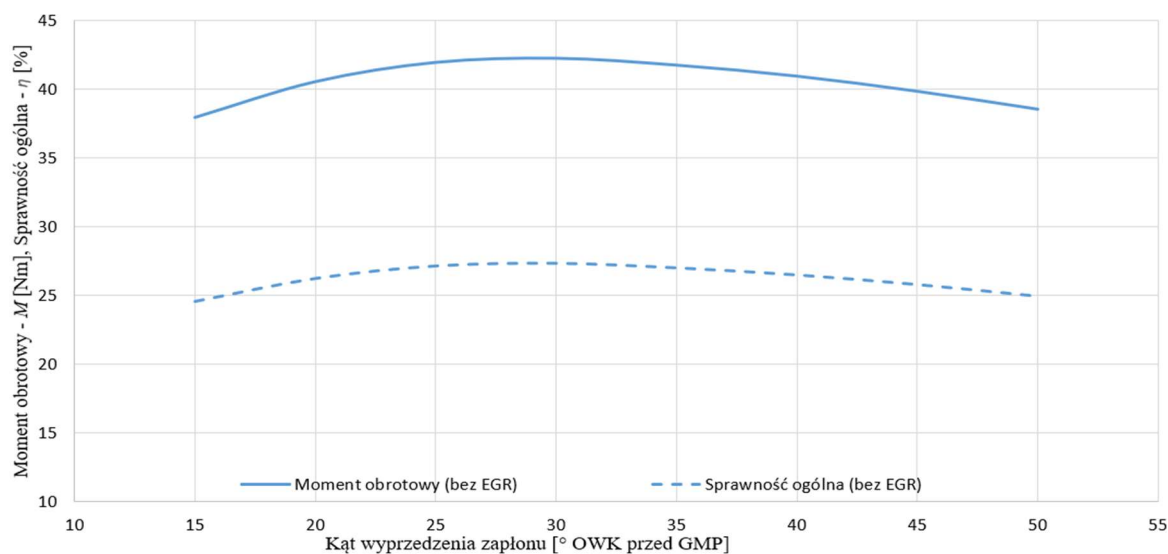
Tab. 6.28. Moment obrotowy i moc efektywna silnika (punkt III bez EGR)

Kąt wyprzedzenia zapłonu [° przed GMP]	Moment obrotowy [Nm]	Moc silnika [kW]
15	38,0	9,95
20	40,6	10,63
25	42,0	11,00
30	42,3	11,07
35	41,8	10,94
40	41,0	10,73
45	39,9	10,45
50	38,6	10,11

Tab. 6.29. Zużycie paliwa i sprawność ogólna silnika (punkt III bez EGR)

Kąt wyprzedzenia zapłonu [° przed GMP]	Jednostkowe zużycie paliwa [g/kWh]	Godzinowe zużycie paliwa [kg/h]	Sprawność ogólna [%]
15	340,8	3,391	24,56
20	319,1	3,392	26,24
25	308,4	3,391	27,15
30	306,2	3,391	27,34
35	310,0	3,392	27,01
40	316,0	3,392	26,49
45	324,6	3,391	25,79
50	335,6	3,392	24,94

W analizowanym przypadku najwyższe wartości sprawności ogólnej silnika i generowanego momentu obrotowego uzyskano dla kąta wyprzedzenia zapłonu wynoszącego 30° OWK przed GMP. Przebieg momentu obrotowego i sprawności ogólnej silnika dla badanego punktu przedstawiono w formie graficznej na rys. 6.17.



Rys. 6.17. Przebieg momentu obrotowego i sprawności ogólnej (punkt III bez EGR)

6.4.2. Pomiary przy zasilaniu silnika benzyną – z EGR

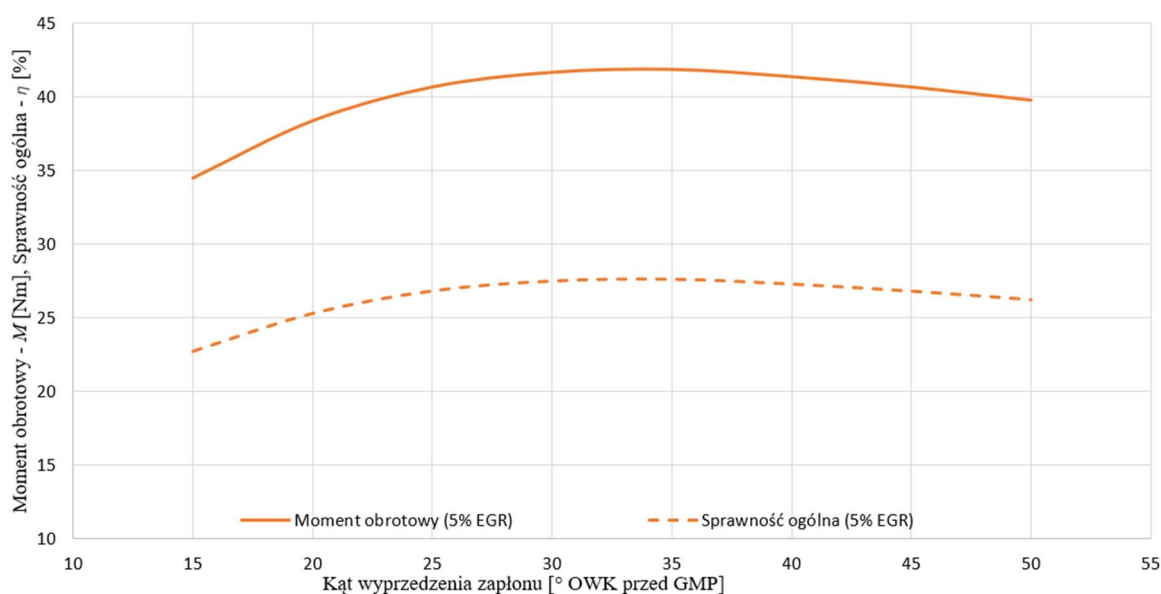
Podczas badań z dodatkiem EGR wynoszący 5% obj. udział dwutlenku węgla wynosił $CO_{2d} = 0,7\%$ obj. i $CO_{2s} = 14,4\%$ obj. Ciśnienie w kolektorze dolotowym ustabilizowało się podczas pomiarów na wartości $p_{dIII-2} = 66$ kPa. Wartość momentu obrotowego i mocy silnika oraz godzinowego i jednostkowego zużycia paliwa, a także sprawności ogólnej zamieszczono, w sposób analogiczny jak w poprzednim przypadku, odpowiednio w tab. 6.30 oraz tab. 6.31. Przebieg momentu obrotowego i sprawności ogólnej dla tej serii badań przedstawiono w formie graficznej na rys. 6.18.

Tab. 6.30. Moment obrotowy i moc efektywna silnika (punkt III i 5% EGR)

Kąt wyprzedzenia zapłonu [° przed GMP]	Moment obrotowy [Nm]	Moc silnika [kW]
15	34,5	9,03
20	38,4	10,05
25	40,7	10,66
30	41,7	10,92
35	41,9	10,97
40	41,4	10,84
45	40,7	10,66
50	39,8	10,42

Tab. 6.31. Zużycie paliwa i sprawność ogólna silnika (punkt III i 5% EGR)

Kąt wyprzedzenia zapłonu [° przed GMP]	Jednostkowe zużycie paliwa [g/kWh]	Godzinowe zużycie paliwa [kg/h]	Sprawność ogólna [%]
15	368,2	3,326	22,74
20	330,9	3,327	25,30
25	312,1	3,326	26,82
30	304,6	3,325	27,49
35	303,2	3,326	27,61
40	306,9	3,326	27,28
45	312,3	3,328	26,81
50	319,2	3,326	26,23



Rys. 6.18. Przebieg momentu obrotowego i sprawności ogólnej (punkt III i 5% EGR)

Najwyższe wartości sprawności ogólnej silnika i generowanego momentu obrotowego uzyskano dla kąta wyprzedzenia zapłonu wynoszącego 35° OWK przed GMP.

Dla udziału EGR wynoszącego 10% obj. zmierzony udział dwutlenku węgla wynosił $CO_{2d} = 1,4\%$ obj. i $CO_{2s} = 14,4\%$ obj. Ciśnienie w kolektorze dolotowym wynosiło $p_{dIII-3} = 67$ kPa. Zmierzone i obliczone wartości zamieszczono w tab. 6.32 i 6.33.

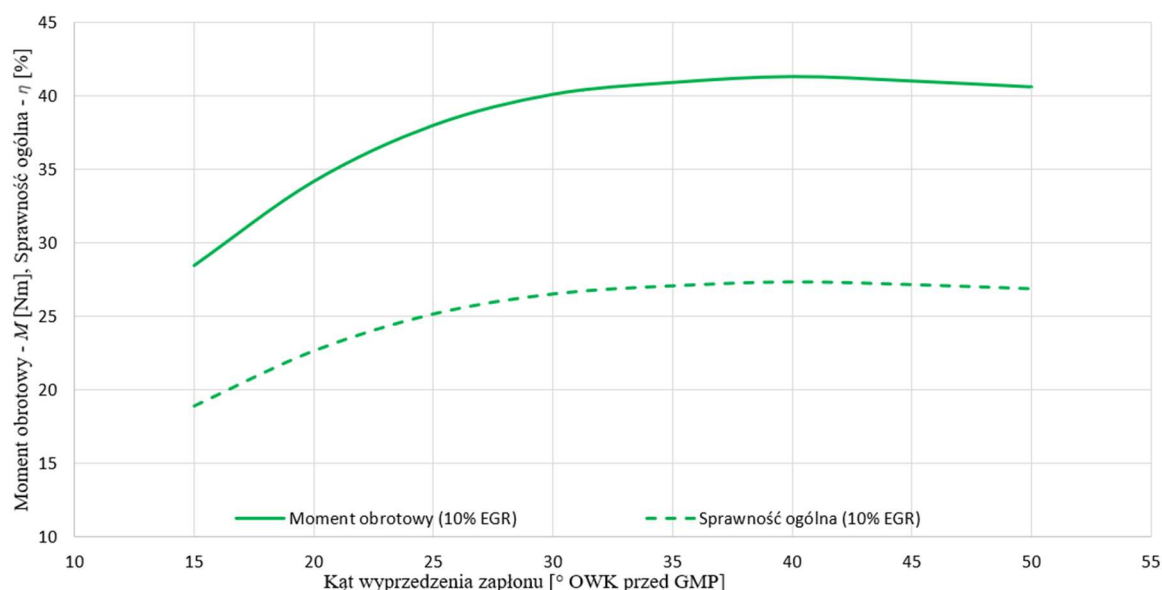
Tab. 6.32. Moment obrotowy i moc efektywna silnika (punkt III i 10% EGR)

Kąt wyprzedzenia zapłonu [° przed GMP]	Moment obrotowy [Nm]	Moc silnika [kW]
15	28,5	7,46
20	34,2	8,95
25	38,0	9,95
30	40,1	10,50
35	40,9	10,71
40	41,3	10,81
45	41,0	10,73
50	40,6	10,63

Tab. 6.33. Zużycie paliwa i sprawność ogólna silnika (punkt III i 10% EGR)

Kąt wyprzedzenia zapłonu [° przed GMP]	Jednostkowe zużycie paliwa [g/kWh]	Godzinowe zużycie paliwa [kg/h]	Sprawność ogólna [%]
15	442,9	3,305	18,90
20	369,2	3,306	22,67
25	332,2	3,305	25,20
30	315,1	3,308	26,57
35	308,6	3,305	27,12
40	305,6	3,305	27,39
45	307,7	3,303	27,21
50	310,9	3,305	26,93

W analizowanym przypadku najwyższe wartości sprawności ogólnej silnika i generowanego momentu obrotowego uzyskano dla kąta wyprzedzenia zapłonu wynoszącego 40° OWK przed GMP. Przebieg momentu obrotowego i sprawności ogólnej przedstawiono w formie graficznej na rys. 6.19.



Rys. 6.19. Przebieg momentu obrotowego i sprawności ogólnej (punkt III i 10% EGR)

Dla dodatku EGR wynoszącego ok. 15% obj. udział dwutlenku węgla wynosił $CO_{2d} = 2,1\%$ obj. i $CO_{2s} = 14,4\%$ obj. Badania przeprowadzono z zachowaniem parametrów pracy silnika identycznych jak w poprzednich przypadkach, a ciśnienie w kolektorze dolotowym ustabilizowało się podczas pomiarów na wartości $p_{dIII-4} = 68$ kPa. Uzyskany moment obrotowy, moc silnika, zużycie paliwa i sprawność ogólną zamieszczono w tab. 6.34 i 6.35. Przebieg momentu obrotowego oraz sprawności ogólnej przedstawiono w formie graficznej na rys. 6.20.

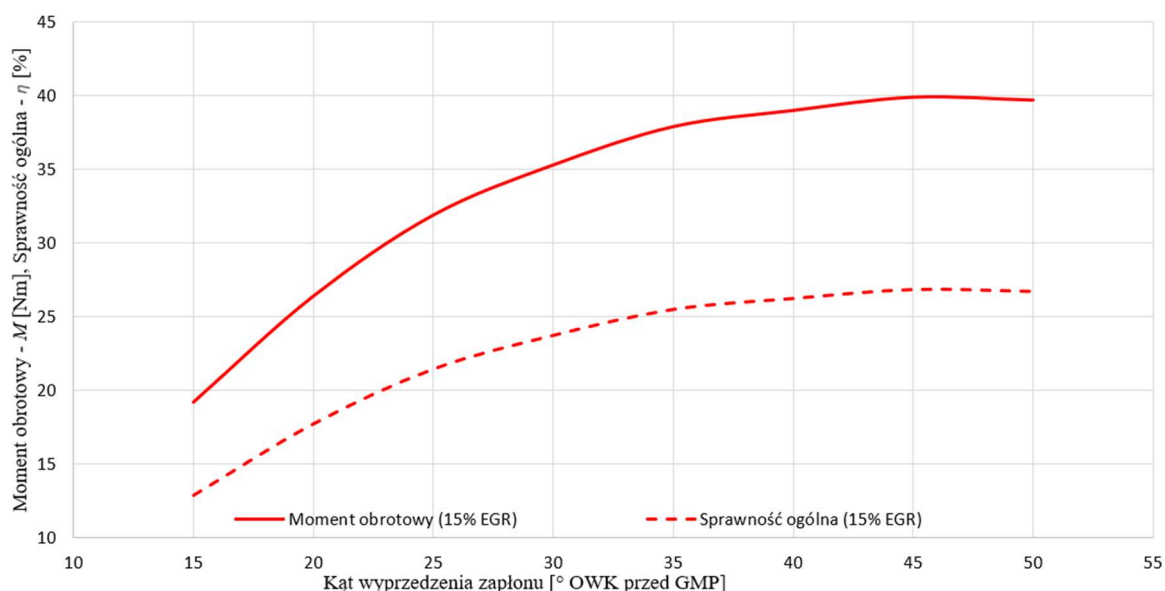
Tab. 6.34. Moment obrotowy i moc efektywna silnika (punkt III i 15% EGR)

Kąt wyprzedzenia zapłonu [° przed GMP]	Moment obrotowy [Nm]	Moc silnika [kW]
15	19,2	5,03
20	26,4	6,91
25	31,9	8,35
30	35,3	9,24
35	37,9	9,92
40	39,0	10,21
45	39,9	10,45
50	39,7	10,39

Tab. 6.35. Zużycie paliwa i sprawność ogólna silnika (punkt III i 15% EGR)

Kąt wyprzedzenia zapłonu [° przed GMP]	Jednostkowe zużycie paliwa [g/kWh]	Godzinowe zużycie paliwa [kg/h]	Sprawność ogólna [%]
15	648,3	3,259	12,91
20	471,8	3,261	17,74
25	390,2	3,259	21,45
30	352,7	3,260	23,73
35	328,4	3,259	25,49
40	319,2	3,259	26,23
45	312,0	3,259	26,84
50	313,5	3,258	26,71

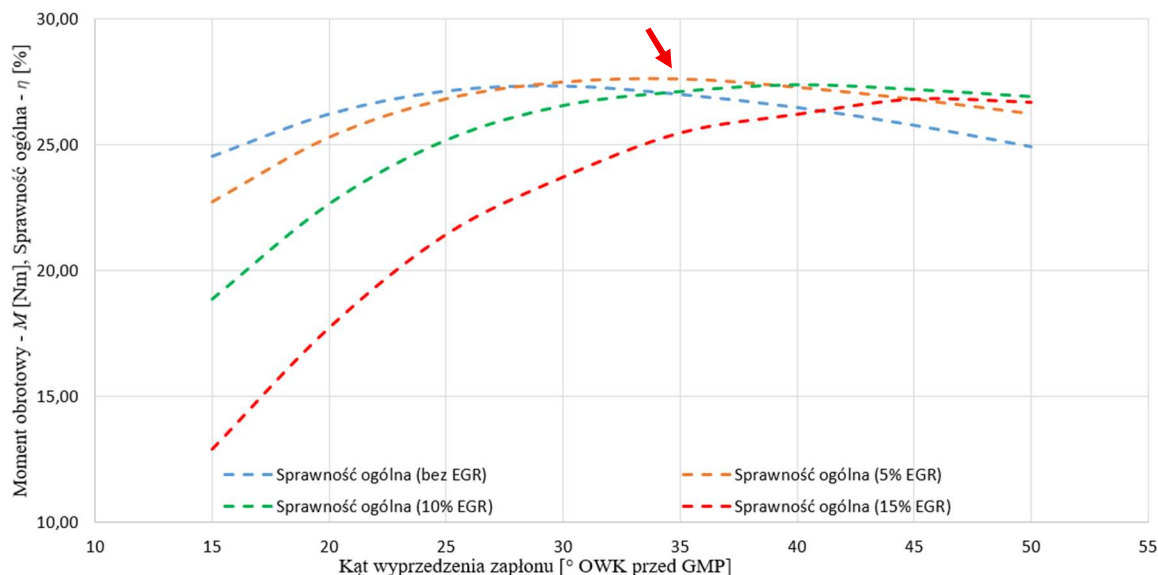
Na podstawie danych zawartych w powyższych tabelach oraz ich graficznego przedstawienia na rys. 6.20 należy stwierdzić, iż w analizowanym przypadku najwyższe wartości sprawności ogólnej silnika i generowanego momentu obrotowego uzyskano dla kąta wyprzedzenia zapłonu wynoszącego 45° OWK przed GMP. Dla niniejszego punktu pracy przeprowadzono analizę w szerszym zakresie KWZ ze względu na symulowane większe obciążenie silnika badawczego.



Rys. 6.20. Przebieg momentu obrotowego i sprawności ogólnej (punkt III i 15% EGR)

6.4.3. Wyznaczenie punktu pracy silnika o największej sprawności

Przebieg sprawności ogólnej dla przeanalizowanych przypadków zestawiono i przedstawiono na rys. 6.21.



Rys. 6.21. Zestawienie sprawności ogólnej – badania dla punktu III

Przebiegi przedstawione powyżej wskazują, iż największą sprawność ogólną silnika osiągnięto dla kąta wyprzedzenia zapłonu wynoszącego 35° OWK przed GMP przy zastosowaniu recyrkulacji spalin o udziale wynoszącym 5% obj. (strzałka koloru czerwonego na rys. 6.21). Tak określony punkt przyjęto do analiz związanych z wpływem dodatku wodoru na parametry jego pracy.

6.4.4. Wpływ wodoru na parametry pracy silnika w punkcie III

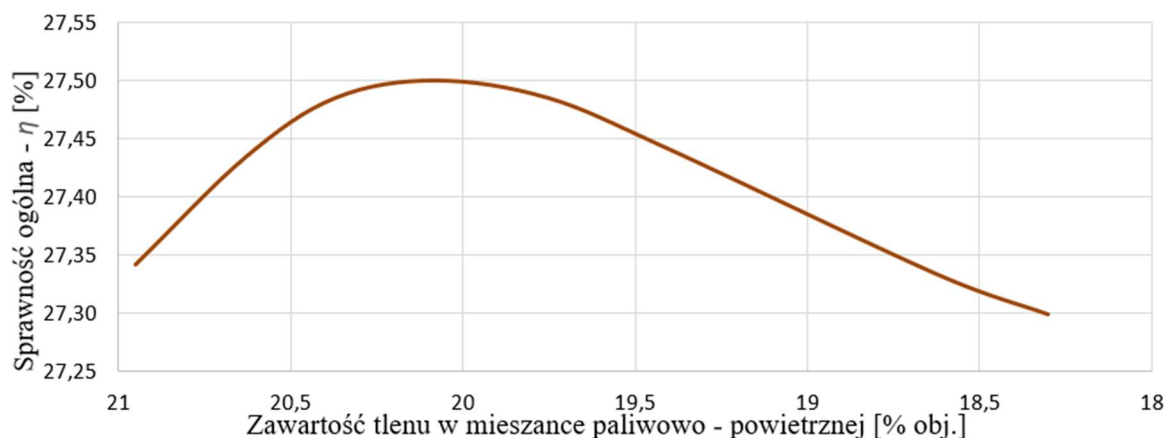
Parametry pracy silnika z dodatkiem wodoru uzyskane dla wybranych punktów zestawiono w tab. 6.36 i 6.37. W oparciu o wartości zamieszczone w tych tabelach wyznaczono przebieg sprawności ogólnej silnika w zależności od udziału objętościowego tlenu w mieszance zasilającej silnik. Przebieg ten został przedstawiony na rys. 6.22.

Tab. 6.36. Moment obrotowy i moc silnika podczas badań z wodorem (punkt III)

Udział tlenu (udział wodoru) [% obj.]	Udział wodoru [% energii]	Moment obrotowy [Nm]	Moc silnika [kW]
20,95 (0,00)	0,00	32,5	8,51
20,63 (1,48)	4,12	33,1	8,67
20,37 (2,72)	5,02	33,5	8,77
20,08 (4,11)	5,75	33,7	8,82
19,75 (5,68)	6,30	33,8	8,85
19,40 (7,35)	8,53	34,1	8,93
18,62 (11,08)	12,90	34,3	8,98
18,10 (12,61)	14,56	34,5	9,03

Tab. 6.37. Parametry pracy silnika z różnymi dodatkami wodoru (punkt III)

Godzinowe zużycie benzyny [kg/h]	Godzinowe zużycie wodoru [kg/h]	Jednostkowe zużycie energii [MJ/kWh]	Sprawność ogólna [%]
3,391	0,000	13,167	27,34
3,248	0,050	13,122	27,43
3,219	0,061	13,098	27,49
3,200	0,070	13,091	27,50
3,198	0,077	13,098	27,49
3,142	0,105	13,119	27,44
3,015	0,160	13,171	26,33
2,963	0,181	13,187	26,30



Rys. 6.22. Przebieg sprawności ogólnej silnika w funkcji udziału tlenu (punkt III)

Do największego wzrostu sprawności ogólnej silnika doszło przy zastosowaniu dodatku wodoru wynoszącego 2,72–4,11% obj. W tym przypadku również potwierdza się zasadność zastosowania w prowadzonych badaniach optymalnego dodatku wodoru wynoszącego ok. 3,50% obj. (w tym przypadku 5,02–5,75 % energii z wodoru).

Dla badanego punktu wraz ze wzrostem udziału wodoru w mieszance zasilającej silnik dochodziło do zmniejszenia kąta wyprzedzenia zapłonu, dla którego uzyskiwano maksymalną wartość momentu obrotowego generowanego przez silnik. Zestawienie udziału tlenu w kolektorze dolotowym wraz z udziałem wodoru i kąta wyprzedzenia zapłonu, dla którego osiągnięto maksymalną wartość momentu obrotowego zamieszczono w tab. 6.38.

Tab. 6.38. Udział wodoru i KWZ maksymalnego momentu obrotowego (punkt III)

Udział tlenu [% obj.]	Udział wodoru [% obj./% en.]	Kąt wyprzedzenia zapłonu [° OWK przed GMP]
20,95	0,00/0,00	35
20,63	1,48/4,12	31
20,37	2,72/5,02	30
20,08	4,11/5,75	29
19,75	5,68/6,30	28
19,40	7,35/8,53	26
18,62	11,08/12,90	25
18,10	12,61/14,56	23

Badania wpływu dodatku wodoru na parametry pracy silnika przeprowadzono dla udziału EGR wynoszącego 5% obj. i kąta wyprzedzenia zapłonu równego 35° OWK przed GMP z zastosowaniem różnych wartości udziału dodatku wodoru. Początkowy udział tlenu w kolektorze dolotowym silnika pracującego z wykorzystaniem EGR wynosił 19,69% obj. Uzyskane parametry pracy silnika zestawiono w tab. 6.39 i 6.40.

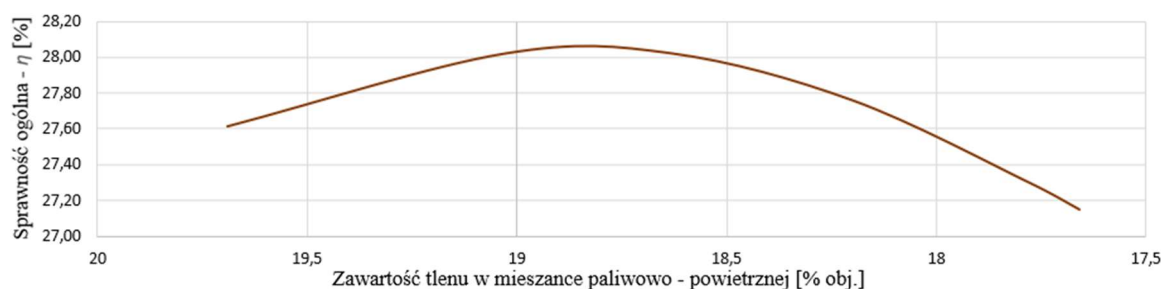
Tab. 6.39. Moment obrotowy i moc silnika podczas badań z wodorem (punkt III i EGR)

Udział tlenu [% obj.]	Udział wodoru [% energii]	Moment obrotowy [Nm]	Moc silnika [kW]
19,69	0,00	41,9	10,97
19,03	3,39	42,1	11,02
18,63	5,92	42,2	11,05
18,20	8,27	42,3	11,07
17,78	12,43	42,5	11,13
17,66	16,63	42,6	11,15

Tab. 6.40. Parametry pracy silnika z różnymi dodatkami wodoru (punkt III i EGR)

Godzinowe zużycie benzyny [kg/h]	Godzinowe zużycie wodoru [kg/h]	Jednostkowe zużycie energii [MJ/kWh]	Sprawność ogólna [%]
3,326	0,000	13,038	27,61
3,182	0,040	12,849	28,02
3,106	0,070	12,849	28,02
3,064	0,099	12,970	27,76
2,988	0,152	13,187	27,30
2,867	0,205	13,259	27,15

Przebieg sprawności ogólnej w funkcji udziału tlenu w mieszance paliwowo-powietrznej zasilającej silnik przedstawiono na rys. 6.23.



Rys. 6.23. Przebieg sprawności ogólnej silnika w funkcji udziału tlenu (punkt III i EGR)

Największą sprawność silnika pracującego z wykorzystaniem EGR osiągnięto przy dodatku wodoru skutkującym zmniejszeniem udziału tlenu z kolektorze dolotowym do ok. 18,50–19,00% obj. (3,39–5,92 % energii uzyskanej z wodoru), przy którym doszło do zwiększenia sprawności o 0,41% (z 27,61% do 28,02%). Kąt wyprzedzenia zapłonu, dla którego osiągnięta została największa sprawność zmienił się z 35° OWK przed GMP na 28° OWK przed GMP.

6.4.5. Podsumowanie badań dla III punktu pracy silnika

W przypadku większego obciążenia silnika generowane jest wyższe ciśnienie w kolektorze dolotowym. Wpływa to na zmniejszenie wpływu recyrkulacji spalin i zastosowania wodoru na wskaźniki użytkowe silnika ograniczając je względem wartości uzyskiwanych przy mniejszym obciążeniu. W dalszej części pracy analizom poddano zmianę składu spalin, a także przebieg ciśnienia i procesu spalania dla silnika zasilanego tylko benzyną przy kącie wyprzedzenia zapłonu wynoszącym 30° OWK przed GMP, silnika zasilanego benzyną z dodatkiem ok. 3,50% obj. wodoru (5,02–5,75 % energii z wodoru) dla tego samego kąta wyprzedzenia zapłonu, a także silnika pracującego z dodatkiem 5% obj. EGR przy KWZ wynoszącym 35° OWK zasilanego benzyną oraz benzyną z dodatkiem wodoru w ilości powodującej zmniejszenie udziału tlenu w kolektorze dolotowym do ok. 19,00% obj. (ok. 5,92% energii z wodoru).

6.5. Analiza dla IV punktu pracy silnika

6.5.1. Pomiary przy zasilaniu silnika benzyną – bez EGR

Przedostatni z analizowanych punktów pracy silnika (punkt IV na rys. 6.2) przebadano w sposób opisany we wcześniejszej części pracy. Podczas badań utrzymywano prędkość obrotową wynoszącą $n_{IV} = 2000$ 1/min i otwarcie przepustnicy wynoszące $\alpha_{przepIV} = 14\%$. Ciśnienie w kolektorze dolotowym ustabilizowało się podczas pomiarów na wartości $p_{dIV-1} = 57$ kPa. Współczynnik składu mieszanki paliwowo-powietrznej utrzymywano na stałym poziomie wynoszącym $\lambda = 1$. Badania w tym przypadku wykonano

w zakresie kąta wyprzedzenia zapłonu od 50° do 15° OWK przed GMP. Zmierzone i obliczone wartości dla silnika pracującego bez EGR zamieszczono w tab. 6.41 i 6.42.

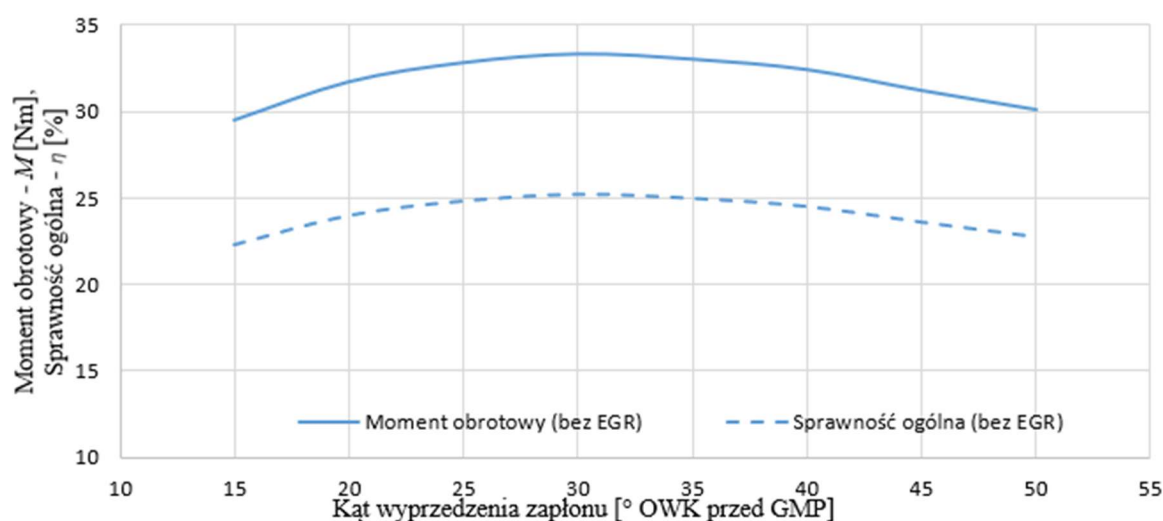
Tab. 6.41. Moment obrotowy i moc efektywna silnika (punkt IV bez EGR)

Kąt wyprzedzenia zapłonu [° przed GMP]	Moment obrotowy [Nm]	Moc silnika [kW]
15	29,5	6,18
20	31,7	6,64
25	32,8	6,87
30	33,3	6,97
35	33,0	6,91
40	32,4	6,79
45	31,2	6,53
50	30,1	6,30

Tab. 6.42. Zużycie paliwa i sprawność ogólna silnika (punkt IV bez EGR)

Kąt wyprzedzenia zapłonu [° przed GMP]	Jednostkowe zużycie paliwa [g/kWh]	Godzinowe zużycie paliwa [kg/h]	Sprawność ogólna [%]
15	374,8	2,316	22,34
20	349,0	2,317	23,99
25	337,4	2,318	24,81
30	332,4	2,318	25,19
35	335,4	2,318	24,96
40	341,7	2,319	24,50
45	354,6	2,317	23,61
50	367,5	2,317	22,78

W analizowanym przypadku najwyższe wartości sprawności ogólnej silnika i generowanego momentu obrotowego uzyskano dla kąta wyprzedzenia zapłonu wynoszącego 30° OWK przed GMP. Przebieg momentu obrotowego i sprawności ogólnej silnika dla badanego punktu przedstawiono w formie graficznej na rys. 6.24.



Rys. 6.24. Przebieg momentu obrotowego i sprawności ogólnej (punkt IV bez EGR)

6.5.2. Pomiary przy zasilaniu silnika benzyną – z EGR

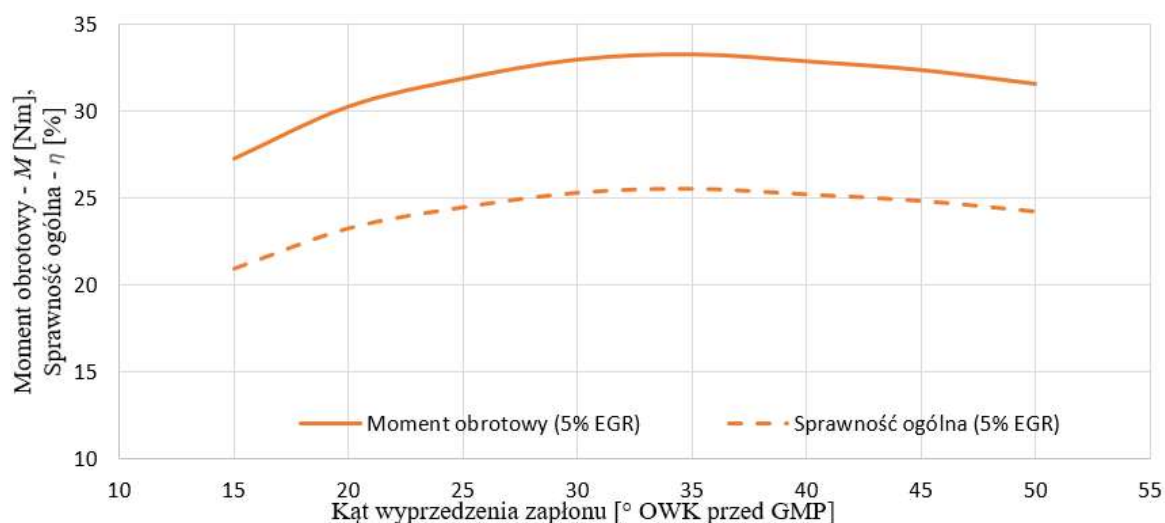
Podczas badań z dodatkiem EGR wynoszący 5% obj. udział dwutlenku węgla wynosił $CO_{2d} = 0,7\%$ obj. i $CO_{2s} = 14,3\%$ obj. Ciśnienie w kolektorze dolotowym ustabilizowało się podczas pomiarów na wartości $p_{dIV-2} = 59$ kPa. Wartość momentu obrotowego i mocy silnika oraz godzinowe i jednostkowe zużycie paliwa, a także sprawność ogólną zamieszczono w tab. 6.43 oraz tab. 6.44. Przebieg momentu obrotowego i sprawności ogólnej dla tej serii badań przedstawiono w formie graficznej na rys. 6.25.

