



*Piotr Jakliński*

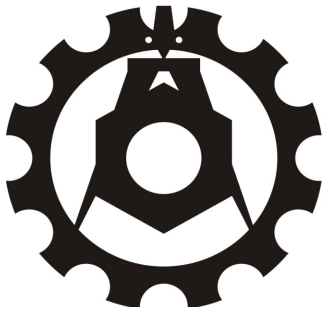
# Studium wpływu dodatku wodoru na efektywność pracy tłokowego silnika spalinowego



M  
O  
N  
O  
G  
R  
A  
F  
I  
E

# Studium wpływu dodatku wodoru na efektywność pracy tłokowego silnika spalinowego

# Monografie – Politechnika Lubelska



Politechnika Lubelska  
Wydział Mechaniczny  
ul. Nadbystrzycka 36  
20-618 LUBLIN

Piotr Jakliński

# Studium wpływu dodatku wodoru na efektywność pracy tłokowego silnika spalinowego



Politechnika Lubelska  
Lublin 2017

Recenzenci:

prof. dr hab. inż. Kazimierz Lejda, Politechnika Rzeszowska

prof. dr hab. inż. Mirosław Wendeker, Politechnika Lubelska

Publikacja wydana za zgodą Rektora Politechniki Lubelskiej

© Copyright by Politechnika Lubelska 2017

ISBN: 978-83-7947-256-7

Wydawca: Politechnika Lubelska

ul. Nadbystrzycka 38D, 20-618 Lublin

Realizacja: Biblioteka Politechniki Lubelskiej

Ośrodek ds. Wydawnictw i Biblioteki Cyfrowej

ul. Nadbystrzycka 36A, 20-618 Lublin

tel. (81) 538-46-59, email: wydawca@pollub.pl

[www.biblioteka.pollub.pl](http://www.biblioteka.pollub.pl)

Druk: TOP Agencja Reklamowa Agnieszka Łuczak

[www.agencjatop.pl](http://www.agencjatop.pl)

---

Elektroniczna wersja książki dostępna w Bibliotece Cyfrowej PL [www.bc.pollub.pl](http://www.bc.pollub.pl)

Nakład: 50 egz.

# Spis treści

1.	Wprowadzenie.....	9
1.1.	Oczyszczanie spalin tłokowego silnika spalinowego .....	14
1.2.	Optymalizacja procesu roboczego tłokowego silnika spalinowego ...	20
1.3.	Paliwa alternatywne do tłokowych silników spalinowych.....	23
1.3.1.	LPG i CNG .....	27
1.3.2.	Biopaliwa.....	31
1.4.	Paliwa zero-węglowe do tłokowych silników spalinowych.....	35
1.4.1.	HHO.....	35
1.4.2.	Wodór .....	40
1.5.	Podsumowanie.....	49
2.	Cel i zakres pracy .....	55
3.	Eksperyment z silnikiem o zapłonie samoczynnym.....	57
3.1.	Realizacja eksperymentu .....	57
3.1.1.	Obiekt badań.....	57
3.1.2.	Stanowisko badawcze .....	61
3.1.3.	Metodyka i warunki badań .....	64
3.2.	Wyniki eksperymentu.....	69
3.2.1.	Tworzenie ładunku .....	72
3.2.2.	Spalanie.....	78
3.2.3.	Efekty spalania.....	98
3.3.	Podsumowanie eksperymentu .....	116
3.3.1.	Efekty i zjawiska.....	116
3.3.2.	Wnioski.....	118
3.3.3.	Uwagi i ograniczenia .....	119
4.	Eksperyment z silnikiem o zapłonem iskrowym.....	120
4.1.	Realizacja eksperymentu .....	120
4.1.1.	Obiekt badań.....	120
4.1.2.	Stanowisko badawcze .....	124
4.1.3.	Metodyka i warunki badań .....	127
4.2.	Wyniki eksperymentu.....	134
4.2.1.	Tworzenie ładunku .....	138
4.2.2.	Spalanie.....	152
4.2.3.	Efekty spalania.....	175

4.3. Podsumowanie eksperymentu .....	197
4.3.1. Efekty i zjawiska.....	197
4.3.2. Wnioski.....	198
4.3.3. Uwagi i ograniczenia .....	199
5. Podsumowanie .....	201
Literatura.....	205

## Streszczenie

Wprowadzane prawem limity emisji, zarówno substancji szkodliwych jak i dwutlenku węgla, warunkują główne kierunki badań i rozwoju silników spalinowych. Rozwiązania problemu upatruje się w stosowaniu coraz skuteczniejszych układów oczyszczania spalin, optymalizacji procesu spalania oraz poprzez zamianę lub modyfikację paliwa zasilającego. Skutecznym sposobem zmniejszenia emisji CO<sub>2</sub> jest zastosowanie paliw z zerową zawartością węgla. Paliwa te mogą być stosowane jako paliwa właściwe lub jako dodatki do paliw oryginalnych. Obiecującą metodą jest użycie wodoru, jako paliwa zero-węglowego, spalanego w sposób tradycyjny w samochodowych silnikach tłokowych. Zastąpienie wodorem części oryginalnego paliwa węglowodorowego bezpośrednio zmniejsza emisję CO<sub>2</sub> pojazdu, jednak zmienia również przebieg i efekty procesu spalania.

Celem niniejszej pracy było określenie wpływu dodawania wodoru na parametry pracy silników z zapłonem samoczynnym i iskrowym, a w szczególności na zawartość związków niepożądanych w spalinach.

Opisano dwa eksperymenty, jeden z silnikiem o zapłonie samoczynnym, drugi z silnikiem o zapłonie iskrowym, w których część paliwa oryginalnego była zastępowana wodorem, podawanym do układu dolotowego z wykorzystaniem technologii sekwencyjnego wtrysku gazu. Porównywano efekty pracy silników zasilanych paliwem oryginalnym oraz mieszaniną paliwa oryginalnego i wodoru. Przeanalizowano związki przyczynowo-skutkowe jakie powstają w całym cyklu pracy silnika po dodaniu wodoru. Opisano procesy tworzenia mieszanki, spalania i konstituowania spalin. Określono stopień zmniejszenia emisji niebezpiecznych składników spalin oraz jakość pracy silnika w zależności od ilości dodawanego wodoru.



## **Abstract**

Contemporary legislation on emissions of carbon dioxide and exhaust toxic gases sets directions for research and development of the internal combustion engine. Solutions for emission problems proposed by researchers and engineers are threefold: more efficient exhaust aftertreatment systems, optimization of combustion process, and modification or substitution of fuels. An efficient way of restricting CO<sub>2</sub> emission is switching to zero-carbon fuels, used as main or additional fuels. Therefore, hydrogen combusted in traditional piston engines is considered a promising fuel for the future. Partial substitution of hydrogen for hydrocarbon fuels directly reduces CO<sub>2</sub> content in exhaust gases, but also affects the characteristics of combustion processes.

This research was aimed at determining the effect of hydrogen addition on performance of compression ignition (CI) and spark ignition (SI) engines, with focus on undesired components of exhaust emission. The author conducted two series of experiments, one regarding CI, and the other SI engine. In their course, part of standard fuel was replaced with hydrogen fed into the engine manifold by means of sequential gas injection systems. Engine performance with standard and dual (standard and hydrogen) mode were compared to define cause-and-effect relationship between operating characteristics and hydrogen content over the whole engine cycle. The results provided grounds for describing processes of air-fuel mixture formation, combustion, and constitution of exhaust gases. Moreover, the level of reduction of harmful content in exhaust emissions and quality of engine operation was determined according to hydrogen-hydrocarbons substitution level.

# 1. Wprowadzenie

Silnik, jako maszyna robocza, powstał w celu wyręczenia człowieka i zwierzęcia od pracy fizycznej. Konstruowano go tak, aby zamieniał on jakąś formę energii na pracę mechaniczną. Wraz z rozwojem cywilizacji technicznej powstawały kolejne rozwiązania techniczne. Około roku 1900 konkurowały ze sobą trzy rodzaje silników: silnik parowy, silnik elektryczny i silnik spalinowy. W krótkim czasie silnik zasilany benzyną wygrał z konkurencją i stał się wiodącym urządzeniem napędowym. Stosowano go praktycznie wszędzie: w pojazdach, samolotach, łodziach, maszynach stacjonarnych itp. Po roku 1910 dołączył do niego silnik zasilany olejem napędowym i w ten sposób silniki spalinowe zdominowały urządzenia napędowe. Dominacja ta trwa do dnia dzisiejszego [204].

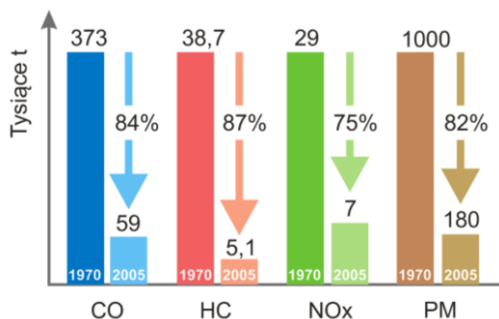
Początkowym priorytetem w projektowaniu silników była moc maksymalna. Wartość zużycia paliwa czy zagadnienia ekologiczne nie miały zasadniczego znaczenia. Szczególnie widoczne było to na rynku motoryzacyjnym USA, gdzie standardem w samochodach osobowych było montowanie wielocylindrowych silników o dużej pojemności, mocy i zużyciu paliwa. Sytuacja zmieniła się po wprowadzeniu embarga na ropę naftową przez państwa zrzeszone w OPEC, zastosowanego wobec Stanów Zjednoczonych po wybuchu wojny izraelsko-arabskiej w 1973 r. Gwałtowny wzrost cen ropy naftowej na rynkach światowych zmusił producentów i konstruktorów silników do zmiany priorytetu na rzecz zmniejszenia zużycia paliwa [105, 148].

Kolejnym stymulatorem zmian stały się przepisy prawne odnośnie emisji wprowadzone w USA w 1971 r. Przepisy te regulowały zawartość toksycznych składników w gazach spalinowych. Powstały one w wyniku znacznego zanieczyszczenia powietrza w miastach widocznego w postaci zjawiska smogu.

Powiązanie postępującego skażenia środowiska z nasilającym się ruchem pojazdów doprowadziło do powstania systemu kontroli emisji spalin samochodowych, który zaczął obowiązywać w 1966 r. W roku 1970 wprowadzono pierwszą ustawę o czystości powietrza oraz powołano EPA (ang. – *Environmental Protection Agency*), federalną agencję określającą normy emisji zanieczyszczeń. Pierwsze limity emisji wprowadzono w 1971 r., a ich efektem było zastosowanie w samochodach pierwszych katalizatorów podwójnego działania oraz paliwa bezołowiowego (1975 r.). Katalizatory potrójnego działania wprowadzono w roku 1978, a w roku 1981 zastosowano czujnik stężenia tlenu w spalinach – sondę lambda [105, 114, 148].

Nieustanne zwiększanie wymagań odnośnie czystości spalin w nowo rejestrowanych pojazdach doprowadziło do ok. 200-krotnego zmniejszenia emisji węglowodorów, ok. 30-krotnego zmniejszenia emisji tlenku węgla i ok. 5-krotnego zmniejszenia zawartości tlenków azotu w spalinach w stosunku do pierwszych norm wprowadzonych w USA po 1966 r. Oznacza to, że 20

współczesnych samochodów łącznie jest źródłem mniejszej emisji zanieczyszczeń niż jeden pojazd sprzed 40 lat (rys. 1.1).



**Rys. 1.1. Ograniczenie emisji poszczególnych składników spalin na przestrzeni 35 lat w USA [155]**

W Europie pierwsze ograniczenia emisji szkodliwych składników spalin oznaczone ECE Regulation 15 (ECE – *Economic Commission for Europe*) pojawiły się w 1970 r. Limity emisji były wprowadzane stopniowo: ECE 15-01 w 1974 r., ECE 15-02 w 1977 r., ECE 15-03 w 1979 r. i ECE 15-04 w 1984 r. W tej ostatniej po raz pierwszy uwzględniono silniki zasilane olejem napędowym. W roku 1992 wprowadzono obowiązek stosowania katalizatorów w układach wylotowych, a w roku 1993 na terenie Unii Europejskiej zaczęły obowiązywać normy emisyjne EURO 1 [3, 247].

Badania na zgodność z wymaganiami EURO 1 samochodów osobowych odbywały się w oparciu o opracowany cykl jezdny NEDC, obejmujący fazę symulacji ruchu miejskiego i występującą po niej fazę symulacji ruchu pozamiejskiego. Od normy EURO 3 (2000 r.) nastąpiła zmiana w warunkach przeprowadzania testu emisyjnego. Spaliny pobierane były do urządzeń pomiarowych od razu po rozruchu silnika, zlikwidowano 40 sekundową fazę, w której silnik po rozruchu pracował na biegu jałowym bez pomiaru poziomu emisji spalin. Norma EURO 4, która dotyczyła samochodów poddawanych homologacji od początku 2005 r. i nowo rejestrowanych od początku 2006 r., wprowadziła w praktyce zmniejszenie emisji o połowę w stosunku do wymagań EURO 3. Samochody podzielono na kilka kategorii, dla których opracowano odrębne wymagania (tab. 1.1 i 1.2). Dla poszczególnych składników spalin określono współczynniki o wartościach 1,1–1,2, uwzględniające stopień zużycia samochodu w czasie eksploatacji. Pomiar emisji dwutlenku węgla uwzględniał zwiększone zużycie paliwa przez nowy silnik w stosunku do późniejszego osiąganego przez silnik dotarty. Dlatego współczynnik stosowany przy tym pomiarze wynosił 0,92 [2, 3, 247, 248].

**Tab. 1.1. Dopuszczalne wartości emisji spalin w poszczególnych normach EURO dla pojazdów osobowych z silnikiem z zapłonem iskrowym [247]**

[g/km]	EURO 1	EURO 2	EURO 3	EURO 4	EURO 5	EURO 6
CO	2,72	2,2	2,3	1	1	1
HC	–	–	0,2	0,1	0,1	0,1
NO <sub>x</sub>	–	–	0,15	0,08	0,06	0,06
HC+NO <sub>x</sub>	0,97	0,5	–	–	–	–
PM	–	–	–	–	0,005	0,005

**Tab. 1.2. Dopuszczalne wartości emisji spalin w poszczególnych normach EURO dla pojazdów osobowych z silnikiem o zapłonie samoczynnym [247]**

[g/km]	EURO 1	EURO 2	EURO 3	EURO 4	EURO 5	EURO 6
CO	3,16	1	0,64	0,5	0,5	0,5
HC	–	0,2222	0,06	0,05	0,05	0,09
NO <sub>x</sub>	–	0,2222	0,5	0,25	0,18	0,08
HC+NO <sub>x</sub>	1,13	0,7	0,56	0,3	0,23	0,17
PM	0,14	0,08	0,05	0,009	0,005	0,005

Obowiązujące w Europie normy emisji spalin definiują różne wymagania w stosunku do silników samochodów osobowych i dostawczych oraz ciężarowych i autobusów. W pierwszej grupie pojazdów emisja poszczególnych szkodliwych składników spalin jest podawana w g/km, a dla drugiej grupy w g/kWh [248].

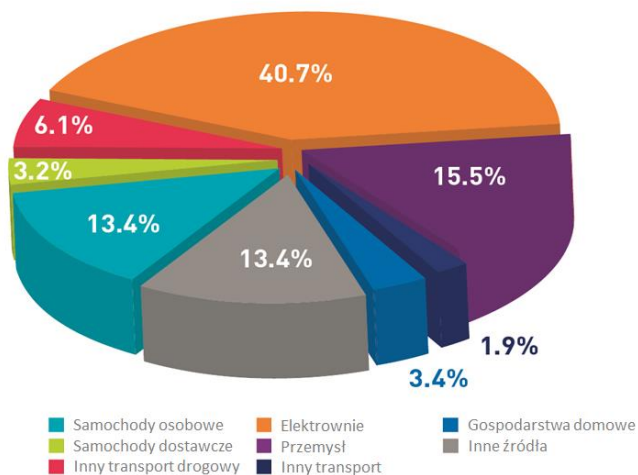
Wyżej wymienione obostrzenia spowodowały rozwój układów oczyszczania spalin oraz optymalizację samego procesu roboczego. Zmniejszenie zużycia paliwa przyczyniło się również do zmniejszenia emisji innych substancji szkodliwych [26, 129].

Systematyczne zaostrzanie norm emisji doprowadziło także do określenia limitów emisji CO<sub>2</sub>. Konstruktorzy i producenci są niejako zmuszani do ciągłego udoskonalania silników pod kątem ilości i czystości emitowanych spalin oraz opracowywania coraz lepszych technologii ich oczyszczania.

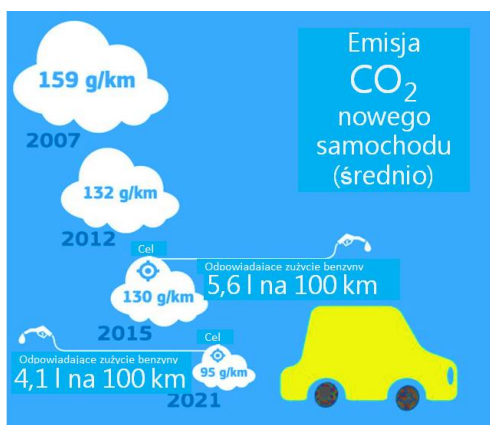
Pomimo, że w środowisku naukowym wciąż nie ma jednomyślności odnośnie wielkości wpływu człowieka na zmiany klimatu za pomocą emisji gazów cieplarnianych [189], a ilość dwutlenku węgla wydzielanego do atmosfery ze źródeł naturalnych 20-krotnie przewyższa tą związaną z aktywnością ludzi [197] nie można nie doceniać znacznego wpływu CO<sub>2</sub> na bilans promieniowania w atmosferze. Wynegocjowany na konferencji w Kioto

w grudniu 1997 traktat o przeciwdziałaniu globalnemu ociepleniu, który wszedł w życie 16 lutego 2005 r. stanowi o redukcji emisji m.in. CO<sub>2</sub> do atmosfery.

Producenci samochodów również musieli dostosować się do ograniczenia emisji CO<sub>2</sub> w gazach spalinowych [12]. Spowodowane jest to faktem, że około 20÷25% emisji CO<sub>2</sub> krajów uprzemysłowionych wynika z działalności transportowej, z czego 75% to transport osobowy [189]. Przykładem może być rynek Wielkiej Brytanii pokazany na rysunku 1.2.



Rys. 1.2. Emisja CO<sub>2</sub> w różnych gałęziach przemysłu w UK [220]



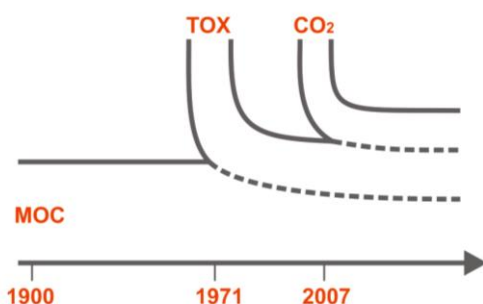
Rys. 1.3. Ograniczenia wielkości emisji CO<sub>2</sub> nowych samochodów w UE [221]

Jak wynika z danych opublikowanych przez Europejską Agencję Środowiska, w 2013 r. średni poziom emisji CO<sub>2</sub> z nowych samochodów

osobowych w UE wynosił 127 g/km w porównaniu do 186 g/km w 1995 r. Oznacza to 31,7% zmniejszenie emisji pojedynczego pojazdu [218].

W Unii Europejskiej od 2012 r. obowiązuje norma, zgodnie z którą sprzedawane na terenie Wspólnoty samochody nie mogą przekroczyć emisji 120 g dwutlenku węgla na każdy przejechany kilometr. Parlament Europejski zatwierdził także przyszły limit emisji CO<sub>2</sub> dla nowych samochodów wynoszący 95 g/km (rys. 1.3). Od 2020 r. ma go spełniać 95% nowych samochodów, a od 2021 r. – wszystkie.

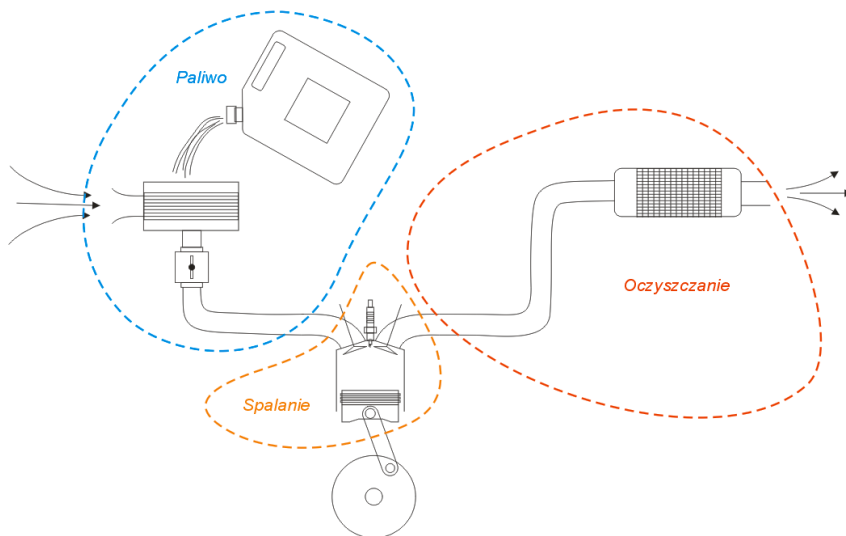
Podsumowując, można stwierdzić, że kierunek rozwoju konstrukcji silników spalinowych na przestrzeni ponad 100 lat dwukrotnie uległ korekcie (rys. 1.4). Wczesne konstrukcje nastawione głównie na moc zostały zastąpione przez silniki charakteryzujące się niewielką emisją substancji szkodliwych. Zmiana ta wynikała z konieczności zmniejszenia do minimum negatywnego wpływu pojazdów na środowisko naturalne. Gdy prawie osiągnięto ten cel i spaliny silników często są czystsze od pobieranego przez nie powietrza, wprowadzono kolejny warunek odnoszący się do ograniczenia emisji CO<sub>2</sub>.



Rys. 1.4. Ukierunkowanie rozwoju silników spalinowych

Opisane powyżej i wprowadzane prawem limity emisji, zarówno substancji szkodliwych (TOX) jak i CO<sub>2</sub>, warunkują również kierunki badań i prac rozwojowych silników spalinowych [49, 64, 68, 110, 189, 194]. Jednym z kierunków jest opracowywanie coraz skuteczniejszych układów oczyszczania spalin, których zadaniem jest zmniejszanie toksyczności już powstałych związków szkodliwych [54, 58, 119, 171]. Inną drogą jest optymalizacja procesu spalania ograniczająca tworzenie substancji szkodliwych [31, 39, 139, 168, 174, 206]. Jeszcze innym sposobem jest zapobieganie tworzenia się toksycznych składników spalin i CO<sub>2</sub> jeszcze przed spalaniem, poprzez zamianę lub modyfikację paliwa zasilającego silnik na niskowęglowe lub o zerowej zawartości węgla (rys. 1.5) [1, 4, 5, 8, 14, 17, 20, 29, 76, 111, 118, 120, 142,

160, 163, 166]. Wszystkie te kierunki mają na celu to samo: zmniejszenie ilości i uciążliwości emitowanych zanieczyszczeń przez pojazdy samochodowe.