Tab. 6.43. Moment obrotowy i moc efektywna silnika (punkt IV i 5% EGR)

Kąt wyprzedzenia zapłonu [° przed GMP]	Moment obrotowy [Nm]	Moc silnika [kW]
15	27,3	5,72
20	30,3	6,35
25	31,9	6,88
30	33,0	6,91
35	33,3	6,97
40	32,9	6,89
45	32,4	6,79
50	31,6	6,62

Tab. 6.44. Zużycie paliwa i sprawność ogólna silnika (punkt IV i 5% EGR)

Kąt wyprzedzenia zapłonu [° przed GMP]	Jednostkowe zużycie paliwa [g/kWh]	Godzinowe zużycie paliwa [kg/h]	Sprawność ogólna [%]
15	399,1	2,282	20,98
20	359,3	2,280	23,30
25	341,5	2,282	24,51
30	330,2	2,283	25,35
35	327,3	2,283	25,58
40	331,5	2,284	25,26
45	336,4	2,283	24,89
50	344,9	2,283	24,27



Rys. 6.25. Przebieg momentu obrotowego i sprawności ogólnej (punkt IV i 5% EGR)

Najwyższe wartości sprawności ogólnej silnika i generowanego momentu obrotowego uzyskano dla kąta wyprzedzenia zapłonu wynoszącego 35° OWK przed GMP.

Dla udziału EGR wynoszącego 10% obj. zmierzony udział dwutlenku węgla wynosił $CO_{2d} = 1,4\%$ obj. i $CO_{2s} = 14,3\%$ obj. Ciśnienie w kolektorze dolotowym wynosiło $p_{dIV-3} = 61$ kPa. Zmierzone i obliczone wartości zamieszczono w tab. 6.45 i 6.46.

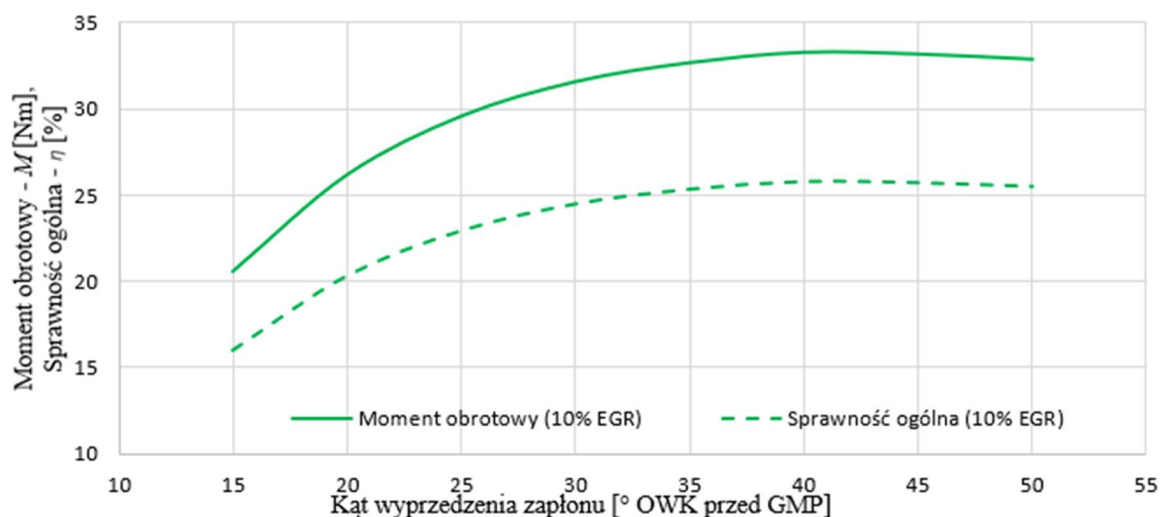
Tab. 6.45. Moment obrotowy i moc efektywna silnika (punkt IV i 10% EGR)

Kąt wyprzedzenia zapłonu [° przed GMP]	Moment obrotowy [Nm]	Moc silnika [kW]
15	20,6	4,31
20	26,2	5,49
25	29,6	6,20
30	31,6	6,62
35	32,7	6,85
40	33,3	6,97
45	33,2	6,95
50	32,9	6,89

Tab. 6.46. Zużycie paliwa i sprawność ogólna silnika (punkt IV i 10% EGR)

Kąt wyprzedzenia zapłonu [° przed GMP]	Jednostkowe zużycie paliwa [g/kWh]	Godzinowe zużycie paliwa [kg/h]	Sprawność ogólna [%]
15	523,8	2,260	15,98
20	411,8	2,260	20,33
25	364,7	2,261	22,96
30	341,5	2,260	24,52
35	329,8	2,259	25,38
40	324,2	2,261	25,83
45	325,0	2,260	25,76
50	327,8	2,259	25,54

W tym przypadku najwyższe wartości sprawności ogólnej silnika i generowanego momentu obrotowego uzyskano dla kąta wyprzedzenia zapłonu wynoszącego 40° OWK przed GMP. Powyższe dane w formie graficznej zostały przedstawione na rys. 6.26.



Rys. 6.26. Przebieg momentu obrotowego i sprawności ogólnej (punkt IV i 10% EGR)

Dla dodatku EGR wynoszącego ok. 15% obj. udział dwutlenku węgla wynosił $CO_{2d} = 2,1\%$ obj. i $CO_{2s} = 14,3\%$ obj. Badania przeprowadzono z zachowaniem parametrów pracy silnika identycznych jak w poprzednich przypadkach, a ciśnienie w kolektorze dolotowym ustabilizowało się podczas pomiarów na wartości $p_{div-4} = 64$ kPa. Wartość momentu obrotowego, mocy silnika, zużycia paliwa i sprawności ogólnej zamieszczono w tab. 6.47 i 6.48. Przebieg momentu obrotowego oraz sprawności ogólnej przedstawiono w formie graficznej na rys. 6.27.

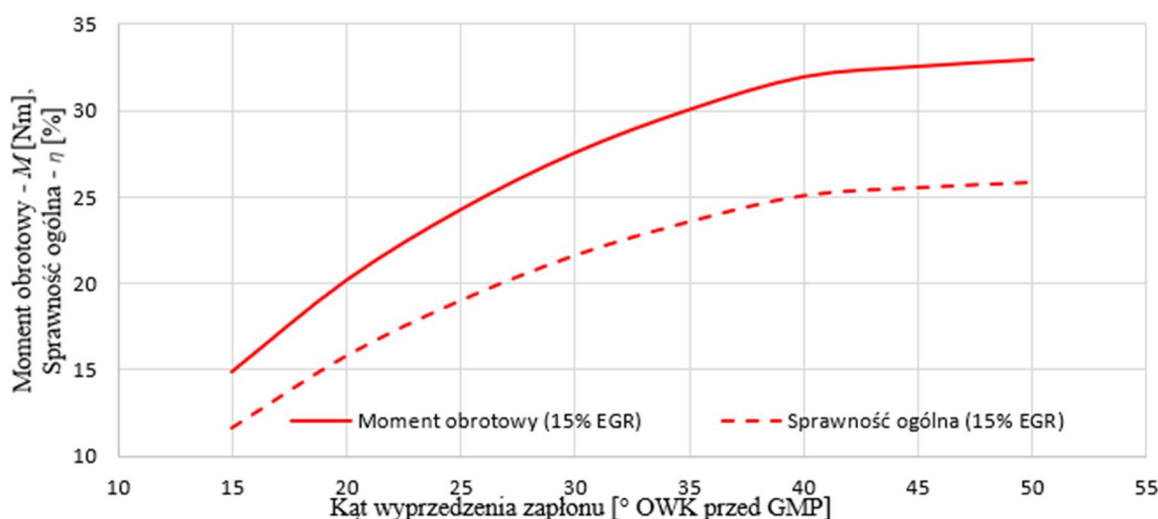
Tab. 6.47. Moment obrotowy i moc efektywna silnika (punkt IV i 15% EGR)

Kąt wyprzedzenia zapłonu [° przed GMP]	Moment obrotowy [Nm]	Moc silnika [kW]
15	14,9	3,12
20	20,2	4,23
25	24,3	5,09
30	27,6	5,78
35	30,1	6,30
40	32,0	6,70
45	32,6	6,83
50	33,0	6,91

Tab. 6.48. Zużycie paliwa i sprawność ogólna silnika (punkt IV i 15% EGR)

Kąt wyprzedzenia zapłonu [° przed GMP]	Jednostkowe zużycie paliwa [g/kWh]	Godzinowe zużycie paliwa [kg/h]	Sprawność ogólna [%]
15	718,1	2,241	11,66
20	529,4	2,240	15,81
25	440,5	2,242	19,01
30	387,5	2,240	21,61
35	355,5	2,241	23,55
40	334,2	2,240	25,05
45	328,2	2,241	25,51
50	324,4	2,242	25,81

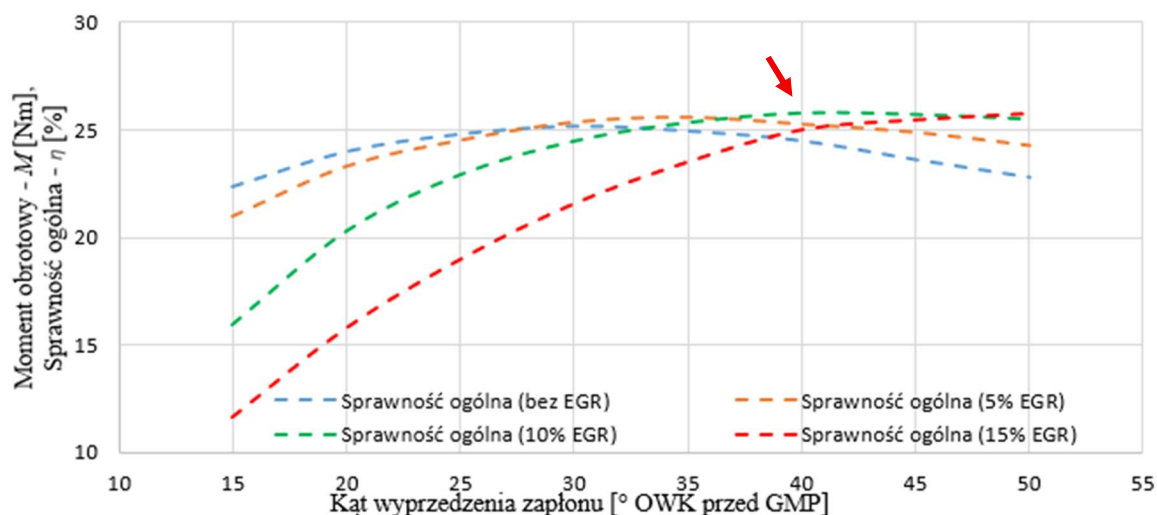
Na podstawie danych zawartych w powyższych tabelach oraz ich graficznego przedstawienia na rys. 6.27 należy stwierdzić, iż w analizowanym przypadku najwyższe wartości sprawności ogólnej silnika i generowanego momentu obrotowego uzyskano dla kąta wyprzedzenia zapłonu wynoszącego 50° OWK przed GMP. Dla niniejszego punktu pracy przeprowadzono analizę w szerszym zakresie KWZ ze względu na mniejszą prędkość obrotową wału korbowego silnika.



Rys. 6.27. Przebieg momentu obrotowego i sprawności ogólnej (punkt IV i 15% EGR)

6.5.3. Wyznaczenie punktu pracy silnika o największej sprawności

Przebieg sprawności ogólnej dla przeanalizowanych przypadków zestawiono i przedstawiono na rys. 6.28.



Rys. 6.28. Zestawienie sprawności ogólnej – badania dla punktu IV

Przebiegi przedstawione powyżej wskazują, iż największą sprawność ogólną silnika osiągnięto dla kąta wyprzedzenia zapłonu wynoszącego 40° OWK przed GMP przy zastosowaniu recyrkulacji spalin o udziale wynoszącym 10% obj. (strzałka koloru czerwonego na rys. 6.28).

6.5.4. Wpływ wodoru na parametry pracy silnika w punkcie IV

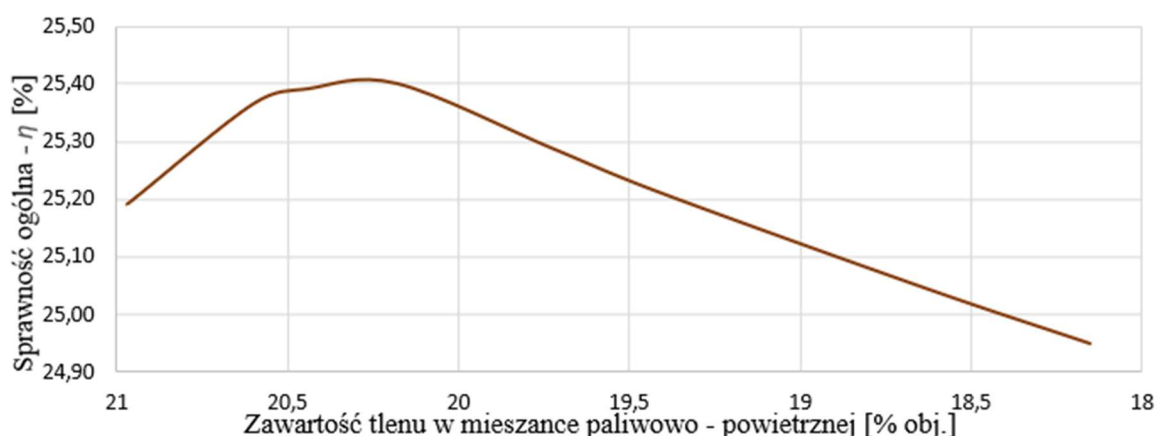
Parametry pracy silnika z dodatkiem wodoru uzyskane dla wybranych punktów zestawiono w tab. 6.49 i 6.50. W oparciu o wartości zamieszczone w tych tabelach wyznaczono przebieg sprawności ogólnej silnika w zależności od udziału objętościowego tlenu w mieszance zasilającej silnik. Przebieg ten został przedstawiony na rys. 6.29.

Tab. 6.49. Moment obrotowy i moc silnika podczas badań z wodorem (punkt IV)

Udział tlenu (udział wodoru) [% obj.]	Udział wodoru [% energii]	Moment obrotowy [Nm]	Moc silnika [kW]
20,97 (0,00)	0,00	33,3	6,97
20,60 (1,76)	5,95	33,9	7,10
20,44 (2,53)	8,47	34,3	7,19
20,18 (3,77)	13,58	34,5	7,23
19,72 (5,96)	18,13	34,6	7,25
19,40 (7,49)	22,39	34,9	7,32
18,63 (11,16)	32,89	35,1	7,36
18,15 (13,45)	33,70	35,3	7,40

Tab. 6.50. Parametry pracy silnika z różnymi dodatkami wodoru (punkt IV)

Godzinowe zużycie benzyny [kg/h]	Godzinowe zużycie wodoru [kg/h]	Jednostkowe zużycie energii [MJ/kWh]	Sprawność ogólna [%]
2,318	0,000	14,291	25,19
2,205	0,050	14,193	25,37
2,170	0,072	14,178	25,39
2,060	0,116	14,173	25,40
1,966	0,156	14,237	25,29
1,886	0,195	14,281	25,21
1,651	0,290	14,374	25,04
1,647	0,300	14,429	24,95



Rys. 6.29. Przebieg sprawności ogólnej silnika w funkcji udziału tlenu (punkt IV)

Do największego wzrostu sprawności ogólnej silnika doszło przy zastosowaniu dodatku wodoru wynoszącego 2,53–3,77% obj. (8,47 – 13,58% energii z wodoru), wobec czego w tym przypadku również potwierdza się zasadność zastosowania w prowadzonych badaniach optymalnego dodatku wodoru wynoszącego ok. 3,50% obj. (w tym przypadku ok. 12,5% energii z wodoru).

Wraz ze wzrostem udziału wodoru w mieszance zasilającej silnik dochodziło do zmniejszenia kąta wyprzedzenia zapłonu, dla którego uzyskiwano maksymalną wartość momentu obrotowego generowanego przez silnik. Zestawienie udziału tlenu w kolektorze dolotowym wraz z udziałem wodoru i kąta wyprzedzenia zapłonu, dla którego osiągnięto maksymalną wartość momentu obrotowego zamieszczono w tab. 6.51.

Tab. 6.51. Udział wodoru i KWZ maksymalnego momentu obrotowego (punkt IV)

Udział tlenu [% obj.]	Udział wodoru [% obj.]	Kąt wyprzedzenia zapłonu [° OWK przed GMP]
20,97	0,00	30
20,60	1,79	25
20,44	2,56	25
20,18	3,80	24
19,72	5,99	23
19,40	7,51	22
18,63	11,19	21
18,15	13,47	20

Badania wpływu dodatku wodoru na parametry pracy silnika przeprowadzono dla udziału EGR wynoszącego 10% obj. i kąta wyprzedzenia zapłonu równego 40° OWK przed GMP z zastosowaniem różnych wartości udziału dodatku wodoru. Początkowy udział tlenu w kolektorze dolotowym silnika pracującego z wykorzystaniem EGR wynosił 19,75% obj. Uzyskane parametry pracy silnika zestawiono w tab. 6.52 i 6.53.

Tab. 6.52. Moment obrotowy i moc silnika podczas badań z wodorem (punkt IV i EGR)

Udział tlenu [% obj.]	Udział wodoru [% energii]	Moment obrotowy [Nm]	Moc silnika [kW]
19,75	0,00	33,3	6,97
19,07	3,75	33,5	7,02
18,59	13,68	33,6	7,04
18,20	17,76	33,7	7,06
17,78	20,44	33,8	7,08
17,66	24,52	34,0	7,12

Tab. 6.53. Parametry pracy silnika z różnymi dodatkami wodoru (punkt IV i EGR)

Godzinowe zużycie benzyny [kg/h]	Godzinowe zużycie wodoru [kg/h]	Jednostkowe zużycie energii [MJ/kWh]	Sprawność ogólna [%]
2,261	0,000	13,940	25,83
2,146	0,030	13,665	26,35
1,920	0,109	13,590	26,49
1,835	0,142	13,591	26,49
1,825	0,168	13,933	25,84
1,761	0,205	14,090	27,15

Przebieg sprawności ogólnej w funkcji udziału objętościowego tlenu w mieszance paliwowo-powietrznej zasilającej silnik przedstawiono na rys. 6.30.



Rys. 6.30. Przebieg sprawności ogólnej silnika w funkcji udziału tlenu (punkt IV i EGR)

Największa sprawność silnika pracującego z wykorzystaniem EGR wystąpiła przy dodatku wodoru skutkującym zmniejszeniem udziału tlenu z kolektorze dolotowym do ok. 18,20–18,60% obj. (13,68–17,76% energii z wodoru), przy którym doszło do zwiększenia sprawności o 0,66% (z 25,83% do 26,49%). Kąt wyprzedzenia zapłonu, dla którego osiągnięto największą sprawność zmienił się z 40° OWK przed GMP na 34° OWK przed GMP.

6.5.5. Podsumowanie badań dla IV punktu pracy silnika

W dalszej części pracy analizom poddano skład spalin i przebieg ciśnienia oraz procesu spalania dla silnika zasilanego benzyną przy KWZ wynoszącym 30° OWK przed GMP, silnika zasilanego benzyną z dodatkiem ok. 3,50% obj. wodoru (ok. 12,5% energii z wodoru) dla tego samego KWZ, a także silnika pracującego z dodatkiem 10% obj. EGR przy KWZ wynoszącym 40° OWK zasilanego benzyną oraz benzyną z dodatkiem wodoru w ilości powodującej zmniejszenie udziału tlenu w kolektorze dolotowym do ok. 18,50% obj. (ok. 16,60% energii z wodoru).

6.6. Analiza dla V punktu pracy silnika

6.6.1. Pomiary przy zasilaniu silnika benzyną – bez EGR

Podczas badań przeprowadzonych na ostatnim z analizowanych punktów pracy silnika (punkt V na rys. 6.2) utrzymywano prędkość obrotową wynoszącą $n_V = 3000$ 1/min i otwarcie przepustnicy wynoszące $\alpha_{przepV} = 18,5\%$. Ciśnienie w kolektorze dolotowym wynosiło $p_{dV-l} = 64$ kPa. Badania w tym przypadku wykonano w zakresie kąta wyprzedzenia zapłonu od 50° do 20° OWK przed GMP. Zmierzone i obliczone wartości dla silnika pracującego bez EGR zamieszczono w tab. 6.54 i 6.55.

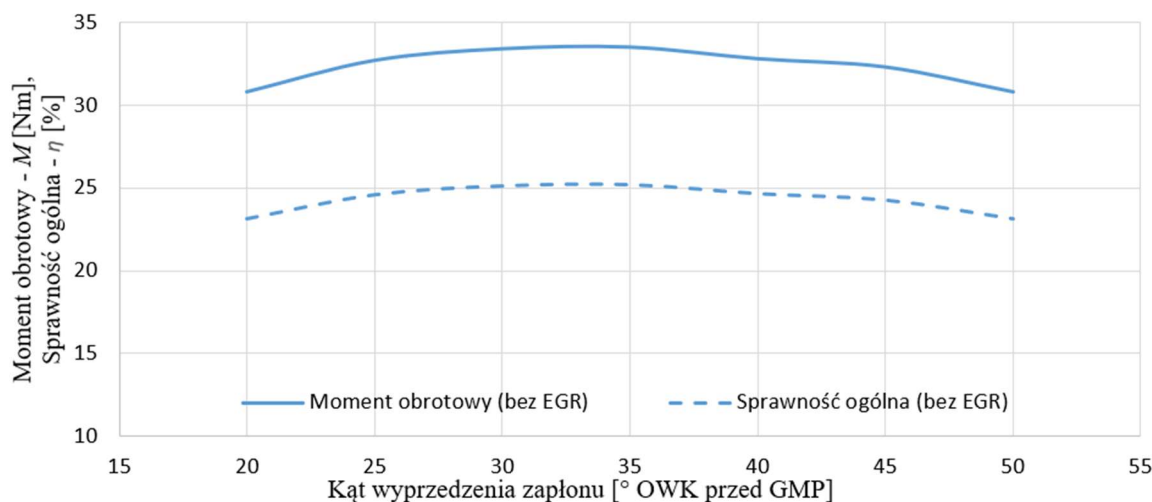
Tab. 6.54. Moment obrotowy i moc efektywna silnika (punkt V bez EGR)

Kąt wyprzedzenia zapłonu [° przed GMP]	Moment obrotowy [Nm]	Moc silnika [kW]
20	30,8	9,68
25	32,7	10,27
30	33,4	10,49
35	33,5	10,52
40	32,8	10,30
45	32,3	10,15
50	30,8	9,68

Tab. 6.55. Zużycie paliwa i sprawność ogólna silnika (punkt V bez EGR)

Kąt wyprzedzenia zapłonu [° przed GMP]	Jednostkowe zużycie paliwa [g/kWh]	Godzinowe zużycie paliwa [kg/h]	Sprawność ogólna [%]
20	361,6	3,499	23,15
25	340,6	3,499	24,58
30	333,5	3,499	25,11
35	332,5	3,499	25,18
40	339,6	3,500	24,65
45	345,0	3,501	24,27
50	361,6	3,499	23,15

Najwyższe wartości sprawności ogólnej silnika i generowanego momentu obrotowego uzyskano dla kąta wyprzedzenia zapłonu wynoszącego 35° OWK przed GMP. Przebieg momentu obrotowego i sprawności ogólnej silnika dla badanego punktu przedstawiono w formie graficznej na rys. 6.31.



Rys. 6.31. Przebieg momentu obrotowego i sprawności ogólnej (punkt V bez EGR)

6.6.2. Pomiary przy zasilaniu silnika benzyną – z EGR

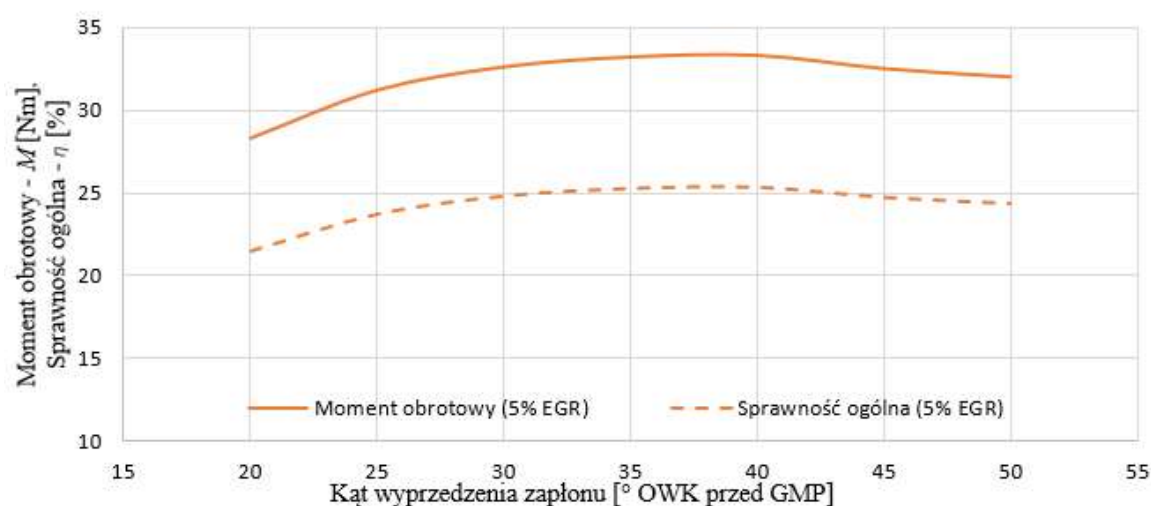
Podczas badań z dodatkiem EGR wynoszący 5% obj. udział dwutlenku węgla wynosił $CO_{2d} = 0,7\%$ obj. i $CO_{2s} = 14,4\%$ obj. Ciśnienie w kolektorze dolotowym ustabilizowało się podczas pomiarów na wartości $p_{dV-2} = 66$ kPa. Analizowane parametry zamieszczono w tab. 6.56 oraz 6.57. Przebieg momentu obrotowego i sprawności ogólnej dla tej serii badań zostały przedstawione w formie graficznej na rys. 6.32.

Tab. 6.56. Moment obrotowy i moc efektywna silnika (punkt V i 5% EGR)

Kąt wyprzedzenia zapłonu [° przed GMP]	Moment obrotowy [Nm]	Moc silnika [kW]
20	28,3	8,89
25	31,2	9,80
30	32,6	10,24
35	33,2	10,43
40	33,3	10,46
45	32,5	10,21
50	32,0	10,05

Tab. 6.57. Zużycie paliwa i sprawność ogólna silnika (punkt V i 5% EGR)

Kąt wyprzedzenia zapłonu [° przed GMP]	Jednostkowe zużycie paliwa [g/kWh]	Godzinowe zużycie paliwa [kg/h]	Sprawność ogólna [%]
20	389,7	3,465	21,48
25	353,4	3,464	23,69
30	338,0	3,462	24,77
35	331,8	3,461	25,23
40	330,9	3,462	25,30
45	339,0	3,461	24,70
50	344,2	3,460	24,33



Rys. 6.32. Przebieg momentu obrotowego i sprawności ogólnej (punkt V i 5% EGR)

Najwyższe wartości sprawności ogólnej silnika i generowanego momentu obrotowego uzyskano dla kąta wyprzedzenia zapłonu wynoszącego 40° OWK przed GMP.

W przypadku udziału EGR wynoszącego 10% obj. udział dwutlenku węgla wynosił $CO_{2d} = 1,4\%$ obj. i $CO_{2s} = 14,3\%$ obj. Ciśnienie w kolektorze dolotowym wynosiło $p_{dV-3} = 67$ kPa. Zmierzone i obliczone wartości zamieszczono w tab. 6.58 i 6.59.

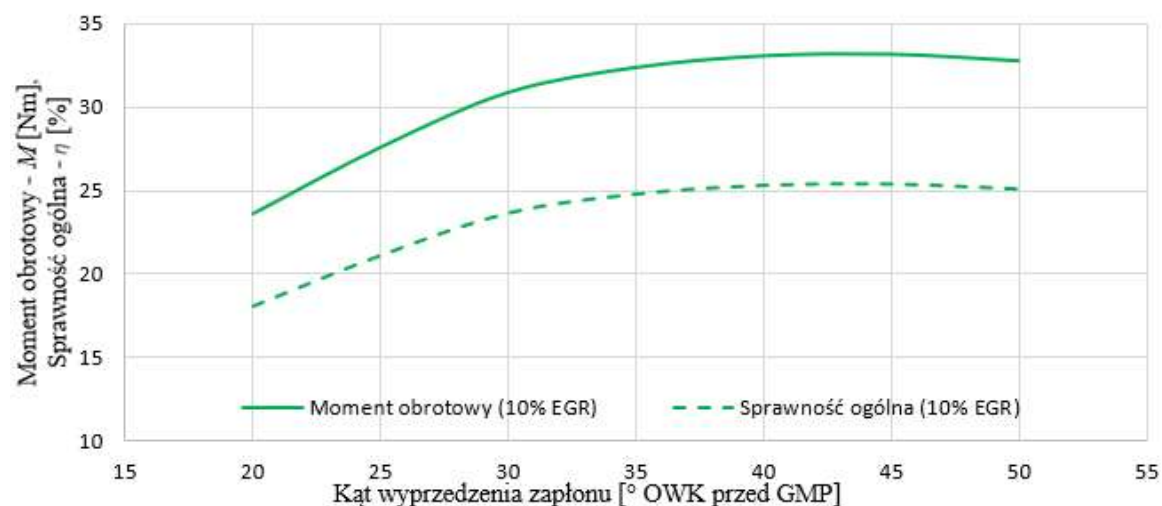
Tab. 6.58. Moment obrotowy i moc efektywna silnika (punkt V i 10% EGR)

Kąt wyprzedzenia zapłonu [° przed GMP]	Moment obrotowy [Nm]	Moc silnika [kW]
20	23,6	7,41
25	27,6	8,67
30	30,9	9,71
35	32,4	10,18
40	33,1	10,40
45	33,2	10,3
50	32,8	10,30

Tab. 6.59. Zużycie paliwa i sprawność ogólna silnika (punkt V i 10% EGR)

Kąt wyprzedzenia zapłonu [° przed GMP]	Jednostkowe zużycie paliwa [g/kWh]	Godzinowe zużycie paliwa [kg/h]	Sprawność ogólna [%]
20	463,0	3,433	18,08
25	396,1	3,435	21,13
30	353,5	3,432	23,68
35	337,4	3,434	24,82
40	330,3	3,435	25,35
45	329,3	3,435	25,43
50	333,3	3,435	25,12

W tym przypadku najwyższe wartości sprawności ogólnej silnika i generowanego momentu obrotowego uzyskano dla kąta wyprzedzenia zapłonu wynoszącego 45° OWK przed GMP. Powyższe dane w formie graficznej zostały przedstawione na rys. 6.33.



Rys. 6.33. Przebieg momentu obrotowego i sprawności ogólnej (punkt V i 10% EGR)

Dla dodatku EGR wynoszącego ok. 15% obj. udział dwutlenku węgla wynosił $CO_{2d} = 2,1\%$ obj. i $CO_{2s} = 14,3\%$ obj. Badania przeprowadzono z zachowaniem parametrów pracy silnika identycznych jak w poprzednich przypadkach, a ciśnienie w kolektorze dolotowym ustabilizowało się podczas pomiarów na wartości $p_{dV-4} = 68$ kPa. Wartość momentu obrotowego, mocy silnika, zużycia paliwa i sprawności ogólnej zamieszczono w tab. 6.60 i 6.61. Przebieg momentu obrotowego oraz sprawności ogólnej przedstawiono w formie graficznej na rys. 6.34.

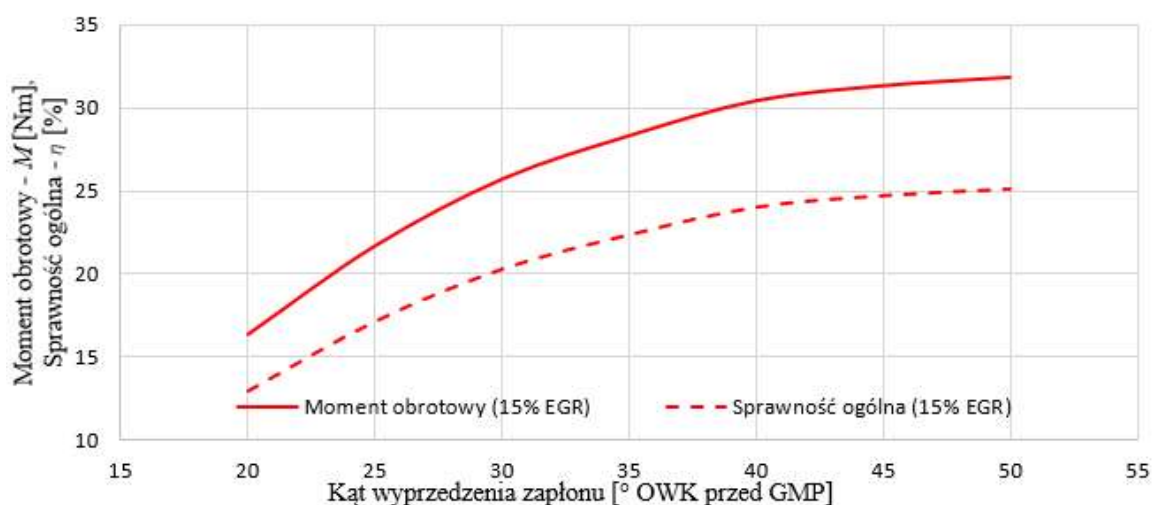
Tab. 6.60. Moment obrotowy i moc efektywna silnika (punkt V i 15% EGR)

Kąt wyprzedzenia zapłonu [° przed GMP]	Moment obrotowy [Nm]	Moc silnika [kW]
20	16,4	5,15
25	21,7	6,82
30	25,7	8,07
35	28,3	8,89
40	30,4	9,55
45	31,3	9,83
50	31,8	9,99

Tab. 6.61. Zużycie paliwa i sprawność ogólna silnika (punkt V i 15% EGR)

Kąt wyprzedzenia zapłonu [° przed GMP]	Jednostkowe zużycie paliwa [g/kWh]	Godzinowe zużycie paliwa [kg/h]	Sprawność ogólna [%]
20	647,1	3,334	12,94
25	488,9	3,333	17,12
30	413,0	3,335	20,27
35	374,9	3,333	22,33
40	348,9	3,332	24,00
45	339,0	3,334	24,69
50	333,7	3,334	25,09

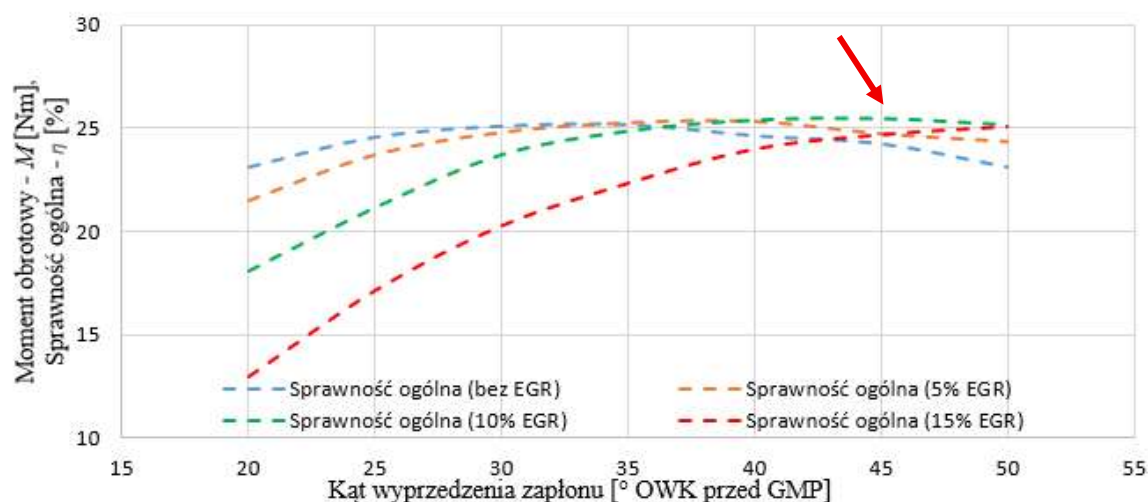
Na podstawie danych zawartych w powyższych tabelach oraz ich graficznego przedstawienia na rys. 6.34 należy stwierdzić, iż w analizowanym przypadku najwyższej wartości sprawności ogólnej silnika i generowanego momentu obrotowego uzyskano dla kąta wyprzedzenia zapłonu wynoszącego 50° OWK przed GMP.