**Rys. 1.5. Kierunki badań nad zmniejszeniem emisji CO<sub>2</sub> i zmniejszaniem ilości toksycznych składników spalin**

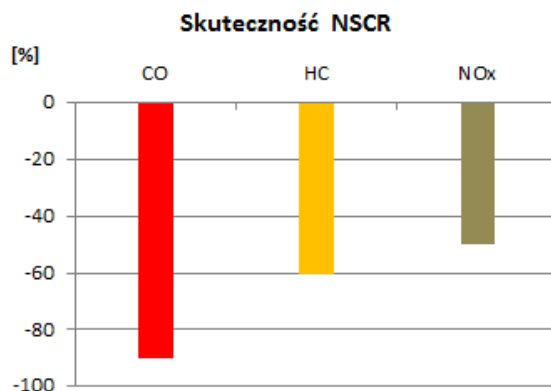
## 1.1. Oczyszczanie spalin tłokowego silnika spalinowego

Teoretycznie w wyniku spalania paliw węglowodorowych z powietrzem produktami spalania powinny być wyłącznie takie składniki jak: azot – N<sub>2</sub>, dwutlenek węgla – CO<sub>2</sub> oraz para wodna – H<sub>2</sub>O [83]. W rzeczywistości jednak tak nie jest. Wynika to z kilku przyczyn. Po pierwsze, w paliwach silnikowych znajdują się zanieczyszczenia takie jak np. siarka, po drugie, proces spalania jest dość krótki nie pozwalając na dokończenie procesów utleniania. Po trzecie, mieszanka palna nie jest idealnie przygotowana (równomiernie wymieszany tlen z paliwem), a po czwarte, nie we wszystkich miejscach komory spalania zachodzi spalanie [10, 15, 34, 74, 86, 89, 149, 195]. Wszystkie te czynniki mają wpływ na przebieg i efekty rzeczywistego procesu spalania, w którym oprócz wymienionych wcześniej składników powstają również niepożądane związki takie jak: tlenek węgla – CO, niespalone węglowodory – HC, tlenki azotu – NO<sub>x</sub>, dwutlenek siarki – SO<sub>2</sub>, czy sadza – cząstki stałe (PM) [15, 49, 54, 64, 73, 102, 161, 195].

W silnikach o ZI (tradycyjnie nazywanych benzynowymi) najbardziej popularną i dość skuteczną metodą oczyszczania spalin jest zastosowanie reaktora katalicznego potrójnego działania TWC (ang. – *Three Way Catalyst*). Trójfunkcyjność reaktora katalicznego odnosi się do trzech typów reakcji jakie

zachodzą w gazach spalinowych z udziałem katalizatora. Są to reakcje utleniania CO do CO<sub>2</sub>, HC do CO<sub>2</sub> i H<sub>2</sub>O oraz reakcja redukcji NO<sub>x</sub> do N<sub>2</sub>. Tlen powstały w wyniku redukcji NO<sub>x</sub> wykorzystywany jest do utleniania CO i HC. Sprawność urządzenia zwiększa się wraz ze zbliżaniem się wartości składu mieszanki do stechiometrycznego. Oznacza to, że konieczne są układy zasilania ze sterowaniem składem mieszanki (np. z czujnikiem tlenu w spalinach) oraz ograniczanie nieustalonych stanów pracy silnika i pracę silnika z dużymi obciążeniami. Dodatkowym warunkiem jest stosowanie paliw bezołowiowych. [15, 83, 149, 199, 201].

Zastosowanie reaktora katalitycznego w silnikach tłokowych z zapłonem iskrowym jest bardzo efektywnym sposobem oczyszczania spalin, a przy zachowaniu właściwej eksploatacji pojazdu również bardzo trwałym [15, 83, 99, 115, 164, 171, 177]. Szacuje się, że dzięki niemu udało się zredukować w spalinach tlenek węgla o 90%, węglowodory o 60%, tlenki azotu o 50% (rys. 1.6) [92, 171].



**Rys. 1.6. Szacowane, procentowe zmniejszenie emisji związków toksycznych w spalinach silnika o ZI po zastosowaniu katalizatora potrójnego działania**

Cały czas trwają prace badawcze zwiększające sprawność i trwałość reaktorów [99, 177]. Wynikiem tych prac jest między innymi opracowany w 2013 r. przez firmę BASF czterofunkcyjny reaktor katalityczny FWC (ang. – *Four Way Catalyst*), który umożliwia oczyszczanie spalin silnika benzynowego z tlenku węgla (CO), węglowodorów (HC), tlenków azotu (NO<sub>x</sub>) oraz z cząstek stałych (PM). FWC posiada funkcjonalność trójfunkcyjnego katalizatora konwersji oraz filtra cząstek stałych i zbudowany jest na pojedynczym elemencie o strukturze plastra miodu. Według danych BASF katalizator FWC nie powoduje znacznego wzrostu ciśnienia spalin [224]. Posiada bardzo dużą powierzchnię o aktywności katalitycznej i równocześnie wymaga mniejszej



ilości metali szlachetnych. Porowata ścianka monolitu działa również jako filtr cząstek stałych, które są zatrzymywane przez ściany i spalane do dwutlenku węgla w wysokich temperaturach przy pomocy powłoki katalitycznej. Ponieważ większość cząstek stałych jest spalana, pory katalizatora łatwo się nie zatykają. Długoterminowa zdolność działania została potwierdzona badaniami [224].

W silnikach o ZS (tradycyjnie nazywanych wysokoprężnymi) skład spalin różni się od tych z silników o ZI. W wyniku spalania paliwa w dużym nadmiarze powietrza emisja tlenu węgla oraz niespalonych węglowodorów jest bardzo mała [10, 132, 149, 195]. W silnikach tych stosowane są reaktory utleniające, które powodują utlenienie związków CO i HC. Jednoczesna redukcja NO<sub>x</sub> jest w tym przypadku niemożliwa ze względu na dużą ilość tlenu w spalinach [63, 149, 172]. Powszechnie stosowany katalizator utleniający umożliwia redukcję emisji dwutlenku siarki o 98% a węglowodorów i tlenu węgla o ponad 80% [83, 146]. I choć w praktyce po przebiegu ok. 200 tys. km jest zwykle nieaktywny i zapchany sadzą, zastosowanie go pozwala spełnić normę EURO 4 [15, 149].

Problemem w silnikach o ZS są tlenki azotu oraz cząstki stałe. Tlenki azotu można zredukować już w samym silniku poprzez recyrkulację spalin. Powoduje ona obniżenie temperatury i zmniejszenie ich emisji. Sposobem na redukcję cząstek stałych jest natomiast doładowanie. Zwiększa ono temperaturę w komorze, powodując dopalanie sadzy i zmniejszanie jej emisji. W efekcie okazuje się, że zmniejszanie emisji jednego produktu spalania powoduje zwiększanie emisji drugiego [10, 15, 149].

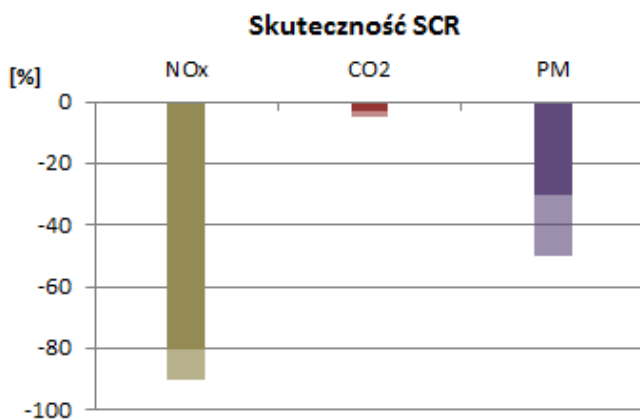
Zmniejszanie stężenia tlenków azotu (NO<sub>x</sub>) w spalinach silników samochodów osobowych o ZS jest jednym z największych problemów technicznych producentów pojazdów spełniających normy EURO 6. W tym celu stosuje się trzy główne rodzaje rozwiązań: zmiany wewnętrzne w silniku i kontrolę procesu spalania w połączeniu z recyrkulacją spalin (EGR), niskokaloryczne absorbenty NO<sub>x</sub> (zwane również pochłaniaczami NO<sub>x</sub> lub LNTs) oraz selektywną redukcję katalityczną SCR (ang. – *Selective Catalytic Reduction*) [21, 209, 225].

Selektywna redukcja katalityczna, w swej idei, jest szeregowym połączeniem reaktora utleniającego CO i HC (I etap działania) oraz reaktora redukującego NO<sub>x</sub> (II etap działania) [227]. Dodatkowy reaktor katalityczny wykorzystuje mocznik w celu rozłożenia tlenków azotu na azot w postaci dwuatomowych cząsteczek oraz wodę [119]. W tej technologii, 32,5% wodny roztwór mocznika (AdBlue) jest kierowany pod wysokim ciśnieniem na strumień spalin w reaktorze, gdzie zachodzi reakcja redukcji tlenków azotu [226].

Technologia ta została spopularyzowana w silnikach o ZS stosowanych w pojazdach ciężarowych oraz autobusach. Na przestrzeni ostatnich lat SCR jest coraz chętniej wprowadzana także do statków, lokomotyw spalinowych a także maszyn rolniczych i budowlanych [53]. Według danych firmy Volvo [228] była jedynym rozwiązaniem, spełniającym wymagania EPA'10 dotyczące

zmniejszenia emisji NO<sub>x</sub> do 0,2 g/KM/h i oznaczała redukcję o 83% w porównaniu z poziomami z 2007 r.

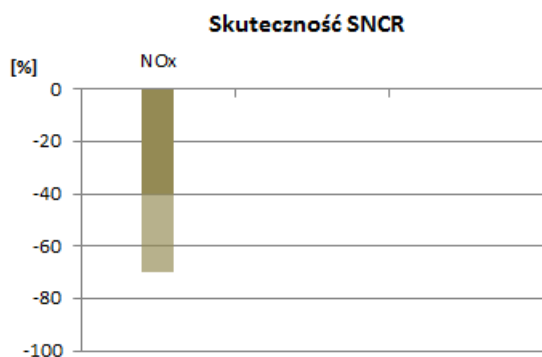
SCR znajduje swoje zastosowanie także w silnikach wysokoprężnych samochodów osobowych [7, 187, 229, 230]. Skuteczność SCR szacuje się na poziomie ok. 80%÷90% redukcji NO<sub>x</sub>, 3÷5% zmniejszenia CO<sub>2</sub> oraz 30÷50% zmniejszenie cząstek stałych (PM) (rys. 1.7) [141, 231].



Rys. 1.7. Szacowana skuteczność oczyszczania z zastosowaniem SCR

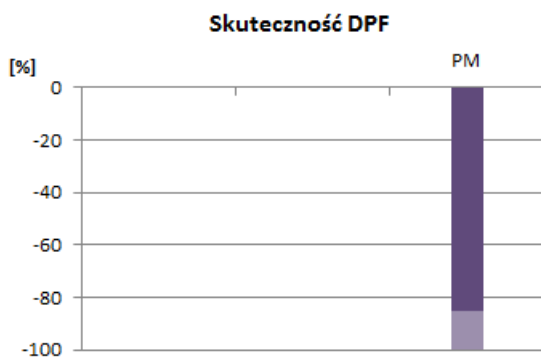
Przyszłościowym rozwiązaniem jest zastosowanie metody SNCR (*ang.* – *Selective Non-Catalytic Reduction* – *selektywna niekatalityczna redukcja*). Polega ona na usunięciu tlenków azotu NO<sub>x</sub> przy pomocy reakcji chemicznej z reagentami. Reagent w postaci cieczy podawany jest poprzez dysze do miejsca, gdzie istnieje optymalna temperatura do redukcji NO<sub>x</sub> [130, 192, 232].

Metoda ta jest tańsza od metody katalitycznej, ponieważ koszt zużycia reagentów jest znacznie mniejszy od kosztów wymiany katalizatora. Koszty inwestycyjne są również mniejsze. W praktyce SNCR polega na dodaniu do gazów wylotowych substancji zawierających amoniak lub mocznik. Rozcieńczony reagent wraz ze sprężonym powietrzem do atomizacji podawany jest do wtryskiwaczy poprzez układ zaworów odcinających. Wtrysk roztworu następuje do miejsc o temperaturach od 850°C do 1100°C. Reagent selektywnie redukuje NO do postaci molekularnego N<sub>2</sub>. Metoda selektywnej redukcji niekatalitycznej umożliwi obniżenie emisji tlenków azotu z gazów spalinowych od 40% do 70% (rys. 1.8) [233].



**Rys. 1.8. Szacowana skuteczność oczyszczania z zastosowaniem SNCR**

Drugim problemem związanym z czystością spalin w silnikach o ZS są cząstki stałe. Aby zmniejszyć emisję sadzy, charakterystyczną dla starszych pojazdów z silnikami zasilanymi ON, w 1996 r. wprowadzano filtry cząstek stałych DPF (*ang. – Diesel Particulate Filter*). Montowane w układach wydechowych silników o ZS oczyszczają gazy spalinowe z cząstek sadzy i popiołu. Wydajność prawidłowo działającego filtra zawiera się w przedziale od 85% do 100%, co oznacza, że do atmosfery przedostaje się nie więcej niż 15% pierwotnej zawartości zanieczyszczeń w fazie stałej (rys. 1.9) [4, 104, 153].



**Rys. 1.9. Szacowana skuteczność oczyszczania z zastosowaniem DPF**

Gromadzące się w filtrze cząstki sadzy powodują jego stopniowe zapychanie i utratę wydajności. W części pojazdów stosuje się filtry jednorazowe, wymagające wymiany po zapełnieniu filtra. Bardziej zaawansowanym rozwiązaniem jest samooczyszczanie się filtra, polegające na katalitycznym spalaniu sadzy po osiągnięciu przez filtr odpowiednio wysokiej temperatury (sadza spala się w temperaturze ponad 600°C). System ten nosi nazwę regeneracji pasywnej [54, 58].

Stosowane są też aktywne systemy wypalania zgromadzonej w filtrze sadzy: np. okresowa zmiana trybu pracy silnika, w wyniku czego emituje on zwiększone ilości dwutlenku azotu, który przepływając przez filtr powoduje utlenianie zgromadzonej sadzy. Jeszcze innym sposobem aktywnej regeneracji filtra jest okresowe podgrzewanie go dodatkowym płomieniem wtryskiwanej do filtra mieszanki, w wyniku czego sadza ulega spalaniu. Prowadzone są również badania nad innymi formami aktywnej regeneracji filtrów, np. z wykorzystaniem promieniowania mikrofalowego [137].

Wśród cząstek stałych znajduje się też popiół pochodzący między innymi z oleju, dodatków do paliw, czy produktów zużycia i korozji silników [5, 235]. W procesie regeneracji popiół, w przeciwieństwie do sadzy, nie ulega spalaniu do postaci gazowej i tym samym odkłada się w filtrze cząstek stałych. Z tego powodu z czasem stopień zapełnienia filtra nieodwracalnie rośnie i okresy pomiędzy procesami regeneracji maleją.

W celu spełnienia coraz bardziej rygorystycznych norm łączy się różne technologie i systemy oczyszczania spalin. Badania prowadzi się pod kątem oceny skuteczności różnych konfiguracji filtrów cząstek stałych i reaktorów utleniających OxiCat (ang. – *Oxidation Catalyst*), reaktorów magazynująco-redukujących NO<sub>x</sub> DeNO<sub>x</sub> lub ich kombinację w postaci katalizatorów czterofunkcyjnych. Przykładem tego może być układ CRT (ang. – *Continuous Regeneration Trap*). Stanowi on połączenie katalizatora OxiCat i filtra cząstek stałych [3, 108, 109, 188]

Zastosowanie systemu CRT umożliwia prowadzenie procesu samoregeneracji przebiegającego jednocześnie z procesem filtracji i nie wymaga dodatkowych układów sterowania i regulacji. System CRT jest połączeniem specjalnego reaktora utleniającego NO i filtra cząstek stałych, dzięki czemu obniża się temperaturę początku utleniania cząstek do poziomu temperatur uzyskiwanych w normalnych warunkach eksploatacji silnika. Tu reaktor katalityczny nie jest reaktorem utleniającym CO i HC, lecz konwerterem NO na NO<sub>2</sub> do takiego poziomu stężenia NO<sub>2</sub>, aby maksymalnie obniżyć temperaturę samozapłonu separowanych w filtrze cząstek stałych.

Wykorzystuje się efekt obniżenia energii aktywacji utleniania sadzy w otoczeniu NO<sub>2</sub> i tworzy pierwsze ogniska samozapłonu już w temperaturze ok. 300°C. W normalnych warunkach eksploatacji silnika stężenie NO<sub>2</sub> w jego spalinach jest zbyt małe aby inicjować proces samozapłonu sadzy. Ponieważ w spalinach silnikowych spośród tlenków azotu oznaczanych sumarycznie jako NO<sub>x</sub> najwięcej jest tlenku azotu, należy przyspieszyć jego reakcję utleniania do NO<sub>2</sub> w obecności katalizatora utleniającego, wykorzystując tlen znajdujący się w spalinach.

System CRT może być również rozszerzony do tzw. systemu CCRT, będącego połączeniem dwóch aktywatorów powierzchniowych, tj. utleniającego reaktora katalitycznego DOC (ang. – *Diesel Oxidation Catalyst*), jak w systemie CRT i katalitycznej powłoki monolitu filtra (CSF – *Catalysed Soot Filter* – filtr

sadzy katalizowany palladem). Układy CRT są ponadto niezwykle wrażliwe na jakość paliwa, a dokładnie na zawartość siarki w paliwie (wg. normy <50 ppm) [8, 30, 180, 196].

Prace badawcze prowadzone nad oczyszczaniem spalin prowadzone są bardzo szeroko [38, 55, 66, 156, 186]. Przedstawione powyżej układy nie są jedynymi rozwiązaniami, ale obecnie stanowią główny kierunek rozwoju.

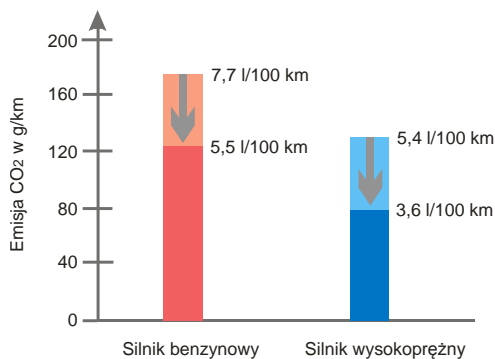
## 1.2. Optymalizacja procesu roboczego tłokowego silnika spalinowego

Przebieg procesu roboczego ma zasadniczy wpływ na efekty pracy tłokowego silnika spalinowego. Decyduje on o sprawności spalania paliwa, czyli o osiągniętej mocy, zużyciu paliwa oraz o składzie spalin. Na proces spalania wpływ ma wiele czynników: skład, ilość i sposób przygotowania mieszanki, zmiany temperatury i ciśnienia w cylindrze, czas, chwila i rodzaj zapłonu, stopień sprężania, kształt komory spalania, obciążenie silnika, prędkość obrotowa itp. [10, 106, 132, 175, 195]. Od procesu spalania zależy m.in. osiągnięta moc efektywna, wielkość emisji CO<sub>2</sub> oraz innych szkodliwych składników spalin [10, 15, 16, 89, 97, 174]. Nieustannie trwają prace nad jego udoskonaleniem [24, 31, 39, 41, 113, 114, 139, 168, 176, 206]. Pozytywne wyniki uzyskuje się poprzez coraz większą kontrolę i coraz bardziej zaawansowane sterowanie procesem [33, 35, 67, 69, 71, 134, 143, 172, 173, 198, 200, 202]. Poprawia się sposób przygotowania mieszanki, równomierność napełniania, stabilność termiczną silnika czy regulację wymiany ładunku – *variable valve train* [22, 48, 98, 101, 167, 193]. Trwają badania nad poprawą sprawności poprzez zwiększenie obciążenia silnika – *boost*, przy jednoczesnym zmniejszeniu wymiarów głównych – *downsizing* [11, 23, 65, 123, 133, 135, 151, 154] oraz poprzez wprowadzanie układów dodatkowych, jak *turbocompaund* [6, 122]. Wprowadzane są również do powszechnego użytku nowe standardy sterowania pracą silników, takie jak układy *start-stop* oraz hybrydowe systemy napędowe [84, 85].

Przykładem tego typu rozwiązań (*downsizing*, *boost*) jest silnik TwinAir firmy Fiat. Zmniejszono w nim wymiary zewnętrzne, liczbę cylindrów, poprawiono układ dolotowy i zastosowano turbosprężarkę. W efekcie w dwucylindrowym silniku uzyskano moc odpowiadającą silnikowi czterocylindrowemu a przy tym obniżono zużycie paliwa i emisję CO<sub>2</sub> o 30% [236].

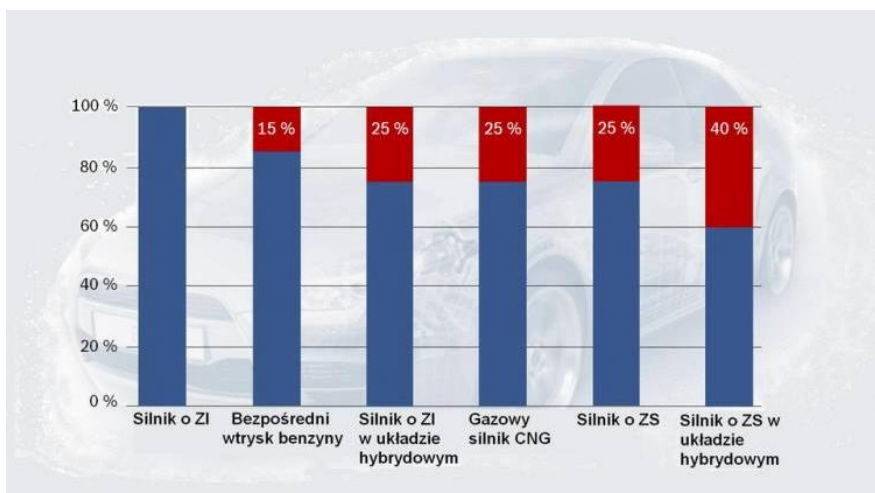
Prace nad poprawą procesu spalania dotyczą zarówno silników o ZS jak i silników o ZI [11, 51, 84, 133, 135, 151, 154]. Dane opublikowane przez firmę Bosch przedstawiają wpływ zmniejszania zużycia paliwa na wartość emisji CO<sub>2</sub> do atmosfery (rys. 1.10). Zmniejszenie zużycia paliwa o ok. 2 l/100 km

powoduje zmniejszenie emisji CO<sub>2</sub> o ponad 40 g/km, co w przypadku silników o ZI stanowi ok. 25%, a w przypadku ekonomiczniejszych silników o ZS ok. 32% [19].