Rys. 6.34. Przebieg momentu obrotowego i sprawności ogólnej (punkt V i 15% EGR)

6.6.3. Wyznaczenie punktu pracy silnika o największej sprawności

Przebieg sprawności ogólnej dla przeanalizowanych przypadków zestawiono i przedstawiono na rys. 6.35.



Rys. 6.35. Zestawienie sprawności ogólnej – badania dla punktu V

Przebiegi przedstawione powyżej wskazują, iż największą sprawność ogólną silnika osiągnięto dla kąta wyprzedzenia zapłonu wynoszącego 45° OWK przed GMP przy zastosowaniu recyrkulacji spalin o udziale wynoszącym 10% obj. (strzałka koloru czerwonego na rys. 6.35).

6.6.4. Wpływ wodoru na parametry pracy silnika w punkcie V

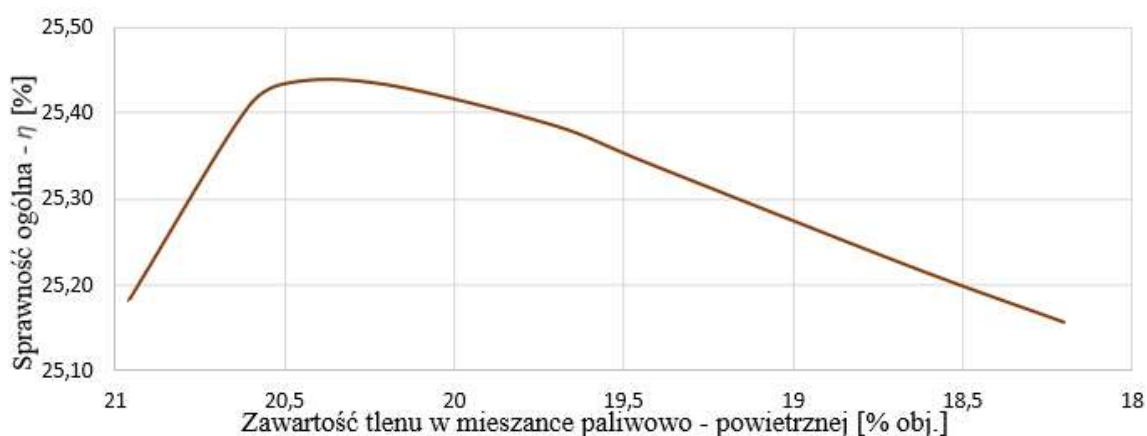
Parametry pracy silnika z dodatkiem wodoru uzyskane dla wybranych punktów zestawiono w tab. 6.62 i 6.63. W oparciu o wartości zamieszczone w tych tabelach wyznaczono przebieg sprawności ogólnej silnika w zależności od procentowego udziału wodoru w mieszance zasilającej silnik. Przebieg ten został przedstawiony na rys. 6.36.

Tab. 6.62. Moment obrotowy i moc silnika podczas badań z wodorem (punkt V)

Udział tlenu (udział wodoru) [% obj.]	Udział wodoru [% energii]	Moment obrotowy [Nm]	Moc silnika [kW]
20,96 (0,00)	0,00	33,5	10,52
20,61 (1,67)	5,77	34,1	10,72
20,48 (2,29)	8,28	34,5	10,85
20,20 (3,63)	13,44	34,7	10,91
19,70 (6,01)	17,78	34,8	10,95
19,43 (7,30)	21,96	35,1	11,04
18,65 (11,02)	32,39	35,4	11,11
18,20 (13,17)	33,00	35,5	11,15

Tab. 6.63. Parametry pracy silnika z różnymi dodatkami wodoru (punkt V)

Godzinowe zużycie benzyny [kg/h]	Godzinowe zużycie wodoru [kg/h]	Jednostkowe zużycie energii [MJ/kWh]	Sprawność ogólna [%]
3,499	0,000	14,296	25,18
3,328	0,073	14,170	25,41
3,275	0,106	14,153	25,44
3,110	0,173	14,154	25,43
2,968	0,230	14,181	25,39
2,847	0,287	14,205	25,34
2,493	0,428	14,274	25,22
2,487	0,439	14,310	25,16



Rys. 6.36. Przebieg sprawności ogólnej silnika w funkcji udziału tlenu (punkt V)

Do największego wzrostu sprawności ogólnej silnika doszło przy zastosowaniu dodatku wodoru wynoszącego 2,29–3,63% obj. (8,28–13,44% energii z wodoru). W tym przypadku również potwierdza się zasadność zastosowania w prowadzonych badaniach optymalnego dodatku wodoru wynoszącego ok. 3,50% obj. (w tym przypadku ok. 12,90% energii z wodoru).

Wraz ze wzrostem udziału objętościowego wodoru w mieszance zasilającej silnik zmniejszał się kąt wyprzedzenia zapłonu, dla którego uzyskiwano maksymalną wartość generowanego momentu obrotowego. Zestawienie udziału tlenu w kolektorze dolotowym wraz z udziałem wodoru i kąta wyprzedzenia zapłonu, dla którego osiągnięto maksymalną wartość momentu obrotowego zamieszczono w tab. 6.64.

Tab. 6.64. Udział wodoru i KWZ maksymalnego momentu obrotowego (punkt V)

Udział tlenu [% obj.]	Udział wodoru [% obj.]	Kąt wyprzedzenia zapłonu [° OWK przed GMP]
20,96	0,00	45
20,61	1,71	37
20,48	2,33	35
20,20	3,66	34
19,70	6,05	33
19,43	7,34	32
18,65	11,06	30
18,20	13,20	29

Badania wpływu dodatku wodoru na parametry pracy silnika przeprowadzono dla udziału EGR wynoszącego 10% obj. i kąta wyprzedzenia zapłonu równego 45° OWK przed GMP z zastosowaniem różnych wartości udziału dodatku wodoru. Początkowy udział tlenu w kolektorze dolotowym silnika pracującego z wykorzystaniem EGR wynosił 19,75% obj. Uzyskane parametry pracy silnika zestawiono w tab. 6.65 i 6.66.

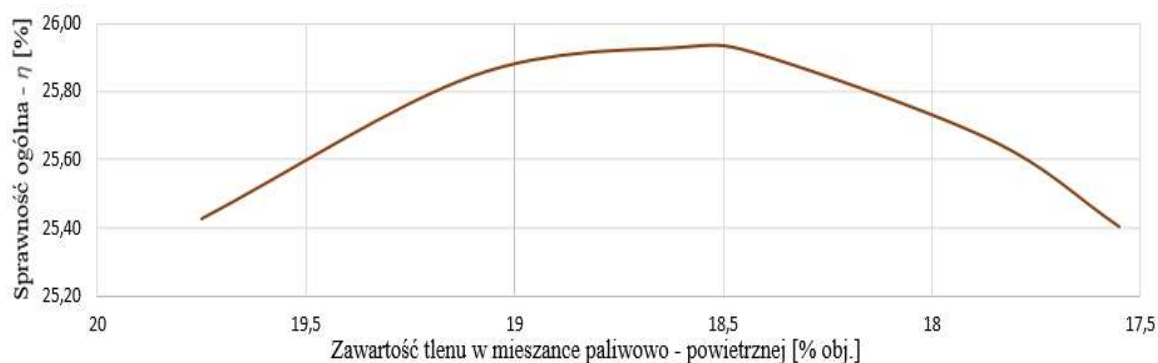
Tab. 6.65. Moment obrotowy i moc silnika podczas badań z wodorem (punkt V i EGR)

Udział tlenu [% obj.]	Udział wodoru [% energii]	Moment obrotowy [Nm]	Moc silnika [kW]
19,75	0,00	33,2	10,43
19,10	4,17	33,5	10,52
18,60	14,25	33,6	10,56
18,42	18,35	33,7	10,59
17,86	19,82	33,8	10,62
17,55	23,61	33,9	10,65

Tab. 6.66. Parametry pracy silnika z różnymi dodatkami wodoru (punkt V i EGR)

Godzinowe zużycie benzyny [kg/h]	Godzinowe zużycie wodoru [kg/h]	Jednostkowe zużycie energii [MJ/kWh]	Sprawność ogólna [%]
3,343	0,000	14,159	25,43
3,267	0,051	13,929	25,85
2,923	0,174	13,884	25,93
2,793	0,225	13,893	25,91
2,778	0,246	14,031	25,66
2,681	0,297	14,172	27,40

Przebieg sprawności ogólnej w funkcji udziału tlenu w mieszance paliwowo-powietrznej zasilającej silnik przedstawiono na rys. 6.37.



Rys. 6.37. Przebieg sprawności ogólnej silnika w funkcji udziału tlenu (punkt V i EGR)

Największa sprawność silnika pracującego z wykorzystaniem EGR wystąpiła przy dodatku wodoru skutkującym zmniejszeniem udziału tlenu w kolektorze dolotowym do ok. 18,50% obj. (ok. 16,10% energii z wodoru), przy której doszło do zwiększenia sprawności o 0,50% (z 25,43% do 25,93%). Kąt wyprzedzenia zapłonu, dla którego osiągnięto największą sprawność zmienił się z 45° OWK przed GMP na 42° OWK przed GMP.

6.6.5. Podsumowanie badań dla V punktu pracy silnika

W dalszej części pracy analizom poddano zmianę składu spalin, a także przebieg ciśnienia i procesu spalania dla silnika zasilanego tylko benzyną przy kącie wyprzedzenia zapłonu wynoszącym 35° OWK przed GMP, silnika zasilanego benzyną z dodatkiem ok. 3,50% obj. wodoru (ok. 12,90% energii z wodoru) dla tego samego kąta wyprzedzenia

zapłonu, a także silnika pracującego z dodatkiem 10% obj. EGR przy KWZ wynoszącym 45° OWK zasilanego benzyną oraz benzyną z dodatkiem wodoru w ilości powodującej zmniejszenie udziału tlenu w kolektorze dolotowym do ok. 18,50% obj. co było równoznaczne z udziałem ok. 16,10% energii z wodoru.

6.7. Podsumowanie badań dotyczących wskaźników użytkowych silnika

Przeprowadzone badania wykazały, iż najlepszy wpływ na zwiększenie sprawności ogólnej silnika pracującego przy obciążeniu częściowym ma zastosowanie recyrkulacji spalin o udziale wynoszącym 10% obj. przy niższych obciążeniach niezależnie od prędkości obrotowej wału korbowego silnika. Przy zwiększeniu obciążenia silnika do największego wzrostu sprawności dochodzi przy zmniejszającym się udziale spalin poddanych recyrkulacji (ok. 5% obj.). W przypadku pierwszego z przebadanych punktów i zastosowaniu recyrkulacji spalin uzyskano wzrost sprawności ogólnej silnika wynoszący niespełna 1% (0,98%). Przy niższym i wyższym obciążeniu doszło do zwiększenia sprawności ogólnej o odpowiednio 0,51% i 0,27%, a przy mniejszej i większej prędkości obrotowej o odpowiednio 0,64% i 0,25%. W celu umożliwienia przeprowadzenia dalszych analiz uzyskane wartości wyrażono jako względną zmianę sprawności odniesioną do największej dla danego punktu początkowej sprawności ogólnej. Zmierzone i obliczone wartości zamieszczono w tab. 6.67.

Tab. 6.67. Zmiana sprawności silnika badawczego podczas badań (EGR)

Punkt pracy silnika	Sprawność ogólna bez/z EGR [%]	Wzrost sprawności [%]	Względna zmiana sprawności [%]
I	24,86/25,88	1,02	4,1
II	22,60/23,11	0,51	2,3
III	27,34/27,61	0,27	1,0
IV	25,19/25,83	0,64	2,5
V	25,18/25,43	0,25	1,0

Sprawność ogólna silnika po zastosowaniu EGR w punkcie I zwiększyła się o 4,1% i był to największy z odnotowanych podczas pomiarów zysków sprawności. Dla pozostałych punktów tj. dla mniejszego obciążenia i tej samej prędkości obrotowej silnika oraz mniejszej prędkości obrotowej i podobnej jak w pierwszym punkcie wartości obciążenia sprawność ogólna zwiększyła się o odpowiednio 2,3% i 2,5% względem wartości

początkowych. W przypadku większego obciążenia silnika przy stałej prędkości obrotowej i dla większej prędkości obrotowej przy zachowaniu stałej wartości obciążenia sprawność wzrosła o 1,0%.

W przypadku zastosowania dodatku wodoru do mieszanki paliwowo-powietrznej zasilającej silnik pracujący bez EGR do najbardziej znaczącego zwiększenia sprawności dochodzi w przy zastosowaniu wodoru w udziale ok. 3,50% obj. dla prędkości obrotowej wału korbowego silnika wynoszącej 2500 1/min. Przy mniejszej prędkości obrotowej wynoszącej 2000 1/min najlepszy efekt w postaci zwiększenia sprawności przyniosło zastosowanie dodatku wodoru w udziale ok. 3,00% obj. Dla wyższej prędkości obrotowej wynoszącej 3000 1/min do największego zwiększenia sprawności doszło przy udziale wodoru dodanego do kolektora dolotowego wynoszącym ok. 3,00% obj. Sprawność ogólna silnika w pierwszym z przebadanych punktów wzrosła o 0,22%. W przypadku tej samej prędkości obrotowej, ale mniejszego i większego obciążenia częściowego silnika zaobserwowano wzrost sprawności ogólnej wynoszący odpowiednio ok. 0,25% (0,24–0,26%) i ok. 0,15% (0,15–0,16%). W przypadku mniejszej i większej prędkości obrotowej doszło do zwiększenia sprawności o ok. 0,20% (0,20–0,21%) i ok. 0,25% (0,25–0,26%). Uzyskane wartości wyrażono jako maksymalną względną zmianę sprawności odniesioną do największej dla danego punktu początkowej sprawności ogólnej. Zmierzone i obliczone wartości zamieszczono w tab. 6.68.

Tab. 6.68. Zmiana sprawności silnika badawczego podczas badań (wodór)

Punkt pracy silnika	Sprawność ogólna bez/z wodorem [%]	Wzrost sprawności [%]	Względna zmiana sprawności [%]
I	24,86/25,08	0,22	0,9
II	22,60/22,86	0,26	1,2
III	27,34/27,49	0,15	0,5
IV	25,19/25,39	0,20	0,8
V	25,18/25,65	0,47	1,9

Dla stałej prędkości obrotowej wału korbowego silnika wraz ze wzrostem obciążenia zwiększała się względna zmiana sprawności, która osiągała wartości od 0,5% dla małego obciążenia, przez 0,9% dla punktu I, aż do 1,2% dla dużego obciążenia silnika badawczego. Względna zmiana sprawności zwiększała się również w przypadku wzrostu prędkości obrotowej i wynosiła 0,8% w dla 2000 1/min i 1,2% dla 3000 1/min.

W przypadku zastosowania równoczesnego dodatku EGR i wodoru zaobserwowano zwiększenie sprawności ogólnej silnika pracującego w punkcie I o 0,71%. W przypadku mniejszego i większego obciążenia silnika (punkty II i III) zaobserwowano wzrost sprawności ogólnej o odpowiednio 0,63% i 0,41%. Dla mniejszej i większej prędkości obrotowej wału korbowego silnika (2000 1/min i 3000 1/min) sprawność ogólna silnika wzrosła odpowiednio o 0,66% i 0,50%. W celu możliwości porównania zwiększenia sprawności dla przebadanych punktów obliczono o ile zwiększyła się sprawność silnika pracującego w danym punkcie z dodatkiem wodoru i EGR względem jego sprawności uzyskanej w tym samym punkcie poprzez zastosowanie tylko dodatku EGR. Obliczoną różnicę odniesiono do sprawności silnika pracującego z zastosowaniem EGR przez co wyznaczono względną zmianę sprawności. Zmierzone i obliczone wartości zostały zamieszczone w tab. 6.69.

Tab. 6.69. Zmiana sprawności silnika podczas badań

Punkt pracy silnika	Sprawność ogólna przed/po dodaniu wodoru [%]	Wzrost sprawności [%]	Względna zmiana sprawności [%]
I	25,88/26,59	0,71	2,7
II	23,11/23,74	0,63	2,7
III	27,61/28,02	0,41	1,5
IV	25,83/26,49	0,66	2,6
V	25,43/25,93	0,50	2,0

W przypadku zastosowania recyrkulacji spalin i dodatku wodoru w punkcie I pracy silnika doszło do względnego zwiększenia sprawności o 2,7%. Identyczna wartość uzyskano dla tej samej prędkości obrotowej wynoszącej 2500 1/min i mniejszego obciążenia silnika, natomiast dla większego obciążenia względna zmiana sprawności wyniosła 1,5%. Dla prędkości obrotowej 2000 1/min względna zmiana sprawności wyniosła 2,6%, a dla prędkości obrotowej 3000 1/min obrotowej wyniosła 2,0%.

Zastosowanie recyrkulacji spalin skutkowało zwiększeniem kąta wyprzedzenia zapłonu, przy którym uzyskiwano maksymalny moment obrotowy i sprawność. Im większy udział EGR tym bardziej zwiększał się kąt wyprzedzenia zapłonu, ale dodatek wodoru skutkował kompensacją tego zwiększenia. Kąt wyprzedzenia zapłonu, dla którego uzyskano największą sprawność ogólną przy zastosowaniu dodatku wodoru względem

punktu pracy z udziałem EGR, dla którego osiągnięto największą sprawność zmniejszył się o 6° dla punktu I, 5° dla punktu II, 7° dla punktu III, 6° dla punktu IV i 3° dla punktu V. Zmiana kąta wyprzedzenia zapłonu zwiększała się wraz ze wzrostem obciążenia silnika przy tej samej jego prędkości obrotowej. Dla większej prędkości obrotowej silnika zaobserwowano mniejszą zmianę kąta wyprzedzenia zapłonu niż w przypadku zastosowania recyrkulacji spalin bez dodatku wodoru, a tym samym zastosowanie recyrkulacji spalin wpływało na wydłużenie procesu spalania, a dodatek wodoru przyspieszał ten proces. Wobec tego zasadne jest przeprowadzenie analiz dotyczących przebiegu procesu spalania, które zostały zawarte w dalszej części pracy i umożliwiły dokładne określenie tych zmian.

Dodatek wodoru w ilości skutkującej uzyskaniem ok. 13,60% energii z jego spalanie przy równoczesnym zastosowaniu EGR skutkował największym zyskiem sprawności ogólnej dla I punktu pracy silnika. Dla większego obciążenia wartość ta uległa zmniejszeniu do niespełna 6,00% energii uzyskanej z wodoru, a dla mniejszego obciążenia nie uległa znaczącej zmianie względem wartości określonej dla punktu I. w przypadku mniejszej i większej prędkości obrotowej wału korbowego silnika wartości te wynosiły ok. 16,60% energii uzyskanej z wodoru (dla mniejszej prędkości obrotowej) i ok. 16,10% energii zyskanej z wodoru (dla większej prędkości obrotowej).

Należy dodatkowo zaznaczyć, iż w I i II punkcie pracy silnika po zastosowaniu dodatku EGR, przy zachowaniu stałego otwarcia przepustnicy, zaobserwowano wzrost wartości momentu obrotowego mierzonego na hamulcu. Zaobserwowana zmiana wynika najprawdopodobniej z kompensacji zmniejszenia pętli wymiany ładunku podczas sprężania skutkującej ograniczeniem negatywnego wpływu (zmniejszeniem) pętli zawartej pomiędzy wydechem oraz napełnianiem komory spalania wywierającej negatywny wpływ na wskaźniki użytkowe silnika. Wobec tego zasadne jest twierdzenie, iż zysk z ograniczenia negatywnego wpływu pętli wynikającej z podciśnienia w kolektorze dolotowym przewyższał stratę wywołaną zmniejszeniem pętli powstałej na skutek spalania. Podobne wyniki badań zostały uzyskane przez Hübnera i in. oraz Eischledera i in. [106], [107]. W związku z nieprecyzyjnymi opisami zaobserwowanego zjawiska zasadne jest rozwinięcie tej tematyki badawczej w kolejnych opracowaniach.

7. Badania zmiany składu spalin

7.1. Metodyka pomiarów składu spalin

Badania w zakresie składu spalin przeprowadzono przy wykorzystaniu analizatorów spalin *Capelec* i *Radiotechnika* opisanych w punkcie 5.1.2 pracy. Skład spalin przebadano w punktach pracy silnika określonych i opisanych w poprzednim rozdziale, a uzyskane wyniki zamieszczono w tabelach i przedstawiono je formie graficznej. Analizom poddano udział objętościowy CO, CO₂, HC i NO_x w spalinach. W przypadku zastosowania dodatku wodoru udział objętościowy tych składników spalin poddano analizie względem udziału tlenu w kolektorze dolotowym. Skutkiem tego w pracy nie przedstawiono analiz dotyczących zmiany ich udziału względem udziału H₂ w spalinach. Badania wykonano w kolejno pięciu punktach pracy silnika (rys. 6.2).

7.2. Analiza dla I punktu pracy silnika

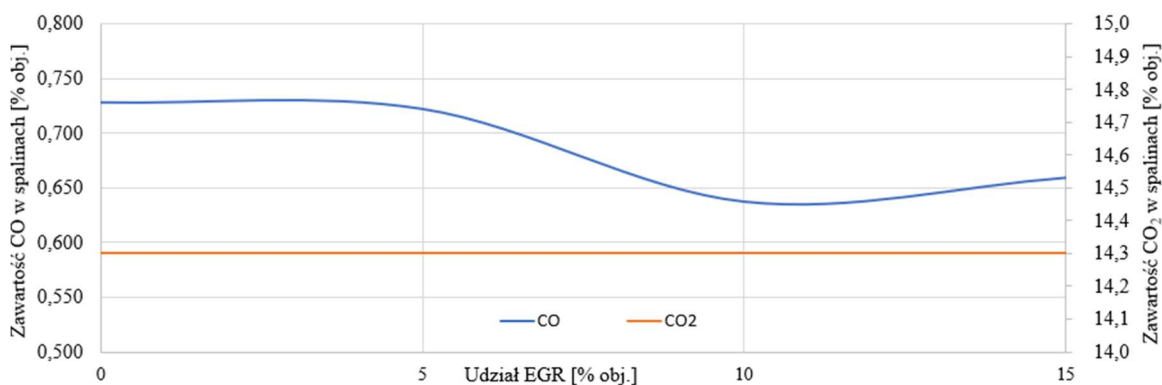
7.2.1. Zmiana składu spalin w zależności od stopnia EGR

Pierwszą z wyznaczonych charakterystyk jest zmiana udziału objętościowego poszczególnych składników spalin w zależności od stopnia EGR. Analizę przeprowadzono w zakresie udziału EGR wynoszącego od 0% obj. – brak EGR do 15% obj. Wybrane wartości (co 5% obj. udziału EGR) udziału poszczególnych składników w spalinach zestawiono w tab. 7.1, w której dodatkowo, w nawiasach, zamieszczono wartości dotyczące zmiany udziału poszczególnych składników spalin w wyszczególnionych punktach. Zmiany te wyrażono procentowo, a jako wartość odniesienia (100%) przyjęto udziały poszczególnych składników podczas pomiarów bez EGR (0% obj. EGR).

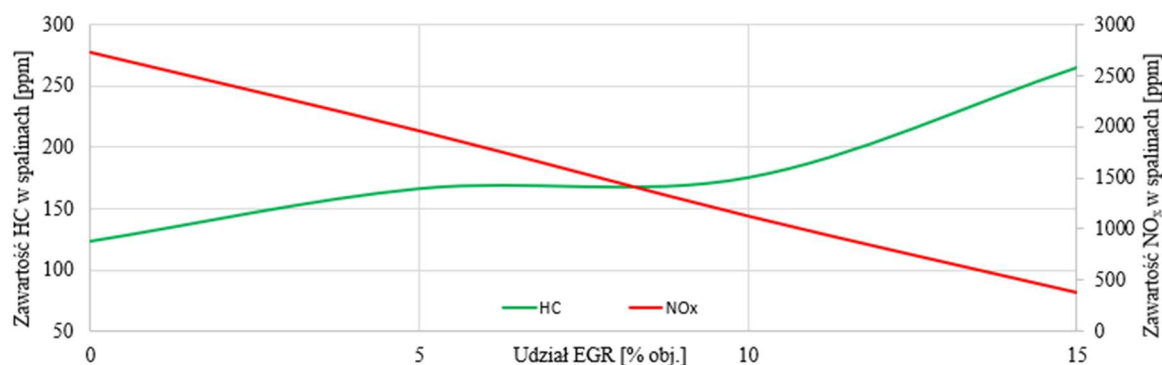
Tab. 7.1. Udział objętościowy składników w spalinach względem udziału EGR (punkt I)

Udział EGR [% obj.]	Poszczególne składniki spalin			
	CO [% obj.]	CO ₂ [% obj.]	HC [ppm]	NO _x [ppm]
0	0,728 (100%)	14,3 (100%)	123 (100%)	2731 (100%)
5	0,722 (99%)	14,3 (100%)	166 (135%)	1960 (72%)
10	0,637 (88%)	14,3 (100%)	175 (142%)	1124 (41%)
15	0,659 (91%)	14,3 (100%)	265 (215%)	373 (14%)

Na podstawie tab. 7.1 wyznaczono przebieg udziału każdego ze składników spalin i przedstawiono je w formie graficznej. Z uwagi na analizy przeprowadzone w dalszej części pracy przedstawione wartości wyrażono w % obj. i ppm w funkcji udziału EGR, a nie jako wartości procentowe zamieszczone w nawiasach. Na rys. 7.1 przedstawiono przebieg zmiany udziału CO i CO₂, a na rys. 7.2 przebieg zmiany udziału HC i NO_x.



Rys. 7.1. Udział objętościowy CO i CO₂ w spalinach względem udziału EGR (punkt I)



Rys. 7.2. Udział objętościowy HC i NO_x w spalinach względem udziału EGR (punkt I)

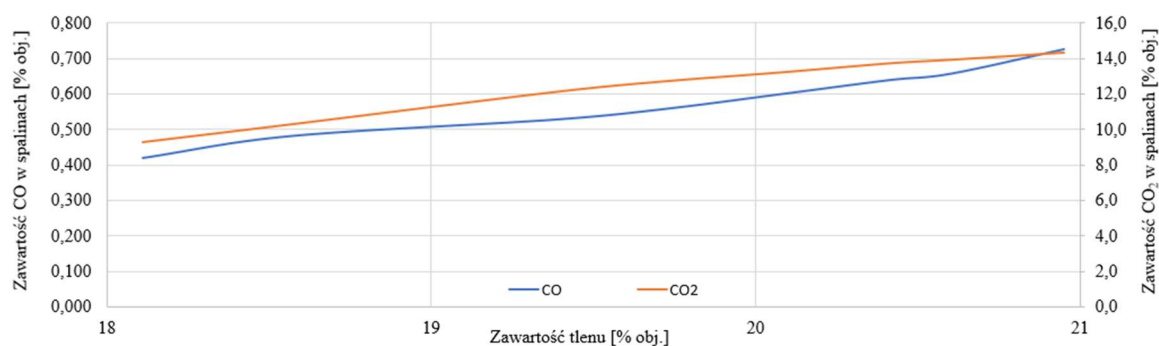
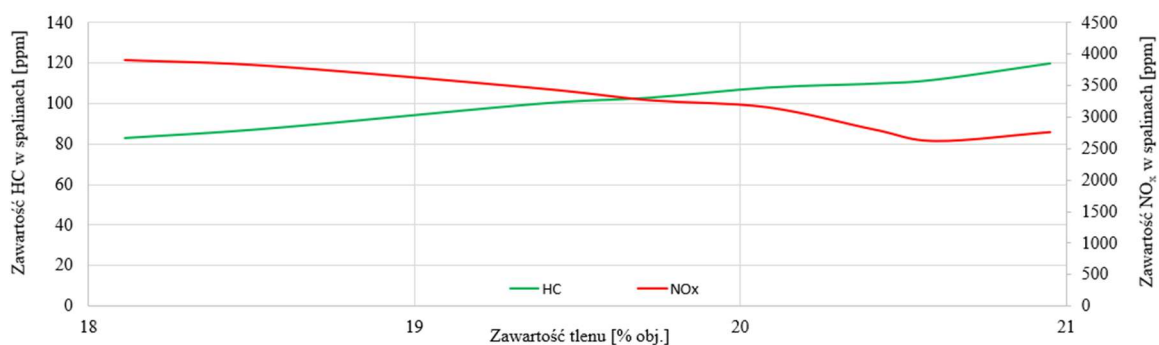
Przedstawione wartości umożliwiają stwierdzenie, iż udział objętościowy CO w spalinach zmniejsza się wraz ze wzrostem udziału EGR i osiąga najmniejszą wartość w punkcie, w którym występuje największa sprawność ogólna silnika osiągając 88% wartości początkowej. Udział CO₂ był utrzymywany na możliwie niezmiennym poziomie. Wraz ze wzrostem udziału EGR dochodzi do zwiększenia udziału HC w spalinach sięgającego 215% wartości początkowej. Wzrost udziału EGR prowadzi również do zmniejszenia udziału NO_x w spalinach do zaledwie 14% wartości początkowej.

7.2.2. Zmiana składu spalin w zależności od dodatku wodoru

Dla I punktu pracy silnika przeprowadzono dodatkową analizę dotyczącą zmiany udziału objętościowego poszczególnych składników spalin względem udziału tlenu w kolektorze dolotowym zmniejszanego dodatkiem wodoru. Uzyskane wartości zamieszczono w sposób analogiczny jak w poprzednim punkcie w tab. 7.2, a ich przebieg w formie graficznej przedstawiono na rys. 7.3 i 7.4.

Tab. 7.2. Udział objętościowy składników w spalinach względem udziału tlenu

Udział obj. tlenu [% obj.]	Poszczególne składniki spalin			
	CO [% obj.]	CO ₂ [% obj.]	HC [ppm]	NO _x [ppm]
20,95	0,727 (100%)	14,3 (100%)	120 (100%)	2761 (100%)
20,60	0,658 (91%)	13,9 (97%)	112 (93%)	2620 (95%)
20,41	0,640 (88%)	13,7 (96%)	110 (92%)	2801 (101%)
20,08	0,601 (83%)	13,2 (92%)	108 (90%)	3154 (114%)
19,72	0,559 (77%)	12,7 (89%)	103 (86%)	3264 (118%)
19,38	0,529 (73%)	12,1 (85%)	100 (83%)	3451 (125%)
18,57	0,483 (66%)	10,3 (72%)	88 (73%)	3799 (138%)
18,11	0,421 (58%)	9,3 (65%)	83 (69%)	3898 (141%)

Rys. 7.3. Udział objętościowy CO i CO₂ w spalinach względem udziału tlenuRys. 7.4. Udział objętościowy HC i NO_x w spalinach względem udziału tlenu

Przeprowadzone badania wykazały, iż dodatek wodoru do mieszanki paliwowo-powietrznej zasilającej silnik skutkuje zmniejszeniem udziału objętościowego CO i CO₂ w spalinach tym większym im większy dodatek wodoru. Dodatek wodoru skutkujący zmniejszeniem udziału tlenu do 18,11% obj. skutkował zmniejszeniem udziału tlenu i dwutlenku węgla w spalinach do odpowiednio 58% i 65% wartości początkowych. Wraz ze wzrostem udziału wodoru zmniejszała się również udział HC w spalinach osiągając 69% wartości początkowej przy udziale wodoru analogicznym jak opisany w poprzednim zdaniu. Zwiększenie udziału wodoru skutkowało zwiększeniem udziału NO_x w spalinach sięgającym 141% wartości początkowej przy zmniejszeniu udziału tlenu do 18,11%. Z uwagi na powtarzalność wyników badań uzyskanych dla silnika pracującego z dodatkiem wodoru bez udziału EGR a pracy zamieszczono jedynie analizę wykonaną dla punktu I (nie zamieszczono wyników analiz dla punktów II-V).

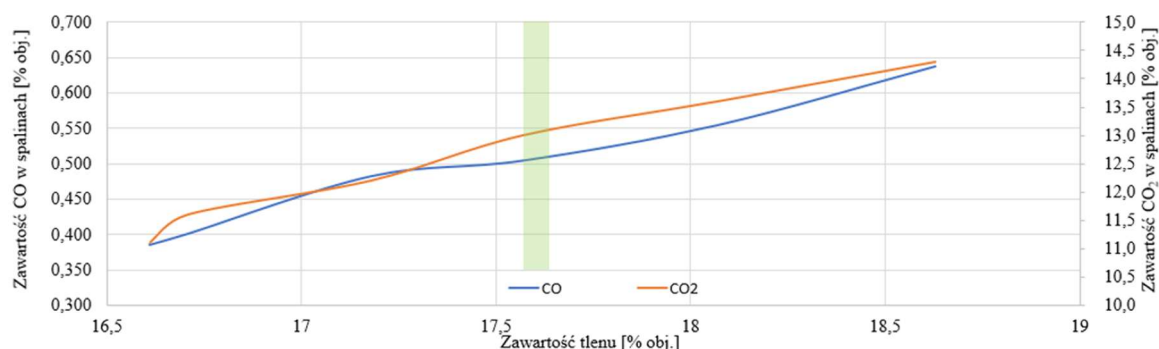
7.2.3. Zmiana składu spalin w zależności od dodatku wodoru i EGR

Wyniki analizy dotyczącej zmiany udziału objętościowego poszczególnych składników spalin względem dodatku wodoru powodującego zmniejszenie udziału tlenu w kolektorze dolotowym zamieszczono w tab. 7.3. Jako wartość odniesienia przyjęto punkt pracy o największej sprawności, czyli silnik pracujący z udziałem EGR wynoszącym 10% obj. przy kącie wyprzedzenia zapłonu równym 40° OWK przed GMP opisany powyżej.

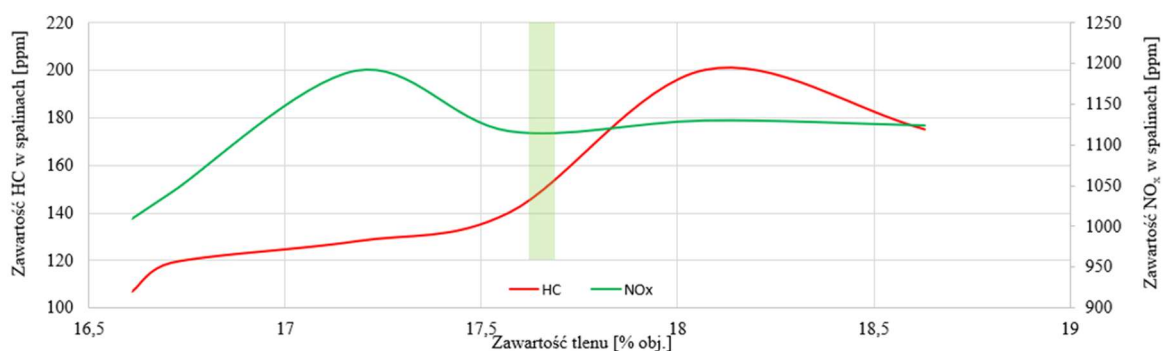
Tab. 7.3. Udział objętościowy składników w spalinach (punkt I – wodór i EGR)

Udział obj. tlenu [% obj.]	Poszczególne składniki spalin			
	CO [% obj.]	CO ₂ [% obj.]	HC [ppm]	NO _x [ppm]
18,63	0,637 (100%)	14,3 (100%)	175 (100%)	1124 (100%)
18,07	0,554 (87%)	13,6 (95%)	200 (114%)	1130 (101%)
17,57	0,504 (79%)	13,0 (91%)	140 (80%)	1117 (99%)
17,18	0,482 (76%)	12,2 (85%)	128 (73%)	1191 (106%)
16,71	0,401 (63%)	11,6 (81%)	119 (68%)	1042 (93%)
16,61	0,385 (60%)	11,1 (78%)	107 (61%)	1010 (90%)

Przeprowadzone w rozdziale 6 pracy analizy wykazały, iż największą sprawność silnika badawczego pracującego z wykorzystaniem EGR uzyskano przy dodatku wodoru skutkującym zmniejszeniem udziału tlenu w kolektorze dolotowym do ok. 17,60% obj. Przebieg działu objętościowego składników spalin z tab. 7.3 względem udziału tlenu w kolektorze dolotowym przedstawiono na rys. 7.5 i 7.6, na których obszarami koloru zielonego oznaczono zakres osiągniętej największej sprawności ogólnej silnika badawczego.



Rys. 7.5. Udział objętościowy CO i CO₂ w spalinach (punkt I – wodór i EGR)



Rys. 7.6. Udział objętościowy HC i NO_x w spalinach (punkt I – wodór i EGR)

7.2.4. Podsumowanie badań dla I punktu pracy silnika

Przeprowadzone analizy wykazały, iż zastosowanie dodatku wodoru do mieszanki paliwowo-powietrznej skutkuje zwiększeniem udziału objętościowego NO_x w spalinach, ale zastosowanie równoczesnego dodatku wodoru połączonego z recyrkulacją spalin powoduje nieznaczne zmniejszenie udziału CO, CO₂, CC i NO_x. Zawężając analizę wyników do dodatku wodoru powodującego największy wzrost sprawności (wyszczególnienie pogrubieniem w tab. 7.3 i przybliżona lokalizacja oznaczona obszarami koloru zielonego na powyższych rysunkach) należy stwierdzić, iż doszło do zmniejszenia udziału objętościowego tlenu i dwutlenku węgla w spalinach do odpowiednio 79% i 91% wartości początkowych. W przypadku HC i NO_x odnotowano zmniejszenie do odpowiednio 80% i 99% wartości początkowych.

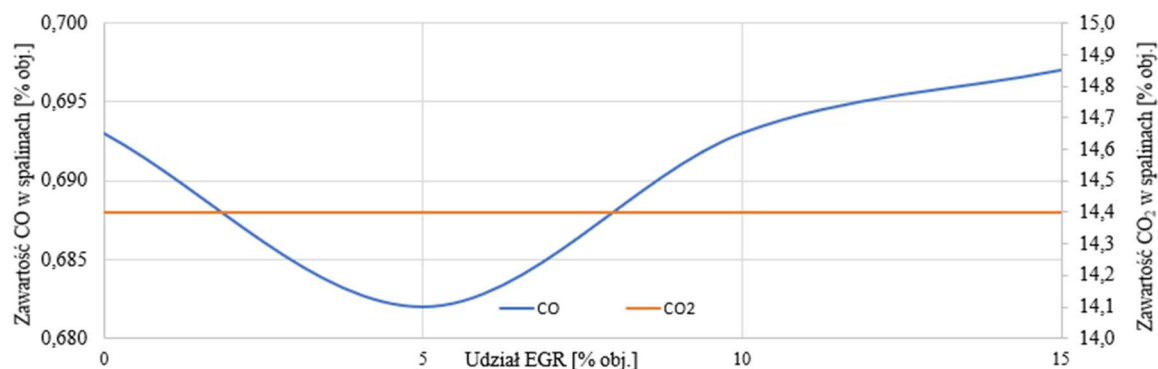
7.3. Analiza dla II punktu pracy silnika

Analizę udziału objętościowego poszczególnych składników spalin w zależności od stopnia EGR przeprowadzono w sposób analogiczny względem I punktu pracy silnika. Udziały poszczególnych składników w spalinach zestawiono w tab. 7.4.

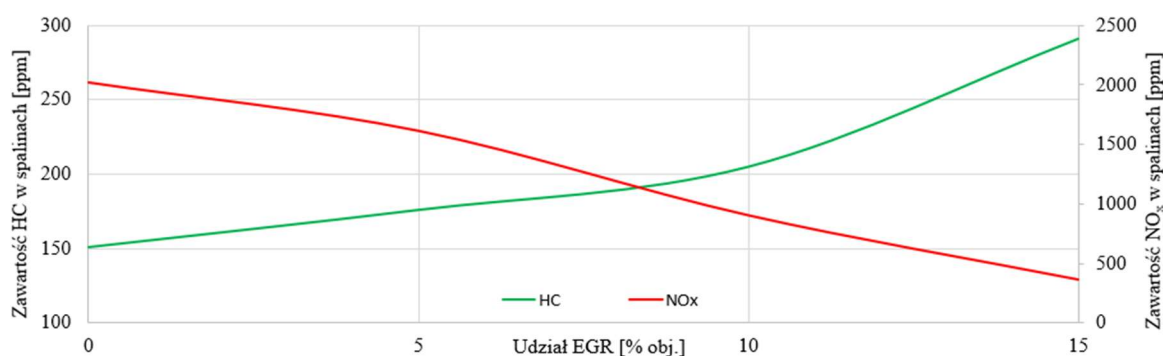
Tab. 7.4. Udział objętościowy składników w spalinach względem udziału EGR (punkt II)

Udział EGR [% obj.]	Poszczególne składniki spalin			
	CO [% obj.]	CO ₂ [% obj.]	HC [ppm]	NO _x [ppm]
0	0,693 (100%)	14,4 (100%)	151 (100%)	2018 (100%)
5	0,682 (98%)	14,4 (100%)	176 (117%)	1611 (80%)
10	0,693 (100%)	14,4 (100%)	205 (175%)	900 (45%)
15	0,697 (101%)	14,4 (100%)	291 (193%)	395 (18%)

Na podstawie powyższej tabeli wyznaczono przebieg udziału każdego ze składników spalin, które przedstawiono w formie graficznej na rys. 7.7 i 7.8.



Rys. 7.7. Udział objętościowy CO i CO₂ w spalinach względem udziału EGR (punkt II)



Rys. 7.8. Udział objętościowy HC i NO_x w spalinach względem udziału EGR (punkt II)

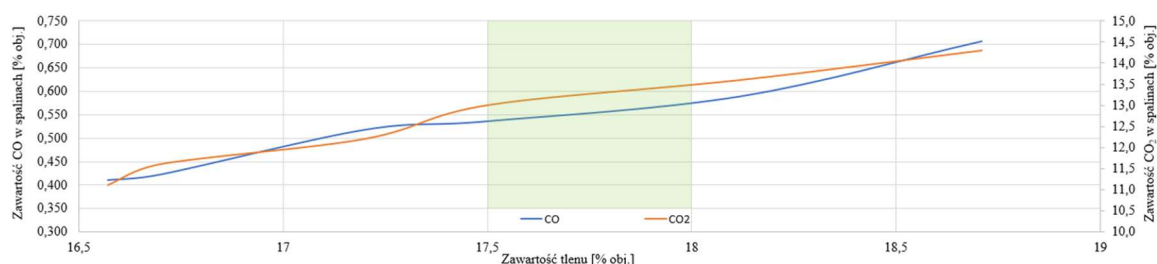
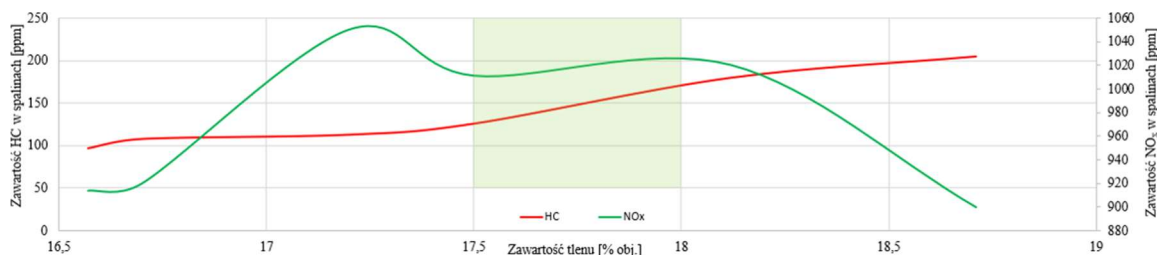
Udział objętościowy CO w spalinach uległ co najwyżej nieznacznej zmianie w zakresie 98–101% wartości początkowej. Udział CO₂ utrzymywano na stałym poziomie. Wraz ze wzrostem udziału EGR doszło do zwiększenia udziału HC w spalinach sięgającego 193% wartości początkowej. Wraz ze wzrostem udziału EGR doszło do zmniejszenia udziału objętościowego NO_x w spalinach do 18% wartości początkowej.

Wyniki analizy analogicznie jak w poprzednim punkcie zestawiono w tabeli i przedstawiono w formie graficznej. Wartości uzyskane dla silnika pracującego z KWZ wynoszącym 45° OWK przed GMP i udziałem recyrkulowanych spalin wynoszącym 10% obj. zestawiono w tab. 7.5 i przedstawiono na rys. 7.9 i 7.10.

Tab. 7.5. Udział objętościowy składników w spalinach (punkt II – wodór i EGR)

Udział obj. tlenu [% obj.]	Poszczególne składniki spalin			
	CO [% obj.]	CO ₂ [% obj.]	HC [ppm]	NO _x [ppm]
18,71	0,693 (100%)	14,3 (100%)	205 (100%)	900 (100%)
18,12	0,589 (85%)	13,6 (95%)	180 (88%)	1020 (113%)
17,50	0,536 (77%)	13,0 (91%)	126 (61%)	1011 (112%)
17,20	0,518 (75%)	12,2 (85%)	113 (55%)	1050 (117%)
16,70	0,423 (61%)	11,6 (81%)	108 (53%)	920 (102%)
16,57	0,411 (59%)	11,1 (78%)	97 (47%)	914 (102%)

Największą sprawność silnika badawczego pracującego z wykorzystaniem EGR uzyskano przy dodatku wodoru skutkującym zmniejszeniem udziału tlenu w kolektorze dolotowym do 17,50% obj. Podobne wartości sprawności utrzymywały się w zakresie 17,50–18,00% obj. (rys. 6.16). Udział objętościowy składników spalin z tab. 7.5 względem udziału tlenu w kolektorze dolotowym przedstawiono na rys. 7.9 i 7.10. Obszarami koloru zielonego oznaczono zakres osiągniętej największej sprawności ogólnej silnika.

Rys. 7.9. Udział objętościowy CO i CO₂ w spalinach (punkt II – wodór i EGR)Rys. 7.10. Udział objętościowy HC i NO_x w spalinach (punkt II – wodór i EGR)

Przeprowadzone analizy potwierdziły informacje uzyskane dla poprzedniego przebadanego punktu pracy silnika. Zawężając analizę wyników do dodatku wodoru powodującego największy wzrost sprawności należy stwierdzić, iż doszło do zmniejszenia udziału tlenu i dwutlenku węgla do odpowiednio 77% i 91% wartości początkowych. W przypadku HC zaobserwowano zmniejszenie udziału do 61% wartości początkowej, natomiast udział NO_x w spalinach uległ zwiększeniu osiągając 112% wartości początkowej.

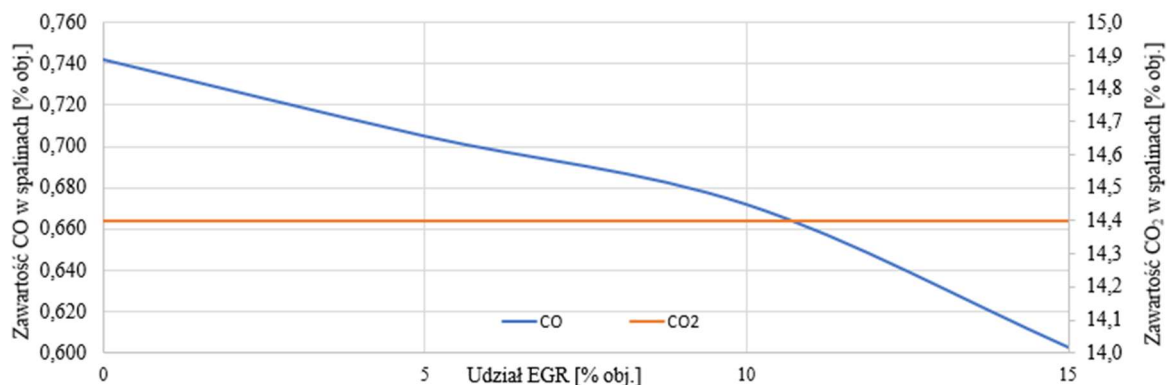
7.4. Analiza dla III punktu pracy silnika

Udział objętościowy poszczególnych składników w spalinach dla trzeciego punktu pracy silnika został zamieszczony w tab. 7.6.

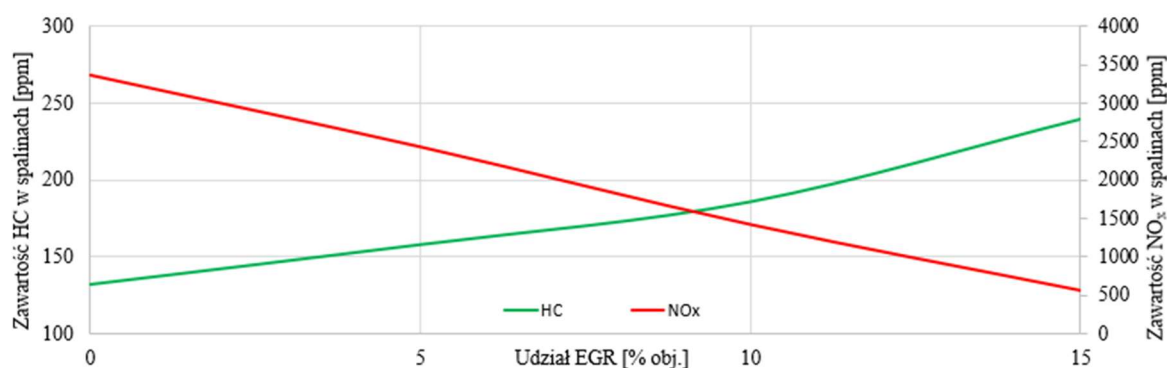
Tab. 7.6. Udział objętościowy składników w spalinach względem udziału EGR (punkt III)

Udział EGR [% obj.]	Poszczególne składniki spalin			
	CO [% obj.]	CO ₂ [% obj.]	HC [ppm]	NO _x [ppm]
0	0,742 (100%)	14,4 (100%)	132 (100%)	3367 (100%)
5	0,705 (95%)	14,4 (100%)	158 (120%)	2430 (72%)
10	0,672 (91%)	14,4 (100%)	186 (141%)	1416 (42%)
15	0,603 (81%)	14,4 (100%)	240 (182%)	555 (16%)

Na podstawie tab. 7.6 wyznaczono przebieg udziału każdego ze składników spalin, które przedstawiono w formie graficznej na rys. 7.11 i 7.12.



Rys. 7.11. Udział objętościowy CO i CO₂ w spalinach względem udziału EGR (punkt III)



Rys. 7.12. Udział objętościowy HC i NO_x w spalinach względem udziału EGR (punkt III)

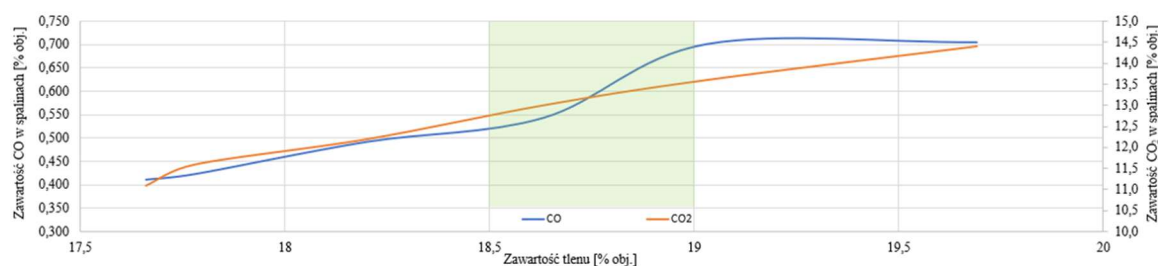
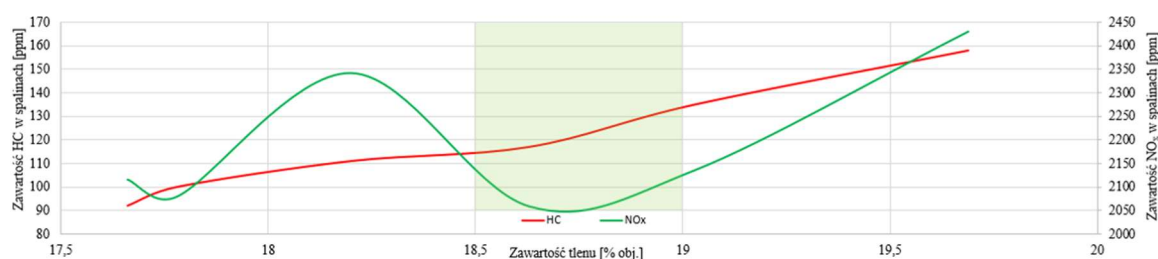
Udział objętościowy CO w spalinach uległ zmniejszeniu do 81% wartości początkowej. Udział CO₂ był utrzymywany na stałym poziomie. Wraz ze wzrostem udziału EGR doszło do zwiększenia udziału HC w spalinach sięgającego do 182% wartości początkowej. Wraz ze wzrostem udziału EGR doszło do zmniejszenia udziału objętościowego NO_x w spalinach do 16% wartości początkowej.

Dla tego punktu pracy również przeprowadzono analizy dotyczące zmiany składu spalin względem dodatku wodoru do silnika pracującego z wykorzystaniem recyrkulacji spalin. Analogicznie jak w poprzednim punkcie zestawiono w tabeli i przedstawiono w formie graficznej. Wartości uzyskane dla silnika pracującego z KWZ wynoszącym 35° OWK przed GMP i udziałem recyrkulowanych spalin wynoszącym 5% obj. zestawiono w tab. 7.7 i przedstawiono na rys. 7.13 i 7.14.

Tab. 7.7. Udział objętościowy składników w spalinach (punkt III – wodór i EGR)

Udział obj. tlenu [% obj.]	Poszczególne składniki spalin			
	CO [% obj.]	CO ₂ [% obj.]	HC [ppm]	NO _x [ppm]
19,69	0,705 (100%)	14,4 (100%)	158 (100%)	2430 (100%)
19,03	0,701 (99%)	13,6 (94%)	135 (85%)	2136 (88%)
18,63	0,543 (77%)	13,0 (90%)	117 (74%)	2059 (85%)
18,20	0,492 (70%)	12,2 (85%)	111 (70%)	2342 (96%)
17,78	0,423 (60%)	11,6 (81%)	100 (63%)	2080 (86%)
17,66	0,411 (58%)	11,1 (77%)	92 (58%)	2116 (87%)

Największą sprawność silnika badawczego pracującego z wykorzystaniem EGR uzyskano przy dodatku wodoru skutkującym zmniejszeniem udziału tlenu w kolektorze dolotowym do 18,50–19,00% obj. (rys. 6.23). Udział objętościowy składników spalin z tab. 7.7 względem udziału tlenu w kolektorze dolotowym przedstawiono poniżej wraz z obszarami koloru zielonego oznaczającymi zakres osiągniętej największej sprawności ogólnej silnika.

Rys. 7.13. Udział objętościowy CO i CO₂ w spalinach (punkt III – wodór i EGR)Rys. 7.14. Udział objętościowy HC i NO_x w spalinach (punkt III – wodór i EGR)

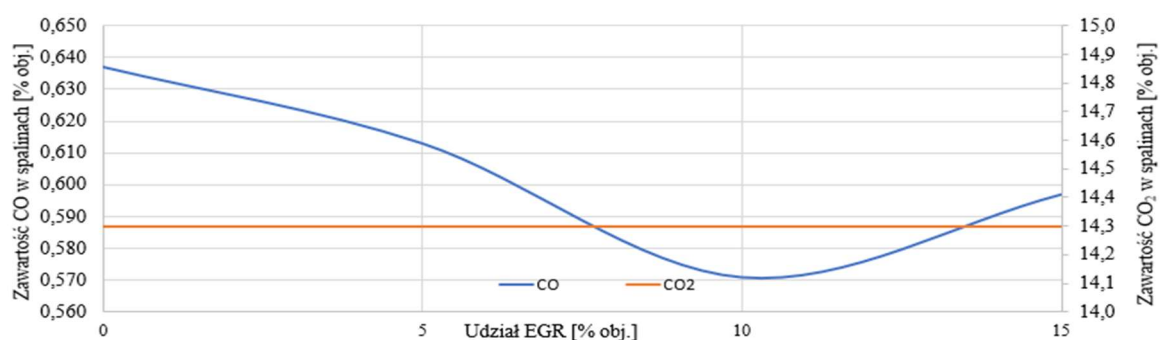
Podczas badań w analizowanym punkcie pracy silnika doszło do zmniejszenia udziału objętościowego tlenu i dwutlenku węgla do odpowiednio 77% i 90% wartości początkowych. W przypadku HC zaobserwowano spadek do 74% wartości początkowej. Udział objętościowy NO_x w spalinach zmniejszył się do 85% wartości początkowej.

7.5. Analiza dla IV punktu pracy silnika

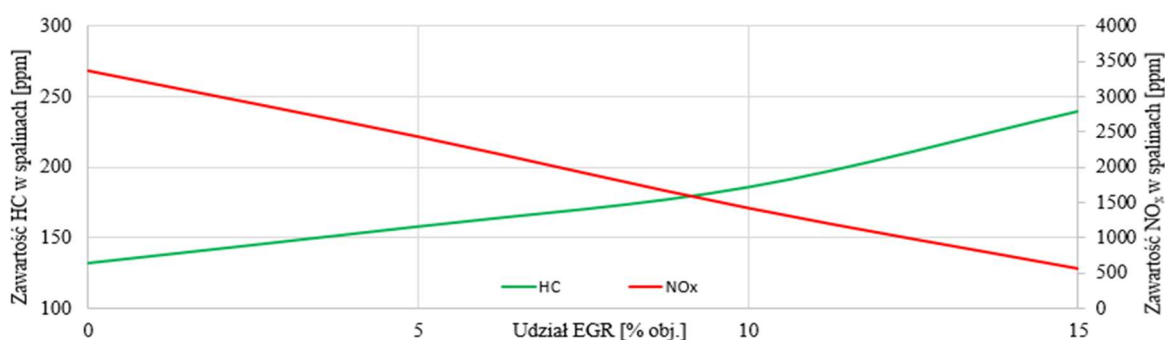
Wartości uzyskane podczas badań przeprowadzonych dla tego punktu pracy silnika zamieszczono w tab. 7.8, a przebieg udziału każdego z analizowanych składników spalin przedstawiono na rys. 7.15 i 7.16.

Tab. 7.8. Udział objętościowy składników w spalinach względem udziału EGR (punkt IV)

Udział EGR [% obj.]	Poszczególne składniki spalin			
	CO [% obj.]	CO ₂ [% obj.]	HC [ppm]	NO _x [ppm]
0	0,637 (100%)	14,3 (100%)	164 (100%)	2792 (100%)
5	0,613 (96%)	14,3 (100%)	200 (122%)	1964 (70%)
10	0,571 (90%)	14,3 (100%)	241 (147%)	1062 (38%)
15	0,597 (94%)	14,3 (100%)	300 (183%)	506 (18%)



Rys. 7.15. Udział objętościowy CO i CO₂ w spalinach względem udziału EGR (punkt IV)



Rys. 7.16. Udział objętościowy HC i NO_x w spalinach względem udziału EGR (punkt IV)

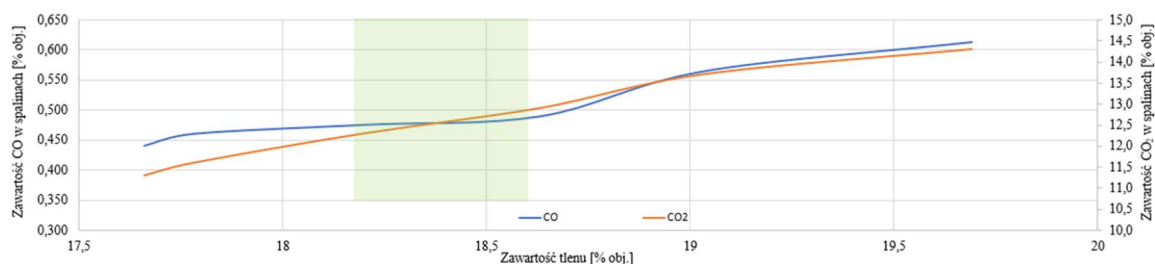
Udział objętościowy CO w spalinach uległ zmniejszeniu do 90% wartości początkowej. Udział CO nie uległ zmianie. Wraz ze wzrostem udziału EGR doszło do zwiększenia udziału HC, który osiągnął 183% wartości początkowej. Wraz ze wzrostem udziału EGR doszło do zmniejszenia udziału objętościowego NO_x w spalinach do 18% wartości początkowej.

Wyniki analizy dotyczącej zmiany składu spalin względem dodatku wodoru do silnika pracującego z wykorzystaniem recyrkulacji spalin zamieszczono w tab. 7.9 i analogicznie jak w poprzednich punktach przedstawiono w formie graficznej, w tym przypadku na rys. 7.17 i 7.18. Analizę przeprowadzono dla silnika z KWZ wynoszącym 40° OWK przed GMP i udziałem recyrkulowanych spalin wynoszącym 10% obj.

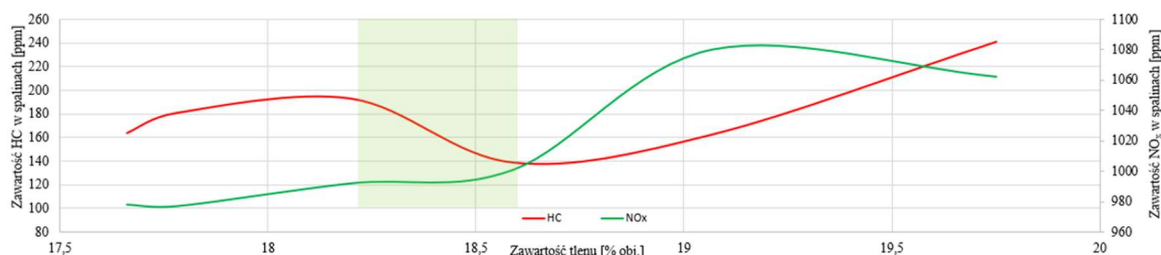
Tab. 7.9. Udział objętościowy składników w spalinach (punkt IV – wodór i EGR)

Udział obj. tlenu [% obj.]	Poszczególne składniki spalin			
	CO [% obj.]	CO ₂ [% obj.]	HC [ppm]	NO _x [ppm]
19,69	0,613 (100%)	14,3 (100%)	241 (100%)	1062 (100%)
19,03	0,564 (92%)	13,7 (96%)	163 (68%)	1080 (102%)
18,63	0,489 (80%)	12,9 (90%)	139 (58%)	1001 (94%)
18,20	0,475 (77%)	12,3 (86%)	193 (80%)	992 (93%)
17,78	0,460 (75%)	11,6 (81%)	181 (75%)	977 (92%)
17,66	0,440 (72%)	11,3 (79%)	164 (68%)	978 (92%)

Największą sprawność silnika badawczego pracującego z wykorzystaniem EGR uzyskano przy dodatku wodoru skutkującym zmniejszeniem udziału tlenu w kolektorze dolotowym do 18,20–18,60% obj. (rys. 6.30). Udział składników spalin z tab. 7.7 względem udziału tlenu w kolektorze dolotowym przedstawiono poniżej wraz z obszarami koloru zielonego, którymi oznaczono zakres osiągniętej największej sprawności ogólnej.



Rys. 7.17. Udział objętościowy CO i CO₂ w spalinach (punkt IV – wodór i EGR)



Rys. 7.18. Udział objętościowy HC i NO_x w spalinach (punkt IV – wodór i EGR)

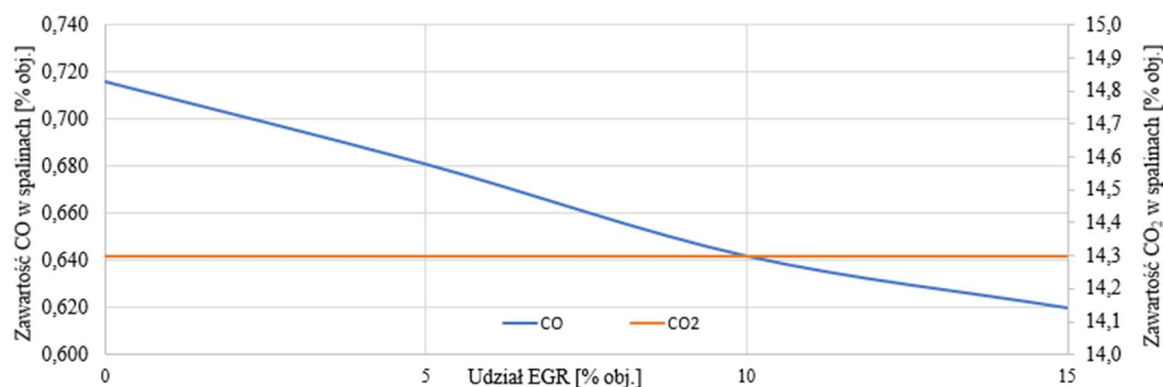
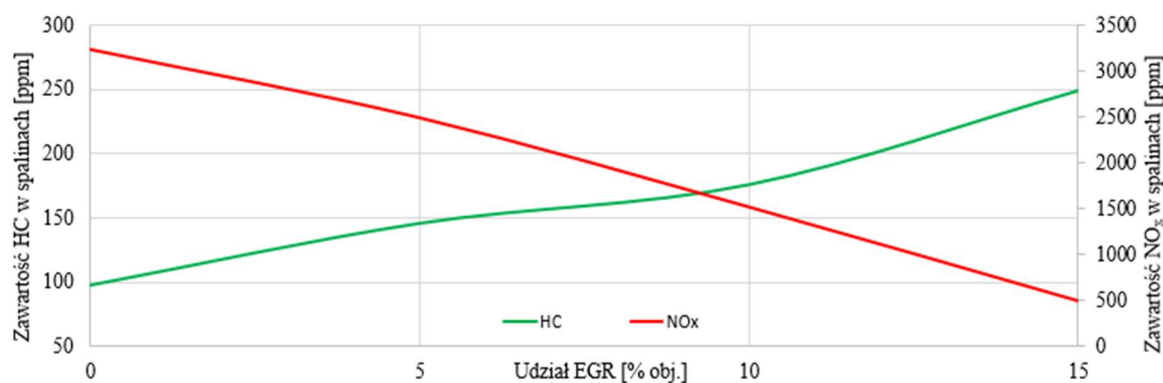
Przeprowadzone badania wykazały, iż w analizowanym punkcie pracy silnika doszło do zmniejszenia udziału tlenu i dwutlenku węgla do odpowiednio 77% i 86% wartości początkowych. W przypadku HC zaobserwowano zmniejszenie udziału do 80% względem wartości początkowej. Udział objętościowy NO_x w spalinach zmniejszył się do 93% wartości początkowej.

7.6. Analiza dla V punktu pracy silnika

Analizę dla ostatniego z przebadanych punktów pracy silnika przeprowadzono w sposób analogiczny jak dla poprzednich przypadkach. Wartości uzyskane podczas badań zamieszczono w tab. 7.10, a przebieg udziału każdego z analizowanych składników spalin przedstawiono w formie graficznej na rys. 7.19 i 7.20.

Tab. 7.10. Udział objętościowy składników w spalinach względem udziału EGR (punkt V)

Udział EGR [% obj.]	Poszczególne składniki spalin			
	CO [% obj.]	CO ₂ [% obj.]	HC [ppm]	NO _x [ppm]
0	0,716 (100%)	14,3 (100%)	98 (100%)	3230 (100%)
5	0,681 (95%)	14,3 (100%)	146 (149%)	2486 (77%)
10	0,642 (90%)	14,3 (100%)	176 (180%)	1514 (47%)
15	0,620 (87%)	14,3 (100%)	249 (254%)	491 (15%)

Rys. 7.19. Udział objętościowy CO i CO₂ w spalinach względem udziału EGR (punkt V)Rys. 7.20. Udział objętościowy HC i NO_x w spalinach względem udziału EGR (punkt V)

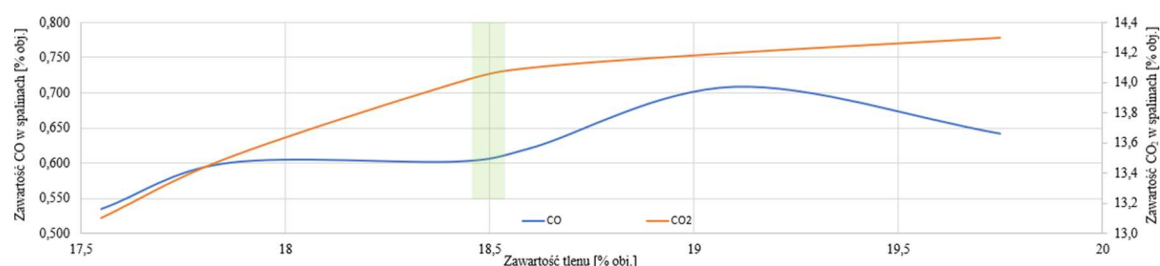
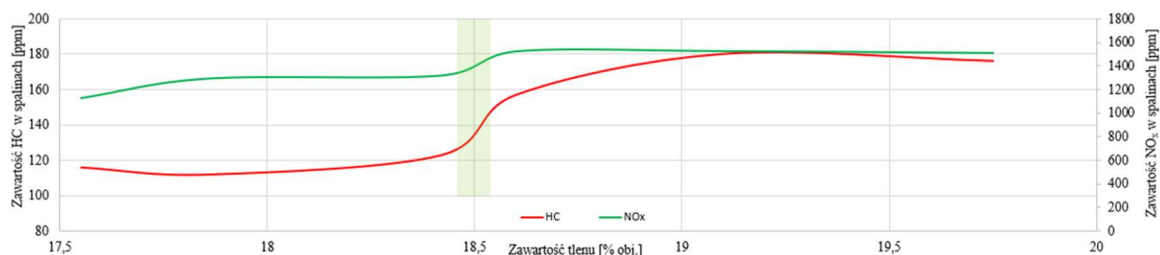
W analizowanym punkcie pracy silnika udział objętościowy CO w spalinach uległ zmniejszeniu do 87% wartości początkowej. Udział CO nie uległ zmianie. Wraz ze wzrostem udziału EGR doszło do zwiększenia udziału HC, który wzrósł do 254% wartości początkowej. Wraz ze wzrostem udziału EGR doszło do zmniejszenia udziału objętościowego NO_x w spalinach do 15% wartości początkowej.

Wyniki analizy dotyczącej zmiany składu spalin względem dodatku wodoru do silnika pracującego z wykorzystaniem recyrkulacji spalin zamieszczono w tab. 7.11 i analogicznie jak w poprzednich punktach przedstawiono w formie graficznej (rys. 7.21 i 7.22). Analizę przeprowadzono dla silnika pracującego z KWZ wynoszącym 45° OWK przed GMP i udziałem recyrkulowanych spalin wynoszącym 10% obj.

Tab. 7.11. Udział objętościowy składników w spalinach (punkt V – wodór i EGR)

Udział obj. tlenu [% obj.]	Poszczególne składniki spalin			
	CO [% obj.]	CO ₂ [% obj.]	HC [ppm]	NO _x [ppm]
19,75	0,642 (100%)	14,3 (100%)	176 (100%)	1514 (100%)
19,10	0,709 (110%)	14,2 (99%)	180 (102%)	1530 (101%)
18,60	0,621 (97%)	14,1 (99%)	157 (89%)	1528 (101%)
18,42	0,602 (94%)	14,0 (98%)	123 (70%)	1322 (87%)
17,86	0,600 (93%)	13,5 (94%)	112 (64%)	1296 (86%)
17,55	0,534 (83%)	13,1 (92%)	116 (66%)	1130 (75%)

Największą sprawność silnika badawczego pracującego z wykorzystaniem EGR uzyskano przy dodatku wodoru skutkującym zmniejszeniem udziału tlenu w kolektorze dolotowym do ok. 18,50% obj. (rys. 6.37). Udział objętościowy składników spalin z powyższej tabeli względem udziału tlenu w kolektorze dolotowym przedstawiono na rys. 7.21 i 7.22 wraz z obszarami koloru zielonego, którymi oznaczono zakres osiągniętej największej sprawności ogólnej.