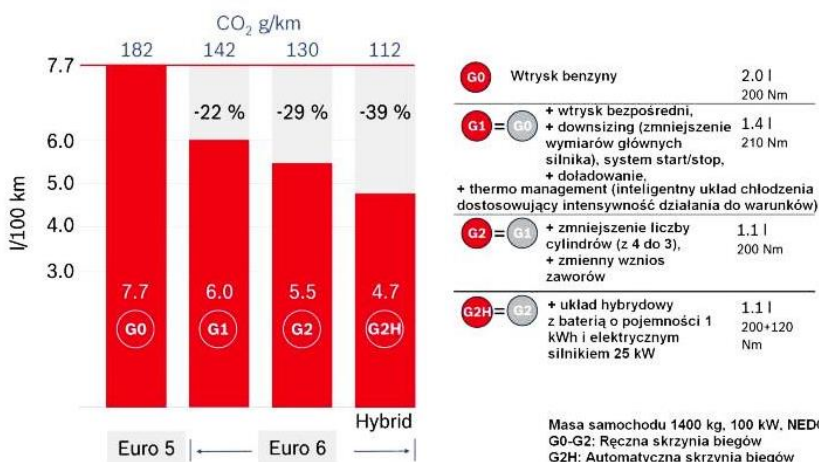
Rys. 1.10. Wpływ zużycia paliwa na ograniczenie emisji CO<sub>2</sub> [19, 94]

Szacunkowe dane odnośnie zmniejszenia emisji CO<sub>2</sub> w zależności od źródła napędu przedstawiono na rysunku 1.11. Punktem odniesienia jest benzynowy silnik wolnossący z pośrednim układem wtryskowym. Według firmy BOSCH silniki benzynowe w układzie hybrydowym mogą zmniejszyć emisję CO<sub>2</sub> o 25% i dorównać pod tym względem standardowym silnikom wysokoprężnym i silnikom zasilanym gazem CNG (ang. – *Compressed Natural Gas*). Sama zmiana układu zasilania na wtrysk bezpośredni powoduje 15% zmniejszenie. Największe korzyści (zmniejszenie do ok. 40%) przewiduje się po wprowadzeniu silników o ZS w układzie hybrydowym [19].



Rys. 1.11. Możliwości redukcji emisji CO<sub>2</sub> w zależności od zastosowanego źródła napędu [19]

Na rysunku 1.12 przedstawiono wyniki analiz firmy BOSCH dotyczące wpływu sposobu zasilania silnika i zastosowanych dodatkowych rozwiązań poprawiających proces spalania na wartość zużycia paliwa i emisji CO<sub>2</sub>. Badania przeprowadzono na samochodzie osobowym o masie 1400 kg i mocy 100 kW wyposażonym w manualną skrzynię przekładniową. Jako punkt odniesienia wybrano benzynowy silnik wolnossący o pojemności 2,0 dm<sup>3</sup>, o maksymalnym momencie obrotowym 200 Nm, ze standardowym pośrednim układem wtryskowym typu MPI (ang. – *Multi Point Injection*). Zużywa on ok 7,7 dm<sup>3</sup> benzyny i emituje ok. 182 g CO<sub>2</sub> na kilometr. W pierwszej modyfikacji oznaczonej *G1* zastosowano wtrysk bezpośredni w połączeniu ze zmniejszeniem pojemności skokowej do 1,4 dm<sup>3</sup> (*downsizing*), doładowaniem (*boost*), systemem *START/STOP* oraz aktywnym systemem chłodzenia silnika (*thermo management*). Zastosowane zmiany spowodowały zmniejszenie zużycia paliwa do ok. 6 l/100 km (22%), co przełożyło się na zmniejszenie emisji CO<sub>2</sub> do 142 g/km (22%) [19].



**Rys. 1.12. Wpływ rozwiązań konstrukcyjnych układu napędowego na zużycie benzyny i emisję CO<sub>2</sub> [19]**

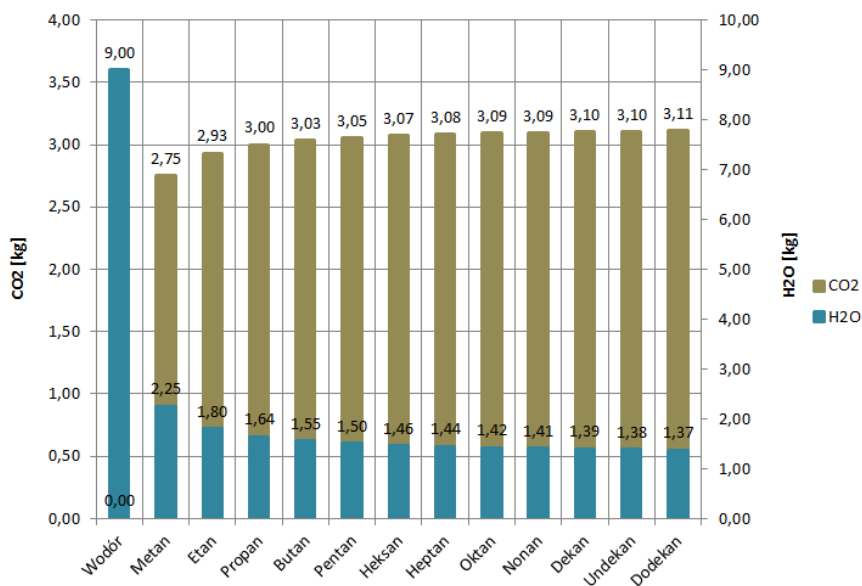
W drugim etapie oznaczonym *G2* dodatkowo zmniejszono liczbę cylindrów silnika z czterech do trzech i zastosowano zmienny wznios zaworów. Pojemność silnika zmniejszyła się do 1,1 dm<sup>3</sup>. Uzyskano zmniejszenie zużycia paliwa do 5,5 dm<sup>3</sup>/100 km i emisji CO<sub>2</sub> do 142 g/km czyli o (29%). W trzecim etapie oznaczonym *G2H* zastosowano i przebadano napęd hybrydowy. Układ z *G2* doposażono w silnik elektryczny o mocy 25 kW współpracujący z akumulatorem o pojemności 1 kWh. Uzyskano dalsze zmniejszenie zużycia paliwa do 4,7 dm<sup>3</sup>/100 km i emisji CO<sub>2</sub> do 112 g/km. Choć nie są znane warunki

przeprowadzenia eksperymentu, to zmniejszenie zużycia benzyny i emisji CO<sub>2</sub> o 39% od stanu początkowego oznaczonego G0 (EURO 5) pozwala na spełnienie z zapasem normy EURO 6 [19].

### 1.3. Paliwa alternatywne do tłokowych silników spalinowych

W poszukiwaniu sposobów ograniczania emisji CO<sub>2</sub> i innych substancji szkodliwych wprowadza się paliwa alternatywne, stosunkowo łatwe i niedrogie w aplikacji, a potencjalnie znacznie poprawiające jakość spalin [27, 78, 107, 183].

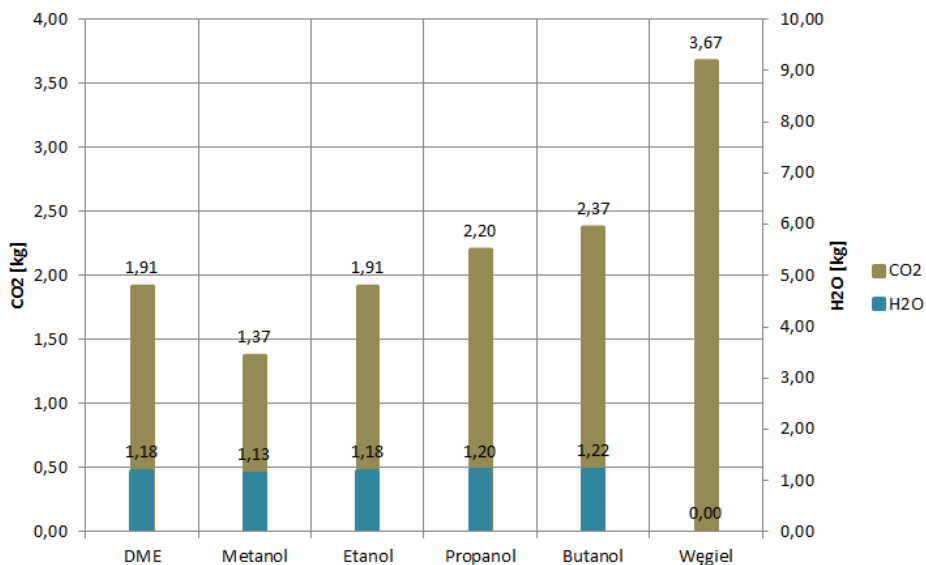
Paliwa alternatywne stosowane w silnikach spalinowych mogą być paliwami ciekłymi np.: alkohole, DME (ang. – *Dimethyl ether*) jak i gazowymi np.: LPG (ang. – *Liquefied Petroleum Gas*), CNG (ang. – *Compressed Natural Gas*), wodór a nawet stałymi jak węgiel [27, 75, 80, 125, 138, 181, 182, 213]. Zasadniczą cechą paliw alternatywnych jest stosunek węgla do wodoru. Decyduje on bowiem o ilości i jakości produktów spalania. Im mniej CO<sub>2</sub> w spalinach silnika, tym bardziej korzystne paliwo z punktu widzenia limitów emisji tego gazu. Limity emisji podawane są w jednostkach masy na kilometr jazdy samochodu. Stąd należy wziąć pod uwagę jeszcze ilość energii produkowanej w cylindrze silnika.



Rys. 1.13. Masa powstałego dwutlenku węgla i wody po spaleniu 1 kg paliwa (wodór i wybrane alkany)

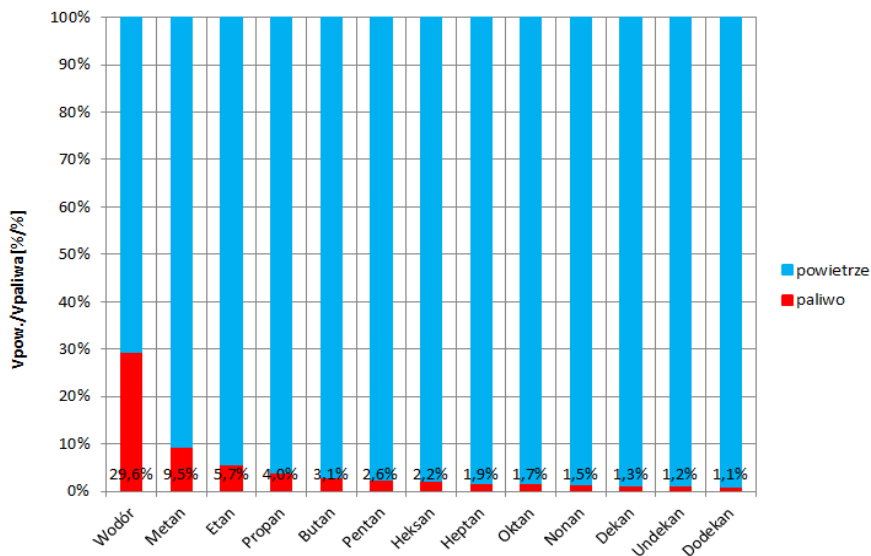


Przy założeniu spalania całkowitego i zupełnego oraz pominięciu azotu produktami spalania są woda i dwutlenek węgla. Masę powstałych produktów, w zależności od rodzaju paliwa i przy założeniu spalania jednego kilograma paliwa, pokazano na rysunkach 1.13 i 1.14. Jedynie podczas spalania wodoru nie powstaje CO<sub>2</sub>, w pozostałych przypadkach emisja CO<sub>2</sub> jest wyraźna i zależy od rodzaju paliwa. Najmniejsza ilość CO<sub>2</sub>, wśród paliw zawierających węgiel, powstaje podczas spalania alkoholi, a największa podczas spalania czystego węgla.

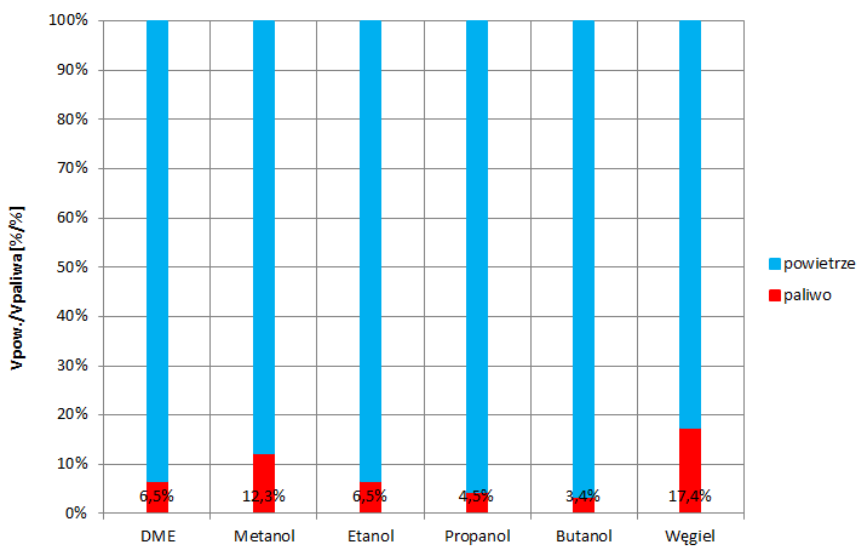


**Rys. 1.14. Masa powstałego dwutlenku węgla i wody po spalaniu 1 kg paliwa (DME, wybrane alkohole i węgiel)**

Objętość substratów w cylindrze silnika wynika z ilości moli reagujących ze sobą substancji. Procentową zawartość powietrza i paliwa w cylindrze, w zależności od rodzaju paliwa, przedstawiono na rysunkach 1.15 i 1.16. Założono skład stechiometryczny oraz brak reszty spalin. Założono również, że do cylindra paliwo dostarczone jest w postaci lotnej (odparowane w kolektorze dolotowym) o ciśnieniu otoczenia (1 bar). Założono również pełne napełnianie cylindra.



Rys. 1.15. Teoretyczna objętość paliwa zajmowana w cylindrze silnika (wodór i wybrane alkan)



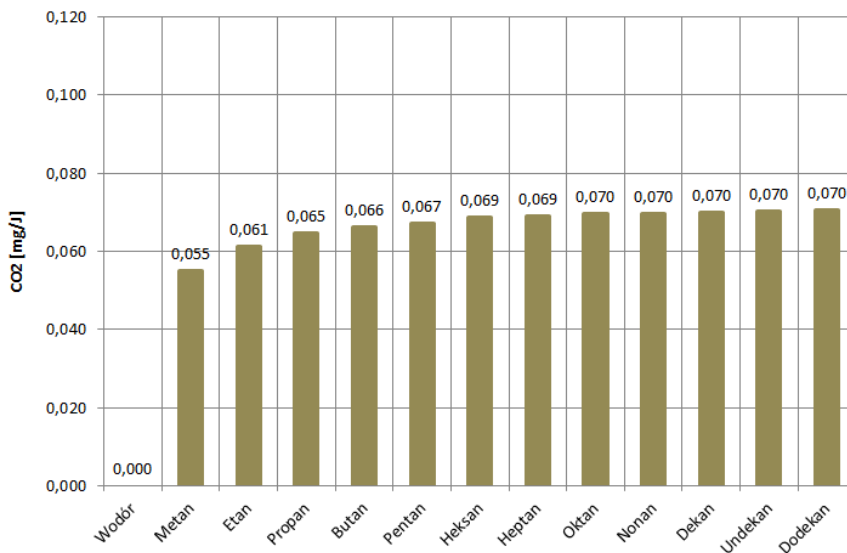
Rys. 1.16. Teoretyczna objętość paliwa zajmowana w cylindrze silnika (DME, wybrane alkohole i węgiel)

W zależności od rodzaju paliwa zasilającego zajmuje ono różną objętość w cylindrze silnika. Powoduje to zmianę ilości powietrza w cylindrze a tym

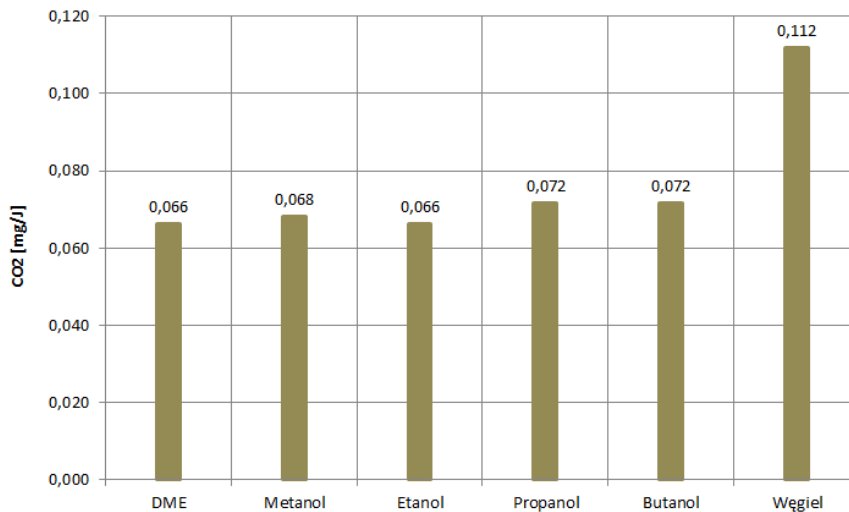
samym zmianę teoretycznej pojemności. Jest to szczególnie wyraźne w przypadku paliw gazowych takich jak wodór, metan i etan oraz alkoholi metanolu, etanolu czy DME, które wypierają znaczne ilości powietrza.

Niezależnie od rodzaju paliwa silnik musi wytworzyć taką samą ilość energii do przemieszczania pojazdu. Zakładając stałą masę pojazdu, jego stałą prędkość oraz niezmienność oporów ruchu należy przyjąć, że po zmianie paliwa na inne ilość energii produkowanej w cylindrze silnika musi być taka sama. W uproszczeniu można przyjąć, że ilość energii produkowanej w cylindrze silnika wynika z masy dostarczonego paliwa i jego wartości opałowej. W wyniku reakcji spalania paliwa w cylindrze powstaje także CO<sub>2</sub>, którego ilość również wynika z ilości spalanej masy paliwa.

Zatem ilość emitowanego CO<sub>2</sub> na jednostkę energii wytwarzaną w cylindrze można oszacować jako iloraz emisji z cylindra do ilości energii w nim produkowanej (rys. 1.17, 1.18). Oprócz wodoru, najmniejsze wartości uzyskano dla gazów takich jak metan, etan, propan czy butan oraz dla alkoholi. Oznacza to, że zastosowanie paliw o krótszych łańcuchach węglowodorowych oraz paliw alkoholowych daje szansę na zmniejszenie emisji CO<sub>2</sub> z silników pojazdów samochodowych. Jednak największe możliwości zmniejszenia lub wyeliminowania w ogóle emisji CO<sub>2</sub> stwarza zastosowanie wodoru.



**Rys. 1.17. Ilość produkowanego CO<sub>2</sub> na jednostkę energii z cylindra silnika (wodór i wybrane alkan)**



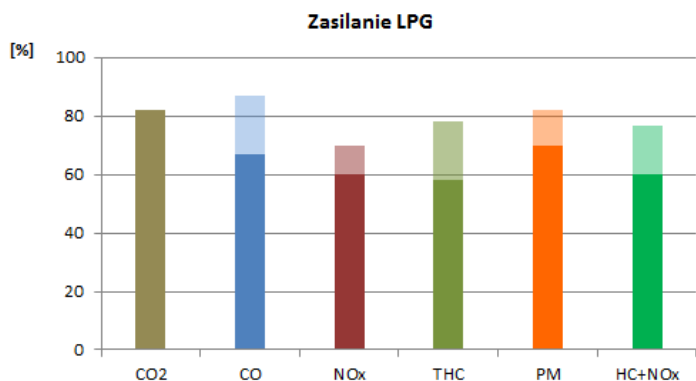
**Rys. 1.18.** Ilość produkowanego CO<sub>2</sub> na jednostkę energii z cylindra silnika (DME, wybrane alkohole i węgiel)

W przypadku paliw alternatywnych największą popularnością cieszą się paliwa gazowe LPG i CNG oraz paliwa alkoholowe E85 czy E100 bazujące na alkoholu etylowym. Zasadniczym powodem popularności tych paliw jest możliwość zmniejszenia kosztów eksploatacji pojazdu. Im wyższa jest cena paliw tradycyjnych (benzyny i oleju napędowego), tym większe jest zainteresowanie konsumentów paliwami alternatywnymi.

### 1.3.1. LPG i CNG

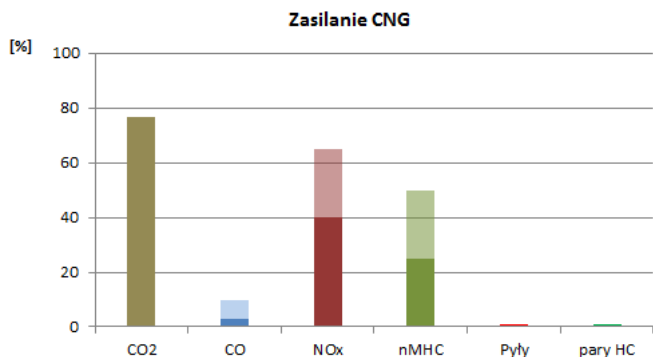
W przypadku zasilania silników gazami LPG czy CNG jest kilka sposobów tworzenia mieszanki. Najbardziej rozpowszechnionym jest układ pośredniego wielopunktowego wtrysku gazu lotnego. Jego zaletą jest duża precyzja działania i stosunkowo niski koszt [56, 72, 79, 80, 116, 203, 210, 212].

Obecnie wielu producentów (tj. Citroen, Fiat, Ford, Hyundai, Daewoo, Opel/Vauxhall, Saab, Renault, Peugeot) ma w swojej ofercie przynajmniej jeden samochód fabrycznie przystosowany do zasilania gazem. Testy przeprowadzone na silnikach zasilanych LPG wykazały 15% zmniejszenie emisji gazów cieplarnianych w porównaniu do silników zasilanych benzyną, co pod względem emisji CO<sub>2</sub> plasuje je pomiędzy silnikami benzynowymi i wysokoprężnymi [124, 136]. Najlepsze jakościowo silniki na LPG, w porównaniu z silnikami na benzynę, produkują mniej tlenków azotu i praktycznie eliminują emisję pyłów (rys. 1.19) [62].



**Rys. 1.19. Potencjalna emisja związków szkodliwych po zastosowaniu zasilania LPG w porównaniu z zasilaniem benzyną**

Sprawność energetyczna silników zasilanych gazem ziemnym jest zazwyczaj równa sprawności silników zasilanych benzyną, lecz niższa niż sprawność silników o ZS zasilanych ON. Poza tym, są one mniej szkodliwe dla środowiska: emisja CO<sub>2</sub> jest do 30% mniejsza niż w przypadku ropy. Mają również mniejszą emisję do atmosfery innych substancji, w tym rtęci, siarki oraz dwutlenku azotu [9, 13, 45, 89, 100, 132, 149, 159, 195].