Rys. 7.21. Udział objętościowy CO i CO₂ w spalinach (punkt V – wodór i EGR)Rys. 7.22. Udział objętościowy HC i NO_x w spalinach (punkt V – wodór i EGR)

Przeprowadzone badania wykazały, iż w analizowanym punkcie pracy silnika doszło do zmniejszenia udziału objętościowego tlenu i dwutlenku węgla do odpowiednio 94% i 98% wartości początkowych. W przypadku HC zaobserwowano zmniejszenie udziału do 70% wartości początkowej, a udział NO_x w spalinach zmniejszył się do 87% wartości początkowej.

7.7. Podsumowanie badań dotyczących zmiany składu spalin

Przeprowadzone analizy w sposób jednoznaczny wskazują, iż zastosowanie recyrkulacji spalin prowadzi do znaczącego zmniejszenia udziału objętościowego NO_x w spalinach nawet do zaledwie 14% wartości początkowej (zmniejszenie o 86%).

Wpływ zastosowania dodatku wodoru do silnika pracującego bez EGR jest tym większy im większy jest udział wodoru w mieszance zasilającej silnik. W przypadku zastosowania wodoru w ilości powodującej zmniejszenie udziału tlenu w kolektorze dolotowym do 18,11% obj. udział objętościowy CO , CO_2 i HC w spalinach zmniejszył się odpowiednio do 58%, 65% i 69% wartości początkowej, a udział NO_x w spalinach wzrósł wówczas do 141% wartości początkowej.

Zastosowanie równocześnie dodatku wodoru i recyrkulacji spalin w punkcie I (prędkość obrotowa 2500 1/min i częściowe obciążenie) prowadzi do zmniejszenia udziału objętościowego CO , CO_2 , HC i NO_x do odpowiednio 60%, 78%, 61% i 90% względem wartości początkowych przy zastosowaniu dodatku wodoru w ilości zmniejszającej udział tlenu w kolektorze dolotowym do 16,61% obj. dla kąta wyprzedzenia zapłonu i udziału EGR skutkujących osiągnięciem największej sprawności ogólnej silnika. Po zawężeniu analiz w zakresie dodatku wodoru w tym punkcie do jego udziału skutkującego osiągnięciem największej sprawności udział poszczególnych składników spalin zmniejszył się do: 79% dla CO , 91% dla CO_2 , 80% dla HC i 99% dla NO_x względem ich udziału początkowego.

Dla tej samej prędkości obrotowej i mniejszego obciążenia silnika oraz udziału wodoru skutkującego osiągnięciem największej sprawności udział dla CO , CO_2 , HC i NO_x wynosił odpowiednio 77%, 91%, 61% i 112% ich wartości początkowych. W tym przypadku wzrost udziału objętościowego tlenków azotu w spalinach nie został skompensowany udziałem EGR.

Dla tej samej prędkości obrotowej i większego obciążenia silnika udział objętościowy CO , CO_2 , HC i NO_x w spalinach zmniejszył się do odpowiednio 77%, 90%, 74% i 85% ich wartości początkowej.

W przypadku mniejszej prędkości obrotowej (2000 1/min) udział CO, CO₂, HC i NO_x zmierzony przy optymalnym ze względu na sprawność dodatku wodoru zmniejszył się do odpowiednio 77%, 86% , 80% i 93% wartości początkowej.

Dla większej prędkości obrotowej (3000 1/min) udział objętościowy CO, CO₂, HC i NO_x również zmierzony przy optymalnym ze względu na sprawność dodatku wodoru zmniejszył się do odpowiednio 94%, 98%, 70% i 87% ich wartości początkowej.

Przeprowadzone badania wskazują, iż równoczesne zastosowanie EGR i dodatku wodoru prowadzi do zmniejszenia udziału objętościowego CO i CO₂ tym większego im większa prędkość obrotowa wału korbowego silnika w przypadku pracy w punktach gwarantujących największą sprawność. Udział HC w tych punktach utrzymuje się na podobnym poziomie niezależnie od zmiany prędkości obrotowej i obciążenia częściowego silnika. W przypadku NO_x zmniejszenie jego udziału objętościowego w spalinach zwiększa się wraz ze wzrostem obciążenia częściowego, a także jest tym większe im większa jest prędkość obrotowa wału korbowego silnika. W przypadku mniejszej prędkości obrotowej i mniejszego obciążenia udział EGR jest zbyt mały, żeby zniwelować zwiększenie udziału objętościowego NO_x spowodowanego zastosowaniem dodatku wodoru w ilości skutkującej osiągnięciem największej sprawności ogólnej silnika w danym punkcie pracy.

8. Badania dotyczące przebiegu procesu spalania

8.1. Metodyka pomiarów dotyczących procesu spalania i analizy wyników

Podczas analiz dotyczących momentu obrotowego i sprawności ogólnej silnika zarejestrowano przebieg ciśnienia indykowanego w każdym z poddanych analizie punktów określonych względem kąta obrotu wału korbowego, które przedstawiono w postaci otwartych wykresów indykatorowych. W oparciu o znane parametry geometryczne silnika badawczego (tab. 5.1) obliczono objętość komory spalania w zależności od kąta obrotu wału korbowego silnika (równanie 8.1) [74].

$$V = V_{KSB} + A \left[r \cdot (l - \cos \theta) + l - \sqrt{l^2 - r^2 \cdot \sin^2 \theta} \right] \quad (8.1)$$

gdzie (tab. 5.1):

V_{KSB} – objętość komory spalania przy GMP tłoka, $V_{KSB} = 34,2 \text{ cm}^3$,

A – pole przekroju cylindra, $A = \pi r_c^2$, $r_c = d/2 = 3,6 \text{ cm}$, $b = 7,2 \text{ cm}$, $A = 40,715 \text{ cm}^2$,

r_s – promień wykorbienia, $r_s = s/2 = 3,6 \text{ cm}$, $s = 7,2 \text{ cm}$,

l – długość korbowodu, $l = 11,2 \text{ cm}$,

θ – kąt obrotu wału korbowego [$^\circ$].

Opisane powyżej przekształcenie umożliwiło utworzenie zamkniętych wykresów indykatorowych i wyznaczenie wartości współczynnika k opisującego zmianę ciśnienia w wyniku zmiany objętości wewnątrz cylindra (wykładnik politropy). Dodatkowo dla każdego z badanych przypadków przeprowadzono analizę dotyczącą czasu spalania określanego na podstawie udziału masowego ładunku spalonego. Istnieje wiele metod umożliwiających wyznaczenie czy oszacowanie czasu spalania, ale szczególną uwagę należy zwrócić na metodę Rassweiler-Withrow, której nazwa pochodzi od nazwisk jej twórców [108]. Została ona opisana w 1938 r. jednak z uwagi na szeroką możliwość zastosowania również w przypadku silników zasilanych wielopaliwowo, a także na możliwość bezpośredniego przedstawienia i zestawienia wyników dla różnych parametrów pracy silnika wciąż jest często stosowana w pracach badawczych [109]. W związku z powyższym metoda ta została zastosowana do przeprowadzenia analiz zawartych w dalszej części pracy. W celu przedstawienia toku obliczeniowego niezbędnego do przeprowadzonego w tej części pracy opisano zastosowane zależności, na podstawie których wyznaczono współczynniki poddane dalszym analizom. Opiera się ona na analizie przyrostu ciśnienia wewnątrz cylindra podczas procesu spalania mieszanki paliwowo-powietrznej (równanie 8.2) [74].

$$\Delta p = \Delta p_c + \Delta p_v \quad (8.2)$$

gdzie:

Δp_c – przyrost ciśnienia wywołany spalaniem,

Δp_v – przyrost ciśnienia wywołany zmianą objętości wewnątrz cylindra.

Uwzględniając współczynnik k wartość Δp_c opisano równaniem 8.3 [74].

$$\Delta p_c = p_{i+1} - p_i \left(\frac{V_i}{V_{i+1}} \right)^k \quad (8.3)$$

gdzie:

p_i, p_{i+1} – kolejne zarejestrowane ciśnienia,

V_i, V_{i+1} – kolejne objętości wewnątrz cylindra podczas zmiany OWK,

k – wykładnik politropy dla analizowanego procesu spalania.

Dodatkowo należy zaznaczyć, iż zwiększenie ciśnienia podczas spalania nie jest wprost proporcjonalne do masy paliwa ulegającego spalaniu, ponieważ proces spalania zachodzi przy zmieniającej się objętości wewnątrz cylindra. Wobec tego zmianę (przyrost) ciśnienia podczas spalania należy odnieść do konkretnej objętości. W analizach dotyczących spalania wewnątrz cylindra zasadne jest odniesienie zmiany ciśnienia do znanej objętości komory spalania w GMP tłoka. Zależność tę opisano równaniem 8.4 [74].

$$\Delta p_c^* = \Delta p_c \frac{V_i}{V_c} \quad (8.4)$$

gdzie:

Δp_c – przyrost ciśnienia wywołany spalaniem,

V_i – objętość wewnątrz cylindra,

V_{KSB} – objętość komory spalania silnika badawczego w GMP tłoka, $V_{KSB} = 34,2 \text{ cm}^3$.

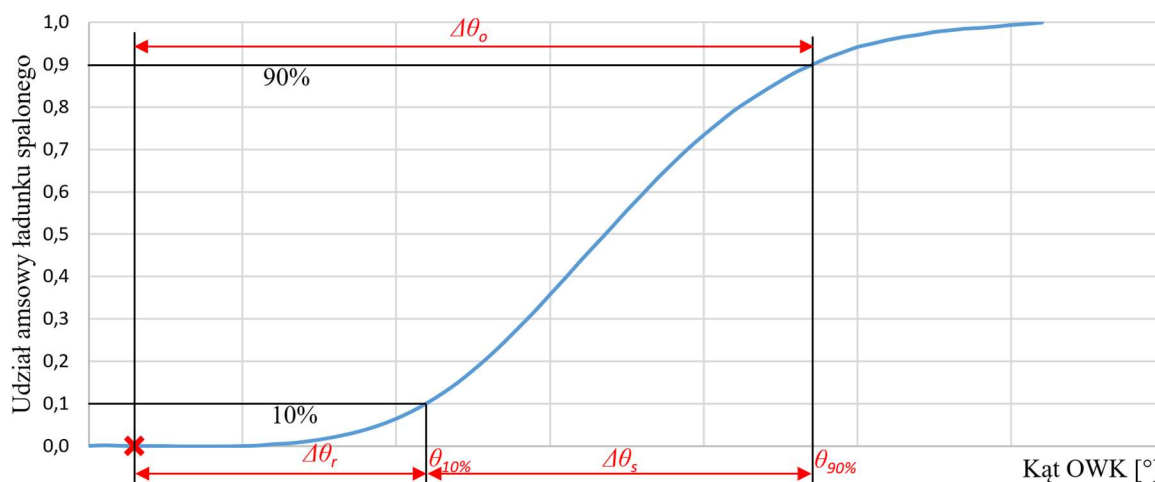
Zmiana ciśnienia wewnątrz cylindra następuje wraz ze zmianą OWK. Zmiana ta jest nieznacząca na początku procesu spalania, znacząco zwiększa się podczas szybkiego spalania i ponownie zaczyna dążyć do zera pod koniec procesu spalania. Przy założeniu proporcjonalności przyrostu ciśnienia do udziału masowego ładunku spalonego – x_b zależność tę można wyrazić równaniem 8.5 [74].

$$x_b = \frac{\sum_0^i \Delta p_c}{\sum_0^N \Delta p_c^*} \quad (8.5)$$

gdzie:

N – liczba przyrostów ($^{\circ}$ OWK) od rozpoczęcia do zakończenia procesu spalania.

Uzyskane wartości przebiegu współczynnika x_b względem liczby ($^{\circ}$ OWK) przyrostów przedstawione w formie graficznej umożliwią przedstawienie procesu spalania w funkcji zmiany kąta obrotu wału korbowego z uwzględnieniem podziału procesu całkowitego spalania na rozwój płomienia i szybkie spalanie. Poglądowy przebieg przedstawiono na rys. 8.1, na którym symbolem X koloru czerwonego oznaczono zapłon, a wartości $\Delta\theta_o$, $\Delta\theta_r$ i $\Delta\theta_s$ oznaczają odpowiednio kąt całkowitego spalania, kąt rozwoju płomienia i kąt szybkiego spalania. Wartości $\theta_{10\%}$ i $\theta_{90\%}$ odpowiadają kątom OWK przy których doszło do spalania odpowiednio 10% i 90% udziału masowego ładunku [74]. W analizach zawartych w dalszej części pracy porównano czas trwania szybkiego spalania ($\Delta\theta_s$), na podstawie którego określono różnice w procesie spalania w zależności od stopnia udziału EGR i dodatku wodoru do mieszanki paliwowo-powietrznej zasilającej silnik.



Rys. 8.1. Poglądowy przebieg udziału masowego ładunku spalonego względem OWK

Dodatkowo w celu przeprowadzenia analiz dotyczących powtarzalności procesu spalania z przebiegów ciśnienia zarejestrowanych dla każdego z przebadanych punktów, obliczono wartość uśrednionego ciśnienia indykowanego – p_{sr} . Wartości te obliczono jako iloraz pracy wewnętrznej zarejestrowanego na zamkniętym wykresie indykatorowym obiegu przez objętość skokową cylindra. Z wszystkich przebiegów zarejestrowanych dla badanego punktu wyznaczono przebieg uśredniony, z którego obliczono wartość uśrednionego ciśnienia indykowanego dla danego punktu pracy – $\bar{p}_{sr}$. Na tej podstawie

obliczono odchylenie standardowe względem średniego ciśnienia indykowanego – $\sigma_{p_{sr}}$ (równanie 8.6) [110].

$$\sigma_{p_{sr}} = \sqrt{\frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n (p_{sr_i} - \bar{p}_{sr})^2} \quad (8.6)$$

gdzie:

n – liczba zarejestrowanych obiegów dla danego punktu pracy,

p_{sr} – uśrednione ciśnienie indykowane dla danego obiegu,

i – kolejne zarejestrowane obiegi, $i = 1, \dots, n$,

$\bar{p}_{sr}$ – uśrednione ciśnienie indykowane dla wszystkich przebiegów danego punktu pracy.

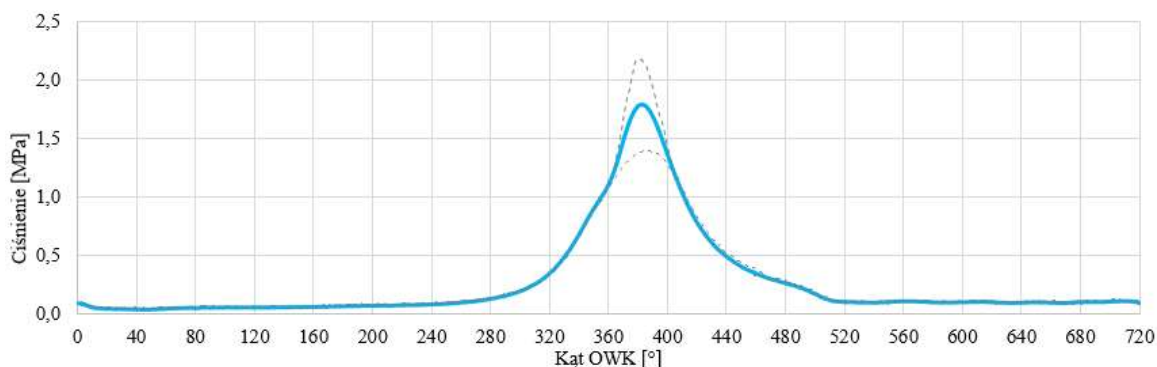
Na podstawie obliczonego odchylenia standardowego wyznaczono współczynnik COV (ang. *Coefficient of variation*) określający zmienność przebiegów zarejestrowanych dla danego punktu pracy silnika (równanie 8.7). Na jego podstawie możliwe było określenie powtarzalności procesu spalania w badanym punkcie pracy silnika [110].

$$COV = \frac{\sigma_{p_{sr}}}{\bar{p}_{sr}} \quad (8.7)$$

8.2. Analiza dla I punktu pracy silnika

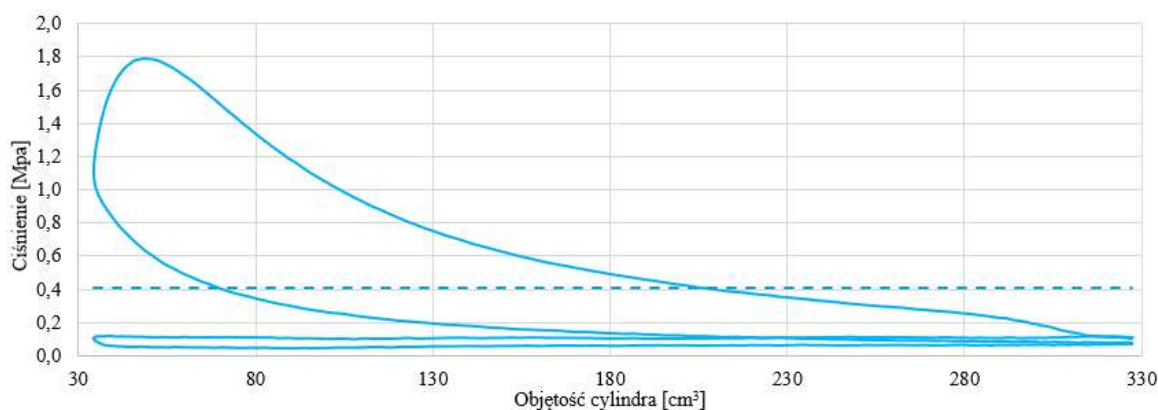
8.2.1. Przebieg ciśnienia indykowanego względem KWZ

Dla pierwszego punktu pracy silnika i kąta wyprzedzenia zapłonu wynoszącego 20° OWK przed GMP wyznaczono przebieg ciśnienia indykowanego, który na otwartym wykresie indykatorowym przedstawiono na rys. 8.2. Linia koloru niebieskiego oznaczono przebieg uśrednionego ciśnienia, a liniami przerywanymi koloru szarego oznaczono przebiegi, na których zarejestrowano najwyższe i najniższe maksymalne ciśnienie indykowane.



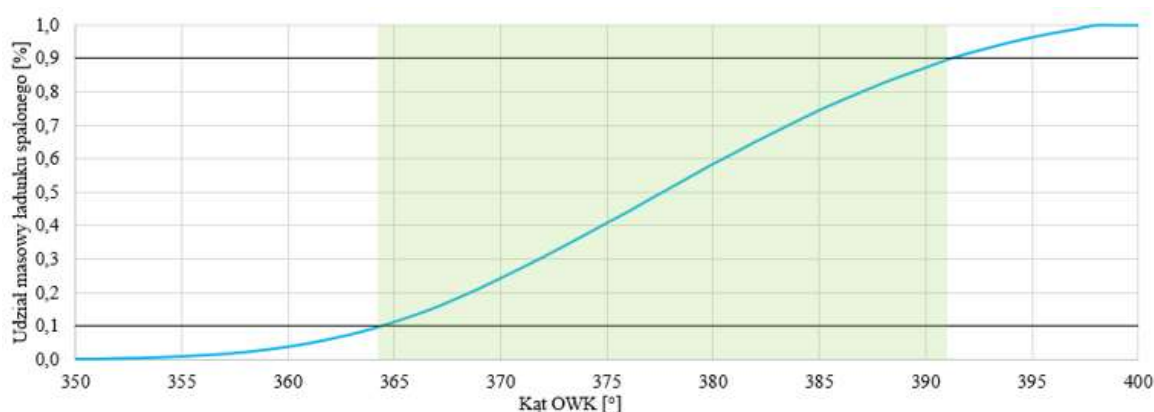
Rys. 8.2. Otwarty wykres indykatorowy (punkt I – KWZ 20°)

Maksymalne ciśnienie indykowane dla uśrednionego przebiegu przedstawionego na zamieszczonym powyżej rysunku wynosiło 1,793 MPa, ciśnienia maksymalne zarejestrowane dla przebiegów przedstawiających najwyższe i najniższe ciśnienie indykowane wynosiło odpowiednio 2,193 MPa i 1,421 MPa. Na podstawie przebiegu uśrednionego i przy wykorzystaniu równania 7.1 wyznaczono zamknięty wykres indykatorowy (rys. 8.3), na którym linią przerywaną oznaczono wartość średniego ciśnienia indykowanego wynoszącą dla tego przypadku 0,427 MPa.



Rys. 8.3. Otwarty wykres indykatorowy (punkt I – KWZ 20°)

Wyznaczony przebieg udziału masowego ładunku spalonego dla analizowanego przypadku przedstawiono na rys. 8.4, na którym obszarem koloru zielonego oznaczono proces szybkiego spalania. Wartość kąta $\theta_{10\%}$ i $\theta_{90\%}$ odpowiadające odpowiednio początkowi i końcowi procesu szybkiego spalania wynosiła 364° OWK i 392° OWK. W tym przypadku proces szybkiego spalania trwał przez 28° OWK (obszar koloru zielonego na poniższym rysunku).



Rys. 8.4. Udział masowy ładunku spalonego (punkt I – KWZ 20°)

Wartości uśrednionego ciśnienia indykowanego wyznaczone niezależnie dla każdego z analizowanych przebiegów zawierały się w przedziale 0,390–0,449 MPa. Obliczona wartość współczynnika $\sigma_{p_{sr}}$ wynosiła 0,012 MPa, a wartość współczynnika $COV = 0,027$.

Na wykresach dotyczących udziału masowego ładunku spalonego jako ich początek przyjęto początek spalania, a analizy ograniczono do procesu szybkiego spalania.

Analogiczne analizy w punkcie I pracy silnika przeprowadzono dla kątów wyprzedzenia zapłonu wynoszących 25°, 30°, 35°, 40°, 45° i 50° OWK przed GMP. W celu zwiększenia przejrzystości w pracy nie przedstawiono wykresów indykatorowych oddzielnie dla każdego z przypadków tylko zestawiono je w dalszej części pracy. Wartości współczynników wykorzystanych w dalszych analizach zamieszczono w tab. 8.1 i 8.2.

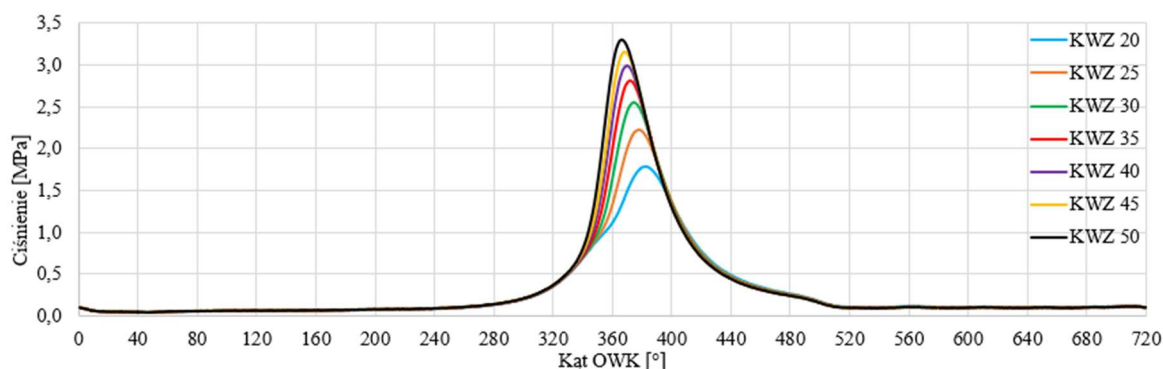
Tab. 8.1. Ciśnienie uzyskane podczas badań (punkt I bez EGR)

KWZ [° przed GMP]	Ciśnienie maksymalne (przedział zmierzonych ciśnień) [MPa]	Średnie ciśnienie indykowane (przedział obliczonych ciśnień) [MPa]
25	2,233 (1,713–2,650)	0,454 (0,420–0,468)
30	2,553 (2,055–2,890)	0,459 (0,445–0,469)
35	2,814 (2,484–3,142)	0,459 (0,452–0,471)
40	2,998 (2,560–3,370)	0,458 (0,444–0,467)
45	3,158 (2,622–3,420)	0,458 (0,445–0,468)
50	3,307 (2,914–3,534)	0,450 (0,431–0,463)

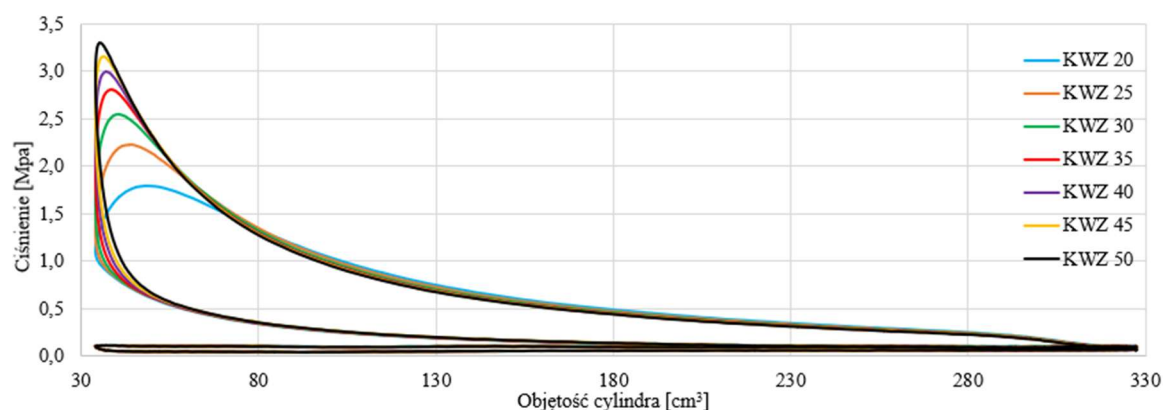
Tab. 8.2. Parametry procesu spalania (punkt I bez EGR)

KWZ [° OWK przed GMP]	Kąt szybkiego spalania [° OWK]	$\sigma_{p_{sr}}$ [MPa]	COV
25	23	0,008	0,018
30	22	0,005	0,012
35	22	0,005	0,012
40	22	0,005	0,010
45	20	0,005	0,012
50	21	0,007	0,015

Wartość współczynnika COV zawierała się w przedziale 0,010–0,027, a szybkie spalania trwało przez 20–28° OWK. Zamieszczone w tab. 8.1 i 8.2 wartości wskazują, iż w przypadku zmiany kąta wyprzedzenia zapłonu dochodzi do zmiany maksymalnego ciśnienia indykowanego wewnątrz cylindra, ale wartość średniego ciśnienia indykowanego ulega co najwyżej nieznacznej zmianie. Uzyskane przebiegi ciśnienia indykowanego zestawione dla analizowanego zakresu kąta wyprzedzenia zapłonu zestawiono poglądowo w postaci otwartych i zamkniętych wykresów indykatorowych (rys. 8.5 i 8.6).



Rys. 8.5. Zestawienie otwartych wykresów indykatorowych dla różnych KWZ (punkt I)



Rys. 8.6. Zestawienie zamkniętych wykresów indykatorowych dla różnych KWZ (punkt I)

8.2.2. Przebieg ciśnienia indykowanego względem udziału EGR

Przeprowadzone w poprzednich punktach analizy oparte były na punktach, w których osiągnięto największą sprawność. Wobec tego wyniki analiz dla różnego udziału EGR przedstawiono w formie tabelarycznej, a w dalszej części pracy porównaniu poddano jedynie wybrane przebiegi ciśnienia indykowanego zarejestrowane w punktach, w których osiągnięto największą sprawność. Dla tak zdefiniowanych punktów przeprowadzono również analizę porównawczą dotyczącą przebiegu procesu spalania. Wartość ciśnienia i parametry procesu spalania przedstawiono w tab. 8.3 i 8.4 dla 5% obj. udziału EGR, w tab. 8.5 i 8.6 dla 10% obj. udziału EGR oraz w tab. 8.7 i 8.8 dla 15% obj. udziału EGR.

Tab. 8.3. Ciśnienie uzyskane podczas badań (punkt I i 5% EGR)

KWZ [° przed GMP]	Ciśnienie maksymalne (przedział uzyskanych ciśnień) [MPa]	Średnie ciśnienie indykowane (przedział obliczonych ciśnień) [MPa]
20	1,650 (1,183–1,980)	0,412 (0,345–0,439)
25	1,992 (1,449–2,295)	0,435 (0,392–0,456)
30	2,258 (1,778–2,651)	0,448 (0,421–0,464)
35	2,590 (2,080–3,042)	0,457 (0,439–0,470)
40	2,779 (2,346–3,245)	0,460 (0,450–0,473)
45	3,018 (2,549–3,359)	0,460 (0,447–0,474)
50	3,684 (3,171–4,031)	0,461 (0,444–0,475)

Tab. 8.4. Parametry procesu spalania (punkt I i 5% EGR)

KWZ [° przed GMP]	Kąt szybkiego spalania [° OWK]	$\sigma_{p_{sr}}$ [MPa]	COV
20	32	0,016	0,040
25	28	0,012	0,027
30	26	0,009	0,020
35	24	0,006	0,014
40	24	0,005	0,010
45	22	0,005	0,011
50	22	0,006	0,014

Wartość współczynnika *COV* dla analizowanego przypadku zawierała się w przedziale 0,010–0,040. Szybkie spalanie trwało przez 22–32° OWK. Wartości te zostały wykorzystane w analizach zawartych w dalszej części pracy.

Tab. 8.5. Ciśnienie uzyskane podczas badań (punkt I i 10% EGR)

KWZ [° przed GMP]	Ciśnienie maksymalne (przedział uzyskanych ciśnień) [MPa]	Średnie ciśnienie indykowane (przedział obliczonych ciśnień) [MPa]
20	1,366 (1,147–1,691)	0,370 (0,269–0,417)
25	1,648 (1,285–2,146)	0,404 (0,350–0,452)
30	1,914 (1,399–2,411)	0,430 (0,375–0,466)
35	2,173 (1,716–2,665)	0,442 (0,412–0,470)
40	2,526 (1,986–2,892)	0,460 (0,436–0,473)
45	2,623 (1,943–3,221)	0,449 (0,422–0,464)
50	2,760 (1,981–3,221)	0,444 (0,416–0,456)

Tab. 8.6. Parametry procesu spalania (punkt I i 10% EGR)

KWZ [° przed GMP]	Kąt szybkiego spalania [° OWK]	$\sigma_{p_{sr}}$ [MPa]	COV
20	39	0,026	0,071
25	36	0,023	0,056
30	33	0,016	0,037
35	30	0,013	0,030
40	26	0,008	0,017
45	26	0,008	0,018
50	25	0,008	0,017

Dla udziału EGR wynoszącego 10% obj. wartość współczynnika COV zawierała się w przedziale 0,017–0,071. Szybkie spalanie trwało przez 25–39 °OWK.

Tab. 8.7. Ciśnienie uzyskane podczas badań (punkt I i 15% EGR)

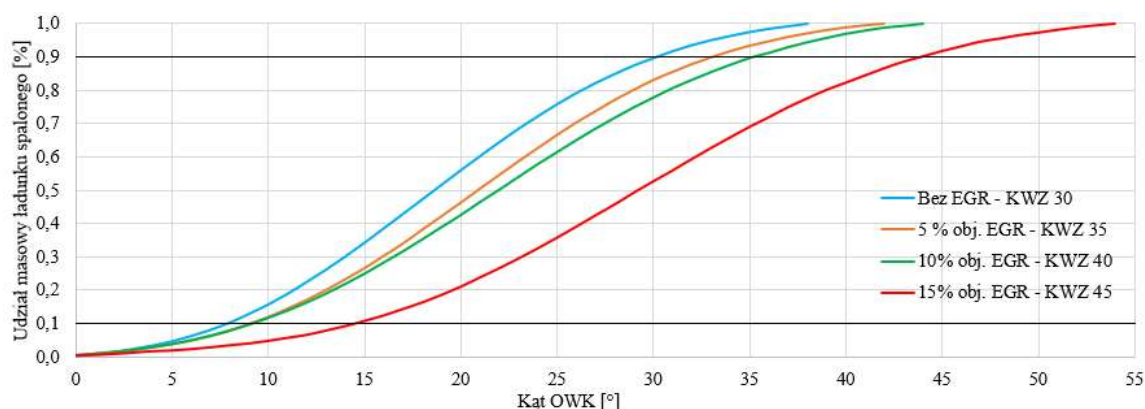
KWZ [° przed GMP]	Ciśnienie maksymalne (przedział uzyskanych ciśnień) [MPa]	Średnie ciśnienie indykowane (przedział obliczonych ciśnień) [MPa]
20	1,205 (1,160–1,464)	0,283 (0,159–0,384)
25	1,404 (1,210–1,868)	0,333 (0,239–0,422)
30	1,639 (1,261–2,071)	0,382 (0,268–0,442)
35	1,911 (1,387–2,476)	0,397 (0,308–0,462)
40	2,054 (1,387–2,552)	0,423 (0,308–0,461)
45	2,333 (1,817–2,729)	0,447 (0,401–0,469)
50	2,512 (1,855–3,020)	0,453 (0,417–0,477)

Tab. 8.8. Parametry procesu spalania (punkt I i 15% EGR)

KWZ [° przed GMP]	Kąt szybkiego spalania [° OWK]	$\sigma_{p_{sr}}$ [MPa]	COV
20	49	0,049	0,173
25	40	0,039	0,116
30	36	0,033	0,086
35	34	0,029	0,072
40	33	0,021	0,051
45	29	0,014	0,032
50	27	0,011	0,025

Dla udziału EGR wynoszącego 15% obj. wartość współczynnika COV zawierała się w przedziale 0,025–0,173. Czas trwania szybkiego spalania zawierał się w przedziale 27–49° OWK.

Dla punktów pracy, w których osiągnięto największą sprawność przeprowadzono analizę udziału masowego ładunku spalonego z uwzględnieniem spalania bez EGR i KWZ 30°, 5% obj. EGR i KWZ 35°, 10% obj. i KWZ 40°, a także 15% obj. EGR i KWZ 45°. Zestawienie przeprowadzonych analiz w formie graficznej przedstawiono na rys. 8.7.



Rys. 8.7. Udział masowy ładunku spalonego w zależności od stopnia EGR (punkt I)

Przeprowadzona analiza potwierdziła, iż w przypadku dodatku recyrkulowanych spalin do mieszanki paliwowo-powietrznej dochodzi do wydłużenia procesu spalania wewnątrz cylindra. Wydłużenie jest tym większe, iż większy udział objętościowy EGR. Dodatkowo należy zaznaczyć, iż dodatek EGR powodował zwiększenie współczynnika COV co świadczy o zmniejszeniu powtarzalności procesu spalania.

8.2.3. Przebieg ciśnienia indykowanego względem udziału dodatku wodoru

Analizowana w tym punkcie seria badań została przeprowadzona w celu sprawdzenia wpływu dodatku wodoru na przebieg procesu spalania wewnątrz cylindra. Badania zostały przeprowadzone w sposób analogiczny jak w poprzednim punkcie z zachowaniem udziałów wodoru skutkujących zmniejszeniem udziału tlenu w kolektorze dolotowym do wartości wyszczególnionych w tab. 8.9. Zestawienie parametrów niezbędnych do przeprowadzenia dalszych analiz wraz z obliczonymi wartościami określonymi względem udziału tlenu w kolektorze dolotowym zestawiono w tab. 8.9 i 8.10. Zbiorną analizę dotyczącą udziału masowego ładunku spalonego dla różnych udziałów tlenu i tym samym różnych udziałów wodoru przedstawiono w formie graficznej na rys. 8.8. Punkty, w których uzyskano największą sprawność ogólną silnika badawczego wyszczególniono pogrubieniem.

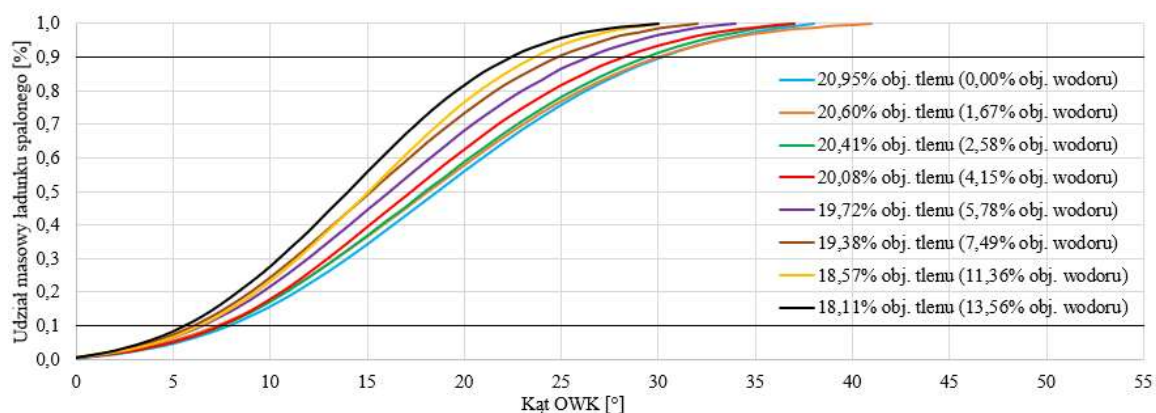
Tab. 8.9. Ciśnienie uzyskane podczas badań (punkt I z dodatkiem wodoru)

Udział tlenu (udział wodoru) [% obj.]	Ciśnienie maksymalne (przedział uzyskanych ciśnień) [MPa]	Średnie ciśnienie indykowane (przedział obliczonych ciśnień) [MPa]
20,95 (0,00)	2,553 (2,055–2,890)	0,459 (0,445–0,469)
20,60 (1,72)	2,440 (2,041–2,775)	0,454 (0,439–0,468)
20,41 (2,63)	2,539 (2,206–2,940)	0,458 (0,444–0,466)
20,08 (4,20)	2,706 (2,345–3,003)	0,464 (0,452–0,474)
19,72 (5,92)	2,613 (2,246–2,955)	0,462 (0,447–0,480)
19,38 (7,54)	2,743 (2,384–3,093)	0,463 (0,455–0,474)
18,56 (11,40)	2,878 (2,600–3,132)	0,469 (0,461–0,476)
18,11 (13,60)	2,869 (2,550–3,119)	0,472 (0,464–0,479)

Tab. 8.10. Parametry procesu spalania (punkt I z wodorem)

Udział tlenu (udział wodoru) [% obj.]	Kąt szybkiego spalania [° OWK]	$\sigma_{p_{sr}}$ [MPa]	COV
20,95 (0,00)	22	0,005	0,012
20,60 (1,72)	22	0,006	0,014
20,41 (2,63)	22	0,005	0,011
20,08 (4,20)	21	0,004	0,009
19,72 (5,92)	20	0,006	0,014
19,38 (7,54)	18	0,004	0,009
18,56 (11,40)	17	0,003	0,007
18,11 (13,60)	17	0,004	0,008

Przeprowadzona analiza wykazała, iż zastosowanie dodatku wodoru do mieszanki paliwowo-powietrznej skutkuje zmniejszeniem wartości współczynnika COV , który dla tego przypadku wynosił 0,007–0,014. Czas szybkiego spalania wynosił 17–22° OWK.



Rys. 8.8. Udział masowy ładunku spalonego w zależności od dodatku wodoru (punkt I)

Przeprowadzone analizy potwierdziły, iż w przypadku dodatku wodoru do mieszanki paliwowo-powietrznej zasilającej silnik dochodzi do skrócenia procesu spalania wewnątrz cylindra i zasadniczo jest ono tym większe, iż większy udział dodatku wodoru.

8.2.4. Przebieg ciśnienia indykowanego względem udziału dodatku wodoru i EGR

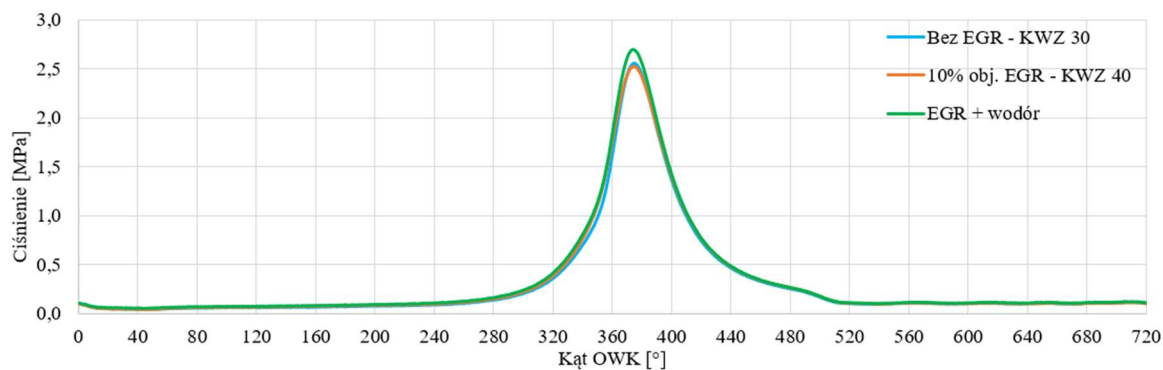
Analizy dotyczące spływu równoczesnego zastosowania dodatku wodoru i recyrkulacji spalin przeprowadzono w punktach pracy silnika, w których udział tlenu w kolektorze dolotowym osiągał wartości wyszczególnione w tab. 6.13. Z uwagi na wprowadzenie recyrkulowanych spalin, których nie można traktować jako spaliny suche nie wyznaczono procentowego udziału wodoru w mieszance zasilającej silnik. Analizy przeprowadzono w sposób analogiczny względem poprzednich przypadków. Punkty, w których osiągnięta została największa sprawność ogólna wyszczególniono pogrubieniem. Uzyskane i obliczone wartości niezbędne do przeprowadzenia dalszych analiza zamieszczono w tab. 8.11 i 8.12. W celu zobrazowania uzyskanych wyników otwarte i zamknięte wykresy indykatorowe oraz analizy dotyczącą udziału masowego ładunku spalonego przedstawiono odpowiednio na rys. 8.9 i 8.10 oraz 8.11. Uwzględniono na nich silnik pracujący bez wodoru i EGR z KWZ 30° OWK przed GMP (największa sprawność bez dodatku EGR i wodoru), silnik pracujący z 10% obj. EGR i KWZ 40° OWK przed GMP (największa sprawność z dodatkiem EGR) i silnik pracujący w tym punkcie z dodatkiem EGR powodującym zmniejszenie udziału tlenu w kolektorze dolotowym do ok. 17,57% obj. (największa sprawność z wodorem i EGR).

Tab. 8.11. Ciśnienie uzyskane podczas badań (punkt I z EGR i wodorem)

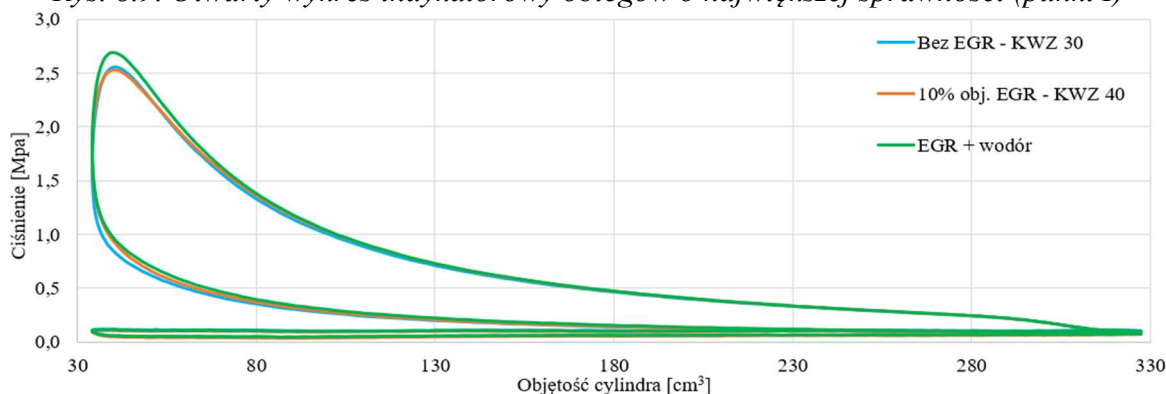
Udział tlenu [% obj.]	Ciśnienie maksymalne (przedział uzyskanych ciśnień) [MPa]	Średnie ciśnienie indykowane (przedział obliczonych ciśnień) [MPa]
18,63	2,526 (1,986–2,892)	0,460 (0,436–0,473)
18,07	2,621 (2,143–3,054)	0,466 (0,446–0,478)
17,57	2,695 (2,272–3,095)	0,464 (0,448–0,473)
17,18	2,714 (2,348–3,069)	0,467 (0,454–0,480)
16,71	2,642 (2,287–2,983)	0,464 (0,450–0,474)
16,61	2,666 (2,135–3,059)	0,465 (0,450–0,477)

Tab. 8.12. Parametry procesu spalania (punkt I z wodorem)

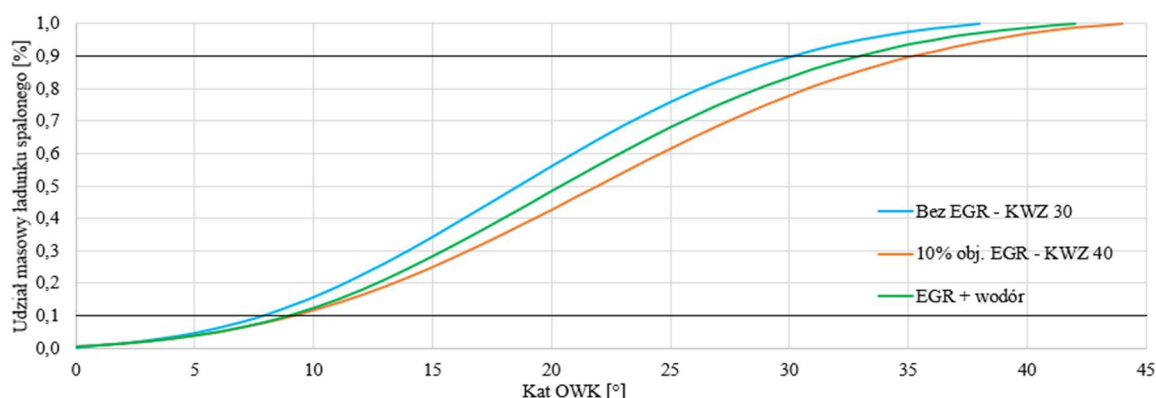
Udział tlenu [% obj.]	Kąt szybkiego spalania [° OWK]	$\sigma_{p_{sr}}$ [MPa]	COV
18,63	26	0,008	0,017
18,07	25	0,006	0,012
17,57	24	0,005	0,010
17,18	23	0,005	0,011
16,71	22	0,005	0,012
16,61	21	0,006	0,012



Rys. 8.9. Otwarty wykres indykatorowy obiegów o największej sprawności (punkt I)



Rys. 8.10. Zamknięty wykres indykatorowy obiegów o największej sprawności (punkt I)



Rys. 8.11. Udział masowy ładunku spalonego dla obiegów o największej sprawności (punkt I)

8.2.5. Podsumowanie dla I punktu pracy silnika

Przeprowadzone analizy potwierdziły wpływ zastosowania recyrkulacji spalin na spowolnienie procesu spalania i wpływ dodatku wodoru do mieszanki paliwowo-powietrznej na jego przyspieszenie. Wpływy te są tym większe im większy udział objętościowy EGR lub wodoru.

Wartość współczynnika COV i czas trwania szybkiego spalania dla silnika pracującego bez EGR i dodatku wodoru wynosił odpowiednio 0,010–0,027 i 20–28° OWK, przy czym dla największej osiągniętej sprawności parametry te wynosiły $COV = 0,012$ i 22° OWK. W przypadku zastosowania 5% obj. dodatku EGR wartość

wynosiła 0,010–0,040 dla COV i 22–32° OWK dla czasu trwania szybkiego spalania (0,014 i 24° OWK dla największej sprawności). Dla 10% obj. udziału EGR COV i czas trwania szybkiego spalania zawierały się w przedziałach 0,017–0,071 i 25–39° OWK (0,017 i 26° OWK dla największej sprawności). W przypadku 15% obj. udziału EGR wartości te wynosiły 0,025–0,173 i 27–49° OWK (0,032 i 29° OWK dla największej sprawności). Równoczesne zastosowanie EGR i dodatku wodoru skutkowało osiągnięciem współczynnika $COV = 0,010$ –0,017 i czasu trwania szybkiego spalania wynoszącego 21°–26° OWK. W punkcie, w którym osiągnięto największą sprawność wartości te wynosiły 0,010 i 24° OWK.

Zastosowanie recyrkulacji spalin o udziale skutkującym osiągnięciem największej sprawności zwiększyło wartość współczynnika COV z 0,012 do 0,017 (pogorszenie powtarzalności procesu spalania o ok. 42% względem wartości początkowej 0,012). Wpłynęło również na wydłużenie czasu trwania szybkiego spalania z 22° OWK do 26° OWK, czyli spowolniło proces szybkiego spalania o ok. 18%. Zastosowanie optymalnego dodatku wodoru (skutkującego osiągnięciem największej sprawności ogólnej silnika) połączonego z EGR doprowadziło do zmniejszenia współczynnika COV z 0,012 do 0,010 (powtarzalność procesu spalania uległa polepszeniu o ok. 17%) i do spowolnienia procesu szybkiego spalania do 24° OWK tj. o ok. 9%.

Równoczesne zastosowanie dodatku wodoru i EGR umożliwiło częściowe zniwelowanie negatywnego oddziaływania recyrkulowanych spalin na przebieg szybkość procesu szybkiego spalania i doprowadziło do zwiększenia powtarzalności tego procesu.

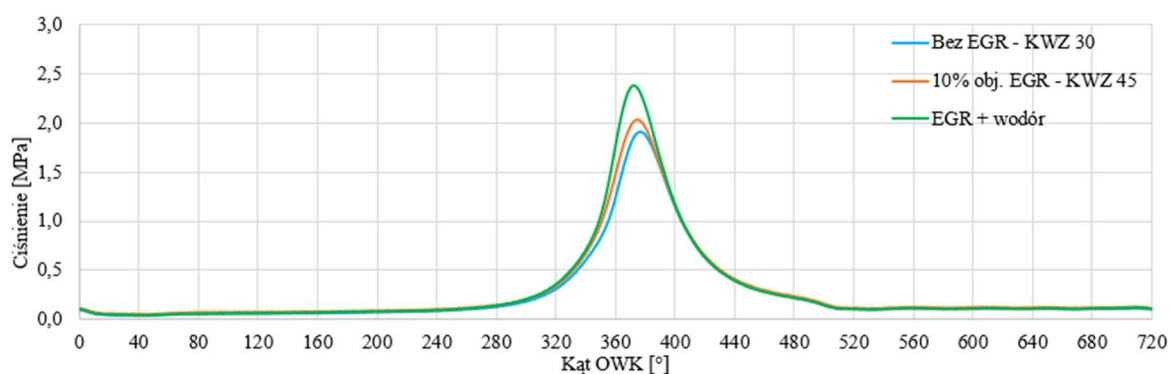
8.3. Analiza dla II punktu pracy silnika

Uzyskane wartości ciśnienia maksymalnego indykowanego dla silnika zasilanego mieszkanką paliwowo-powietrzną bez dodatku wodoru i EGR (KWZ 30° OWK przed GMP) zawierały się w przedziale 1,444–2,416 MPa, a wartość uśredniona wynosiła 1,905 MPa. Średnie ciśnienia indykowane wynosiły 0,326–0,376 MPa, a wartość uśredniona 0,356 MPa. Wartość $\sigma_{p_{sr}}$ i COV wynosiła odpowiednio 0,009 MPa i 0,026. Szybkie spalania w analizowanym przypadku trwało przez 26° OWK.

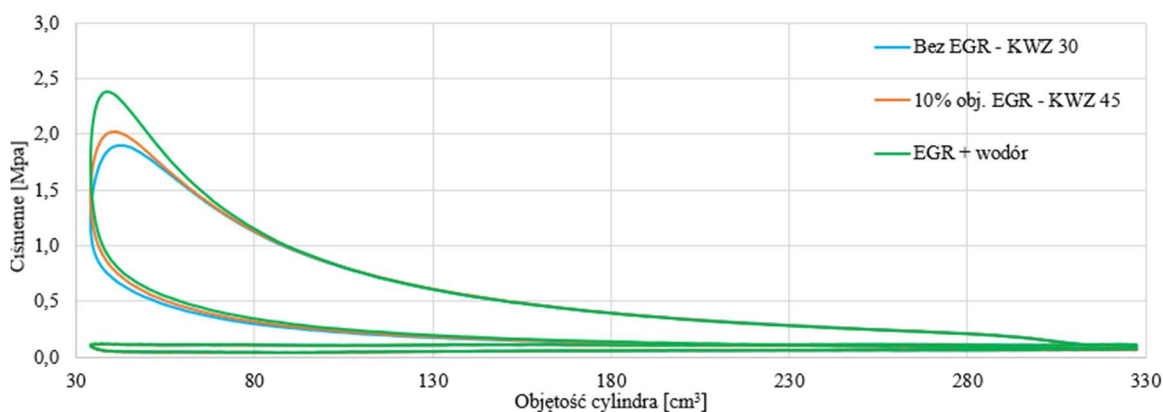
Po zastosowaniu 10% obj. udziału EGR i KWZ wynoszącego 45° OWK przed GMP uzyskane ciśnienia maksymalne zawierały się w przedziale 1,448–2,512 MPa (wartość uśredniona wynosiła 2,029 MPa). Średnie ciśnienia indykowane zawierały się w przedziale 0,313–0,377 MPa, a wartość uśredniona wynosiła 0,356 MPa. Parametry $\sigma_{p_{sr}}$ i COV wynosiły odpowiednio 0,010 MPa i 0,028. Szybkie spalanie trwało przez 28° OWK.

Dodatek wodoru o udziale powodującym zmniejszenie udziału objętościowego tlenu w kolektorze dolotowym do 17,50% skutkowało osiągnięciem maksymalnego ciśnienia indykowanego wynoszącego 2,057–2,804 MPa (wartość uśredniona wynosiła 2,388 MPa). Osiągnięte wówczas średnie ciśnienia indykowane zawierały się w przedziale 0,353–0,375 MPa, a wartość uśredniona wynosiła 0,365 MPa. Wartość współczynnika $\sigma_{p_{sr}}$ i COV wynosiła odpowiednio 0,004 MPa i 0,010. Szybkie spalanie trwało przez 24° OWK.

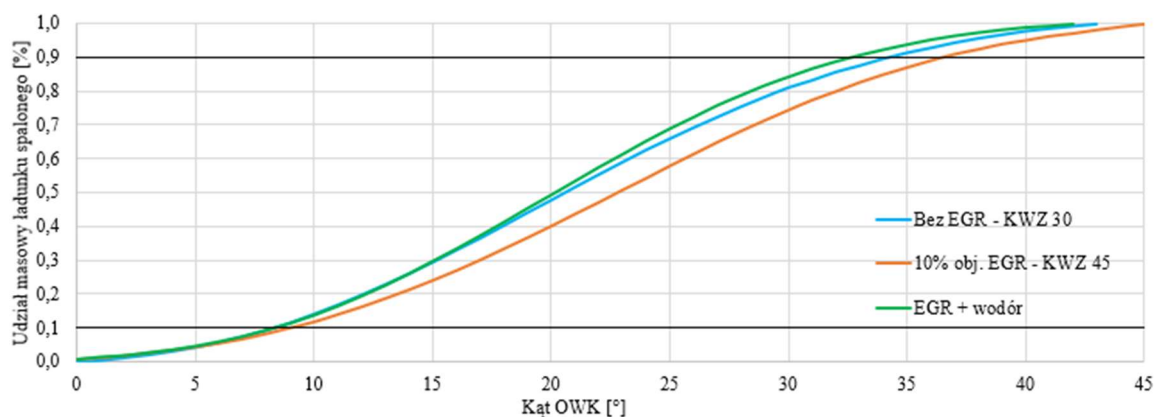
Przebieg uzyskanych wartości na otwartym i zamkniętym wykresie indykatorowym przedstawiono zbiorczo w formie graficznej na rys. 8.12 i 8.13. Zestawienie przebiegów udziału masowego ładunku spalonego dla punktów o największej sprawności ogólnej przedstawiono w formie graficznej na rys. 8.14.



Rys. 8.12. Otwarty wykres indykatorowy obiegów o największej sprawności (punkt II)



Rys. 8.13. Zamknięty wykres indykatorowy obiegów o największej sprawności (punkt II)



Rys. 8.14. Udział masowy ładunku spalonego – obiegi o największej sprawności (punkt II)

Po zastosowaniu recyrkulacji spalin o udziale 10% obj. doszło do wydłużenia procesu szybkiego spalania z 26° OWK do 28° OWK (wydłużenie o ok. 8%). Współczynnik COV zwiększył się z 0,026 do 0,028, a tym samym powtarzalność procesu spalania uległa pogorszeniu o ok. 8%. Po zastosowaniu dodatku wodoru i EGR czas trwania szybkiego spalania zmniejszył się do 24° OWK (skrócenie procesu szybkiego spalania o ok. 8%), a wartość współczynnika COV znacząco spadła o ok. 62% (do wartości 0,010).

8.4. Analiza dla III punktu pracy silnika

Wartość ciśnienia maksymalnego indykowanego w tym punkcie pracy silnika zasilanego mieszanką paliwowo-powietrzną bez dodatku wodoru i EGR (KWZ wynoszący 30° OWK przed GMP) zawierała się w przedziale 2,642–3,490 MPa, a wartość uśredniona wynosiła 3,119 MPa. Obliczone średnie ciśnienia indykowane wynosiły 0,542–0,570 MPa, a wartość uśredniona 0,558 MPa. Wartość $\sigma_{p_{sr}}$ i COV wynosiła odpowiednio 0,006 MPa i 0,010. Szybkie spalania w analizowanym przypadku trwało przez 23° OWK.

Po zastosowaniu 5% obj. udziału EGR i KWZ wynoszącego 35° OWK przed GMP uzyskano ciśnienia maksymalne w przedziale 2,658–3,569 MPa (wartość uśredniona wynosiła 3,183 MPa). Średnie ciśnienia indykowane zawierały się w przedziale 0,538–0,564 MPa, a wartość średnia wynosiła 0,551 MPa. Wartości parametrów $\sigma_{p_{sr}}$ i COV wynosiły odpowiednio 0,006 MPa i 0,010. Szybkie spalanie w analizowanym przypadku trwało przez 24° OWK.

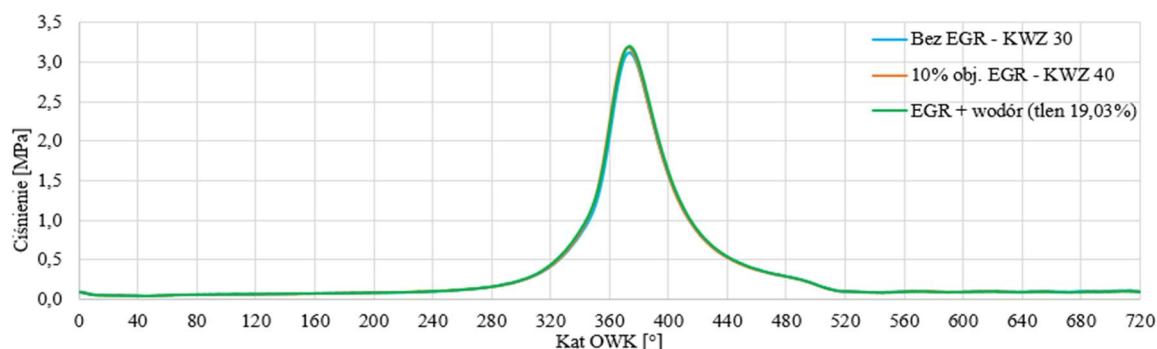
Dodatek wodoru o udziale powodującym zmniejszenia udziału tlenu w kolektorze dolotowym do 18,63% skutkowało osiągnięciem maksymalnych ciśnień indykowanych w przedziale 2,697–3,545 MPa (wartość uśredniona wynosiła 3,126 MPa). Osiągnięte wówczas średnie ciśnienia indykowane zawierały się w przedziale

0,551–0,579 MPa, a wartość średnia wynosiła 0,568 MPa. Wartości współczynników $\sigma_{p_{sr}}$ i COV wynosiły odpowiednio 0,006 MPa i 0,010. Szybkie spalanie trwało przez 22° OWK.

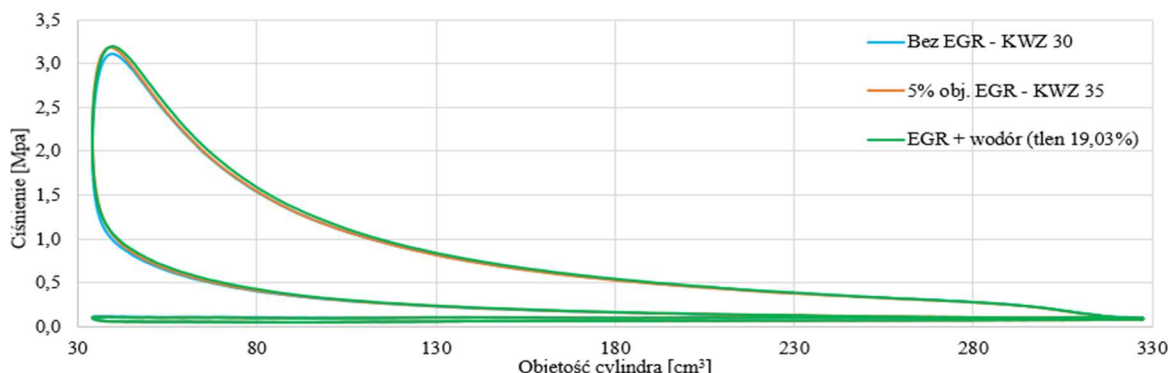
W przypadku dodatku wodoru zmniejszającego udział tlenu w kolektorze dolotowym do 19,03% doszło do osiągnięcia maksymalnych ciśnień indykowanych w przedziale 2,759–3,518 MPa (wartość średnia 3,203 MPa). Uśrednione ciśnienia indykowane zawierały się w przedziale 0,558–0,583 MPa (wartość średnia wynosiła 0,571 MPa). Współczynniki $\sigma_{p_{sr}}$ i COV wynosiły odpowiednio 0,005 MPa i 0,010, a szybkie spalanie trwało przez 23° OWK.

Z uwagi na zbliżony wpływ dodatku wodoru skutkujący uzyskaniem największej sprawności ogólnej w dalszych analizach przedstawiono jego wpływ jedynie dla wartości charakteryzującej się większym pozytywnym wpływem na parametry $\sigma_{p_{sr}}$ i COV .

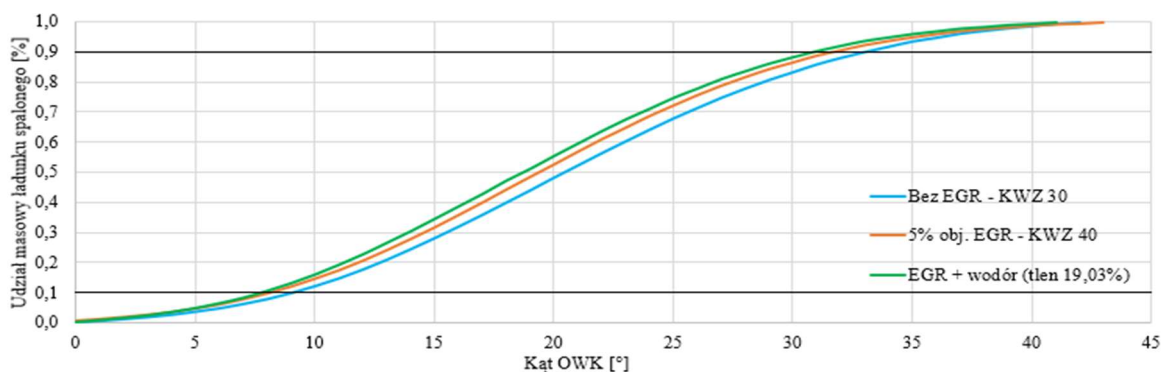
Przebieg uzyskanych wartości na otwartym i zamkniętym wykresie indykatorowym przedstawiono zbiorczo w formie graficznej na rys. 8.15 i 8.16. Zestawienie przebiegów udziału masowego ładunku spalonego dla punktów o największej sprawności ogólnej przedstawiono w formie graficznej na rys. 8.17.



Rys. 8.15. Otwarty wykres indykatorowy obiegów o największej sprawności (punkt III)



Rys. 8.16. Zamknięty wykres indykatorowy obiegów o największej sprawności (punkt III)



Rys. 8.17. Udział masowy ładunku spalonego – obiegi o największej sprawności (punkt III)

W analizowanym punkcie po zastosowaniu recyrkulacji spalin o udziale 5% obj. zaobserwowano wydłużenie procesu szybkiego spalania z 23° OWK do 24° OWK (wydłużenie o ok. 4%). Po zastosowaniu dodatku wodoru i EGR czas trwania szybkiego spalania nie zmienił się w sposób istotny względem wartości początkowej (trwał przez 23° OWK). W analizowanym punkcie wartości współczynnika COV nie zmieniały się w sposób istotny.

8.5. Analiza dla IV punktu pracy silnika

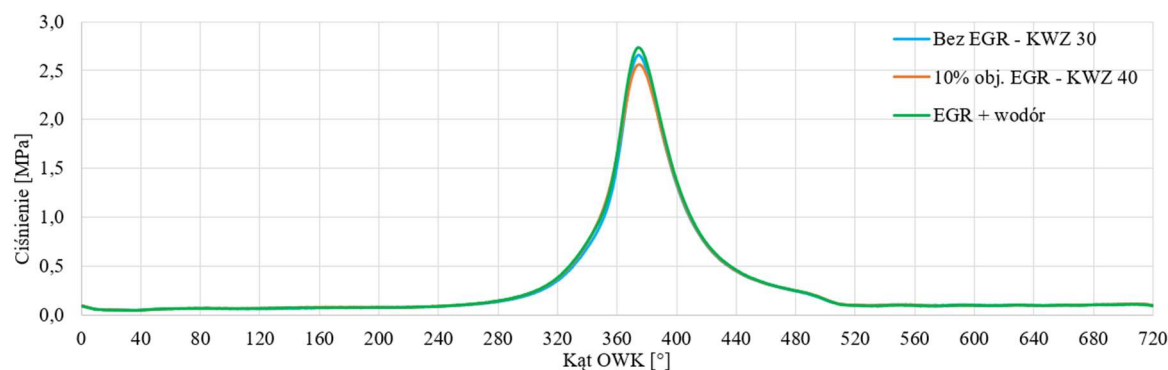
Uzyskane wartości ciśnienia maksymalnego indykowanego dla silnika zasilanego mieszkanką paliwowo-powietrzną bez dodatku wodoru i EGR (KWZ 30° OWK przed GMP) zawierały się w przedziale 2,315–2,973 MPa, a wartość uśredniona wynosiła 2,655 MPa. Uśrednione ciśnienia indykowane wynosiły 0,448–0,468 MPa, a wartość uśredniona dla całej serii pomiarów 0,461 MPa. Wartości $\sigma_{p_{sr}}$ i COV wynosiły odpowiednio 0,004 MPa i 0,009. Szybkie spalania w analizowanym przypadku trwało przez 20° OWK.

Po zastosowaniu 10% obj. udziału EGR i KWZ wynoszącego 40° OWK przed GMP uzyskane ciśnienia maksymalne zawierały się w przedziale 2,101–3,088 MPa (wartość uśredniona wynosiła 2,565 MPa). Średnie ciśnienia indykowane zawierały się w przedziale 0,436–0,464 MPa, a ich wartość uśredniona wynosiła 0,454 MPa. Parametry $\sigma_{p_{sr}}$ i COV wynosiły odpowiednio 0,006 MPa i 0,012. Szybkie spalanie w analizowanym przypadku trwało przez 23° OWK.

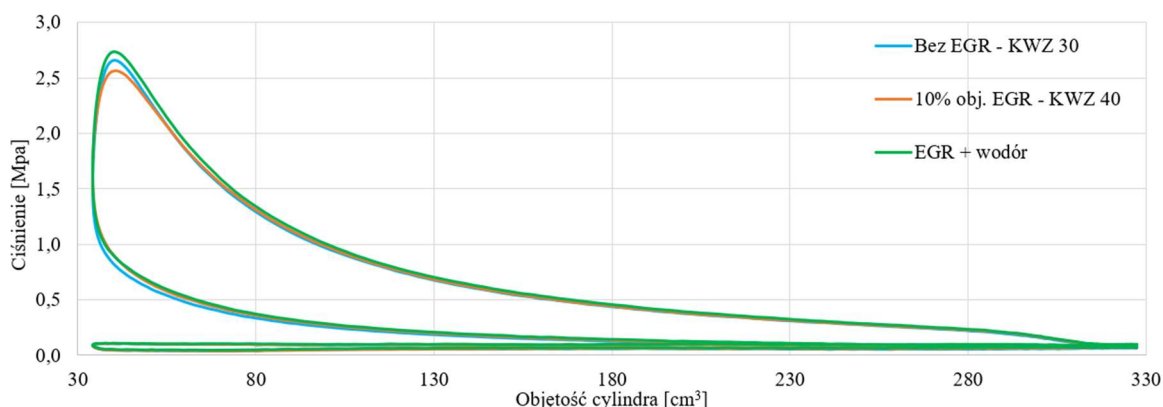
Dodatek wodoru o udziale powodującym zmniejszenie udziału tlenu w kolektorze dolotowym do 18,59% skutkowało osiągnięciem maksymalnych ciśnień indykowanych wynoszących 2,343–3,128 MPa (wartość uśredniona wynosiła 2,735 MPa). Osiągnięte wówczas średnie ciśnienia indykowane zawierały się w przedziale 0,460–0,479 MPa, a ich wartość uśredniona wynosiła 0,471 MPa. Wartości

współczynników $\sigma_{p_{sr}}$ i COV wynosiły odpowiednio 0,004 MPa i 0,008. Szybkie spalanie trwało przez 20° OWK.

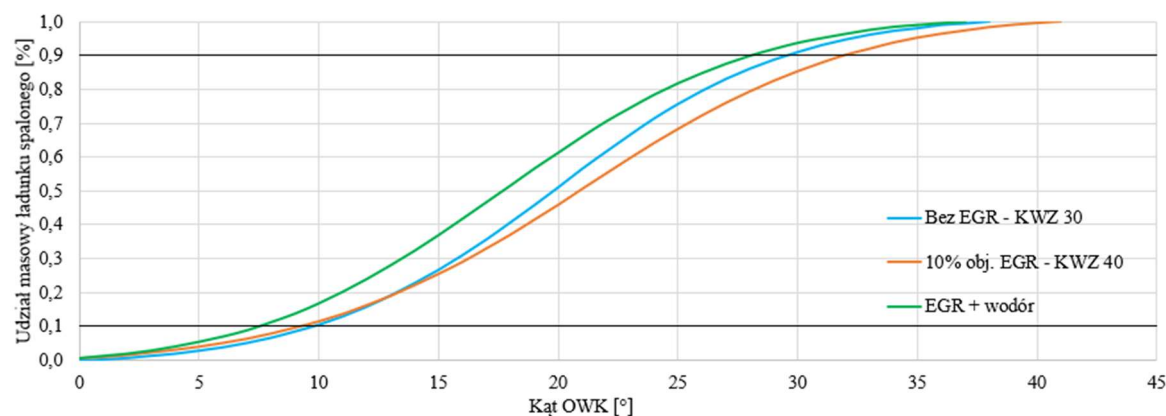
Przebieg uzyskanych wartości na otwartym i zamkniętym wykresie indykatorowym przedstawiono zbiorczo w formie graficznej na rys. 8.18 i 8.19. Zestawienie przebiegów udziału masowego ładunku spalonego dla punktów o największej sprawności ogólnej przedstawiono w formie graficznej na rys. 8.20.



Rys. 8.18. Otwarty wykres indykatorowy obiegów o największej sprawności (punkt IV)



Rys. 8.19. Zamknięty wykres indykatorowy obiegów o największej sprawności (punkt IV)



Rys. 8.20. Udział masowy ładunku spalonego – obiegi o największej sprawności (punkt IV).