**Rys. 1.20. Potencjalna emisja związków szkodliwych po zastosowaniu zasilania CNG w porównaniu z zasilaniem benzyną**

W porównaniu do tradycyjnych silników o ZI, zaletą silników zasilanych CNG jest o 90÷97% zmniejszona emisja tlenku węgla, o 22% zmniejszona emisja dwutlenku węgla, o 35÷60% zmniejszona emisja tlenków azotu, potencjalnie o 50÷75% zmniejszona emisja niemetanogennych węglowodorów oraz mniejsza ilość czynników toksycznych i rakotwórczych, a także niemalże zerowa emisja pyłu i par paliwa (rys. 1.20). Przyjmuje się, że współczesny silnik

zasilany CNG, wyposażony w zwykły trójfunkcyjny katalizator, osiąga poziomy emisji wymagane normą EURO 6. Pomimo tego silniki gazowe cały czas stanowią marginalną część rynku motoryzacyjnego [62, 137, 139, 140, 207].

W roku 2012 w Fabryce Samochodów Honker w Lublinie przeprowadzono autorskie badania samochodu dostawczego z silnikiem o ZS zasilanym dodatkowo gazem LPG (rys. 1.21). Były to badania mające przybliżyć praktyczne efekty zastosowania zasilania silnika wysokoprężnego paliwem alternatywnym w układzie dwupaliwowym. W samochodzie Lublin (obecnie Honker Cargo) zamontowano badawczy system zasilania gazem. System składał się ze sterownika, opracowanego przez dr inż. Tomasza Zyskę i oprogramowanego przez mgr Jakuba Klimkiewicza, wiązki elektrycznej i układu zasilania gazem LPG opartego na elektromagnetycznych wtryskiwaczach gazu typu WGs. Gaz LPG podawany był sekwencyjnie do kolektora dolotowego silnika Andoria ADCR. Wykonano badania drogowe oraz badania na hamowni podwoziowej.

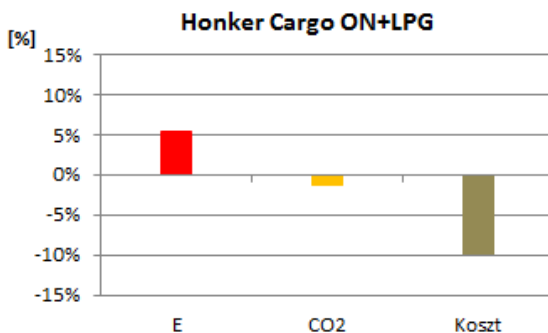


**Rys. 1.21. Badany samochód Lublin i silnik Andoria ADCR**

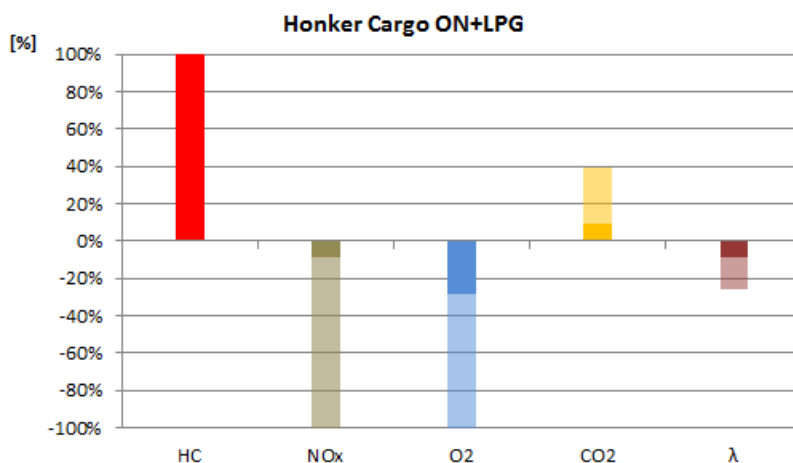
W badaniach drogowych przejechano ok. 200 km zasilając silnik olejem napędowym, a następnie powtórzono tę trasę zasilając silnik dwupaliwowo – olejem napędowym i gazem LPG. Przy ówczesnych cenach paliw uzyskano ok. 10% zmniejszenie kosztów przejazdu. Dodatkowo, silnik pracował ciszej oraz wykazywał większą moc i dynamikę.

Zakładając gęstość, wartość opałową oraz wskaźnik emisji CO<sub>2</sub>, charakterystyczne dla oleju napędowego i gazu LPG, obliczono całkowity wskaźnik emisji CO<sub>2</sub> z obu przejazdów [90]. Zasilając silnik dwupaliwowo uzyskano zwiększone zużycie energii przy równoczesnym zmniejszeniu emisji CO<sub>2</sub> i kosztów przejazdu (rys. 1.22). Pomimo, iż w drugiej próbie odnotowano większe sumaryczne zużycie energii to uzyskano również mniejszą wartość emisji CO<sub>2</sub> i równoczesną oszczędność finansową. Wraz z subiektywnymi odczuciami poprawy dynamiki i kultury pracy silnika stanowi to ważny zespół

cech mogących zachęcić zarówno użytkowników oraz producentów do stosowania takich i podobnych rozwiązań w pojazdach nowych jak i używanych.



**Rys. 1.22. Zmiany procentowe zużytej energii, emisji CO<sub>2</sub> oraz kosztów przejazdu próby drogowej samochodu Honker Cargo zasilanego dwupaliwowo (ON+LPG)**



**Rys. 1.23. Zakres zmian wybranych wielkości w próbach hamownianych samochodu Honker Cargo zasilanego dwupaliwowo (ON+LPG)**

Przeprowadzono także badania na hamowni podwoziowej. Przy tej samej mocy na kołach mierzono emisję wybranych składników spalin samochodu zasilanego dwupaliwowo i porównywano ją z emisją uzyskaną przy zasilaniu wyłącznie olejem napędowym. Zakres zmian wybranych wielkości, w stosunku do zasilania standardowego, przedstawiono na rysunku 1.23. W żadnej z prób nie odnotowano emisji CO. Emisja HC była marginalna przy zasilaniu silnika olejem napędowym, natomiast w przypadku zasilania dwupaliwowego wyraźnie zwiększała się wraz ze zmniejszaniem obciążenia silnika. Podczas zasilania

dwupaliwowego odnotowano również większe wartości emisji CO<sub>2</sub>, mniejsze wartości emisji NO<sub>x</sub>, O<sub>2</sub> oraz współczynnika nadmiaru powietrza.

Analiza otrzymanych wyników oraz kolejne przeprowadzone badania sugerowały, że w przypadku silnika o ZS można zastosować dwupaliwowe zasilanie, jednak jego efekty będą w dużej mierze zależne od zastosowanego systemu zasilania, poprawności jego montażu jak i oprogramowania sterującego.

### 1.3.2. Biopaliwa

Biopaliwa to paliwa powstałe z przetwórstwa biomasy, czyli produktów pochodzenia organicznego [150]. Występują one zarówno w postaci stałej, ciekłej jak i gazowej [18, 107]. W motoryzacji stosuje się najczęściej biopaliwa ciekłe [17, 70, 157, 158, 217].

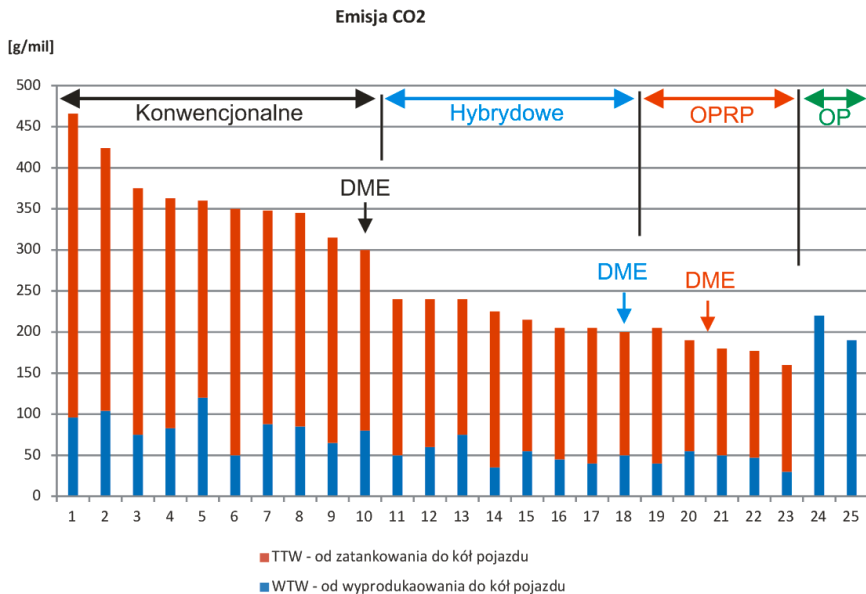
W przypadku biopaliw do silników o zapłonie iskrowym najbardziej rozpowszechnione są paliwa alkoholowe na bazie etanolu: E25, E85, E100. Do grupy tych paliw zaliczyć można również M85 na bazie metanolu [127, 191, 214]. Do silników z zapłonem samoczynnym stosuje się paliwa popularnie zwane Biodiesel. Są to zarówno mieszaniny o różnym składzie procentowym z olejem napędowym jak i czyste estry metylowe kwasów tłuszczowych, tzw. FAME (ang. – *Fatty Acid Methyl Esters*) oznaczane jako B20, B80 i B100 [82, 91, 183, 184].

Do biopaliw nadających się do zastosowania w silnikach o ZS zalicza się również DME [95, 179]. Może być on stosowany jako czyste, wysokiej wydajności paliwo o zapłonie samoczynnym, o zmniejszonej emisji tlenków azotu, tlenków siarki i cząstek stałych [146]. Jest również stosunkowo łatwy w produkcji, przechowywaniu i transporcie oraz mało toksyczny. W badaniach doświadczalnych zweryfikowano jego przydatność i wykazano rentowność jako paliwa alternatywnego [140, 165]. Jest również atrakcyjny ze względu na małą potencjalną emisję CO<sub>2</sub> (rys. 1.24).

Spośród alternatywnych paliw ciekłych największą popularnością cieszą się paliwa oparte na alkoholu metylowym oraz etylowym. Ze względu na sposób produkowania paliwa alkoholowe traktuje się jako paliwa z zerową emisją CO<sub>2</sub> netto. Powoduje to znaczne zainteresowanie produkcją i stosowaniem tego paliwa oraz na dużą skalę używa się ich jako dodatków do paliw [40, 50, 103, 178, 183].

Wadą alkoholi jest natomiast fakt, że nie mieszają się z benzyną ani olejem napędowym, z wyjątkiem butanolu, co powoduje konieczność stosowania rozpuszczalnika, stabilizatora lub emulgatora aby otrzymać stabilną mieszaninę paliwowo-alkoholową. Są higroskopijne i w kontakcie z powietrzem przejmują od niego wilgoć, co znacznie utrudnia ich przechowywanie. Kolejną wadą alkoholi jest ich agresywność chemiczna. Rozpuszczają niektóre gumy, uszczelnienia oraz metale i powodują przyspieszoną korozję [127].





**LEGENDA:**

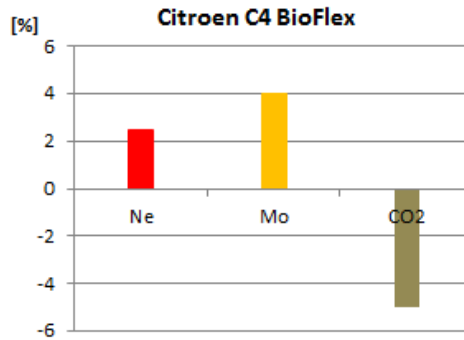
- 1 - ZI z wtryskiem pośrednim reformuowanej benzyny
- 2 - ZI z wtryskiem pośrednim Metanolu, M90, gazu ziemnego - NG
- 3 - ZI z wtryskiem bezpośrednim reformuowanej benzyny
- 4 - ZI z wtryskiem bezpośrednim, Metanolu, M90, gazu ziemnego - NG
- 5 - ZS z wtryskiem bezpośrednim oleju napędowego (Fischer-Tropsch), gaz ziemny
- 6 - ZI z wtryskiem pośrednim propanu butanu - LPG
- 7 - ZI z wtryskiem pośrednim skroplonego gazu ziemnego - LNG
- 8 - ZI z wtryskiem pośrednim sprężonego gazu ziemnego - CNG
- 9 - ZS z wtryskiem bezpośrednim reformuowanego oleju napędowego
- 10 - ZS z wtryskiem bezpośrednim DME
- 11 - Hybrydowy: ZI z wtryskiem bezpośrednim reformuowanej benzyny + elektryczny
- 12 - Hybrydowy: ZI z wtryskiem bezpośrednim Metanol M90, gaz ziemny + elektryczny
- 13 - Hybrydowy: ZS z wtryskiem bezpośrednim oleju napędowego (Fischer-Tropsch) + elektryczny
- 14 - Hybrydowy: ZI LPG + elektryczny
- 15 - Hybrydowy: ZI LNG, NG + elektryczny
- 16 - Hybrydowy: ZI CNG + elektryczny
- 17 - Hybrydowy: ZS z wtryskiem bezpośrednim reformuowanego oleju napędowego + elektryczny
- 18 - Hybrydowy: ZS z wtryskiem bezpośrednim DME, NG + elektryczny
- 19 - Ognio paliwowe z reformingiem paliwa, reformuowana benzyna
- 20 - Ognio paliwowe z reformingiem paliwa, Metanol, NG
- 21 - Ognio paliwowe z reformingiem paliwa, LNG, NG
- 22 - Ognio paliwowe z reformingiem paliwa, CNG
- 23 - Ognio paliwowe z reformingiem paliwa, LPG
- 24 - Ognio paliwowe, skroplony wodór, NG
- 25 - Ognio paliwowe, sprężony wodór, stacje tankowania

**Rys. 1.24. Emisja CO<sub>2</sub> w g/miłą dla różnych sposobów zasilania i paliw (WTW – od początku wytwarzania paliwa do energii na kołach pojazdu, TTW – od zatankowania do energii na kołach pojazdu) [165]**

Pomimo wad paliwa alkoholowe z powodzeniem stosuje się od ponad 35 lat w takich krajach jak Brazylia czy USA. W Brazylii w roku 1975 uruchomiono

program *ProAlcool*, polegający na produkcji floty samochodów, których silniki mogły być zasilane mieszaniną benzyny i alkoholu. Podobny program zainicjowano w USA w 1978 r. [50]. W ostatnich latach wprowadzono do sprzedaży samochody, które można zasilać dowolną mieszaniną benzyny i etanolu – FFV (ang. – *Flex Fuel Vehicle*). Zmodyfikowane sterowniki silników produkuje firma Magneti Marelli. Oprócz tego wprowadzono również pojazdy typu TetraFuel, mogące być zasilane czterema rodzajami paliw: benzyną, etanolem, ich mieszaninami i gazem ziemnym.

Z badań Citroena C4 BioFlex wynika, że silnik zasilany E85 zwiększył o 2,5% moc maksymalną z 80 kW do 82 kW ( $n=5800$  obr/min), i o 4% maksymalny moment obrotowy ze 147 Nm do 153 Nm ( $n=4000$  obr/min). Gdy silnik był zasilany paliwem standardowym (ES95) osiągi były identyczne z parametrami seryjnej wersji 1.6 16V. W cyklu mieszanym emisja CO<sub>2</sub> zmniejszyła się o 5% (rys. 1.25) [243].



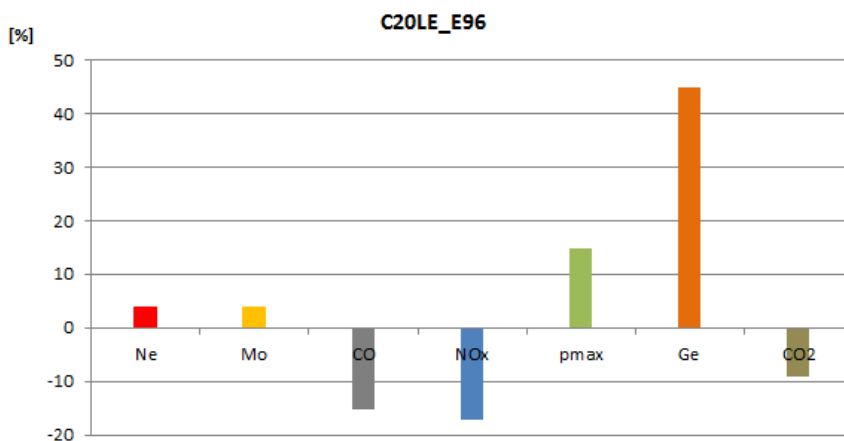
**Rys. 1.25. Zmiana procentowa wskaźników użytkowych Citroena C4 BioFlex po zastosowaniu paliwa E85**

Poniżej przedstawiono wyniki autorskich badań przeprowadzonych w 2010 r. na hamowni silnikowej Politechniki Lubelskiej, których celem badań było porównanie parametrów efektywnych silnika zasilanego benzyną ES95 oraz etanolem E96. Obiektem badań był benzynowy silnik C20LE Holden o pojemności 1998 cm<sup>3</sup>. Podczas badań mierzono godzinowe zużycie paliwa, moment obrotowy, moc silnika, ciśnienie indykowane oraz stężenia: CO<sub>2</sub>, CO, HC, i NO<sub>x</sub> w spalinach. Pomiary przeprowadzono w dziewięciu punktach, obejmujących prędkości obrotowe silnika 1500÷3900 obr/min oraz obciążenia (ciśnienia w kolektorze dolotowym) 37÷85 kPa.

Niezależnie od wartości obciążenia i prędkości obrotowej silnik zasilany etanolem uzyskiwał większe średnio o ok. 4% wartości momentu obrotowego i mocy. Większą moc silnika zasilanego E96 potwierdziły także zmierzone wartości ciśnienia indykowanego. We wszystkich punktach pomiarowych

zwiększyły się wartości średniego ciśnienia indykowanego i maksymalnego ciśnienia obiegu. Przy niezmiennym kącie wyprzedzenia zapłonu ciśnienia maksymalne zwiększyły się najbardziej dla mniejszych obciążeń silnika – średnio o ponad 20%, a dla dużych obciążeń średnio o ok. 10%.

Badania wykazały również, że mimo zwiększenia godzinowego zużycia paliwa średnio o ok. 45%, uzyskano zmniejszenie emisji CO<sub>2</sub> średnio o ok. 9%. Dodatkowo, zmniejszyła się wartości emisji CO średnio o ok. 15% i NO<sub>x</sub> średnio o ok. 17%. Zmiany wartości HC nie stwierdzono. Utrzymywała się ona średnio na poziomie ok. kilkudziesięciu ppm (rys. 1.26).



**Rys. 1.26. Średnia, procentowa zmiana wybranych wielkości uzyskanych podczas zasilania silnika C20LE alkoholem E96**

Paliwa alkoholowe używane są także do zasilania silników o zapłonie samoczynnym [183]. W badaniach [190] zasilano turbodoładowany, chłodzony cieczą, 4-cylindrowy silnik wysokoprężny typu Common-Rail mieszankami 20% i 40% n-butanolu i oleju napędowego. Badano osiągi silnika i emisję spalin. Według autorów, wykorzystanie mieszanki paliwa o wyższej odporności na samozapłon umożliwiło rozszerzenie zakresu jej spalania i pozwoliło na zmniejszenie emisji NO<sub>x</sub> bez istotnego zwiększenia zużycia paliwa. Równoległe prowadzone są badania nad wpływem biopaliw na trwałość silników, a w szczególności układów zasilania [131].

## 1.4. Paliwa zero-węglowe do tłokowych silników spalinowych

Skutecznym sposobem zmniejszenia emisji CO<sub>2</sub> jest zastosowanie paliw z zerową zawartością węgla. Paliwa te mogą być stosowane jako paliwa właściwe lub jako dodatki do paliw oryginalnych. Do takich paliw zalicza się wodór oraz mieszaniny wodoru i tlenu, takie jak gaz Browna. Ze względu na brak węgla produktami spalania tych paliw jest praktycznie czysta woda.

Już obecnie w silnikach spalinowych wodór wykorzystuje się jako paliwo podstawowe lub jako dodatek do paliw [88, 93, 96]. Jednak powszechne zastosowanie wodoru jako paliwa jest na razie kłopotliwe ze względów praktycznych, stąd częściej stosuje się go jako dodatek uszlachetniający do paliw tradycyjnych [77, 185]. Zasadniczo ma to na celu zmniejszenie kosztów eksploatacji, podniesienie sprawności ogólnej silnika oraz zmniejszenie stężenia szkodliwych składników spalin [96, 117].

Bezpieczniejszym sposobem osiągnięcia powyższych celów wydaje się być dodawanie gazu Browna zamiast czystego wodoru. Uzyskuje się go poprzez elektrolizę wody i prawie od razu używa jako dodatku do paliwa zasilającego silnik w celu wspomaganie procesu spalania [121, 211].

### 1.4.1. HHO

W ostatnich latach pojawiły się w sprzedaży elektrolizery wody, nazywane potocznie układami HHO, z przeznaczeniem do zastosowania w pojazdach samochodowych. Sposób podawania gazu Browna najczęściej polega na doprowadzeniu przewodem elastycznym stałej jego dawki produkowanej ciągle przez elektrolizer zasilany z instalacji elektrycznej pojazdu.

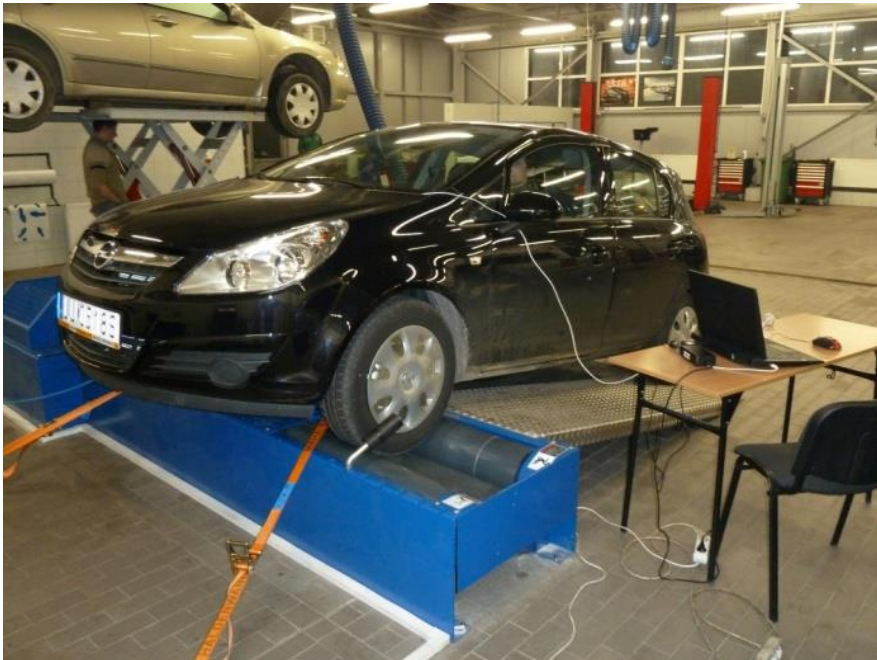
Badania takiego systemu wspomagającego proces spalania przeprowadzono w Katedrze Termodynamiki, Mechaniki Płynów i Napędów Lotniczych Politechniki Lubelskiej w ramach projektu: nr 0506/R/T02/2009/06 „System wodorowego wspomaganie spalania w silnikach samochodowych”. Eksperyment miał określić wpływ dodawania mieszaniny tlenu i wodoru (HHO) do silników samochodowych w warunkach zbliżonych do eksploatacyjnych.