W analizowanym punkcie po zastosowaniu recyrkulacji spalin o udziale 10% obj. zaobserwowano wydłużenie procesu szybkiego spalania z 20° OWK do 23° OWK (wydłużenie o ok. 15%). Współczynnik COV zwiększył się z 0,009 do 0,012. Wobec tego

powtarzalność procesu spalania zmniejszyła się o ok. 33%. Po zastosowaniu dodatku wodoru i EGR czas trwania szybkiego spalania nie zmienił się w sposób istotny względem wartości początkowej (trwał przez 20° OWK, a współczynnik COV zmniejszył się do 0,008 (zwiększenie powtarzalności procesu spalania o ok. 11%).

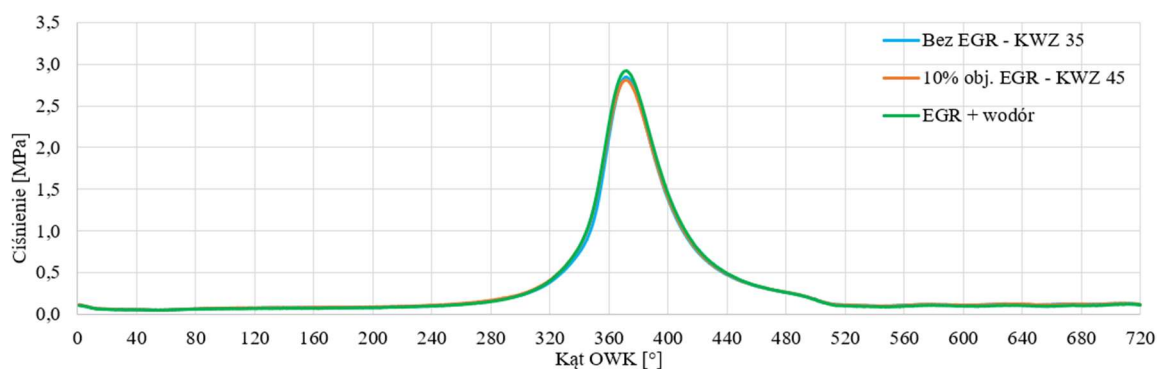
8.6. Analiza dla V punktu pracy silnika

Wartości ciśnienia maksymalnego indykowanego w tym punkcie pracy silnika zasilanego mieszanką paliwowo-powietrzną bez dodatku wodoru i EGR (KWZ wynoszący 35° OWK przed GMP) zawierały się w przedziale 2,404–3,176 MPa, a wartość uśredniona wynosiła 2,848 MPa. Obliczone średnie ciśnienia indykowane wynosiły 0,445–0,467 MPa, a ich wartość uśredniona 0,458 MPa. Wartość $\sigma_{p_{sr}}$ i COV wynosiła odpowiednio 0,005 MPa i 0,011. Szybkie spalania w analizowanym przypadku trwało przez 27° OWK.

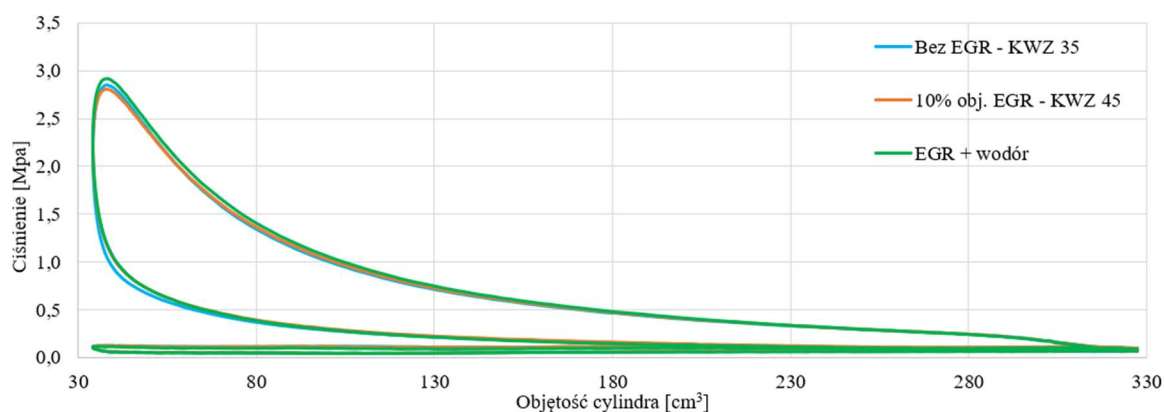
Po zastosowaniu 10% obj. udziału EGR i KWZ wynoszącego 45° OWK przed GMP uzyskano ciśnienia maksymalne w przedziale 2,369–3,229 MPa (wartość uśredniona wynosiła 2,804 MPa). Średnie ciśnienia indykowane zawierały się w przedziale 0,429–0,462 MPa, a wartość średnia wynosiła 0,449 MPa. Wartości parametrów $\sigma_{p_{sr}}$ i COV wynosiły odpowiednio 0,007 MPa i 0,016. Szybkie spalanie w analizowanym przypadku trwało przez 28° OWK.

Dodatek wodoru o udziale powodującym zmniejszenie udziału tlenu w kolektorze dolotowym do 18,42% skutkowało osiągnięciem maksymalnych ciśnień indykowanych w przedziale 2,474–3,334 MPa (wartość uśredniona wynosiła 2,915 MPa). Osiągnięte wówczas średnie ciśnienia indykowane zawierały się w przedziale 0,468–0,501 MPa, a ich wartość średnia wynosiła 0,488 MPa. Wartości współczynników $\sigma_{p_{sr}}$ i COV wynosiły odpowiednio 0,007 MPa i 0,014. Szybkie spalanie trwało przez 22° OWK. W przypadku dodatku wodoru zmniejszającego udział tlenu w kolektorze dolotowym do 19,03% doprowadziło do osiągnięcia maksymalnych ciśnień indykowanych w przedziale 2,759–3,518 MPa (wartość średnia 3,203 MPa). Uśrednione ciśnienia indykowane zawierały się w przedziale 0,558–0,583 MPa (wartość uśredniona wynosiła 0,571 MPa). Współczynniki $\sigma_{p_{sr}}$ i COV wynosiły odpowiednio 0,005 MPa i 0,010. Szybkie spalanie trwało przez 23° OWK.

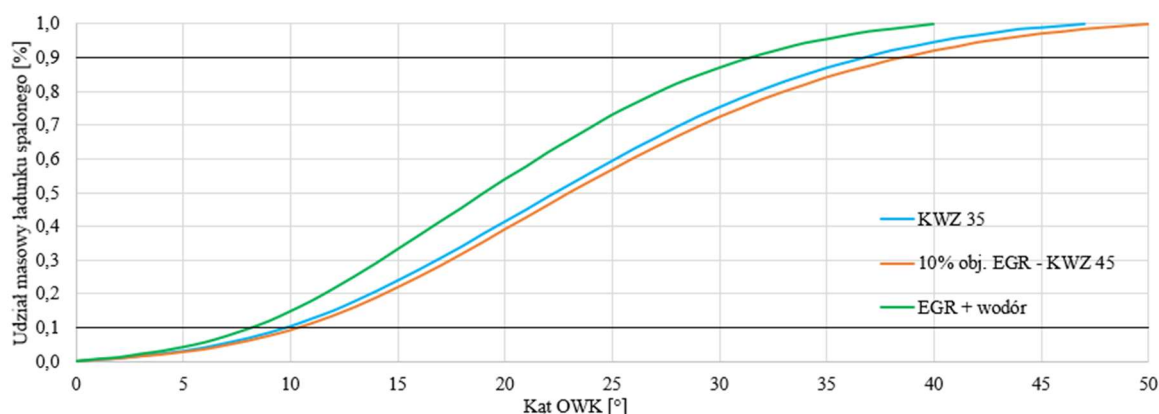
Przebieg uzyskanych wartości na otwartym i zamkniętym wykresie indykatorowym przedstawiono zbiorczo w formie graficznej na rys. 8.21 i 8.22. Zestawienie przebiegów udziału masowego ładunku spalonego dla punktów o największej sprawności ogólnej przedstawiono w formie graficznej na rys. 8.23.



Rys. 8.21. Otwarty wykres indykatorowy obiegów o największej sprawności (punkt V)



Rys. 8.22. Zamknięty wykres indykatorowy obiegów o największej sprawności (punkt V)



Rys. 8.23. Udział masowy ładunku spalonego – obiegi o największej sprawności (punkt V)

W analizowanym punkcie po zastosowaniu recyrkulacji spalin o udziale 10% obj. zaobserwowano wydłużenie procesu szybkiego spalania z 27° OWK do 28° OWK wydłużenie o ok. 4%, a współczynnik COV zwiększył się z 0,011 do 0,016 – pogorszenie powtarzalności procesu spalania o ok. 44%. Po zastosowaniu dodatku wodoru i EGR czas trwania szybkiego spalania skrócił się do 23° OWK, czyli o ok. 15%. Wartość współczynnika COV zmniejszyła się do 0,010 (powtarzalność procesu spalania polepszyła się o ok. 9%).

8.7. Podsumowanie badań dotyczących przebiegu procesu spalania

Na podstawie przeprowadzonych analiz należy stwierdzić, iż zastosowanie recyrkulacji spalin prowadzi do wydłużenia procesu spalania i zmniejszenia jego powtarzalności. Zastosowanie dodatku wodoru do mieszanki paliwowo-powietrznej skutkuje zwiększeniem szybkości procesu spalania i zwiększa powtarzalność pomiędzy kolejnymi jego cyklami.

W przypadku zastosowania recyrkulacji spalin wydłużenie procesu szybkiego spalania zmienia się w sposób nieznaczny w zależności od prędkości obrotowej wału korbowego silnika i zawiera się w przedziale 15–18%. W przypadku silnika pracującego pod mniejszymi i większymi obciążeniami wydłużenie procesu szybkiego spalania jest istotne niż dla częściowego obciążenia odpowiadającego warunkom typowego ruchu miejskiego i wynosi 4–8%.

Po zastosowaniu recyrkulacji spalin w połączeniu z dodatkiem wodoru dochodzi do zwiększenia szybkości spalania wraz ze wzrostem prędkości obrotowej wału korbowego silnika. Dla prędkości obrotowej wynoszącej 2000 1/min nie występują zauważalne zmiany, natomiast dla prędkości obrotowych wynoszących 2500 1/min i 3000 1/min szybkość spalania wzrasta o odpowiednio 9% i 15%. W przypadku mniejszego obciążenia silnika również dochodzi do zwiększenia szybkości spalania, ale o ok. 8%. Dla silnika pracującego pod większym obciążeniem wzrost szybkości spalania jest nieznaczny i nie wpływa w sposób znaczący na przeprowadzone analizy.

W przypadku zastosowania recyrkulacji spalin powtarzalność procesu spalania definiowana współczynnikiem COV zmniejsza się wraz ze wzrostem prędkości obrotowej wału korbowego silnika osiągając wartości w przedziale 33–44% osiągnięte dla przebadanych punktów pracy silnika. W przypadku mniejszego obciążenia silnika wartość ta ulega pogorszeniu o ok. 8%, a dla większego obciążenia nie wykazuje zauważalnych zmian.

Równoczesne zastosowanie dodatku wodoru i EGR w sposób zasadniczy wpływa na zwiększenie powtarzalności procesu spalania. W przypadku zmiany prędkości obrotowej wału korbowego silnika zaobserwowano poprawę powtarzalności procesu spalania o 9–11%. W przypadku mniejszego obciążenia silnika dochodzi do zwiększenia powtarzalności procesu spalania sięgającego nawet 62%, ale wartość ta wraz ze wzrostem częściowego obciążenia zmniejsza się do wartości bliskich zeru dla większego obciążenia.

Brak istotnych zmian w szybkości procesu spalania i jego powtarzalności w przypadku większych obciążeń silnika dla współczynnika należy powiązać z ograniczonymi możliwościami zastosowania zarówno dodatku wodoru, jak również recyrkulacji spalin. Ograniczenia te wynikają najprawdopodobniej z wyższych wartości ciśnienia panującego wówczas w kolektorze dolotowym, które utrudniają dostarczenie spalin i wodoru.

Należy zaznaczyć, iż dla przebadanych punktów pracy silnika doszło do zwiększenia sprawności ogólnej co nawet w przypadku braku zauważalnej zmiany w szybkości procesu spalania czy jego powtarzalności prowadzi do polepszenia wskaźników użytkowych silnika.

9. Podsumowanie i wnioski

W wyniku przeprowadzonych badań zrealizowano naukowy cel pracy polegający na określeniu wpływu zastosowania zewnętrznej recyrkulacji spalin i dodatku wodoru do mieszanki paliwowo-powietrznej zasilającej silnik z zapłonem iskrowym pracujący pod częściowym obciążeniem, po zastosowaniu których uzyskano większą sprawność ogólną silnika oraz określono zmianę składu spalin i zmianę przebiegu procesu spalania w punkcie pracy o największej sprawności.

Szczegółowe wnioski zostały zawarte podsumowaniach rozdziałów dotyczących konkretnych badań, a poniżej ujęto je w sposób ogólny. Należy zaznaczyć, iż uzyskane wartości są zależne od punktu pracy silnika (obciążenie częściowe i prędkość obrotowa wału korbowego silnika), co zostało wyjaśnione w podsumowaniach konkretnych rozdziałów. W niniejszym rozdziale przedstawiono uzyskane podczas badań wartości wywierające największy wpływ na parametry użytkowe i ekologiczne badanego silnika.

Na podstawie badań dotyczących parametrów użytkowych silnika stwierdzono, iż zastosowanie EGR może prowadzić do nieznacznego zwiększenia sprawności ogólnej silnika sięgającej ok. 4% jej początkowej wartości. Zastosowanie EGR prowadzi do znaczącego zmniejszenia udziału objętościowego NO_x w spalinach sięgającego nawet ok. 85 % wartości początkowej. Udział CO w spalinach może zmniejszyć się o ok. 10%, ale udział HC wzrasta w sposób znaczący nawet dwuipółkrotnie. Zastosowanie recyrkulacji spalin może skutkować zauważanym wydłużeniem procesu szybkiego spalania o niespełna 20% i prowadzi do zmniejszenia powtarzalności procesu spalania o ok. 45%.

Zastosowanie dodatku wodoru do mieszanki paliwowo-powietrznej zasilającej silnik badawczy może skutkować nieznacznym zwiększeniem sprawności ogólnej o niespełna 2%. Udział objętościowy CO, CO_2 i HC w spalinach może zmniejszyć się wówczas w sposób znaczący o ok. 30–40% względem wartości początkowych, ale dodatek wodoru powoduje znaczące zwiększenie udziału NO_x w spalinach sięgające ok. 140% wartości początkowej. Dodatek wodoru skutkuje zwiększeniem szybkości procesu spalania wewnątrz cylindra o niespełna 25% i zwiększeniem powtarzalności procesu spalania (zmniejszeniem współczynnika COV) sięgającej niespełna 45%. Dodatek wodoru skutkujący uzyskaniem największego wzrostu sprawności ogólnej wynosi ok. 3,50% obj., ale jest różny w ujęciu procentowym energii uzyskanej z wodoru i wynosi od niespełna 6% do niespełna 17% energii uzyskanej z wodoru względem energii całkowitej.

Zastosowanie równocześnie dodatku wodoru i recyrkulacji spalin może prowadzić do wzrostu sprawności ogólnej silnika sięgającej niespełna 3% względem wartości początkowej. Udział objętościowy CO i HC w spalinach może zmniejszyć się o ok. 40% względem wartości początkowej, udział objętościowy CO₂ może zmniejszyć się o ok. 20% względem wartości początkowej, a udział NO_x w spalinach może zmniejszyć się o ok. 10% względem wartości początkowej. Dla punktu pracy o największej sprawności może wartości te mogą wynosić o ok. 20% mniej w przypadku CO i HC, o ok. 10% mniej w przypadku CO₂ i zmniejszać się co najwyżej nieznacznie w przypadku NO_x względem ich wartości początkowych. Połączenie EGR i dodatku wodoru może prowadzić do zwiększenia szybkości spalania wewnątrz cylindra nawet o 15% i skutkować zwiększeniem powtarzalności procesu spalania (zmniejszenie *COV*) o niespełna 20% względem wartości określonych dla silnika pracującego bez dodatku EGR i wodoru.

W niniejszej pracy przebadano jedynie wybrane punkty pracy silnika. Uzyskane wyniki potwierdzają zasadność stosowania połączenia dodatku wodoru i recyrkulacji spalin w celu poprawy parametrów użytkowych i ekologicznych silnika. Określenie wpływu dodatku wodoru połączonego z zewnętrzną recyrkulacją spalin na parametry pracy silnika w zakresie całej jego charakterystyki obciążenia i zakresu prędkości obrotowej może zostać oszacowane poprzez ekstrapolację uzyskanych wyników, ale w celu dokładnego ich wyznaczenia zasadne jest rozszerzenie pomiarów o dodatkowe punkty pracy. Przeprowadzone badania i uzyskane wyniki świadczą o zasadności podjętego tematu i rzutują pozytywnie na perspektywę ich rozwoju. Przeprowadzenie dokładnych analiz może w perspektywie czasu skutkować opracowaniem systemu zasilania silnika z zapłonem iskrowym wykorzystującego zewnętrzną recyrkulację spalin z mieszanką paliwowo-powietrzną z dodatkiem wodoru do użytku praktycznego.

Bibliografia

- [1] J. Scoltock, "Nicolaus Otto," *Automotive Engineer*, vol. 35, no. 5, 2010.
- [2] C. North D. S. U. Gustafson, "History of Ethanol Production and Policy," Web Page - The Energy Information Agency, no. 2005, 2019.
- [3] M. Gösele, P. Sandner, "Analysis of blockchain technology in the mobility sector," *Forschung im Ingenieurwesen/Engineering Research*, vol. 83, no. 4, 2019. [https://doi: 10.1007/s10010-019-00315-y](https://doi.org/10.1007/s10010-019-00315-y).
- [4] N. X. Khoa and O. Lim, "A Review of the External and Internal Residual Exhaust Gas in the Internal Combustion Engine," *Energies (Basel)*, vol. 15, no. 3, 2022. [https://doi: 10.3390/en15031208](https://doi.org/10.3390/en15031208).
- [5] A. Yazharasu, T. Rajagopal, and U. Karthick, "Exergy Analysis of Ideal Otto Cycle with Oxy-Fuel and Exhaust Gas Recirculation," *Res J Chem Environ*, vol. 24, 2020.
- [6] W. Pudlik, "Termodynamika," Wydawnictwa Politechniki Gdańskiej, 2011.
- [7] R. de Abreu, V. Guerra, "Introducing thermodynamics through energy and entropy," *Am J Phys*, vol. 80, no. 7, 2012. [https://doi: 10.1119/1.3698160](https://doi.org/10.1119/1.3698160).
- [8] E. Arabaci, "Performance Analysis of a Novel Six-stroke Otto Cycle Engine," *Thermal Science*, vol. 25, 2021.
- [9] L. Dobbin, "Paracelsus and the discovery of hydrogen [1]," *Journal of Chemical Education*, vol. 9, no. 6, 1932. [https://doi: 10.1021/ed009p1122](https://doi.org/10.1021/ed009p1122).
- [10] R. Boyle, *Tracts containing new experiments touching the relation betwixt flame and air*. 1672.
- [11] Paracelsus, *Archidoxa Philippi Theophrasti Bombast Paracelsi Magni, De Separationibus Elementorum*. 1574.
- [12] H. Cavendish, "Three Papers, containing Experiments on factitious Air, by the Hon," 1766.
- [13] J. Golinski, "Precision Instruments and the Demonstrative Order of Proof in Lavoisier's Chemistry," *Osiris*, vol. 9, 1994. [https://doi: 10.1086/368728](https://doi.org/10.1086/368728).
- [14] H. Lichocka, "Chemia Jędrzeja Śniadeckiego," *Opuscula Musealia*, vol. 26, 2019. doi: 10.4467/20843852.om.18.002.10995.
- [15] "CRC Handbook of Chemistry and Physics, 57th Edition," *Soil Science Society of America Journal*, vol. 41, no. 4, 1977. [https://doi: 10.2136/sssaj1977.03615995004100040007x](https://doi.org/10.2136/sssaj1977.03615995004100040007x).
- [16] "Źródło internetowe: wodór: <https://pl.wikipedia.org/wiki/Wod%C3%B3r> (dostęp: luty 2023)."
- [17] F. Yan, L. Xu, and Y. Wang, "Application of hydrogen enriched natural gas in spark ignition IC engines: from fundamental fuel properties to engine performances and emissions," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 82, 2018. [https://doi: 10.1016/j.rser.2017.05.227](https://doi.org/10.1016/j.rser.2017.05.227).

- [18] G. A. Karim, "Hydrogen as a spark ignition engine fuel," *Int J Hydrogen Energy*, vol. 28, no. 5, 2003
[https://doi.org/10.1016/S0360-3199\(02\)00150-7](https://doi.org/10.1016/S0360-3199(02)00150-7).
- [19] C.B.B. Farias, R.C.S. Barreiros, M.F. da Silva, A.A. Casazza, A. Converti, L.A. Sarubbo, "Use of Hydrogen as Fuel: A Trend of the 21st Century". *Energies* 2022, 15, 311.
<https://doi.org/10.3390/en15010311>
- [20] G. Przybyła, S. Postrzednik, "The quality evaluation of combustion process for spark ignition and diesel engines using the exhaust gas composition," *Journal of KONES Internal Combustion Engine*, vol. 10, 2003.
- [21] B. Olateju, J. Monds, and A. Kumar, "Large scale hydrogen production from wind energy for the upgrading of bitumen from oil sands," *Appl Energy*, vol. 118, 2014.
<https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2013.12.013>.
- [22] B. Olateju and A. Kumar, "Techno-economic assessment of hydrogen production from underground coal gasification (UCG) in Western Canada with carbon capture and sequestration (CCS) for upgrading bitumen from oil sands," *Appl Energy*, vol. 111, 2013,
<https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2013.05.014>.
- [23] S IEA, "The Future of Hydrogen," 2019.
- [24] J. Jakubowski, *Silniki Samochodowe Zasilane Paliwami Zastępczymi*. Warszawa: Wydawnictwo Komunikacji i Łączności, 1987.
- [25] D. B. Mahant, P. Linga, R. Kumar, "Hydrogen Economy and Role of Hythane as a Bridging Solution: A Perspective Review," *Energy and Fuels*, vol. 35, no. 19. 2021.
<https://doi.org/10.1021/acs.energyfuels.1c02404>.
- [26] J. M. Ball, M. Weeda, "The hydrogen economy - Vision or reality?" *Int J Hydrogen Energy*, vol. 40, no. 25, 2015
<https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2015.04.032>.
- [27] Ł. Rodak, *Wpływ parametrów tworzenia mieszanki wodorowo-powietrznej na przebieg procesu spalania w silniku z zapłonem iskrowym*. Rozprawa doktorska, Kraków, Politechnika Krakowska im. T. Kościuszki. 2022.
- [28] M. Brzeżański, M. Mareczek, W. Marek, T. Papuga, "Investigation of the combustion engine fuelled with hydrogen and mixed n-butanol with iso-butanol," 2013.
- [29] M. Brzeżański, M. Mareczek, W. Marek, T. Papuga, "Determination of operating parameters of industrial engine fuelled with post processing gases with high hydrogen content," 2016.
- [30] I. Pielecha, W. Cieślík, and A. Szałek, "The use of electric drive in urban driving conditions using a hydrogen powered vehicle – Toyota Mirai," *Combustion Engines*, vol. 172, no. 1, 2018.
<https://doi.org/10.19206/ce-2018-106>.
- [31] "Toyota Mirai fuel cell electric vehicle relies on Gore technology," *Membrane Technology*, vol. 2016, no. 3, 2016.
[https://doi.org/10.1016/s0958-2118\(16\)30055-6](https://doi.org/10.1016/s0958-2118(16)30055-6).

- [32] N. X. Liu, K. Reddi, A. Elgowainy, H. Lohse-Busch, M. Wang, N. Rustagi, "Comparison of well-to-wheels energy use and emissions of a hydrogen fuel cell electric vehicle relative to a conventional gasoline-powered internal combustion engine vehicle," *Int J Hydrogen Energy*, vol. 45, no. 1, 2020.
[https://doi: 10.1016/j.ijhydene.2019.10.192](https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2019.10.192).
- [33] *American Journal of Sociology*, "Toyota Mirai," *J Chem Inf Model*, vol. 53, no. 9, 2019.
- [34] "Źródło internetowe: Toyota Mirai: https://pl.wikipedia.org/wiki/Toyota_Mirai (dostęp marzec 2023)," 2023.
- [35] Christoph Pauly, "Hyundai Nexo," *adac.de*, 2018.
- [36] J. Sery, P. Leduc, "Fuel cell behavior and energy balance on board a Hyundai Nexo," *International Journal of Engine Research*, vol. 23, no. 5, 2022.
[https://doi: 10.1177/14680874211059046](https://doi.org/10.1177/14680874211059046).
- [37] "Bertrand Piccard breaks world distance record in Hyundai NEXO," *Fuel Cells Bulletin*, vol. 2019, no. 12, 2019.
[https://doi: 10.1016/s1464-2859\(19\)30497-3](https://doi.org/10.1016/s1464-2859(19)30497-3).
- [38] "Źródło internetowe: Hyundai Nexo: https://pl.wikipedia.org/wiki/Hyundai_Nexo (dostęp: marzec 2023)," 2023.
- [39] Honda Motors, "Honda Clarity Fuel Cell," Online, 2016.
- [40] "Honda begins Clarity Fuel Cell deliveries in Europe, California," *Fuel Cells Bulletin*, vol. 2017, no. 1, 2017.
[https://doi: 10.1016/s1464-2859\(17\)30002-0](https://doi.org/10.1016/s1464-2859(17)30002-0).
- [41] S. Tanaka, K. Nagumo, M. Yamamoto, H. Chiba, K. Yoshida, R. Okano, "Fuel cell system for Honda CLARITY fuel cell," *eTransportation*, vol. 3, 2020.
[https://doi: 10.1016/j.etrans.2020.100046](https://doi.org/10.1016/j.etrans.2020.100046).
- [42] "2019 Honda Clarity Fuel Cell car arrives at selected California dealerships," *Fuel Cells Bulletin*, vol. 2019, no. 5, 2019.
[https://doi: 10.1016/s1464-2859\(19\)30176-2](https://doi.org/10.1016/s1464-2859(19)30176-2).
- [43] "Źródło internetowe: Honda Clarity: https://en.wikipedia.org/wiki/Honda_Clarity (dostęp: marzec 2023)," 2023.
- [44] "Źródło internetowe: Mercedes-Benz F-Cell: <https://www.mercedes-benz.pl/passengercars/mercedes-benz-cars/electromobility/f-cell/teaser-glc-f-cell.module.html> (dostęp: marzec 2023)," 2023.
- [45] "Mercedes-Benz F-CELL World Drive gets home," *Fuel Cells Bulletin*, vol. 2011, no. 6, 2011. [https://doi: 10.1016/s1464-2859\(11\)70163-8](https://doi.org/10.1016/s1464-2859(11)70163-8).
- [46] "First Mercedes-Benz GLC F-CELL hybrid plug-in FCEVs delivered to German customers," *Fuel Cells Bulletin*, vol. 2018, no. 11, 2018.
[https://doi: 10.1016/s1464-2859\(18\)30394-8](https://doi.org/10.1016/s1464-2859(18)30394-8).
- [47] R. Justen, M. Hermle, R. Schöneburg, and T. W. Hellmuth, "The Safety Concept of the Mercedes-Benz GLC F-Cell," *ATZ worldwide*, vol. 121, no. 3, 2019.
[https://doi: 10.1007/s38311-018-0238-x](https://doi.org/10.1007/s38311-018-0238-x).

- [48] C. Mohrdieck, "Next generation fuel cell technology for passenger cars and buses," *World Electric Vehicle Journal*, vol. 3, no. 2. 2009.
doi: 10.3390/wevj3020209.
- [49] "Źródło internetowe: Autobus wodorowy w Krakowie: https://www.krakow.pl/aktualnosci/246285,26,komunikat,zasilany_wodorem_autobus_po_raz_pierwszy_w_krakowie.html?_ga=2.61938347.687828665.1611836397-789134307.1606317816 (dostęp: kwiecień 2023)," 2023.
- [50] "Solaris hydrogen buses ordered for Sweden," *Fuel Cells Bulletin*, vol. 2020, no. 12, 2020.
[https://doi.org/10.1016/s1464-2859\(20\)30554-x](https://doi.org/10.1016/s1464-2859(20)30554-x).
- [51] "Solaris hydrogen buses order for Netherlands, Ballard modules order," *Fuel Cells Bulletin*, vol. 2020, no. 5, 2020.
[https://doi.org/10.1016/s1464-2859\(20\)30180-2](https://doi.org/10.1016/s1464-2859(20)30180-2).
- [52] "Solaris hydrogen buses for NL, Polish demo," *Fuel Cells Bulletin*, vol. 2021, no. 2, 2021.
[https://doi.org/10.1016/s1464-2859\(21\)00063-8](https://doi.org/10.1016/s1464-2859(21)00063-8).
- [53] "Źródło internetowe: Liczba pojazdów na świecie: <https://www.akumulator.pl/artykuly/liczba-samochodow-na-swiecie/> (dostęp: maj 2023)."
- [54] "Źródło internetowe: Statystyki samochodowe: <https://moto.pl/MotoPL/7,175394,28476751,samochody-w-ue-ile-maja-lat-ktory-kraj-ma-najwiecej-gdzie.html> (dostęp: maj 2023)."
- [55] "Źródło internetowe: Statystyki samochodowe: <https://www.auto-swiat.pl/wiadomosci/aktualnosci/wiemy-ile-pojazdow-jest-w-polsce-i-jak-duzo-z-nich-nie-ma-oc-i-badan-technicznych/fjcn5s> (dostęp: maj 2023)."
- [56] Dyrektywa Rady 93/59/EWG z dnia 28 czerwca 1993 r. zmieniająca dyrektywę 70/220/EWG w sprawie zbliżenia ustawodawstw Państw Członkowskich odnoszących się do działań, jakie mają być podjęte w celu ograniczenia zanieczyszczania powietrza przez emisje z pojazdów silnikowych.
- [57] Dyrektywa 96/69/WE Parlamentu Europejskiego i Rady z dnia 8 października 1996 r. zmieniająca dyrektywę 70/220/EWG w sprawie zbliżenia ustawodawstw Państw Członkowskich odnoszących się do działań, jakie mają być podjęte w celu ograniczenia zanieczyszczania powietrza przez spaliny z silników o zapłonie iskrowym pojazdów silnikowych.
- [58] "Źródło internetowe: Normy EURO: https://pl.wikipedia.org/wiki/Europejski_standard_emisji_spalin (dostęp: maj 2023)."
- [59] Dyrektywa Komisji 2002/80/WE z dnia 3 października 2002 r. dostosowująca do postępu technicznego dyrektywę Rady 70/220/EWG odnoszącą się do działań, jakie mają być podjęte w celu ograniczenia zanieczyszczania powietrza przez emisje z pojazdów silnikowych. Tekst mający znaczenie dla EOG.
- [60] Dyrektywa 98/69/WE Parlamentu Europejskiego i Rady z dnia 13 października 1998 r. odnosząca się do środków mających zapobiegać zanieczyszczeniu powietrza przez emisje z pojazdów silnikowych i zmieniająca dyrektywę Rady 70/220/EWG.

- [61] Regulation (EC) No 715/2007 of the European Parliament and of the Council of 20 June 2007 on type approval of motor vehicles with respect to emissions from light passenger and commercial vehicles (Euro 5 and Euro 6) and on access to vehicle repair and maintenance information (Text with EEA relevance).
- [62] Commission Regulation (EU) No 459/2012 of 29 May 2012 amending Regulation (EC) No 715/2007 of the European Parliament and of the Council and Commission Regulation (EC) No 692/2008 as regards emissions from light passenger and commercial vehicles (Euro 6) Text with EEA relevance.
- [63] S. Shirvani, S. Shirvani, A. H. Shamekhi, R. Reitz, and F. Salehi, "Meeting EURO6 emission regulations by multi-objective optimization of the injection strategy of two direct injectors in a DDFS engine," in *Energy*, 2021.
[https://doi: 10.1016/j.energy.2021.120737](https://doi.org/10.1016/j.energy.2021.120737).
- [64] F. Boveroux et al., "Impact of Mileage on Particle Number Emission Factors for EURO5 and EURO6 Diesel Passenger Cars," *Atmos Environ*, vol. 244, 2021.
[https://doi: 10.1016/j.atmosenv.2020.117975](https://doi.org/10.1016/j.atmosenv.2020.117975).
- [65] D. Tsokolis et al., "Fuel consumption and CO2 emissions of passenger cars over the New Worldwide Harmonized Test Protocol," *Appl Energy*, vol. 179, 2016.
[https://doi: 10.1016/j.apenergy.2016.07.091](https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2016.07.091).
- [66] A. Marotta, J. Pavlovic, B. Ciuffo, S. Serra, and G. Fontaras, "Gaseous Emissions from Light-Duty Vehicles: Moving from NEDC to the New WLTP Test Procedure," *Environ Sci Technol*, vol. 49, no. 14, 2015.
[https://doi: 10.1021/acs.est.5b01364](https://doi.org/10.1021/acs.est.5b01364).
- [67] X. Liu et al., "From NEDC to WLTP: Effect on the energy consumption, nev credits, and subsidies policies of phev in the chinese market," *Sustainability (Switzerland)*, vol. 12, no. 14, 2020.
[https://doi: 10.3390/su12145747](https://doi.org/10.3390/su12145747).
- [68] J. Pavlovic, A. Marotta, and B. Ciuffo, "CO2 emissions and energy demands of vehicles tested under the NEDC and the new WLTP type approval test procedures," *Appl Energy*, vol. 177, 2016.
[https://doi: 10.1016/j.apenergy.2016.05.110](https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2016.05.110).
- [69] J. Pavlovic, B. Ciuffo, G. Fontaras, V. Valverde, A. Marotta, "How much difference in type-approval CO2 emissions from passenger cars in Europe can be expected from changing to the new test procedure (NEDC vs. WLTP)?," *Transp Res Part A Policy Pract*, vol. 111, 2018. [https://doi: 10.1016/j.tra.2018.02.002](https://doi.org/10.1016/j.tra.2018.02.002).
- [70] J. B. Heywood, *Internal combustion engine fundamentals*. McGraw-Hill, 1988.
- [71] A. Kowalewicz, "Tworzenie mieszanki i spalanie w silnikach o zapłonie iskrowym". Warszawa: Wydawnictwa Komunikacji i Łączności., 1984.
- [72] A. Kowalewicz, "Systemy spalania szybkoobrotowych tłokowych silników spalinowych". Warszawa: Wydawnictwo Komunikacji i Łączności, 1990.
- [73] F. Szwajca, K. Wiśłocki, M. Różański, "Analysis of Energy Transfer in the Ignition System for High-Speed Combustion Engines". *Energies* 2024, 17, 5091.
<https://doi.org/10.3390/en17205091>

- [74] T. Rychter, A. Teodorczyk, "Teoria silników tłokowych". Warszawa: Wydawnictwo Komunikacji i Łączności, 2006.
- [75] K. Wisłocki, I. Pielecha, J. Czajka, P. Stobnicki, "Experimental and numerical Investigations into diesel high-pressure spray - Wall interaction under various ambient conditions," in SAE Technical Papers, SAE International, 2012.
[https://doi: 10.4271/2012-01-1662](https://doi.org/10.4271/2012-01-1662).
- [76] R. Ono, T. Oda, "Spark ignition of hydrogen-air mixture," Journal of Physics, Conf. Ser., 2010.
- [77] C. M. Whithe, R. R. Steeper, A. E. Lutz, "The hydrogen-fueled internal combustion engine: a technical review," Int J Hydrogen Energy, vol. 31, pp. 1292–1305, 2006.
- [78] X. Yu, Y. Du, P. Sun, L. Liu, H. Wu, X. Zuo, "Effects of hydrogen direct injection strategy on characteristics of lean-burn hydrogen–gasoline engines," FUEL, vol. 208, pp. 602–611, 2017.
- [79] W. Rudy, A. Dabkowski, A. Teodorczyk, "Experimental and numerical study on spontaneous ignition of hydrogen and hydrogen-methane jets in air," Int J Hydrogen Energy, vol. 39, 2014.
- [80] Y. Li, W. Gao, Z. Pan, Y. Ye, Z. Wei, "Effects study of injection strategies on hydrogen-air formation and performance of hydrogen direct injection internal combustion engine," Int J Hydrogen Energy, vol. 44, no. 47, pp. 26000–26011, 2019.
- [81] J. D. Naber, S. Szwaja, "Statistical approach to characterize combustion knock in the hydrogen fueled SI engine," Journal of Kones, vol. 14, no. 3, pp. 443–450, 2007.
- [82] S. Szwaja, "Studium pulsacji ciśnienia spalania w tłokowym silniku spalinowym zasilanym wodorem". Częstochowa: Wydawnictwo Politechniki Częstochowskiej, 2010.
- [83] S. Szwaja, A. Jamrozik, "Analysis of combustion knock in the SI engine," Combustion Engines, PTNSS-2009-SC-046, pp. 128–135, 2009.
- [84] Z. Jurić, T. Vidović, J. Šimunović, G. Radica, "A Comprehensive Analysis of Hydrogen–Gasoline Blends in SI Engine Performance and Emissions". Energies 2024, 17, 1557.
<https://doi.org/10.3390/en17071557>
- [85] A. Rimkus, E. Kozłowski, T. Vipartas, S. Pukalskas, P. Wiśniowski, J. Matijošius, "Emission Characteristics of Hydrogen-Enriched Gasoline Under Dynamic Driving Conditions". Energies 2025, 18, 1190.
<https://doi.org/10.3390/en18051190>
- [86] S. O. Akansu, et al., "Experimental study of gasoline-ethanol-hydrogen blends combustion in an SI engine", International Journal of Hydrogen Energy, 2017.
<http://dx.doi.org/10.1016/j.ijhydene.2017.07.014>
- [87] P. Gabana, B. Giménez, J. Martín Herreros, A. Tsolakis, "Analysis of the combustion speed in a spark ignition engine fuelled with hydrogen and gasoline blends at different air fuel ratios". Fuel, 381, Feb 2025.
- [88] K. Wislocki, I. Pielecha, J. Czajka, P. Stobnicki, "Experimental and numerical investigations into diesel high-pressure spray - Wall interaction under various ambient conditions," in SAE Technical Papers, SAE International, 2012.
[https://doi: 10.4271/2012-01-1662](https://doi.org/10.4271/2012-01-1662).