Zbadano pięć samochodów osobowych z silnikami o ZI i o ZS spełniających różne normy emisji. Mieszaninę HHO uzyskiwaną z elektrolizera autorskiej konstrukcji (Patent nr (11) 219744 (21) 395318) dodawano do układów dolotowych silników. Próby wykonywano na biegu jałowym oraz pod obciążeniem, symulując test NEDC na hamowni podwoziowej (rys. 1.27). Porównywano pracę silników bez i z dodawaniem HHO.

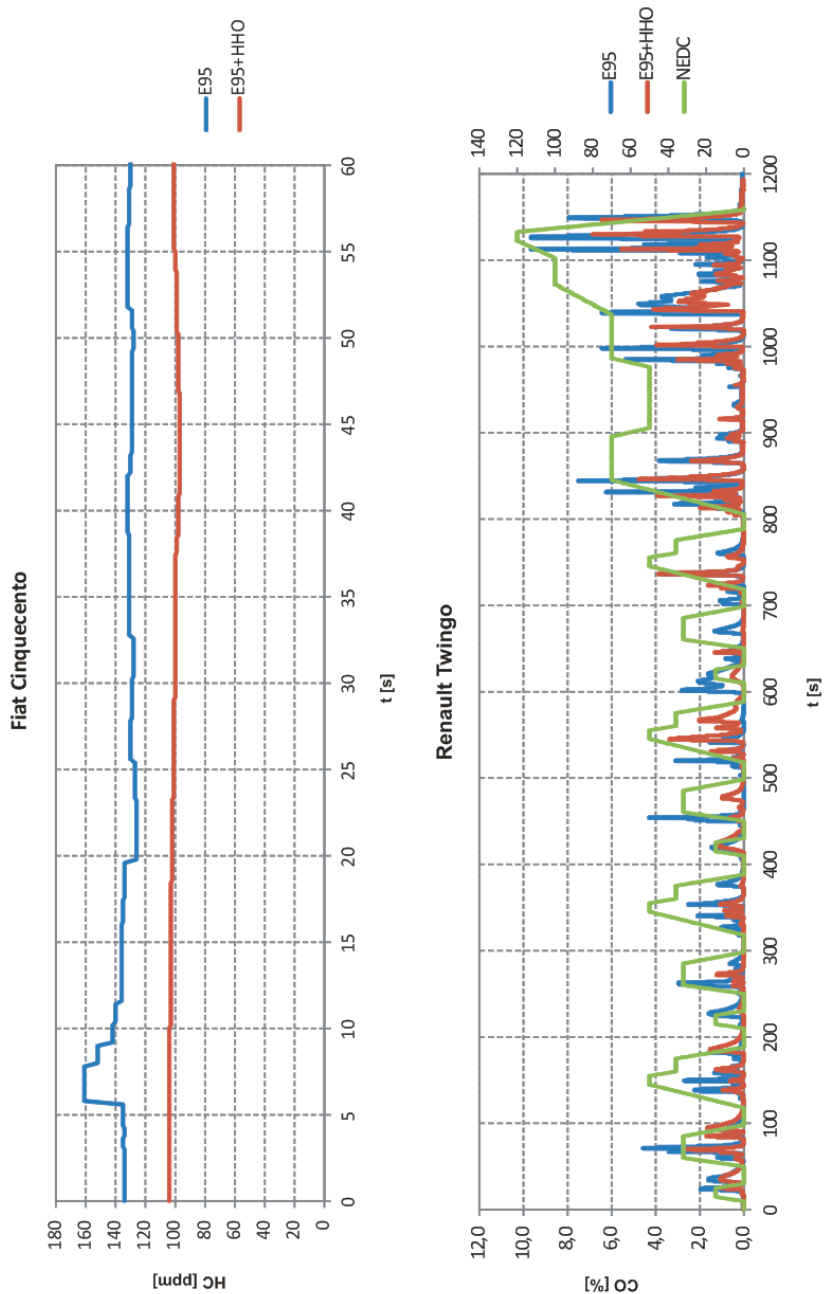
Elektrolizer podczas całego eksperymentu zasilany był z zewnętrznego źródła energii i pracował ze stałym obciążeniem, co przekładało się na stały

wydatek HHO. W przypadku symulacji testu jezdnego NEDC odcinano elektrozaworem podawanie HHO w chwili wykrycia stanu pracy silnika ‘hamowanie silnikiem’ (brak wtrysku paliwa oryginalnego). Zmniejszyło to wpływ niespalonego HHO na wartości emisji z układu wydechowego. Pomiary składu spalin wykonywano za pomocą pięcioskładnikowego analizatora spalin MAHA MGT5 ze zmodyfikowanym programem rejestrującym.

Rysunek 1.28 przedstawia przykładowe wyniki uzyskane podczas badań na biegu jałowym i podczas testu NEDC.



**Rys. 1.27. Opel Corsa z generatorem HHO podczas testu NEDC**

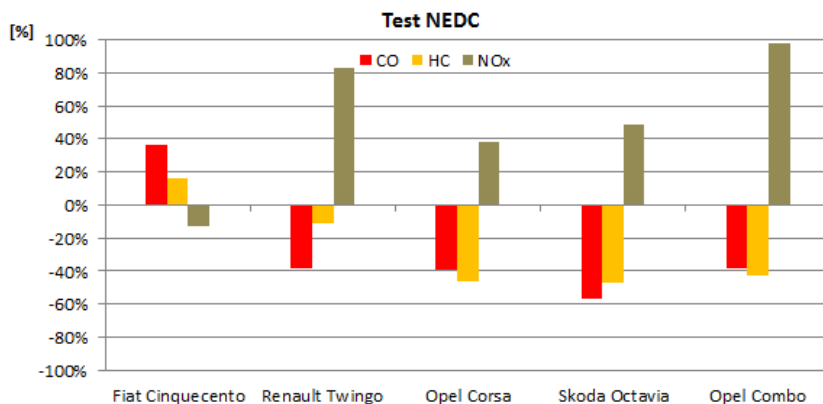


**Rys. 1.28. Przykładowe wyniki badań. Wpływ dodawania HHO na: a) zawartość węglowodorów w spalinach samochodu Fiat Cinquecento w próbie na biegu jałowym, b) zawartość tlenku węgla w spalinach samochodu Renault Twingo w próbie z symulacją testu NEDC**

Podczas prób jezdnych wykonywanych zgodnie z testem NEDC obciążenia silników były znacznie większe od tych uzyskiwanych na biegu jałowym, a tym samym i zużycia paliw oryginalnych były większe. Oznacza to, że ilość HHO była proporcjonalnie znacznie mniejsza w stosunku do paliwa oryginalnego. Pomimo tego, uzyskane wartości CO i HC zmniejszyły się znacząco, średnio o kilkadziesiąt procent, ale wartości NOx zwiększyły się również o kilkadziesiąt procent dla wszystkich pojazdów z wyjątkiem Fiata (rys. 1.29).

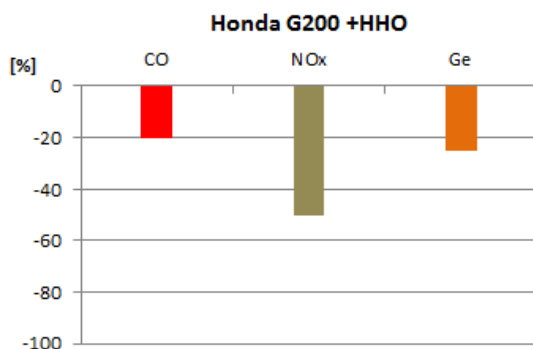
Odmienne wyniki jakie odnotowano w przypadku Fiata Cinquecento wynikają z innego układu zasilania. Silnik Fiata wyposażony był w gaźnik, który nie był w stanie wyregulować składu mieszanki po wprowadzeniu paliwa dodatkowego.

Podsumowując całość eksperymentu można przyjąć, że zastosowanie wspomagania spalania gazem Browna (HHO) w tłokowych silnikach spalinowych, zasilanych ze sterowaniem w pętli zamkniętej, zmniejsza emisję CO i HC oraz zwiększa emisję NOx. Podanie paliwa dodatkowego powinno również zmniejszyć emisję CO<sub>2</sub>, wynikającą chociażby ze zmniejszenia ilości zużywanego paliwa oryginalnego. Warto dodatkowo zwrócić uwagę, że w tym eksperymencie generator zasilany był z zewnętrznego źródła energii i nie obciążał alternatora silnika, a tym samym również samego silnika.



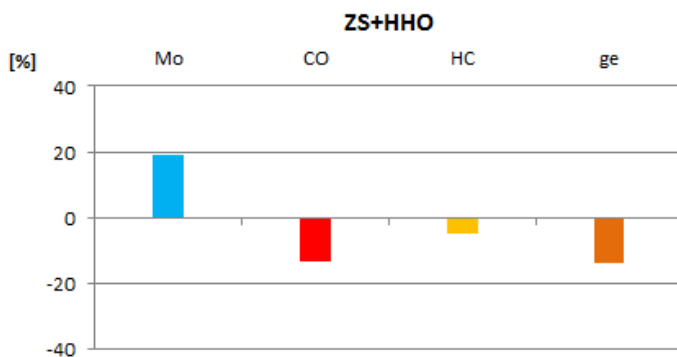
**Rys. 1.29. Zmiany procentowe wybranych wielkości podczas symulacji testu NEDC**

Nieco odmienne wyniki uzyskano w badaniach [121]. System do generowania gazu HHO został zamontowany na jednocylindrowym silniku Honda G200. Badania wykonane dla różnych prędkości obrotowych silnika wykazały, że mieszanina HHO, powietrza i benzyny zmniejsza stężenie toksycznych składników spalin oraz poprawia osiągi silnika. Odnotowano zmniejszenie tlenku azotu (NO) i tlenków azotu (NOx) o ok. 50% oraz redukcję stężenia tlenku węgla do ok. 20%. Zużycie paliwa również zostało zmniejszone średnio o ok. 25%. Należy dodać, że silnik zasilany był gaźnikiem (rys. 1.30).



Rys. 1.30. Zmiany procentowe wybranych wielkości w silniku Honda G200 po zastosowaniu generatora HHO [R1]

W badaniach [211], HHO był wytwarzany w procesie elektrolizy różnych elektrolitów (KOH, NaOH, NaCl) oraz z różnych kształtów elektrod. Użyto go jako dodatkowego paliwa w czterocylindrowym, czterosuwowym silniku o zapłonie samoczynnym bez modyfikacji oraz bez dodatkowych zbiorników magazynujących. Autorzy oprócz emisji badali także moment obrotowy, zużycie paliwa oraz wpływ natężenia przepływu gazu na sprawność napełniania przy różnych prędkościach obrotowych. Dodawanie HHO do silnika spowodowało zwiększenie momentu obrotowego silnika średnio o ok. 19,1%, zmniejszenie emisji CO średnio o ok. 13,5%, emisji HC średnio o ok. 5% i jednostkowego zużycia paliwa *ge* średnio o 14% (rys. 1.31).



Rys. 1.31. Zmiany procentowe wybranych wielkości silnika o ZS po zastosowaniu generatora HHO



## 1.4.2. Wodór

Wodór swoimi właściwościami fizycznymi (tab. 1.3) wyróżnia się spośród stosowanych paliw. Bardzo niska temperatura wrzenia, wynosząca  $T_w = -253^\circ\text{C}$ , zapewnia zdolność do tworzenia mieszanin wybuchowych w ekstremalnie niskich temperaturach (zależy to również od innych reagentów np. tlenu). Wartość opałowa wodoru jest prawie trzykrotnie większa od benzyny, a zapotrzebowanie powietrza do spalania ok. 2,5-krotnie większe. Wodór posiada również ponad trzykrotnie większy współczynnik dyfuzji od metanolu, tlenu czy dwutlenku węgla [249]. Zapewnia to znakomitą penetrację komory spalania i tworzenie jednorodnych mieszanin palnych, jednak powoduje również wnikanie i wbudowywanie się w strukturę krystaliczną metali, powodując zmianę ich właściwości mechanicznych, zwane kruchością wodorową. Głębokość wnikania w sieć krystaliczną wynosi ok. 4÷6 mm, a po utwardzeniu zmniejsza się do ok. 1÷2 mm. W przypadku stali, po wprowadzeniu dodatków stopowych takich jak chrom, molibden czy wolfram, dyfuzja praktycznie nie występuje [43, 96].

**Tab. 1.3. Wybrane właściwości fizyczne wodoru [126, 147, 170, 249]**

Parametr	Wartość
Numer CAS	1333–74–0
Masa atomowa	1,00784÷1,00811 u
Stan skupienia	Gazowy
Gęstość	0,0899 kg/m <sup>3</sup>
Temperatura topnienia	-259°C
Temperatura wrzenia	-253°C
Temperatura zapłonu	< -150°C
Punkt potrójny	13,84 K, 7,04 kPa
Punkt krytyczny	-240°C; 1,3 MPa
Ciepło parowania	0,44936 kJ/mol
Ciepło topnienia	0,05868 kJ/mol
Ciśnienie pary nasyconej	209 Pa (23 K)
Konduktywność	13,8×106 S/m
Ciepło właściwe	14304 J/(kg·K)
Przewodność cieplna	0,1815 W/(m·K)
Układ krystalograficzny	heksagonalny
Prędkość dźwięku	1270 m/s (298,15 K)
Objętość molowa	11,42×10 <sup>-6</sup> m <sup>3</sup> /mol
Współczynnik dyfuzji w powietrzu (dynamiczny)	0,281 mol/m×s×10 <sup>2</sup> 0,010116 kmol/m×h

Mieszanina wodoru i powietrza charakteryzuje się szerokim zakresem zapłonu (4÷75% obj.) i wybuchowości (18÷74% obj.) (tab. 1.4). Wodór posiada najwyższe wskaźniki energetyczne na jednostkę masy w porównaniu z innymi paliwami węglowodorowymi. Jednak jego niewielka gęstość powoduje, że wskaźniki objętościowe są małe.

**Tab. 1.4. Zapalność materiałów (% wagowej zawartości w powietrzu) i minimalne energie zapłonu (w MJ) [152]**

Nazwa	Jednostka	Wodór	Metan	Propan	Benzyna
próg dolny	[%]	4	5,3	2,1	1
próg górny	[%]	75	25	9,5	7,8
energia	[MJ]	0,02	0,29	0,26	0,24

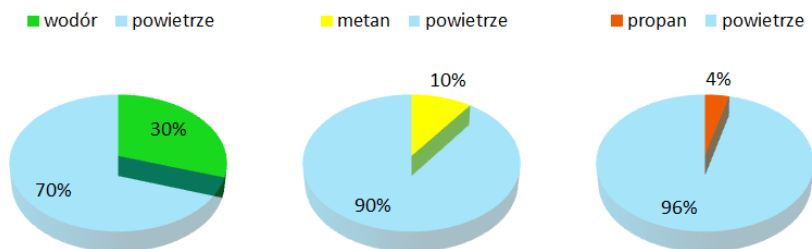
Wybuchowość wodoru umożliwia stosowanie go jako paliwa do napędu silników spalinowych. Pierwsze badania w tym kierunku prowadzono w latach 20-tych XX wieku. Ze względu na łatwość zasilania silnika paliwami takimi jak benzyna czy olej napędowy, trudny w aplikacji wodór stracił na znaczeniu. Jednak w ostatnich czasach ponownie prowadzone są prace nad powszechnym zastosowaniem wodoru jako paliwa do maszyn cieplnych.

Do korzystnych właściwości można zaliczyć szerokie granice palności, umożliwiające stosowanie jakościowej regulacji mocy silnika, duży współczynnik dyfuzji w powietrzu ułatwiający tworzenie mieszanek jednorodnych oraz minimalizację szkodliwych produktów spalania (powstają jedynie tlenki azotu). Do wad można zaliczyć dużą szybkość spalania mieszanek wodorowych, powodującą szybkie narastanie ciśnienia oraz wysokie ciśnienia maksymalne obiegu. Mniejsza wartość opałowa mieszanki wodorowo-powietrznej przy takim samym współczynniku nadmiaru powietrza powoduje, że objętościowy wskaźnik mocy jest mniejszy od silników zasilanych paliwami tradycyjnymi. Wysoka temperatura samozapłonu utrudnia stosowanie go w silnikach z zapłonem samoczynnym. Przy obecnych sprężach konieczna jest inicjacja zapłonu, np. poprzez wtrysk paliwa oryginalnego – silniki zasilane dwupaliwowo, lub zamontowanie świec zapłonowych – silniki zasilane jednopaliwowo [43, 63, 89, 96, 149, 162].

Szerokie granice zapłonu umożliwiają pracę silników iskrowych ze współczynnikami nadmiaru powietrza w granicach  $\lambda=(0,2\div5,0)$ . Temperatura zapłonu mieszanek powietrza z wodorem również jest wyższa niż powietrza z paliwami węglowodorowymi, jednak do zapalenia wodoru wymagana jest znacznie mniejsza energia aktywacji (tab. 1.4) [43, 152].

Mała gęstość wodoru powoduje, że w silnikach zasilanych pośrednio (gaźnik, wtrysk do kolektora dolotowego) i przy mniejszych współczynnikach nadmiaru

powietrza zmniejsza się znacząco współczynnik napełniania. Dla stechiometrycznego składu mieszanki wodorowo-powietrznej ( $\eta_v=1$ ) wodór wypełnia ok. 30% objętości cylindra, gdzie metan wypełnia mniej niż 10%, a propan nieco ponad 4% (rys. 1.32). Odpowiednio pary benzyny wypełniają jedynie ok. 1,7%.



**Rys. 1.32. Procent wypełnienia cylindra silnikowego paliwami gazowymi dla stechiometrycznego składu mieszanki ( $\lambda=1$ )**

Uwzględniając wartość opałową powyższych paliw, energia uzyskana ze spalania 1 dm<sup>3</sup> stechiometrycznej mieszanki wodoru i powietrza jest o ok. 15% mniejsza od energii uzyskanej ze spalania metanu i o ok. 10% mniejsza od energii uzyskanej ze spalania propanu (tab. 1.5).

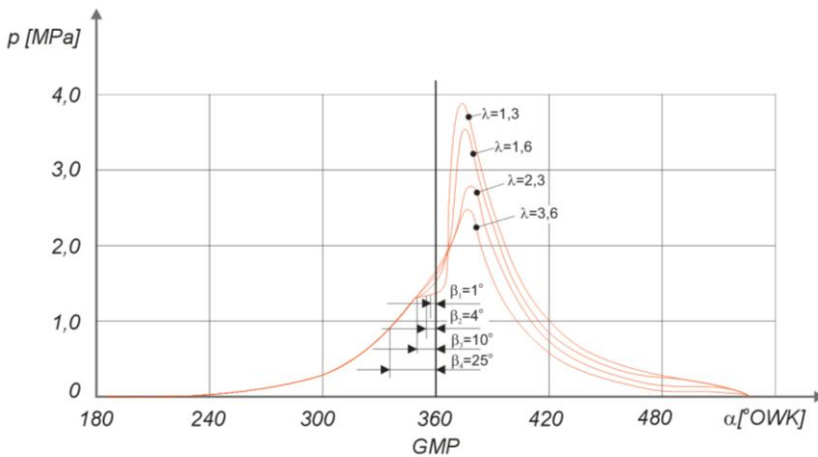
**Tab. 1.5. Podstawowe właściwości wybranych paliw**

Nazwa	Jednostka	Wodór	Metan	Propan
Gęstość	g/dm <sup>3</sup>	0,0899	0,717	1,83
Teoretyczne zapotrzebowanie powietrza do spalania	dm <sup>3</sup> /dm <sup>3</sup>	2,38	9,52	23,81
Wartość opałowa	J/g	120000	55000	48000
Objętość zajmowana w 1dm <sup>3</sup> cylindra silnika	dm <sup>3</sup>	0,296	0,095	0,04
Energia ze spalania	kJ	3,19	3,74	3,54

Mieszanki wodorowo-powietrzne o składzie zbliżonym do stechiometrycznego charakteryzują się dużą szybkością spalania. Czoło płomienia przemieszcza się ok. 2,5-krotnie szybciej niż w silnikach zasilanych benzyną, zwiększając szybkość narastania ciśnienia i zwiększając wartość ciśnienia maksymalnego. Dodatkowo malejący okres indukcji (zmniejszająca się zwłoka samozapłonu) powoduje, że spalanie przebiega prawie przy stałej

objętości co oznacza, że przebieg ciśnienia na wykresie indykatorowym zbliża się kształtem do idealnego przebiegu Otto.

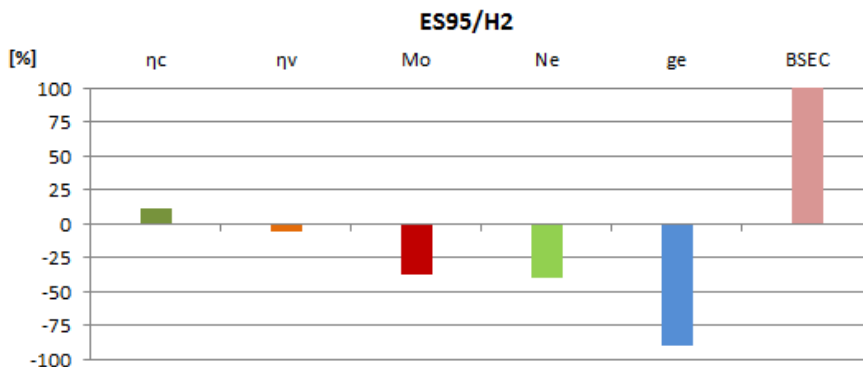
Na rysunku 1.33 przedstawiono przebieg ciśnienia indykowanego silnika badawczego IT-9-2 zasilanego paliwem wodorowym o różnym współczynniku nadmiaru powietrza. Wyraźnie widoczne jest, że wraz ze zmniejszaniem się współczynnika nadmiaru powietrza  $\lambda=(1,3\div 3,6)$  zmniejsza się okres indukcji, a zwiększa szybkość narastania ciśnienia i wartość ciśnienia maksymalnego. Skracą się również prawie trzykrotnie czas spalania. Kształt linii rozprężania nie ulega zmianie [89].



**Rys. 1.33. Wykres indykatorowy silnika zasilanego wodorem.  $\beta_i$  – kąt wyprzedzenia zapłonu [89]**

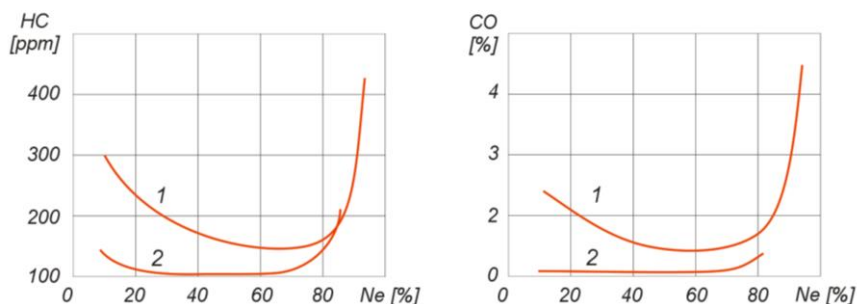
Zmiany składu mieszanki wpływające na zmiany w prędkości spalania powodują konieczność regulacji kąta wyprzedzenia zapłonu. Jego optymalne ustawienia zmieniają się w szerokich granicach. W silniku IT-9-2 zmiana wartości współczynnika nadmiaru powietrza z 1,0 do 3,1 powodowała zmianę wartości kąta wyprzedzenia zapłonu z 1,5 °OWK do ok. 25 °OWK przed GMP. Jednak duża prędkość spalania mieszanek wodorowo-powietrznych powoduje, że optymalne kąty wyprzedzenia zapłonu zawierają się w granicach optymalnych kątów wyprzedzenia zapłonu silników benzynowo-powietrznych [89].

Zgodnie z wynikami dotychczasowych badań zasilanie silnika wodorem znacząco wpływa na zmniejszenie sprawności napełniania, momentu obrotowego i mocy silnika, przy równoczesnym zwiększeniu jego sprawności cieplnej. Stwierdzono również zmniejszenie jednostkowego zużycia paliwa, przy równoczesnym zwiększeniu jednostkowego, objętościowego zużycia energii (rys. 1.34) [208].



Rys. 1.34. Procentowa zmiana parametrów silnika po zastąpieniu benzyny wodorem

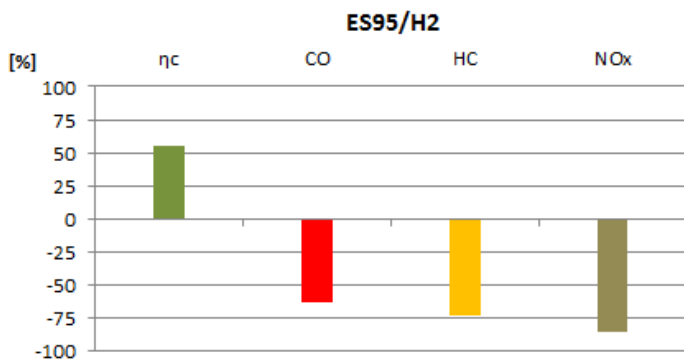
W przypadku zasilania silnika wodorem dużej zmianie ulega również skład spalin (rys. 1.35). Brak węgla w paliwie zmniejsza stężenie CO i HC do marginalnego poziomu, wynikającego głównie ze spalania oleju smarującego. Znacznemu zmniejszeniu ulega również emisja cząstek stałych. Natomiast poziom stężenia NOx generalnie zwiększa się, głównie w wyniku zwiększenia gradientu temperatur i wyraźnie zależy od składu mieszanki [89].



Rys. 1.35. Zmiana emisji HC i CO w zależności od obciążenia silnika: 1 – benzyna, 2 – wodór [89]

W pracy [25] stwierdzono jednak, że emisja NOx, uzyskana podczas zasilania silnika wodorem, była prawie 10-krotnie mniejsza niż podczas zasilania benzyną. Odnotowano również znaczące zmniejszenie emisji CO, HC i CO<sub>2</sub> (rys. 1.36). Jednocześnie zaobserwowano, że dla mniejszych prędkości obrotowych, moc i moment obrotowy uzyskiwane podczas zasilania wodorem były mniejsze w porównaniu z zasilaniem benzyną, natomiast dla większych prędkości było odwrotnie. Przy większych prędkościach stwierdzono również zwiększenie sprawności cieplnej, średniego ciśnienia efektywnego oraz

obniżenie temperatury spalin. Dodatkowo podkreślono, że dla szerszego wykorzystania wodoru konieczna będzie poprawa chłodzenia cylindra i komory spalania.



**Rys. 1.36. Procentowa zmiana sprawności cieplnej oraz emisji toksycznych składników spalin uzyskane w badaniach**

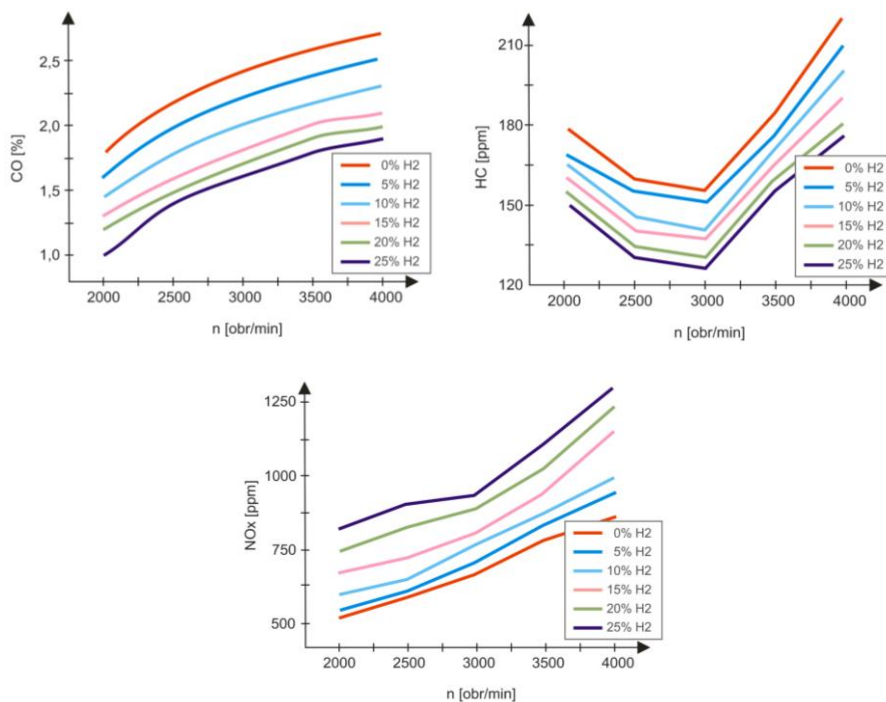
W pracy [52] autorzy zasilali silnik o ZI dwupaliwowo; wodorem i benzyną. Minimalne jednostkowe zużycie paliwa uzyskali w warunkach dużych obciążeń, prędkości obrotowych i przy maksymalnych współczynnikach zastąpienia benzyny wodorem. Wraz ze zwiększaniem udziału wodoru w mieszance zmniejszało się jednostkowe zużycie paliwa. Największe wartości sprawności cieplnej uzyskano dla dużych obciążeń, prędkości obrotowych i przy umiarkowanych współczynnikach zastąpienia benzyny wodorem.

We wszystkich warunkach prędkości i obciążenia emisja CO zmalała niemal do zera. Emisja CO<sub>2</sub> także była znacząco mniejsza. Odnotowano również zmniejszenie emisji HC dla małych i dużych obciążeń silnika. Autorzy uważają, że obserwowane zmniejszenie emisji wynika z dodania wodoru, który zbliża proces spalania do całkowitego.

Dodatkowo, w zakresie dużych prędkości obrotowych, silnik zasilany wodorem pracował lepiej i z mniejszymi drganiami. Poprawiła się też zdolność do dużych przyspieszeń. Autorzy dowodzą, że można bezpiecznie zasilać silnik gaźnikowy wodorem i uzyskiwać znaczące zmniejszenie emisji.

W artykule [169] opisano eksperyment, w którym doświadczalnie zbadano osiągi i emisję jednocylindrowego, wysokoobrotowego silnika o ZI pracującego z różnymi mieszankami benzyny i wodoru. Badano wpływ proporcji paliw na wartość średniego ciśnienia indykowanego, sprawność cieplną, sprawność objętościową oraz na wielkość emisji. Uzyskane wyniki wykazały poprawę procesu spalania i średniego ciśnienia efektywnego oraz zmniejszenie zużycia paliwa po dodaniu wodoru. Ponadto, zmniejszeniu uległa emisja HC i CO,

a zwiększeniu emisja NO<sub>x</sub> (rys. 1.37). Wyniki doświadczalne wykazały także większą sprawność cieplną niż w przypadku zasilania wyłącznie samą benzyną.

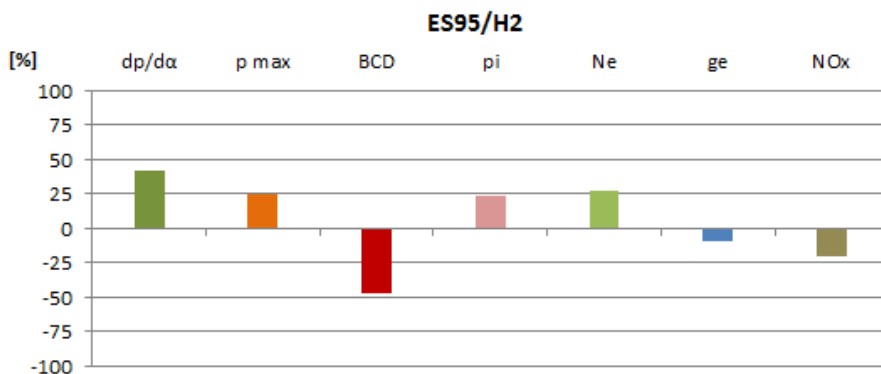


**Rys. 1.37.** Stężenie toksycznych składników spalin uzyskane w badaniach [169]

Niekorzystnymi zjawiskami obserwowanymi w przypadku zasilania silników wodorem są przedwczesny zapłon oraz cofanie się płomienia do układu dolotowego. Przyczyną przedwczesnego zapłonu jest przeważnie wysoka temperatura części komory spalania, np. świecy zapłonowej lub obecność nagaru. Zwiększenie temperatury wynika z większych wartości temperatury maksymalnej uzyskiwanych podczas procesu spalania. Tendencje do przedwczesnego zapłonu nasilają się wraz ze wzbogacaniem mieszaniny wodorowo-powietrznej, co wynika z coraz większych uzyskiwanych szybkości narastania ciśnienia i wyższych wartości temperatury maksymalnej. W ekstremalnych przypadkach może dojść do zatrzymania się pracującego silnika w wyniku zbyt dużego zwiększenia ciśnienia przed osiągnięciem GMP. W celu zapewnienia stabilnej pracy silnika z mieszkankami o składzie zbliżonym do stechiometrycznego należy zmniejszyć jego obciążenie cieplne, np. poprzez intensyfikację chłodzenia głowicy w obszarze komory spalania i zaworów, zwłaszcza wylotowych, oraz zastosowanie zimniejszych świec zapłonowych.

Znaczące ograniczenie wyżej opisanych zjawisk możliwe jest również poprzez zastosowanie układu wtrysku wodoru bezpośrednio do komory spalania. Eliminuje to praktycznie istnienie palnej mieszanki w układzie dolotowym, a rozprężający się wodór obniża temperaturę początku sprężania, co wpływa korzystnie na niektóre wskaźniki pracy silnika.

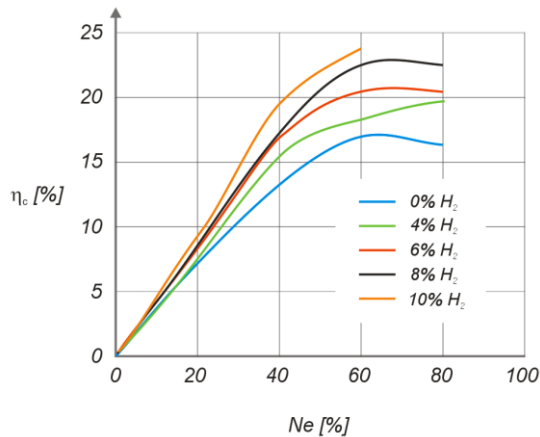
W pracy [128] przedstawiono wyniki badań przeprowadzonych na silniku z zapłonem iskrowym zasilanym metodą bezpośredniego wtrysku wodoru. Takie zasilanie umożliwiło zminimalizowanie zjawiska nieprawidłowego spalania wodoru i osiągnięcie ok. 30% wzrostu mocy silnika. Sterowanie jakościowe przy częściowych obciążeniach zapewniało wyższą sprawność silnika. Najlepsze wyniki uzyskano dla  $\lambda=2,0\div4,0$ . Badano wpływ składu mieszanki na proces spalania, emisję spalin i osiągi silnika. Dla mieszanek  $\lambda=1,0\div2,0$ , ze względu na większą temperaturę spalania, stwierdzono zwiększenie emisji NOx, natomiast powyżej  $\lambda>2,0$  odnotowano jej zmniejszenie (rys. 1.38).



**Rys. 1.38. Procentowe zmiany wybranych wielkości w silniku z zapłonem iskrowym zasilanym metodą bezpośredniego wtrysku wodoru**

W przypadku zasilania wodorem silnika o ZS autorzy pracy [60] uzyskiwali zwiększenie sprawności cieplnej wraz z obciążeniem silnika oraz wraz ze zwiększaniem się udziału wodoru w paliwie zasilającym (rys. 1.39).





**Rys. 1.39. Zależność sprawności cieplnej od obciążenia silnika wysokoprężnego zasilanego pośrednio wodorem uzyskane w badaniach [60]**

W pracy [28] opisano badania silnika o ZS zasilanego dodatkowo wodorem oraz azotem podawanymi osobnymi układami dozowania wprost do kolektora dolotowego. Wyniki doświadczenia pokazują, że dodanie wodoru zmniejsza ilość cząstek stałych w spalinach oraz stężenie CO kosztem emisji NOx. Wyjątek zaobserwowano dla małej prędkości obrotowej i małego obciążenia, gdzie emisja NOx utrzymywała się na porównywalnym poziomie. Zaobserwowano również pogorszenie sprawności cieplnej dla małych prędkości i niewielką jej poprawę dla dużych prędkości obrotowych. Sprawność spalania wodoru wzrastała wraz ze wzrostem ilości wodoru, obciążenia oraz prędkości obrotowej. Znaczną redukcję NOx osiągnęto rozcieńczając ładunek palny azotem, jednak odbywało się to kosztem zwiększania się poziomu zadymienia spalin, emisji CO i zużycia paliwa.

W pracy [215] opisano wpływ dodawania wodoru na spalanie, osiągi oraz emisję spalin silnika o ZS. Wodór podawano do kolektora dolotowego silnika pracującego z prędkością obrotową 1800 obr/min, dla pięciu różnych obciążeń. Podawana ilość wodoru zapewniała 10%, 20%, 30% i 40% całkowitej energii paliwa.

Poprawę pracy silnika osiągnięto dla średnich i dużych obciążeń. Przy 90% obciążeniu zaobserwowano zaburzenia w procesie spalania dla udziałów większych od 30%. Odnotowano gwałtowne zwiększenie szybkości wywiązywania się ciepła, skrócenie czasu trwania opóźnienia zapłonu i czasu spalania. Jednak emisja CO, CO<sub>2</sub> oraz siedmiu innych substancji nieregulowanych (oprócz formaldehydu) znacznie się zmniejszyła. Z ponad 30% dodatkiem wodoru uzyskano zmniejszenie emisji HC dla niskich i średnich obciążeń. Zmiana emisji NOx zależała od obciążenia silnika. Zmniejszyła się dla

małych obciążeń i zwiększała dla dużych. Znaczny wzrost NO<sub>2</sub> zaobserwowano dla małych i średnich obciążeń silnika.

W badaniach [42] również udowodniono potencjał wodoru jako dodatku do paliwa oryginalnego. Badano osiągi i wartości emisji jednocyldrowego silnika o ZS dla różnych strategii dostarczania wodoru. Zastosowano olej napędowy jako paliwo inicjujące proces oraz wielopunktowy wtrysk wodoru do kolektora dolotowego sterowany mikroprocesorowo. Wyniki wykazały znaczne zwiększenie średniej sprawności cieplnej wraz ze znacznym zmniejszeniem jednostkowego zużycia energii w porównaniu do zasilania konwencjonalnego (olejem napędowym). Stwierdzono jednak zwiększenie emisji CO<sub>2</sub> i NO<sub>x</sub>. Emisja HC była również bardzo wysoka w warunkach małego obciążenia. W artykule autorzy analizowali najkorzystniejsze proporcje wodoru do paliwa oryginalnego oraz podkreślili duży potencjalny wpływ wodoru na sprawność i emisję silnika wysokoprężnego.

Podobną poprawę procesu spalania uzyskano w badaniach silnika o ZS, prowadzonych dla różnych prędkości obrotowych, przy pełnym obciążeniu silnika [88]. Niezależnie od dawki wodoru, odnotowano zwiększenie momentu obrotowego, mocy indykowanej, sprawności cieplnej, temperatury spalin oraz emisji tlenków azotu, natomiast zmniejszenie niespalonych węglowodorów, tlenku węgla oraz tlenu. Przy dawkowaniu 7,5% wodoru dla 1250 obr/min moment obrotowy silnika zwiększył się o 8,3% w porównaniu z pracą na paliwie standardowym, a moc silnika wzrosła o 17% dla 2250 obr/min. Już dla dawki 2,5% sprawność cieplna zwiększyła się z 33% na 40,4% dla 1750 obr/min. Najmniejsze wartości emisji uzyskane podczas eksperymentu zawarto w tabeli 1.6.

**Tab. 1.6. Najmniejsze wartości emisji uzyskane w badaniach [88]**

Nazwa	Prędkość obrotowa [obr/min]	Stężenie objętościowe wodoru [%]	Minimalna wartość emisji
CO	2250	2,5	0,013 %
CO <sub>2</sub>	2500	7,5	7,4 %
HC	1250	2,5	10 ppm
NO <sub>x</sub>	1000	7,5	1092 ppm

## 1.5. Podsumowanie

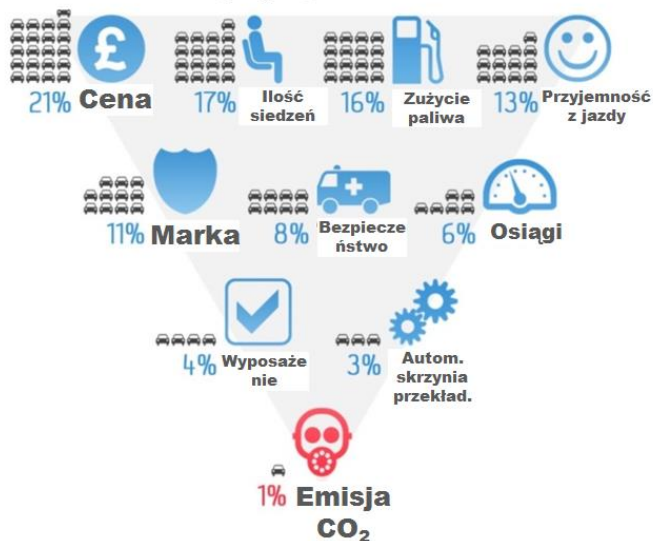
Omówione w niniejszym rozdziale metody obniżenia emisji związków uznawanych za niebezpieczne mogą być stosowane zarówno osobno jak i razem, zwiększając łączną efektywność i poprawiając ogólną emisję. Jednakże wiążą się one z reguły z wysokimi kosztami. Osiągnięty w badaniach BOSCH [19]

wynik (zmniejszenie emisji CO<sub>2</sub> o 39%) wymagał dokonania znacznych modyfikacji silnika oraz poniesienia wysokich nakładów na poszczególne układy, co w praktyce oznacza znaczny wzrost kosztów produkcji silników i samochodów, a przez to i ich cen.

Koszty związane z ograniczeniem emisji są dość istotne. Przeciętny użytkownik nie jest zainteresowany wartością emisji CO<sub>2</sub>, a głównie kosztem pojazdu i jego użytkowania. Rysunek 1.40 przedstawia preferencje kupujących pojazd w Wielkiej Brytanii. Większość, bo 67% kieruje się ceną zakupu pojazdu, ilością siedzeń, kosztami eksploatacji czy przyjemnością z jazdy. Wartością emisji CO<sub>2</sub> kieruje się mniej jak 1% kupujących. Oznacza to, że aby skutecznie obniżyć emisję CO<sub>2</sub> oraz innych związków niepożądanych należy budować i stosować takie układy, które nie zwiększą znacząco ceny pojazdu, a równocześnie obniżą koszty jego eksploatacji. Nie należy również zapominać o motoryzacyjnym rynku wtórnym. Ilość starych pojazdów o znacznie większych wartościach zużycia paliwa i emisji spalin jest zdecydowanie większa od nowo produkowanych. W krajach bogatych wprowadzanie kolejnych norm, a przez to droższych samochodów, nie jest takim problemem jak w krajach biedniejszych, gdzie często poruszają się samochody 30-letnie i starsze. Właśnie ze względu na koszty wiele krajów opóźnia wprowadzenie bardziej rygorystycznych norm czystości spalin, stosując starsze mniej restrykcyjne przepisy (rys. 1.41).

Przykładem takiego taniego rozwiązania, przeznaczonego zarówno na rynek pierwotny jak i wtórny, jest nowy alternator-rozrusznik zaoferowany niedawno przez firmę BOSCH w Indiach (rys. 1.42). Ma on przyczynić się do zmniejszenia zużycia paliwa i emisji CO<sub>2</sub>. Umożliwia on praktycznie powszechne zastosowanie systemu *START/STOP* w dowolnym pojeździe. Zwarta konstrukcja o wymiarach między 117,5 a 121 mm długości, może wytworzyć prąd od 70 do 150 A i być montowana również w ciasnych komorach silnika, np. w miejscu alternatora. Zwiększono również trwałość urządzenia tak, aby była porównywalna z trwałością pojazdu. Jest to bardzo komfortowe i ekonomiczne rozwiązanie. Firma Bosch ocenia, że system *START/STOP* przyczynia się do zmniejszenia emisji CO<sub>2</sub> i kosztów paliwa do 8%.

## Co interesuje kupujących auta:



Rys. 1.40. Preferencje kupujących pojazd w Wielkiej Brytanii [244]

	2001	2002	2003	2004	2005	2006	2007	2008	2009	2010
Argentina	Euro I		Euro II			Euro III				
Australia (gas)	Euro I		Euro II			Euro III				
Australia (diesel)	Euro I		Euro II			Euro IV				
Brazil	Euro II				Euro III					
Columbia	Euro I									
Russia	Euro I				Euro II			Euro III		
Vietnam	Euro I					Euro II				
Singapore (gas)	Euro II					Euro III				
Singapore (diesel)	Euro II				Euro III					
Hong Kong	Euro III				Euro IV					
Mexico	Euro II		Euro III							
China (gas)	Euro I		Euro II			Euro III			Euro IV	
China (diesel)	Euro I		Euro II			Euro III				
India (nation)	Euro I			Euro II			Euro III			Euro IV
India (10 cities)	Euro I		Euro II		Euro III					Euro IV
Korea (gas)	Korea 2000		Korea 2004			CA ULEV				
Korea (diesel)	Korea 2000		Korea 2004			Euro IV				
Thailand	Euro II				Euro III				Euro IV	

Rys. 1.41. Wprowadzane normy czystości spalin w wybranych krajach pozaeuropejskich [216]



**Rys. 1.42. Alternator-rozrusznik Bosch [245]**

Patrząc od strony użytkownika, chęć zastosowania danego rozwiązania w praktyce będzie wynikała w zasadzie wyłącznie z nadziei na zmniejszenie kosztów eksploatacji pojazdu. Te same pobudki kierują rynkiem alternatywnych paliw gazowych, gdzie użytkownicy przerabiają swoje pojazdy na zasilanie CNG i LPG w celu zmniejszenia kosztów eksploatacji, często nawet kosztem zmniejszenia powierzchni bagażnika czy masy możliwego do przewiezienia ładunku.