- [89] J. Rohwer, T. Han, A. Shah, T. Rockstroh, "Investigations into EGR dilution tolerance in a pre-chamber ignited GDI engine," *International Journal of Engine Research*, vol. 24, no. 3, pp. 1200–1222, Mar. 2023.
[https://doi: 10.1177/14680874221084777](https://doi.org/10.1177/14680874221084777).
- [90] S. Potteau, P. Lutz, S. Leroux, S. Moroz, E. Tomas, "Cooled EGR for a turbo SI engine to reduce knocking and fuel consumption," in *SAE Technical Papers*, SAE International, 2007. [https://doi: 10.4271/2007-01-3978](https://doi.org/10.4271/2007-01-3978).
- [91] J. Zhang et al., "Effect of Exhaust Gas Recirculation and Spark Timing on Combustion and Emission Performance of an Oxygen-Enriched Gasoline Engine," *ACS Omega*, vol. 7, no. 46, pp. 42208–42220, Nov. 2022.
- [92] S. Tripathy, D. K. Srivastava, "Effect of internal exhaust gas recirculation on performance, combustion, and emissions in a PFI camless engine," *Environ Prog Sustain Energy*, vol. 41, no. 5, Sep. 2022.
[https://doi: 10.1002/ep.13849](https://doi.org/10.1002/ep.13849).
- [93] D. Balasubramanian, I. Papla Venugopal, R. Amudhan, T. Wongwuttanasatian, and K. Nanthagopal, "Application of exhaust gas recirculation of NOx reduction in SI engines," in *NOx Emission Control Technologies in Stationary and Automotive Internal Combustion Engines: Approaches Toward NOx Free Automobiles*, 2021.
[https://doi: 10.1016/B978-0-12-823955-1.00006-1](https://doi.org/10.1016/B978-0-12-823955-1.00006-1).
- [94] S. Szwaja and J. D. Naber, "Exhaust gas recirculation strategy in the hydrogen SI engine," *Journal of KONES*, vol. Vol. 14, N, no. 2, 2007.
- [95] V. Dhyani and K. A. Subramanian, "Control of backfire and NOx emission reduction in a hydrogen fueled multi-cylinder spark ignition engine using cooled EGR and water injection strategies," *Int J Hydrogen Energy*, vol. 44, no. 12, 2019.
[https://doi: 10.1016/j.ijhydene.2019.01.129](https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2019.01.129).
- [96] L. Z. Bao et al., "Development of a turbocharged direct-injection hydrogen engine to achieve clean, efficient, and high-power performance," *Fuel*, vol. 324, 2022.
[https://doi: 10.1016/j.fuel.2022.124713](https://doi.org/10.1016/j.fuel.2022.124713).
- [97] B. Zhang, S. Wang, Y. Zhai, "Estimating the charge burning velocity within a hydrogen-enriched gasoline engine," *Int J Hydrogen Energy*, vol. 48, no. 27, pp. 10264–10271, Mar. 2023.
[https://doi: 10.1016/j.ijhydene.2022.12.154](https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2022.12.154).
- [98] M. H. Dinesh, J. K. Pandey, and G. N. Kumar, "Study of performance, combustion, and NOx emission behavior of an SI engine fuelled with ammonia/hydrogen blends at various compression ratio," *Int J Hydrogen Energy*, vol. 47, no. 60, pp. 25391–25403, Jul. 2022.
[https://doi: 10.1016/j.ijhydene.2022.05.287](https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2022.05.287).
- [99] M. Aminy, M. J. Ghomashi, K. Abbaspoursani, L. T. Savadkahi, "An investigate on power, torque and exhaust gas emission variation: Effect of hydroxy gas addition to inlet air of a SI engine," *International Journal of Engineering, Transactions B: Applications*, vol. 27, no. 11, pp. 1751–1756, Nov. 2014.
[https://doi: 10.5829/idosi.ije.2014.27.11b.13](https://doi.org/10.5829/idosi.ije.2014.27.11b.13).

- [100] X. Yu et al., "Experimental study on lean-burn characteristics of an SI engine with hydrogen/gasoline combined injection and EGR," *Int J Hydrogen Energy*, vol. 44, no. 26, pp. 13988–13998, May 2019.
[https://doi: 10.1016/j.ijhydene.2019.03.236](https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2019.03.236).
- [101] L. M. Das, "Hydrogen Engines: Design, Performance Evaluation, Combustion Analysis, and Exhaust Emissions", Wydawnictwo Wiley, 2025
- [102] M. Paluch i M. Noga, "Influence of hydrogen addition on performance and ecological parameters of a spark-ignition internal combustion engine at part load typical for urban traffic", *Adv. Sci. Technol. Res. J.*, t. 19, Art. nr 3, 2025,
[https://doi: 10.12913/22998624/199738](https://doi.org/10.12913/22998624/199738).
- [103] "Źródło internetowe: Fiat Panda 1,2: <https://www.autobaza.pl/page/opinie-o-samochodach/fiat/panda/panda-trzeciej-generacji/fiat-panda-1-2-8v-1242cm3-benzyna-fwd-hatchback-5-drzwiowy/> (dostęp: czerwiec 2023)," 2023.
- [104] "Źródło internetowe: Fiat Panda 1,4: <https://www.autobaza.pl/page/opinie-o-samochodach/fiat/grande-punto-punto-evo/fiat-grande-punto-1-4-8v-1368cm3-benzyna-fwd-hatchback-3-5-drzwiowy/> (dostęp: czerwiec 2023)," 2023.
- [105] E. W. Lemmon, J. W. Huber, J. W. Leachman, "Revised Standardized Equation for Hydrogen Gas Densities for Fuel Consumption Applications," *Journal of Research of the National Institute of Standards and Technology*, vol. 113, pp. 341-350, 2008.
- [106] H. Eichlseder, M. Klüting, W. F. Piöck, "Grundlagen und Technologien des Ottomotors", SpringerWienNewYork, 2008.
- [107] W. Hübner, M. Klüting, P. Langen, M. Theissen, "Externe Abgasückführung mit verbesserten Systemeigenschaften". *MTZ* 55: 348-353, 1994.
- [108] G.M. Rassweiler, L. Withrow, "Studying Engine Combustion by Means of the Indicator Diagram". *SAE Trans.* 1938, 42, 185–204.
- [109] A. Kiss, B. Szabó, K. Kun, B. Hanula, Z. Weltsch, "Experimental Validation and Optimization of a Hydrogen–Gasoline Dual-Fuel Combustion Model in a Spark Ignition Engine with a Moderate Hydrogen Ratio". *Energies* 2025, 18, 3501.
<https://doi.org/10.3390/en18133501>
- [110] R. Van Basshuysen, F. Schaefer, "Internal combustion engine Handbook 2nd English Edition", SAE International, 2017.

Spis rysunków

Rys. 2.1. Autobus Solaris Urbino 12 Hydrogen [49].....	19
Rys. 2.2. Poglądowe porównanie obiegów dla różnych paliw z obiegiem Otto.....	19
Rys. 2.3. Udział NO _x w spalinach podczas badań Akansu i in. [86].....	27
Rys. 3.1. Udział NO _x w spalinach po dodaniu wodoru [100].....	30
Rys. 5.1. Schemat stanowiska badawczego	33
Rys. 5.2. Silnik 169A4000, z którego zdemontowano głowicę (materiały własne)	34
Rys. 5.3. Głowica z przygotowanym otworem na czujnik ciśnienia (materiały własne)	34
Rys. 5.4. Model tłoka silnika 169A400 w postaci chmury punktów	35
Rys. 5.5. Model tłoka silnika 169A4000 z przykładową płaszczyzną przekrojową.....	36
Rys. 5.6. Przykładowe rzuty poziome płaszczyzn przekrojowych modelu tłoka (169A4000).....	36
Rys. 5.7. Przykładowy rzut poziomy przekroju z wyznaczonym polem jego powierzchni.....	37
Rys. 5.8. Model tłoka silnika 350A1000 w postaci chmury punktów	39
Rys. 5.9. Przykładowe płaszczyzny przekrojowe modelu tłoka silnika 350A1000.....	39
Rys. 5.10. Przykładowe rzuty płaszczyzn przekrojowych modelu tłoka silnika 350A1000.....	40
Rys. 5.11. Przekrój modelu tłoka i kształt płaszczyzny tłoka w tym przekroju.....	40
Rys. 5.12. Hamulec elektrowirowy Automex AMX-200 na stanowisku badawczym.....	42
Rys. 5.13. Aparatura sterująco-pomiarowa AMX-212	43
Rys. 5.14. Czujnik ciśnienia Optrand i enkoder MHK40 na stanowisku badawczym.....	43
Rys. 5.15. Aparatura wykorzystana do pomiaru zużycia paliwa	44
Rys. 5.16. Układ do pomiaru zużycia wodoru	46
Rys. 5.17. Analizator spalin Capelec	47
Rys. 5.18. Analizator spalin Radiotechnika.....	48
Rys. 5.19. Wymiennik ciepła wykorzystany do chłodzenia recyrkulowanych spalin	49
Rys. 5.20. Termopara typu K – pomiar temperatury spalin.....	49
Rys. 6.1. Charakterystyka zewnętrzna silnika badawczego.....	51
Rys. 6.2. Poglądowo przedstawione punkty pracy silnika poddane badaniom.....	52
Rys. 6.3. Przebieg momentu obrotowego i sprawności ogólnej (punkt I bez EGR).....	55
Rys. 6.4. Przebieg momentu obrotowego i sprawności ogólnej (punkt I i 5% EGR).....	57
Rys. 6.5. Przebieg momentu obrotowego i sprawności ogólnej (punkt I i 10% EGR).....	58
Rys. 6.6. Przebieg momentu obrotowego i sprawności ogólnej (punkt I i 15% EGR).....	60
Rys. 6.7. Zestawienie sprawności ogólnej – badania dla punktu I.....	60
Rys. 6.8. Przebieg sprawności ogólnej silnika w funkcji udziału tlenu (punkt I).....	62
Rys. 6.9. Przebieg sprawności ogólnej silnika w funkcji udziału tlenu (punkt I i EGR).....	65
Rys. 6.10. Przebieg momentu obrotowego i sprawności ogólnej (punkt II bez EGR)	67
Rys. 6.11. Przebieg momentu obrotowego i sprawności ogólnej (punkt II i 5% EGR)	68
Rys. 6.12. Przebieg momentu obrotowego i sprawności ogólnej (punkt II i 10% EGR).....	70
Rys. 6.13. Przebieg momentu obrotowego i sprawności ogólnej (punkt II i 15% EGR).....	71
Rys. 6.14. Zestawienie sprawności ogólnej – badania dla punktu II	72
Rys. 6.15. Przebieg sprawności ogólnej silnika w funkcji udziału tlenu (punkt II).....	74
Rys. 6.16. Przebieg sprawności ogólnej silnika w funkcji udziału tlenu (punkt II i EGR).....	76
Rys. 6.17. Przebieg momentu obrotowego i sprawności ogólnej (punkt III bez EGR).....	78
Rys. 6.18. Przebieg momentu obrotowego i sprawności ogólnej (punkt III i 5% EGR)	79
Rys. 6.19. Przebieg momentu obrotowego i sprawności ogólnej (punkt III i 10% EGR)	81
Rys. 6.20. Przebieg momentu obrotowego i sprawności ogólnej (punkt III i 15% EGR)	82
Rys. 6.21. Zestawienie sprawności ogólnej – badania dla punktu III.....	83
Rys. 6.22. Przebieg sprawności ogólnej silnika w funkcji udziału tlenu (punkt III)	85
Rys. 6.23. Przebieg sprawności ogólnej silnika w funkcji udziału tlenu (punkt III i EGR)	87
Rys. 6.24. Przebieg momentu obrotowego i sprawności ogólnej (punkt IV bez EGR).....	89
Rys. 6.25. Przebieg momentu obrotowego i sprawności ogólnej (punkt IV i 5% EGR).....	90
Rys. 6.26. Przebieg momentu obrotowego i sprawności ogólnej (punkt IV i 10% EGR).....	92
Rys. 6.27. Przebieg momentu obrotowego i sprawności ogólnej (punkt IV i 15% EGR).....	93
Rys. 6.28. Zestawienie sprawności ogólnej – badania dla punktu IV.....	94
Rys. 6.29. Przebieg sprawności ogólnej silnika w funkcji udziału tlenu (punkt IV).....	95

Rys. 6.30. Przebieg sprawności ogólnej silnika w funkcji udziału tlenu (punkt IV i EGR)	97
Rys. 6.31. Przebieg momentu obrotowego i sprawności ogólnej (punkt V bez EGR).....	99
Rys. 6.32. Przebieg momentu obrotowego i sprawności ogólnej (punkt V i 5% EGR).....	100
Rys. 6.33. Przebieg momentu obrotowego i sprawności ogólnej (punkt V i 10% EGR).....	102
Rys. 6.34. Przebieg momentu obrotowego i sprawności ogólnej (punkt V i 15% EGR).....	103
Rys. 6.35. Zestawienie sprawności ogólnej – badania dla punktu V	104
Rys. 6.36. Przebieg sprawności ogólnej silnika w funkcji udziału tlenu (punkt V).....	105
Rys. 6.37. Przebieg sprawności ogólnej silnika w funkcji udziału tlenu (punkt V i EGR).....	107
Rys. 7.1. Udział objętościowy CO i CO ₂ w spalinach względem udziału EGR (punkt I)	113
Rys. 7.2. Udział objętościowy HC i NO _x w spalinach względem udziału EGR (punkt I).....	113
Rys. 7.3. Udział objętościowy CO i CO ₂ w spalinach względem udziału tlenu	114
Rys. 7.4. Udział objętościowy HC i NO _x w spalinach względem udziału tlenu.....	114
Rys. 7.5. Udział objętościowy CO i CO ₂ w spalinach (punkt I – wodór i EGR)	116
Rys. 7.6. Udział objętościowy HC i NO _x w spalinach (punkt I – wodór i EGR)	116
Rys. 7.7. Udział objętościowy CO i CO ₂ w spalinach względem udziału EGR (punkt II).....	117
Rys. 7.8. Udział objętościowy HC i NO _x w spalinach względem udziału EGR (punkt II)	117
Rys. 7.9. Udział objętościowy CO i CO ₂ w spalinach (punkt II – wodór i EGR).....	119
Rys. 7.10. Udział objętościowy HC i NO _x w spalinach (punkt II – wodór i EGR)	119
Rys. 7.11. Udział objętościowy CO i CO ₂ w spalinach względem udziału EGR (punkt III).....	120
Rys. 7.12. Udział objętościowy HC i NO _x w spalinach względem udziału EGR (punkt III)	120
Rys. 7.13. Udział objętościowy CO i CO ₂ w spalinach (punkt III – wodór i EGR).....	121
Rys. 7.14. Udział objętościowy HC i NO _x w spalinach (punkt III – wodór i EGR).....	121
Rys. 7.15. Udział objętościowy CO i CO ₂ w spalinach względem udziału EGR (punkt IV).....	122
Rys. 7.16. Udział objętościowy HC i NO _x w spalinach względem udziału EGR (punkt IV).....	122
Rys. 7.17. Udział objętościowy CO i CO ₂ w spalinach (punkt IV – wodór i EGR)	124
Rys. 7.18. Udział objętościowy HC i NO _x w spalinach (punkt IV – wodór i EGR).....	124
Rys. 7.19. Udział objętościowy CO i CO ₂ w spalinach względem udziału EGR (punkt V).....	125
Rys. 7.20. Udział objętościowy HC i NO _x w spalinach względem udziału EGR (punkt V)	125
Rys. 7.21. Udział objętościowy CO i CO ₂ w spalinach (punkt V – wodór i EGR).....	126
Rys. 7.22. Udział objętościowy HC i NO _x w spalinach (punkt V – wodór i EGR).....	126
Rys. 8.1. Poglądowy przebieg udziału masowego ładunku spalonego względem OWK	131
Rys. 8.2. Otwarty wykres indykatorowy (punkt I – KWZ 20°)	132
Rys. 8.3. Otwarty wykres indykatorowy (punkt I – KWZ 20°)	133
Rys. 8.4. Udział masowy ładunku spalonego (punkt I – KWZ 20°)	133
Rys. 8.5. Zestawienie otwartych wykresów indykatorowych dla różnych KWZ (punkt I)	135
Rys. 8.6. Zestawienie zamkniętych wykresów indykatorowych dla różnych KWZ (punkt I)	135
Rys. 8.7. Udział masowy ładunku spalonego w zależności od stopnia EGR (punkt I).....	139
Rys. 8.8. Udział masowy ładunku spalonego w zależności od dodatku wodoru (punkt I)	141
Rys. 8.9. Otwarty wykres indykatorowy obiegów o największej sprawności (punkt I).....	143
Rys. 8.10. Zamknięty wykres indykatorowy obiegów o największej sprawności (punkt I)	143
Rys. 8.11. Udział masowy ładunku spalonego dla obiegów o największej sprawności (punkt I)	143
Rys. 8.12. Otwarty wykres indykatorowy obiegów o największej sprawności (punkt II)	145
Rys. 8.13. Zamknięty wykres indykatorowy obiegów o największej sprawności (punkt II)	145
Rys. 8.14. Udział masowy ładunku spalonego – obiegi o największej sprawności (punkt II).....	146
Rys. 8.15. Otwarty wykres indykatorowy obiegów o największej sprawności (punkt III).....	147
Rys. 8.16. Zamknięty wykres indykatorowy obiegów o największej sprawności (punkt III).....	147
Rys. 8.17. Udział masowy ładunku spalonego – obiegi o największej sprawności (punkt III) ...	148
Rys. 8.18. Otwarty wykres indykatorowy obiegów o największej sprawności (punkt IV).....	149
Rys. 8.19. Zamknięty wykres indykatorowy obiegów o największej sprawności (punkt IV)	149
Rys. 8.20. Udział masowy ładunku spalonego – obiegi o największej sprawności (punkt IV). ..	149
Rys. 8.21. Otwarty wykres indykatorowy obiegów o największej sprawności (punkt V).....	151
Rys. 8.22. Zamknięty wykres indykatorowy obiegów o największej sprawności (punkt V).....	151
Rys. 8.23. Udział masowy ładunku spalonego – obiegi o największej sprawności (punkt V).....	151

Spis tabel

Tab. 2.1. Podstawowe właściwości wodoru [15], [16]	14
Tab. 2.2. Energetyczne właściwości wodoru [17]–[19].....	14
Tab. 2.3. Dopuszczalne wartości emisji spalin dla norm EURO1 i EURO2 [56]–[58].....	20
Tab. 2.4. Dopuszczalne wartości emisji spalin dla norm EURO3 i EURO4 [58]–[60].....	21
Tab. 2.5. Dopuszczalne wartości emisji spalin dla norm EURO5 i EURO6 [58], [61]–[62]	21
Tab. 5.1. Podstawowe parametry techniczne silnika badawczego.....	42
Tab. 5.2. Podstawowe parametry czujnika Optrand D822D6-SP	44
Tab. 5.3. Stałe związane z równaniem gęstości określone dla wodoru [105].....	46
Tab. 5.4. Dane techniczne analizatora spalin Capelec	47
Tab. 5.5. Dane techniczne analizatora spalin Radiotechnika.....	48
Tab. 6.1. Charakterystyka zewnętrzna silnika badawczego.....	50
Tab. 6.2. Moment obrotowy i moc efektywna silnika (punkt I bez EGR).....	54
Tab. 6.3. Zużycie paliwa i sprawność ogólna silnika (punkt I bez EGR).....	54
Tab. 6.4. Moment obrotowy i moc efektywna silnika (punkt I i 5% EGR).....	56
Tab. 6.5. Zużycie paliwa i sprawność ogólna silnika (punkt I i 5% EGR).....	56
Tab. 6.6. Moment obrotowy i moc efektywna silnika (punkt I i 10% EGR).....	57
Tab. 6.7. Zużycie paliwa i sprawność ogólna silnika (punkt I i 10% EGR).....	58
Tab. 6.8. Moment obrotowy i moc efektywna silnika (punkt I i 15% EGR).....	59
Tab. 6.9. Zużycie paliwa i sprawność ogólna silnika (punkt I i 15% EGR).....	59
Tab. 6.10. Moment obrotowy i moc silnika podczas badań z wodorem (punkt I).....	61
Tab. 6.11. Parametry pracy silnika z różnymi dodatkami wodoru (punkt I)	62
Tab. 6.12. Udział wodoru i KWZ maksymalnego momentu obrotowego (punkt I).....	63
Tab. 6.13. Moment obrotowy i moc silnika podczas badań z wodorem (punkt I i EGR).....	64
Tab. 6.14. Parametry pracy silnika z różnymi dodatkami wodoru (punkt I i EGR)	64
Tab. 6.15. Moment obrotowy i moc efektywna silnika (punkt II bez EGR)	66
Tab. 6.16. Zużycie paliwa i sprawność ogólna silnika (punkt II bez EGR).....	66
Tab. 6.17. Moment obrotowy i moc efektywna silnika (punkt II i 5% EGR).....	67
Tab. 6.18. Zużycie paliwa i sprawność ogólna silnika (punkt II i 5% EGR).....	68
Tab. 6.19. Moment obrotowy i moc efektywna silnika (punkt II i 10% EGR).....	69
Tab. 6.20. Zużycie paliwa i sprawność ogólna silnika (punkt II i 10% EGR).....	69
Tab. 6.21. Moment obrotowy i moc efektywna silnika (punkt II i 15% EGR).....	70
Tab. 6.22. Zużycie paliwa i sprawność ogólna silnika (punkt II i 15% EGR).....	71
Tab. 6.23. Moment obrotowy i moc silnika podczas badań z wodorem (punkt II)	73
Tab. 6.24. Parametry pracy silnika z różnymi dodatkami wodoru (punkt II).....	73
Tab. 6.25. Udział wodoru i KWZ maksymalnego momentu obrotowego (punkt II).....	74
Tab. 6.26. Moment obrotowy i moc silnika podczas badań z wodorem (punkt II i EGR)	75
Tab. 6.27. Parametry pracy silnika z różnymi dodatkami wodoru (punkt II i EGR).....	75
Tab. 6.28. Moment obrotowy i moc efektywna silnika (punkt III bez EGR).....	77
Tab. 6.29. Zużycie paliwa i sprawność ogólna silnika (punkt III bez EGR)	77
Tab. 6.30. Moment obrotowy i moc efektywna silnika (punkt III i 5% EGR)	78
Tab. 6.31. Zużycie paliwa i sprawność ogólna silnika (punkt III i 5% EGR)	79
Tab. 6.32. Moment obrotowy i moc efektywna silnika (punkt III i 10% EGR)	80
Tab. 6.33. Zużycie paliwa i sprawność ogólna silnika (punkt III i 10% EGR)	80
Tab. 6.34. Moment obrotowy i moc efektywna silnika (punkt III i 15% EGR)	81
Tab. 6.35. Zużycie paliwa i sprawność ogólna silnika (punkt III i 15% EGR)	82
Tab. 6.36. Moment obrotowy i moc silnika podczas badań z wodorem (punkt III)	84
Tab. 6.37. Parametry pracy silnika z różnymi dodatkami wodoru (punkt III).....	84
Tab. 6.38. Udział wodoru i KWZ maksymalnego momentu obrotowego (punkt III)	85
Tab. 6.39. Moment obrotowy i moc silnika podczas badań z wodorem (punkt III i EGR).....	86
Tab. 6.40. Parametry pracy silnika z różnymi dodatkami wodoru (punkt III i EGR).....	86
Tab. 6.41. Moment obrotowy i moc efektywna silnika (punkt IV bez EGR).....	88
Tab. 6.42. Zużycie paliwa i sprawność ogólna silnika (punkt IV bez EGR).....	88

Tab. 6.43. Moment obrotowy i moc efektywna silnika (punkt IV i 5% EGR)	89
Tab. 6.44. Zużycie paliwa i sprawność ogólna silnika (punkt IV i 5% EGR).....	90
Tab. 6.45. Moment obrotowy i moc efektywna silnika (punkt IV i 10% EGR)	91
Tab. 6.46. Zużycie paliwa i sprawność ogólna silnika (punkt IV i 10% EGR).....	91
Tab. 6.47. Moment obrotowy i moc efektywna silnika (punkt IV i 15% EGR)	92
Tab. 6.48. Zużycie paliwa i sprawność ogólna silnika (punkt IV i 15% EGR).....	93
Tab. 6.49. Moment obrotowy i moc silnika podczas badań z wodorem (punkt IV)	94
Tab. 6.50. Parametry pracy silnika z różnymi dodatkami wodoru (punkt IV).....	95
Tab. 6.51. Udział wodoru i KWZ maksymalnego momentu obrotowego (punkt IV).....	96
Tab. 6.52. Moment obrotowy i moc silnika podczas badań z wodorem (punkt IV i EGR)	96
Tab. 6.53. Parametry pracy silnika z różnymi dodatkami wodoru (punkt IV i EGR).....	97
Tab. 6.54. Moment obrotowy i moc efektywna silnika (punkt V bez EGR).....	98
Tab. 6.55. Zużycie paliwa i sprawność ogólna silnika (punkt V bez EGR).....	98
Tab. 6.56. Moment obrotowy i moc efektywna silnika (punkt V i 5% EGR).....	99
Tab. 6.57. Zużycie paliwa i sprawność ogólna silnika (punkt V i 5% EGR).....	100
Tab. 6.58. Moment obrotowy i moc efektywna silnika (punkt V i 10% EGR).....	101
Tab. 6.59. Zużycie paliwa i sprawność ogólna silnika (punkt V i 10% EGR).....	101
Tab. 6.60. Moment obrotowy i moc efektywna silnika (punkt V i 15% EGR).....	102
Tab. 6.61. Zużycie paliwa i sprawność ogólna silnika (punkt V i 15% EGR).....	103
Tab. 6.62. Moment obrotowy i moc silnika podczas badań z wodorem (punkt V).....	104
Tab. 6.63. Parametry pracy silnika z różnymi dodatkami wodoru (punkt V)	105
Tab. 6.64. Udział wodoru i KWZ maksymalnego momentu obrotowego (punkt V).....	106
Tab. 6.65. Moment obrotowy i moc silnika podczas badań z wodorem (punkt V i EGR).....	106
Tab. 6.66. Parametry pracy silnika z różnymi dodatkami wodoru (punkt V i EGR)	107
Tab. 6.67. Zmiana sprawności silnika badawczego podczas badań (EGR)	108
Tab. 6.68. Zmiana sprawności silnika badawczego podczas badań (wodór)	109
Tab. 6.69. Zmiana sprawności silnika podczas badań.....	110
Tab. 7.1. Udział objętościowy składników w spalinach względem udziału EGR (punkt I)	112
Tab. 7.2. Udział objętościowy składników w spalinach względem udziału tlenu	114
Tab. 7.3. Udział objętościowy składników w spalinach (punkt I – wodór i EGR)	115
Tab. 7.4. Udział objętościowy składników w spalinach względem udziału EGR (punkt II)	117
Tab. 7.5. Udział objętościowy składników w spalinach (punkt II – wodór i EGR)	118
Tab. 7.6. Udział objętościowy składników w spalinach względem udziału EGR (punkt III).....	119
Tab. 7.7. Udział objętościowy składników w spalinach (punkt III – wodór i EGR).....	121
Tab. 7.8. Udział objętościowy składników w spalinach względem udziału EGR (punkt IV).....	122
Tab. 7.9. Udział objętościowy składników w spalinach (punkt IV – wodór i EGR)	123
Tab. 7.10. Udział objętościowy składników w spalinach względem udziału EGR (punkt V).....	124
Tab. 7.11. Udział objętościowy składników w spalinach (punkt V – wodór i EGR).....	126
Tab. 8.1. Ciśnienie uzyskane podczas badań (punkt I bez EGR).....	134
Tab. 8.2. Parametry procesu spalania (punkt I bez EGR)	134
Tab. 8.3. Ciśnienie uzyskane podczas badań (punkt I i 5% EGR)	136
Tab. 8.4. Parametry procesu spalania (punkt I i 5% EGR)	136
Tab. 8.5. Ciśnienie uzyskane podczas badań (punkt I i 10% EGR)	137
Tab. 8.6. Parametry procesu spalania (punkt I i 10% EGR)	137
Tab. 8.7. Ciśnienie uzyskane podczas badań (punkt I i 15% EGR)	138
Tab. 8.8. Parametry procesu spalania (punkt I i 15% EGR)	138
Tab. 8.9. Ciśnienie uzyskane podczas badań (punkt I z dodatkiem wodoru).....	140
Tab. 8.10. Parametry procesu spalania (punkt I z wodorem).....	140
Tab. 8.11. Ciśnienie uzyskane podczas badań (punkt I z EGR i wodorem).....	142
Tab. 8.12. Parametry procesu spalania (punkt I z wodorem).....	142

Streszczenie

Zasadniczym celem niniejszej pracy było zbadanie wpływu recyrkulacji spalin (EGR) i dodatku wodoru do mieszanki paliwowo-powietrznej zasilającej silnik z zapłonem iskrowym, pracujący pod częściowym obciążeniem, na jego parametry użytkowe i ekologiczne. W badaniach przeanalizowano ich wpływ przy zastosowaniu niezależnym, a także przy jednoczesnym zastosowaniu dodatku wodoru i EGR. Analizom poddano sprawność ogólną silnika badawczego, a także zmianę składu spalin i zmianę przebiegu procesu spalania wewnątrz cylindra. Uzyskane wyniki umożliwiły określenie wpływu dodatku wodoru i zastosowania EGR na parametry użytkowe i ekologiczne badanego silnika w punkcie pracy o największej sprawności, gdzie przeprowadzono analizę zmiany składu spalin i przebiegu procesu spalania.

Uzyskane wyniki wykazały, iż w przypadku zastosowania recyrkulacji spalin możliwe jest zwiększenie sprawności ogólnej silnika o 4,1% i prowadzi do zmniejszenia udziału NO_x w spalinach nawet do 14% wartości początkowej oraz zmniejszenia udziału CO w spalinach do 90% wartości początkowej. Równocześnie dochodzi jednak do zwiększenia udziału HC w spalinach nawet do 254% względem wartości początkowej, zmniejszenia szybkości spalania nawet o 17% i zmniejszenia powtarzalności procesu spalania nawet o 44%.

Zastosowanie dodatku wodoru może skutkować zwiększeniem sprawności ogólnej nawet o 1,9%. Udział objętościowy CO, CO_2 i HC w spalinach może zmniejszyć się wówczas odpowiednio do 58%, 65% i 69% wartości początkowych, ale dodatek wodoru powoduje znaczące zwiększenie udziału NO_x w spalinach nawet do 141% wartości początkowej. Dodatek wodoru skutkuje zwiększeniem szybkości procesu spalania nawet o 23% i zwiększeniem powtarzalności procesu spalania nawet o 43%. Dodatek wodoru skutkujący uzyskaniem największego wzrostu sprawności ogólnej wynosi ok. 3,50% obj., ale jest zmienny w ujęciu procentowym energii uzyskanej z dostarczonego wodoru.

Zastosowanie równocześnie dodatku wodoru i recyrkulacji spalin w może prowadzić do wzrostu sprawności o nawet 2,7% względem wartości początkowej. Udział objętościowy CO, CO_2 , HC i NO_x w spalinach może zmniejszyć się do odpowiednio 60%, 78%, 61% i 90% względem wartości początkowych, ale dla punktu pracy o największej sprawności mogą osiągnąć odpowiednio 79%, 91%, 80% i 99% wartości początkowych. Połączenie EGR i dodatku wodoru może prowadzić nawet do 15% zwiększenia szybkości spalania i skutkować zwiększeniem powtarzalności procesu spalania nawet o 17% względem wartości określonych dla silnika pracującego bez dodatku EGR i wodoru.

Summary

The main objective of this study was to examine the impact of exhaust gas recirculation (EGR) and hydrogen addition to the fuel-air mixture supplying a spark ignition engine operating under partial load on its performance and environmental parameters. The study analyzed their impact when used independently and when hydrogen and EGR were used simultaneously. The overall efficiency of the test engine was analyzed, as well as changes in the composition of the exhaust gases and changes in the combustion process inside the cylinder. The results obtained made it possible to determine the impact of hydrogen additive and EGR on the performance and environmental parameters of the tested engine at its most efficient operating point, where an analysis of the change in exhaust gas composition and the combustion process was carried out.

The results obtained showed that in the case of exhaust gas recirculation, it is possible to increase the overall efficiency of the engine by 4.1% and reduce the NO_x content in the exhaust gases by up to 14% of the initial value and reduce the CO content in the exhaust gases to 90% of the initial value. At the same time, however, the HC content in the exhaust gases increases by up to 254% compared to the initial value, the combustion rate decreases by up to 17%, and the repeatability of the combustion process decreases by up to 44%.

The use of hydrogen additive can result in an increase in overall efficiency of up to 1.9%. The volume fraction of CO, CO₂, and HC content in the exhaust gases can then be reduced to 58%, 65%, and 69% of the initial values, respectively, but the addition of hydrogen causes a significant increase in the fraction of NO_x in the exhaust gases, up to 141% of the initial value. The addition of hydrogen results in an increase in the combustion rate of up to 23% and an increase in the repeatability of the combustion process of up to 43%. The addition of hydrogen resulting in the greatest increase in overall efficiency is approximately 3.50% by volume, but it is variable in terms of the percentage of energy obtained from the hydrogen supplied.

The simultaneous use of hydrogen addition and exhaust gas recirculation can lead to an increase in efficiency of up to 2.7% compared to the initial value. The volume fraction of CO, CO₂, HC, and NO_x in the exhaust gases can be reduced to 60%, 78%, 61%, and 90% of the initial values, respectively, but for the operating point generating the highest efficiency, they can reach 79%, 91%, 80%, and 99% of the initial values, respectively. The combination of EGR and hydrogen additive can lead to an increase in combustion rate of up to 15% and result in an increase in combustion process repeatability of up to 17% compared to the values specified for an engine operating without EGR and hydrogen additives.