Powyższe rozważania nasuwają wniosek, że znaczne i szybkie (globalne, motoryzacyjne) zmniejszenie emisji CO<sub>2</sub> jest możliwe poprzez wprowadzanie rozwiązań stosunkowo niedrogich, które będą mogły być stosowane w pojazdach zarówno nowych jak i używanych, dużych i małych, z silnikami o ZS i o ZI, ale przede wszystkim, które równocześnie będą zmniejszać koszty użytkowania. W najnowszych doniesieniach literaturowych opisywane są już opracowywane tego typu dedykowane zestawy [59].

Takim rozwiązaniem jest zastosowanie paliw alternatywnych. Szczególnie obiecującym jest zastosowanie paliw zero węglowych takich jak HHO oraz wodoru.

Opisane w poprzednim podrozdziale zastosowanie elektrolizera i dodawanie gazu Browna do silnika spalinowego wydaje się bardzo obiecujące z punktu widzenia zysków w postaci zmniejszenia emisji do kosztów związanych z instalacją urządzenia. Jednak wytwarzanie HHO w procesie elektrolizy wody na pokładzie pojazdu jest dyskusyjne ekonomicznie. Zakładając, że 1 kg wodoru ma energię chemiczną 120 MJ, czyli ok. 33,33 kWh, a najbardziej efektywne elektrolizery osiągają ok. 80% sprawności oznacza to, że do wyprodukowania 1 kg wodoru potrzeba ok. 42 kWh energii elektrycznej. Litr wody (czyli 1 kg wody) daje 1,24 m<sup>3</sup> (czyli 1240 litrów) gazowego wodoru w warunkach normalnych. Licząc masę wodoru z gęstości 0,089 kg/m<sup>3</sup>, z 1 litra wody można otrzymać około 0,11 kg wodoru, co odpowiada 4,75 kWh energii elektrycznej. Oznacza to, że aby wytworzyć 1 kg wodoru o energii chemicznej 33,33 kWh należy doprowadzić do elektrolizera ok. 42 kWh energii elektrycznej, poddając elektrolizie ok. 9 dm<sup>3</sup> wody. Dodatkowy problem polega na tym, że energia

zawarta w paliwie trakcyjnego silnika spalinowego jest wykorzystywana jedynie w niewielkim procencie – średnio 15% [201]. Uwzględniając również średnią sprawność alternatora na poziomie 50% [145], opłacalność stosowania permanentnego układu produkcji HHO przestaje mieć uzasadnienie ekonomiczne. Korzystniej wypadają tu rozwiązania wyposażone w „inteligentne” oprogramowanie sterujące tak pracą układu, aby produkcja HHO odbywała się w odpowiednich warunkach ruchu pojazdu.

Z powyższej analizy wynika, że zdecydowanie korzystniej jest produkować HHO stacjonarnie i tankować go do samochodu jako dodatkowe paliwo. Można wykorzystać w tym celu np. zmodyfikowane instalacje zasilania gazem. Są one powszechnie znane i stosunkowo niedrogie. Ilość dodatkowego paliwa nie musi być duża, więc można stosować niewielkie butle ciśnieniowe. Wydaje się jednak mało sensowne gromadzenie w małej butli na pokładzie pojazdu mieszaniny wodoru i tlenu, skoro tlen dostępny jest powszechnie w powietrzu. Zamiast tego lepiej gromadzić sam wodór. Zwiększy się przez to zasięg pojazdu pomiędzy tankowaniami.

Właściwości fizykochemiczne wodoru utrudniają jednak przeprowadzenie pełnej konwersji silnika spalinowego do zasilania jednopaliwowego wodorem. Obecnie niemożliwe jest bezpośrednie zastosowanie wodoru w silnikach o zapłonie samoczynnym bez dodania zewnętrznego źródła zapłonu, a w silnikach o zapłonie iskrowym bez wzmocnienia konstrukcji, chłodzenia oraz zmiany parametrów sterowania.

Uzyskanie korzystnych efektów ekologicznych jest jednak możliwe już przy częściowym zastąpieniu paliwa oryginalnego wodorem. Konieczne jest jednak określenie wpływu wielkości tego zastąpienia na przebieg procesu roboczego i jego efekty.

Opisane wcześniej badania nad zastosowaniem wodoru jako dodatku do paliw, choć prowadzone są na szeroką skalę, nie są jednoznaczne. W większości analizowanych publikacji autorzy podkreślają, że zastosowanie wodoru jako paliwa dodatkowego, zarówno do silników z zapłonem iskrowym i samoczynnym, pozwala zmniejszyć emisję CO<sub>2</sub>, CO i HC kosztem zwiększenia emisji NOx. Skala zmian toksyczności w stosunku do proporcji paliwa oryginalnego i wodoru jest jednak różna w poszczególnych eksperymentach. Duże rozbieżności można zauważyć również analizując uzyskane zmiany mocy, sprawności i jednostkowego zużycia paliwa. Według niektórych autorów dodawanie wodoru prowadzi do zwiększenia sprawności i zmniejszenia jednostkowego zużycia paliwa, inni zaś twierdzą odwrotnie.

Powyższe różnice wynikają prawdopodobnie z metodyki prowadzenia eksperymentów. Większość autorów prowadziła badania zmieniając ilość podawanego wodoru przy stałej dawce paliwa oryginalnego, obserwując efekty pracy silnika.

Obecnie, porównanie silników samochodowych odbywa się w warunkach specjalnie opracowanych testów jezdnych podczas realizacji których silnik pojazdu dostarcza moc napędową do ściśle określonego przebiegu czasowego prędkości i oporów ruchu. Zatem badania silników prowadzone są tak, aby moc efektywna nie zmienia się a samochód napędzany takim silnikiem dalej realizował zdefiniowany przepisami test jezdny. Dlatego badania wpływu dodatkowego paliwa na efekty pracy silnika powinny być prowadzone przy niezmiennym momencie użytecznym i prędkości obrotowej.

Dodatkowo autorzy nie wyjaśniają przyczyn zaobserwowanych efektów. W większości prac brakuje analizy wpływu dodawania wodoru na cały cykl pracy silnika, począwszy od tworzenia ładunku, przez spalanie, a skończywszy na składzie spalin.

Niniejsza praca koncentrować się będzie na analizie zmian zachodzących w całym procesie roboczym silnika po zastąpieniu części paliwa oryginalnego paliwem wodorowym i wpływie tych zmian na efekty pracy silnika. Zmiany te zostaną przedstawione zarówno dla silnika z zapłonem samoczynnym jak i iskrowym w celu wskazania podobieństw i różnic.

## 2. Cel i zakres pracy

Poszukiwanie metod obniżania emisji dwutlenku węgla i toksycznych substancji w spalinach jest jednym z głównych kierunków prac badawczych nad silnikami spalinowymi. Obiecującą metodą jest zastosowanie paliw zero-węglowych takich jak wodór. Pomimo, że zastosowanie wodoru nastęcza różnych trudności, np. z magazynowaniem, ma równocześnie wiele zalet. Wodór nie jest szkodliwy dla środowiska naturalnego, co minimalizuje skutki ewentualnych wycieków lub emisji niespalonego paliwa (np. w przypadku przedmuchiwania komory silnika wysokoprężnego). Jest stosunkowo łatwy w pozyskaniu. Podczas jego spalania powstaje para wodna (choć również tlenki azotu oraz nieuchronnie toksyczne składniki spalania oleju silnikowego), a samo spalanie nie jest wrażliwe na niedokładności w procesie tworzenia mieszanki (spala się w szerokim zakresie stężeń). Ponadto, może być stosowany w silnikach spalinowych w oparciu o istniejące już rozwiązania techniczne, czyli zmodyfikowane systemy zasilania gazowego CNG. Dodatkową zaletą jest fakt, że instalacje tego typu nie są drogie i przeciętnego użytkownika powinno być stać na ich zamontowanie. Oznacza to również, że może być aplikowany do samochodów nowych i używanych, niezależnie od systemu zasilania i rodzaju oryginalnego paliwa.

Pomimo wprowadzania nowych rozwiązań, takich jak zastosowanie ogni paliwowych, gdzie wodór bezpośrednio używany jest do produkcji prądu elektrycznego napędzającego silniki elektryczne samochodu, prace dotyczące zasilania silników spalinowych wodorem mają przyszłość, ponieważ może być on jeszcze przez dłuższy czas stosowany w sposób tradycyjny w starszych pojazdach. Zastąpienie wodorem części oryginalnego paliwa węglowodorowego bezpośrednio zmniejsza emisję CO<sub>2</sub> pojazdu. Aby szybko globalnie osiągnąć ten cel należy dodatkowo zapewnić użytkownikom końcowym zmniejszenie kosztów eksploatacji zmodyfikowanego pojazdu. Zwiększy to zainteresowanie, a tym samym popyt na tego typu rozwiązanie.

Zaprezentowane w pracy badania dotyczą zagadnienia zastępowania w silnikach tłokowych części paliwa węglowodorowego paliwem wodorowym. Celem niniejszej pracy jest określenie wpływu dodawania wodoru na parametry pracy silników o zapłonie samoczynnym i iskrowym, a w szczególności na zawartość związków niepożądanych w spalinach.

Celem poznawczym pracy jest pokazanie wpływu dodatku wodoru na procesy tworzenia mieszanki, spalania i konstytuowania spalin zarówno w silnikach o zapłonie samoczynnym jak i iskrowym.

Celem użytkowym jest zmniejszenie emisji niebezpiecznych składników spalin, z równoczesnym utrzymaniem osiągnięć silnika po dodaniu wodoru z wykorzystaniem rynkowych instalacji zasilania gazem.



W prowadzonych badaniach eksperymentalnych z wykorzystaniem dwóch silników, zarówno o ZS jak i o ZI, część paliwa była zastępowana wodorem, podawanym do układu dolotowego z wykorzystaniem technologii sekwencyjnego wtrysku gazu. Porównywano efekty pracy silników zasilanych paliwem oryginalnym oraz mieszaniną paliwa oryginalnego i wodoru. Badano również wpływ proporcji paliwa oryginalnego i paliwa wodorowego na jakość pracy silnika. Badania prowadzono w warunkach niezmiennej mocy efektywnej (stały moment obrotowy i stała prędkość obrotowa).

### **3. Eksperyment z silnikiem o zapłonie samoczynnym**

W niniejszym rozdziale opisano eksperyment, w którym podczas pracy silnika wysokoprężnego oprócz paliwa oryginalnego – oleju napędowego podawano paliwo dodatkowe – wodór. Opisano obiekt badań, budowę i możliwości techniczne stanowiska badawczego oraz metodykę przeprowadzenia eksperymentu. Otrzymane wyniki przedstawiono w formie graficznej i przeanalizowano pod kątem wpływu dodawania wodoru na przebieg i efekty procesu roboczego. Rozdział zakończono podsumowaniem i wnioskami.

#### **3.1. Realizacja eksperymentu**

##### **3.1.1. Obiekt badań**

Obiektem badań był autorsko zmodyfikowany silnik 1CA90 pochodzący z Wytwórni Silników Wysokoprężnych Andoria. 1CA90 to czterosuwowy, jednocyldrowy silnik wolnossący o zapłonie samoczynnym, chłodzony powietrzem, zbudowany w technice dwuzaworowej z pojedynczym wałkiem rozrządu umieszczonym w kadłubie silnika, z mechaniczną regulacją luzów zaworowych i mechaniczną pompą wtryskową.

Silniki te przeznaczone były głównie do zastosowań stacjonarnych, takich jak zespoły pompowe i prądotwórcze, agregaty sprężarkowe czy maszyny drogowe. Używano je również do napędu samodzielnych wózków platformowych i małych ciągników rolniczych. Konstrukcja silnika została oparta na wcześniej produkowanych silnikach S301 i S301D.

Do badań użyto silnika o numerze seryjnym 25171217 wyprodukowanego w 1998 r. Jego podstawowe dane techniczne przedstawiono w tabeli 3.1.

Na potrzeby eksperymentu zmodyfikowano układ zasilania obiektu badań. Zrezygnowano z oryginalnego, mechanicznego układu zasilania na rzecz elektronicznego układu typu Common-Rail, opartego na podzespołach pochodzących z silników Opla typu 1,9 CDTI firmy General Motors.

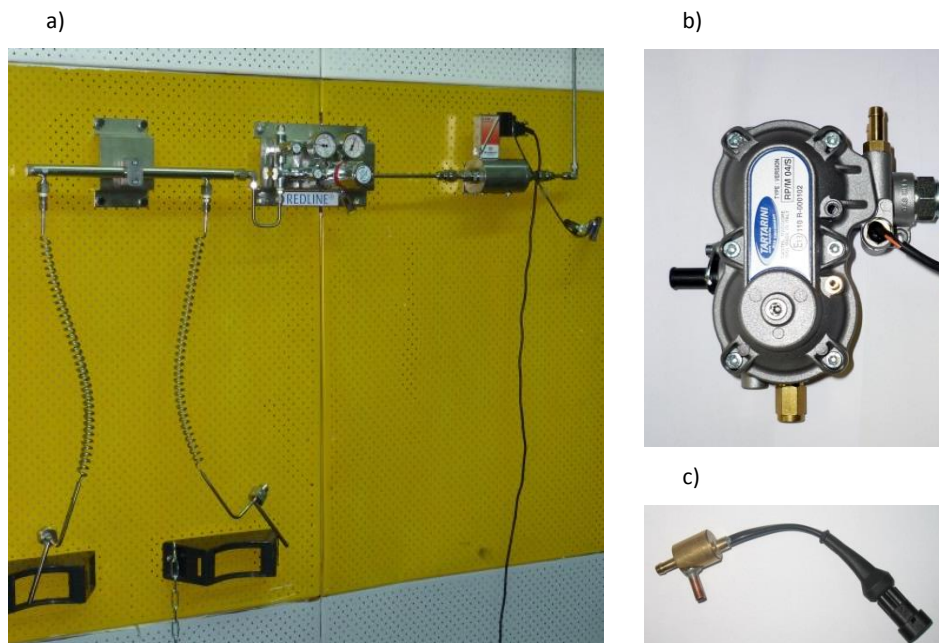
Elektromagnetyczny wtryskiwacz zamontowano w miejscu oryginalnego wtryskiwacza mechanicznego. Ze względów bezpieczeństwa (wysokie wartości ciśnienia wtrysku) wykorzystano również przewód paliwowy, kolektor paliwowy i elektrozawór ciśnienia paliwa. Pompę wysokiego ciśnienia oleju napędowego Bosch CPIH napędzano poprzez przekładnię z paskiem zębatym silnikiem elektrycznym o mocy 3 kW sterowanym falownikiem Hitachi L200. Prędkość obrotową pompy oraz ciśnienie wtrysku regulowano za pomocą elektronicznego sterownika ciśnienia wtrysku SCW-1, zaprojektowanego i wykonanego przez dr inż. Mariusza Duka z Politechniki Lubelskiej. Tak

zmodyfikowany układ paliwowy umożliwił kontrolę parametrów zasilania olejem napędowym.

**Tab. 3.1. Podstawowe dane techniczne silnika 1CA90**

Nazwa	Wartość
Liczba cylindrów	1
Pojemność skokowa	573 cm <sup>3</sup>
Średnica cylindra	90 mm
Skok tłoka	90 mm
Stopień sprężania	18,5:1
Moc użyteczna	6,6 kW
Maksymalny moment obrotowy	23,5 Nm
Prędkość obrotowa	3000 obr/min
Kąt wyprzedzenia wtrysku	28 °OWK przed GMP
Sposób zasilania	wtrysk bezpośredni
Typ komory spalania	toroidalna komora w tłoku
Objętość komory spalania	36,2 cm <sup>3</sup>
Otwarcie zaworu dolotowego	20° przed GMP
Zamknięcie zaworu dolotowego	40° po DMP
Otwarcie zaworu wylotowego	40° przed DMP
Zamknięcie zaworu wylotowego	20° po GMP

W celu umożliwienia podawania do silnika 1CA90 paliwa dodatkowego – wodoru, opracowano i wykonano eksperymentalny układ zasilania. Butle, stanowiące magazyn paliwa wodorowego, połączono stalowymi przewodami o średnicy 6 mm z regulatorem ciśnienia pierwszego stopnia, w którym następowało zmniejszenie ciśnienia wodoru z ok. 25 MPa do ok. 1,0 MPa (rys. 3.1a). Następnie, paliwo wodorowe docierało poprzez układ pomiaru masowego natężenia przepływu do reduktora drugiego stopnia firmy Tartarini RP/M 04/S. Tam ciśnienie gazu obniżano do ciśnienia zasilania – ok. 0,2 MPa względem otoczenia (rys. 3.1b). Przygotowane w ten sposób paliwo gazowe doprowadzano do autorskiego elektromagnetycznego wtryskiwacza gazu WGs-18, zamocowanego za pomocą specjalnego adaptera w kanale dolotowym głowicy silnika ok. 5 cm od zaworu dolotowego (rys. 3.1c). Podstawowe dane techniczne wtryskiwacza WGs-18 przedstawiono w tabeli 3.2.



**Rys. 3.1. Elementy układu zasilania wodorem: a) przyłącza zbiorników wodoru, panel z zaworami oraz z reduktorem ciśnienia pierwszego stopnia, układ pomiaru zużycia wodoru, b) reduktor ciśnienia drugiego stopnia, c) wtryskiwacz gazu WG-18**

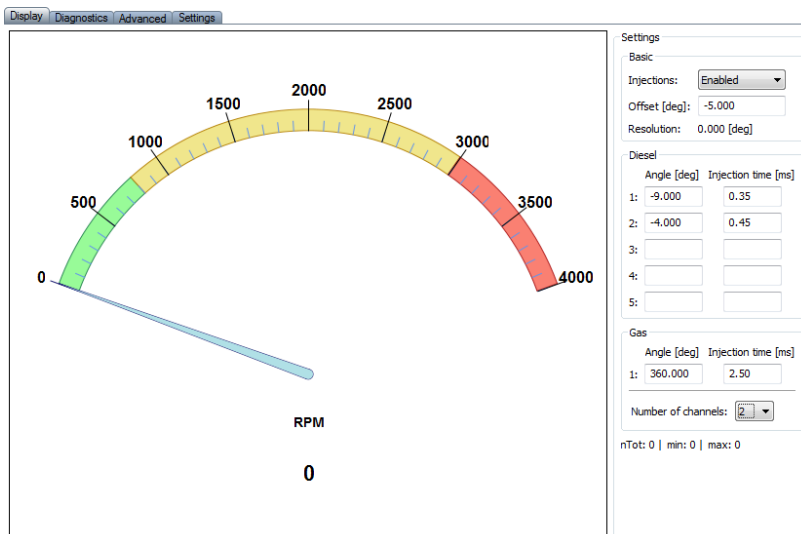
**Tab. 3.2. Dane techniczne wtryskiwacza WG-18**

Nazwa	Wartość
Wymiary ogólne ( $L \times B \times H$ ):	35 x 20 x 48,5 mm
Wydatek (dla powietrza)	1,85 mg/ms
Napięcie zasilania	12 V DC
Czas załączenia ciągłego	1,5 ms
Wartość podtrzymania prądowego	30 % PWM
Rezystancja cewki	2,3 $\Omega \pm 0,1 \Omega$ (dla 20 $\pm 5^\circ\text{C}$ )
Indukcyjność cewki	3,5 $\div 4,7$ mH $\pm 5 \%$ (przy 120 Hz)
Zalecane ciśnienie robocze	0,2 $\div$ 0,4 MPa (ciśnienie bezwzględne)
Maksymalne ciśnienie otwarcia	0,55 MPa (ciśnienie bezwzględne)
Dopuszczalne temperatury pracy	- 20 $\div$ +115°C

Do badań eksperymentalnych wykorzystano opracowany i wykonany przez dr inż. Tomasza Zysę z Politechniki Lubelskiej oraz mgr Jakuba Klimkiewicza uniwersalny sterownik silnika USS-01. Zbudowano go w oparciu o mikrokontroler jednocukładowy TMS serii 320 produkcji Texas Instruments i wyposażono w interfejs komunikacyjny RS-232 (rys. 3.2). Umożliwia on sterowanie silnikiem z poziomu komputera PC w czasie rzeczywistym.



Rys. 3.2. Uniwersalny sterownik silnika USS-01



Rys. 3.3. Interfejs użytkownika oprogramowania sterującego USS-01

Podczas eksperymentu sterowano jednocześnie wtryskiem obu paliw. Prędkość obrotową i położenie wału korbowego silnika mierzono cyfrowo,

posługując się czujnikiem magnetoindukcyjnym z przetwornikiem 1GT101DC firmy Honeywell, zamontowanym przy wieńcu zębatym koła zamachowego. Na podstawie sygnału położenia wału system realizował wtrysk oleju napędowego z rozdzielczością 0,01 ms, z możliwością podziału dawki na max. 5 części oraz wtrysk gazu z rozdzielczością 0,1 ms. Regulacja ilości wtrysków, ich kątów początku oraz wielkości dawki odbywała się poprzez ustawienie przez operatora odpowiednich wielkości w interfejsie użytkownika oprogramowania sterującego (rys. 3.3).

### 3.1.2. Stanowisko badawcze

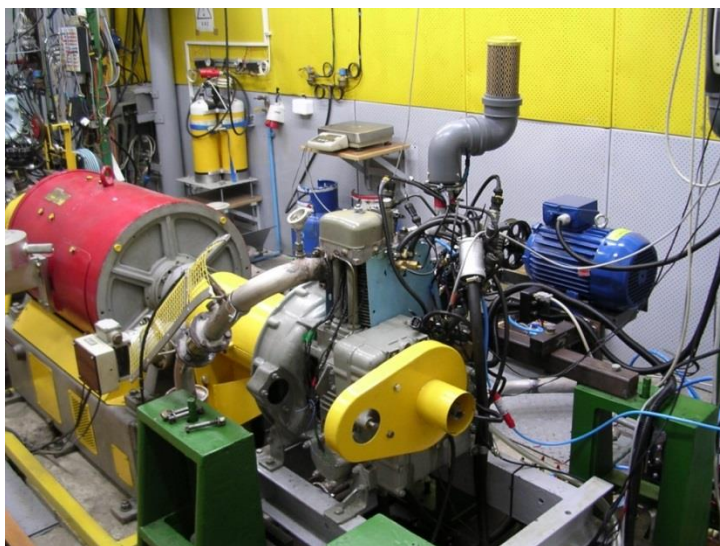
W celu przeprowadzenia eksperymentu zaprojektowano stanowisko do badań silnika o zapłonie samoczynnym. Zbudowano je w laboratorium Instytutu Transportu, Silników Spalinowych i Ekologii Politechniki Lubelskiej (rys. 3.4.). W jego skład wchodził obiekt badań – zmodyfikowany wysokoprężny silnik 1CA90 z zamontowanym eksperymentalnym układem zasilania wodorem, hamulec silnikowy oraz urządzenia kontrolno-pomiarowe. Stanowisko zapewniało wymaganą dokładność i powtarzalność wyników pomiarów.

Stanowisko badawcze wyposażone było w hamulec prądu stałego SAK-670 N firmy VEB Elbtalwerk. Jest to elektryczny hamulec silnikowy produkcji niemieckiej (DDR), umożliwiający zarówno hamowanie jak i napędzanie badanego silnika. Moment obrotowy silnika, traktowany jako moment reakcyjny hamulca, mierzono przetwornikiem siły HBM TC2631 umieszczonym na ramieniu  $l=0,41$  m, z wykorzystaniem modułu sterownika hamulca AMX 231 firmy Automex.

Zużycie oleju napędowego mierzono opracowaną i zbudowaną wspólnie z dr inż. Mariuszem Dukiem tensometryczną wagą paliwową IWP-01. Umożliwiała ona pomiar niewielkich ilości podawanego do silnika oleju napędowego z odpowiednią dokładnością. Zbudowano ją w oparciu o tensometr HBM DF2S-3. Realizowała ona pomiar w systemie interwałowym z zakresem pomiarowym od ok. 1 do ok. 230 g/min.

Zużycie wodoru mierzono przepływomierzem Bronkhorst F-111AC-70K-AAD-33-V. Jest to czujnik wykorzystujący metodę gorącego drutu, służący do pomiaru objętościowego natężenia przepływu wodoru. Zakres pomiarowy czujnika wynosił 93 l/min  $H_2$ , a dokładność 0,5%.

Warunki cieplne silnika zapewniał autorski układ chłodzenia oleju silnikowego z wymiennikiem ciepła, który został podłączony do elektronicznego, centralnego układu chłodzenia silników hamowni silnikowej, opartego na sterowniku ADAM-5510. Umożliwiło to utrzymanie żadanego stanu cieplnego, zadanego z panelu kontrolnego za pomocą elektrozaworu firmy Danffos EVSIM 20.



**Rys. 3.4. Stanowisko badawcze z silnikiem 1CA90**

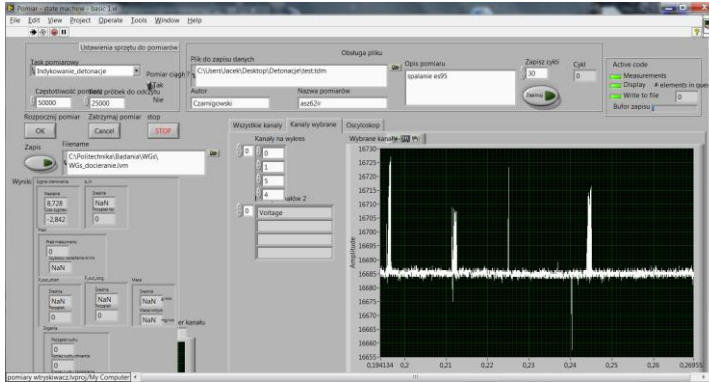
Do pomiaru składu spalin wykorzystano analizator Herman HG-400 firmy Pierburg. Parametry techniczne analizatora przedstawiono w tabeli 3.3.

**Tab. 3.3. Parametry pomiarowe analizatora spalin HG-400**

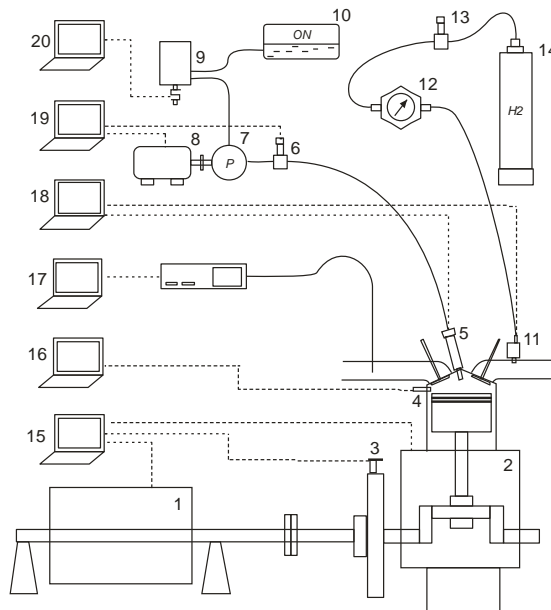
Składnik	Zakres pomiarowy	Rozdzielczość	Dokładność pomiaru	
CO	0...10% obj.	$\pm 0,01\%$ obj.	< 1,2% obj. $\geq 1,2\%$ obj.	$\pm 0,06\%$ obj. $\pm 5\%$
CO <sub>2</sub>	0...20% obj.	$\pm 0,1\%$ obj.	< 10% obj. $\geq 10\%$ obj.	$\pm 0,5\%$ obj. $\pm 5\%$
HC	0...20000 ppm obj.	$\pm 1$ ppm obj.	< 220 ppm obj. $\geq 220$ ppm obj.	$\pm 11$ ppm obj. $\pm 5\%$
O <sub>2</sub>	0...22% obj.	$\pm 0,01\%$ obj.	< 2% obj. $\geq 2\%$ obj.	$\pm 0,1\%$ obj. $\pm 5\%$
NO <sub>x</sub>	0...5000 ppm obj.	$\pm 1$ ppm obj.	< 500 ppm obj. $\geq 500$ ppm obj.	$\pm 50$ ppm obj. $\pm 10\%$

Sygnały szybkozmienne mierzono przy użyciu układu CompactDAQ cDAQ-9178 firmy National Instruments, wyposażonego w karty pomiarowe sygnałów napięciowych typu NI-9215 BNC. Ciśnienie indykowane mierzono za pomocą czujnika piezoelektrycznego Kistler 601A, zamontowanego w adapterze w głowicy silnika, z wykorzystaniem wzmacniacza sygnału AVL 3057-A01. Wyniki pomiarów rejestrowano na komputerze typu PC, wykorzystując program

komputerowy opracowany przez dr hab. inż. Jacka Czarnigowskiego (rys. 3.5). Kompletny schemat stanowiska badawczego przedstawiono na rysunku 3.6.



Rys. 3.5. Interfejs programu pomiarowego ciśnienia indykowanego



Rys. 3.6. Schemat stanowiska badawczego: 1 – hamulec silnikowy, 2 – silnik badawczy, 3 – czujnik prędkości obrotowej Honeywell, 4 – czujnik ciśnienia indykowanego Kistler, 5 – wtryskiwacz ON, 6 – regulator ciśnienia ON, 7 – pompa wysokiego ciśnienia ON, 8 – silnik elektryczny napędu pompy ON, 9 – waga paliwowa ON, 10 – zbiornik ON, 11 – wtryskiwacz H<sub>2</sub> WGs-18, 12 – przepływomierz H<sub>2</sub>, 13 – regulator ciśnienia H<sub>2</sub>, 14 – zbiornik H<sub>2</sub>, 15 – układy pomiarowo kontrolne, 16 – układ pomiaru ciśnienia indykowanego, 17 – analizator spalin Herman, 18 – układ sterowania wtryskiem ON i H<sub>2</sub>, 19 – sterowania ciśnieniem w układzie zasilania ON, 20 – układ pomiaru zużycia paliwa ON



### 3.1.3. Metodyka i warunki badań

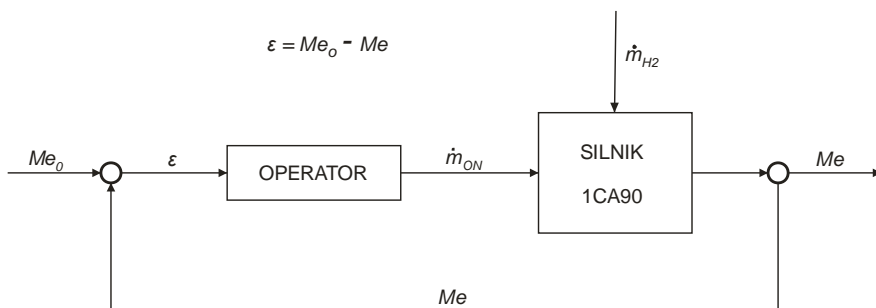
Intencją autora było określenie wpływu dodatku wodoru na pracę silnika o zapłonie samoczynnym, a dokładnie, przeanalizowanie związków przyczynowo-skutkowych jakie powstają w całym cyklu pracy silnika po zastosowaniu wodoru jako paliwa zastępującego część paliwa oryginalnego.

W tym celu wykonano eksperyment, w którym silnik o zapłonie samoczynnym początkowo (referencyjnie) zasilano wyłącznie olejem napędowym, a następnie dwupaliwowo – olejem napędowym i wodorem. Analizie poddano przebieg procesu roboczego oraz jego efekty. Porównano wyniki pracy silnika w obu wariantach zasilania.

Wykonano dziewięć prób polegających na zasilaniu silnika olejem napędowym i wodorem w różnych proporcjach. Zostały one przeprowadzone w jednym, ustalonym punkcie pracy silnika, określonym przez prędkość obrotową i obciążenie (tab. 3.4). W kolejnych próbach stopniowo zwiększano ilość wodoru zastępującego olej napędowy i dobierano go tak, aby moment obrotowy uzyskiwany przez silnik pozostawał taki sam jak przy zasilaniu oryginalnym. Pozostałych parametrów pracy silnika nie zmieniano (rys. 3.7).

Tab. 3.4. Warunki przeprowadzenia pomiarów

Prędkość obrotowa	Obciążenie silnika	Temperatura otoczenia	Ciśnienie otoczenia	Wilgotność otoczenia
$n$ [obr/min]	$M$ [Nm]	$T_o$ [°C]	$p_o$ [hPa]	$W_o$ [%]
1600	16	21	1010	66



Rys. 3.7. Schemat przebiegu eksperymentu: dla każdej założonej wartości momentu obrotowego  $Me_0$  oraz zadanego masowego przepływu strumienia wodoru  $\dot{m}_{H_2}$  regulowano ręcznie masowy przepływ oleju napędowego  $\dot{m}_{ON}$  w celu skasowania błędu regulacji  $\varepsilon$

Podczas zasilania silnika olejem napędowym zastosowano podział dawki na wstępną i główną. Dawkę wstępną trwającą 0,33 ms (co przy 1600 obr/min odpowiada ok. 3,2 °OWK) podawano 14° przed GMP suwu dolotu (rys. 3.8). Dawkę główną trwającą 0,78 ms (czyli ok. 7,5 °OWK) podawano 8° przed GMP. Oznacza to, że podawanie oleju napędowego do silnika następowało odpowiednio: dawka wstępna od 346 do ok. 349,2 °OWK, a dawka główna od 352 do ok. 359,5 °OWK. Parametry sterowania wtryskiwaczem były niezmiennie podczas badań i ustalone na 0,25 ms czasu impulsu ciągłego oraz 25% wypełnienia sygnału modulowanego o częstotliwości 10 kHz. Ciśnienie oleju napędowego ustawiono na 60 MPa.

Podczas pracy silnika w systemie dwupaliwowym zmniejszono dawkę główną oleju napędowego poprzez skracanie czasu jej wtrysku i zastępowano ją dawką wodoru. Czas podania wodoru dobrano tak, aby początek wtrysku występował w suwie dolotu zaraz po przepływie zwrotnym, tj. w chwili, gdy zwrot przepływu powietrza był od filtra powietrza do zaworu dolotowego. Wtrysk wodoru rozpoczynał się zatem 6 °OWK po GMP suwu dolotu (rys. 3.8) i trwał w kolejnych próbach od 1,6 do 9,0 ms. Oznacza to, że w próbie 2. podawanie wodoru trwało ok. 15,4 °OWK, a w próbie 9. – 96 °OWK.

Podczas badań dawka wstępna oleju napędowego była niezmienna. Niezmiennie również były parametry sterowania wtryskiwaczem gazu, które zostały ustalone na 3 ms czasu impulsu ciągłego oraz 40% wypełnienia sygnału modulowanego o częstotliwości 10 kHz.

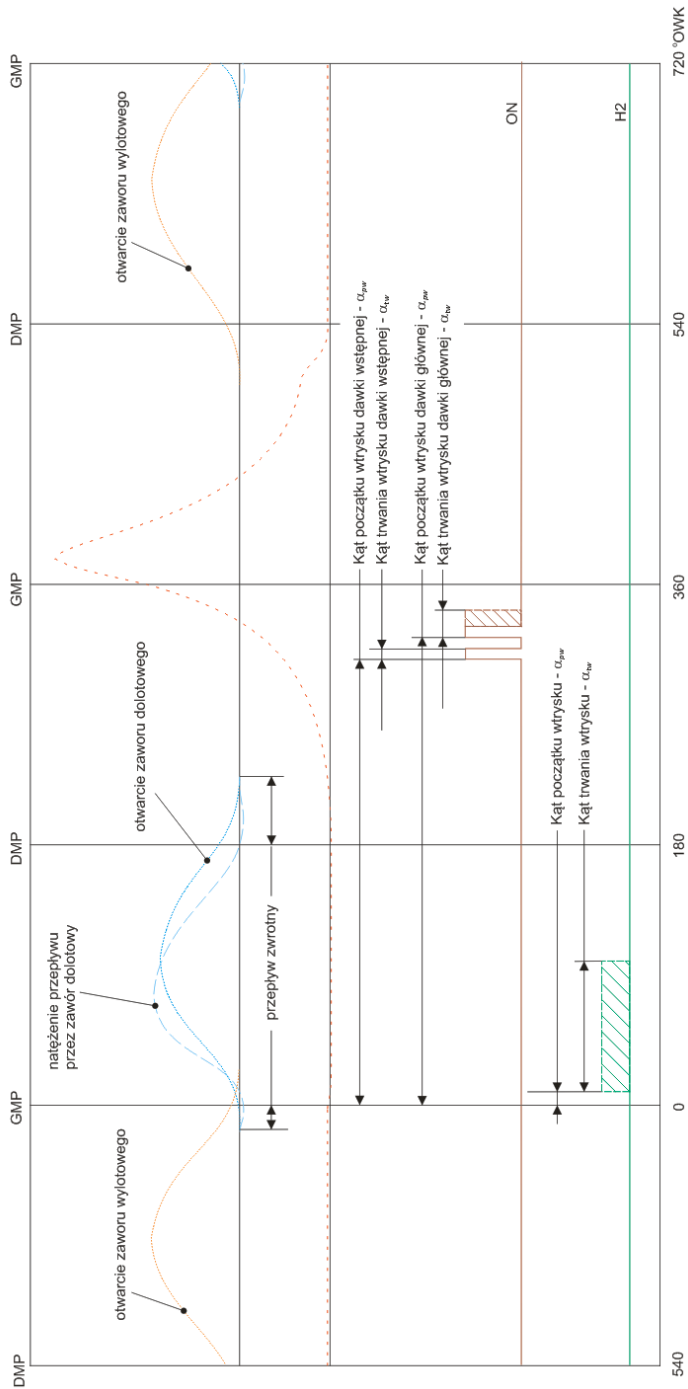
Dostarczanie paliwa do silnika w poszczególnych próbach eksperymentu, z uwzględnieniem podziału dawek oraz chwil ich podawania, przedstawiono w tabeli 3.5 gdzie:

$t_{wtr.}$  – czas wtrysku paliwa,

$\alpha_{pw}$  – kąt początku wtrysku paliwa w odniesieniu do GMP wymiany ładunku,

$\alpha_{tw}$  – kąt trwania wtrysku paliwa w °OWK,

$p$  – ciśnienie wtrysku paliwa (względem otoczenia).



Rys. 3.8. Schemat czasowy wtrysku paliw podczas eksperymentu

**Tab. 3.5. Parametry podawania paliw podczas kolejnych prób eksperymentu**

Lp.	Olej napędowy						Wodór				
	Dawka wstępna			Dawka główna			Ciśnienie paliwa	Dawka gazu			Ciśnienie paliwa
	$t_{wtr.}$	$\alpha_{pw}$	$\alpha_{tw}$	$t_{wtr.}$	$\alpha_{pw}$	$\alpha_{tw}$	$p_{ON}$	$t_{wtr.}$	$\alpha_{pw}$	$\alpha_{tw}$	$p_{H_2}$
	ms	°OWK	°OWK	ms	°OWK	°OWK	MPa	ms	°OWK	°OWK	MPa
1	0,33	346	3,168	0,78	352	7,488	60	---	---	---	---
2	0,33	346	3,168	0,75	352	7,200	60	1,6	6	15,360	0,204
3	0,33	346	3,168	0,73	352	7,008	60	2,2	6	21,120	0,204
4	0,33	346	3,168	0,71	352	6,816	60	3,0	6	28,800	0,204
5	0,33	346	3,168	0,69	352	6,624	60	4,0	6	38,400	0,203
6	0,33	346	3,168	0,65	352	6,240	60	5,0	6	48,000	0,203
7	0,33	346	3,168	0,62	352	5,952	60	6,0	6	57,600	0,204
8	0,33	346	3,168	0,56	352	5,376	60	8,0	6	76,800	0,204
9	0,33	346	3,168	0,51	352	4,896	60	10,0	6	96,000	0,203

W przeprowadzonym eksperymencie mierzono zużycie oleju napędowego, zużycie wodoru, przebieg ciśnienia w komorze spalania, skład i temperaturę spalin oraz współczynnik składu mieszanki. Podczas każdej z prób, przed wykonaniem pomiarów, czekali ok. 3 min. na ustabilizowanie się warunków termicznych silnika. Następnie dokonywano odczytów. Ze względu na dynamikę aparatury pomiarowej zużycia paliw czasy pomiarów wydłużono do 10 min. Każdą z takich prób powtarzano trzykrotnie. Ciśnienie indykowane mierzono z częstotliwością próbkowania 35 kHz, co oznacza ok. 2625 próbek na cykl pracy silnika. W każdej próbie zarejestrowano ok. 1200 kolejnych cykli pracy. Analizie poddano wartości uśrednione.

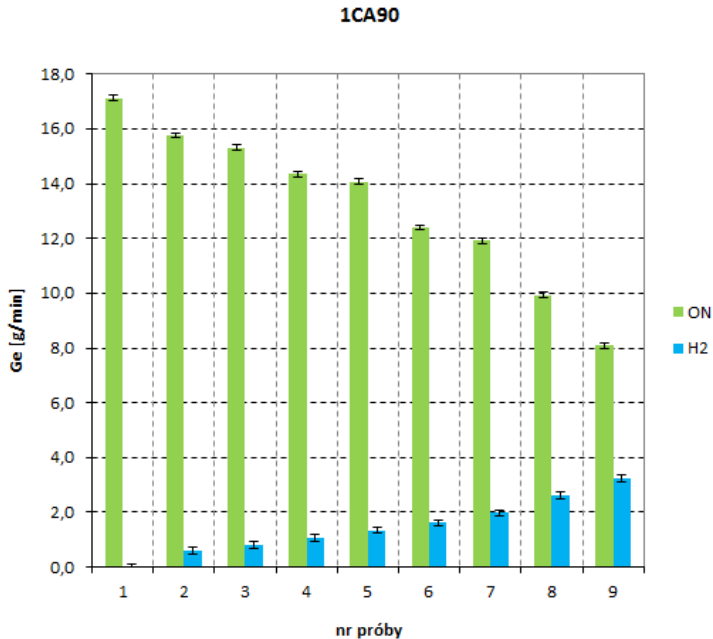
W celu przeanalizowania wpływu zastępowania oleju napędowego wodorem wprowadzono parametr  $S$ , zwany dalej stopniem zastąpienia. Zdefiniowano go jako stosunek masy zastąpionego paliwa oryginalnego (w danej próbie) do masy paliwa przy zasilaniu wyłącznie paliwem oryginalnym według wzoru:

$$S = \left(1 - \frac{G_{eON}}{G_{eONbaz}}\right) \cdot 100\% \quad (3.1)$$

gdzie:

$G_{eON}$  – zużycie godzinowe oleju napędowego silnika zasilanego dwupaliwowo,  
 $G_{eONbaz}$  – zużycie godzinowe oleju napędowego silnika zasilanego wyłącznie olejem napędowym.

Przeprowadzone pomiary zużycia oleju napędowego umożliwiły wyznaczenie stopnia zastąpienia w poszczególnych próbach eksperymentu. Przy zasilaniu wyłącznie olejem napędowym zużycie paliwa wynosiło 17,02 g/min. W kolejnych próbach eksperymentu zużycie to zmniejszało się aż do 8,08 g/min, przy jednoczesnym zwiększaniu się zużycia wodoru od 0,61 do 3,24 g/min (rys. 3.9). Obliczony stopień zastąpienia uzyskany w kolejnych próbach przedstawiono w tabeli 3.6.



Rys. 3.9. Godzinowe zużycie paliw w poszczególnych próbach eksperymentu

**Tab. 3.6. Zużycie paliw oraz uzyskany stopień zastąpienia w kolejnych próbach**

Nr próby	Godzinowe zużycie oleju napędowego $G_{e_{ON}}$	Godzinowe zużycie wodoru $G_{e_{H_2}}$	Stopień zastąpienia $S$
-	[g/min]	[g/min]	[%]
1	17,12	0,00	0,0
2	15,76	0,61	7,4
3	15,32	0,81	10,0
4	14,36	1,08	14,7
5	14,08	1,35	17,3
6	12,4	1,62	26,6
7	11,92	1,98	30,7
8	9,92	2,61	41,7
9	8,08	3,24	52,5

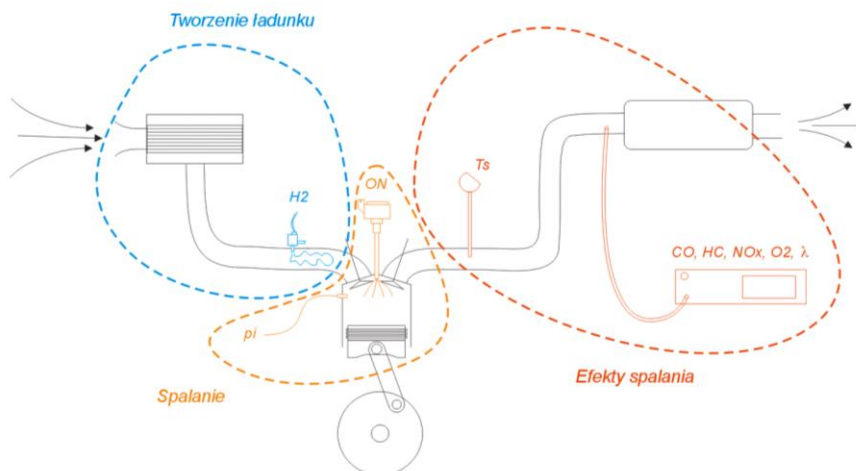
### 3.2. Wyniki eksperymentu

W przeprowadzonym eksperymencie w próbie 1. zasilano silnik wyłącznie olejem napędowym a w próbach od 2. do 9. dodatkowo wtryskiwano wodór do kolektora dolotowego. Podanie wodoru w suwie dolotu powodowało, że do cylindra silnika dostawała się mieszanina powietrza atmosferycznego oraz wodoru o składzie odpowiadającym stopniowi zastąpienia w danej próbie. Tak powstały nowy ładunek ulegał następnie procesowi sprężania. Proces spalania zaczynał się bezpośrednio po wtrysku dawki wstępnej oleju napędowego do cylindra silnika. W próbie 1. spalaniu podlegał wyłącznie olej napędowy, natomiast w próbach 2÷9 – olej napędowy i wodór. Następnie, już w czasie trwania procesu spalania, wtryskiwana była dawka główna. Po otwarciu zaworu wylotowego zaczynał się proces opróżniania cylindra. Monitorowano go mierząc temperaturę spalin, współczynnik składu mieszanki oraz skład spalin.

Analizę wyników przeprowadzonego eksperymentu podzielono na trzy grupy i przedstawiono w podrozdziałach poniżej. Opisują one wpływ zastępowania paliwa oryginalnego wodorem podczas poszczególnych procesów zachodzących w silniku. Wpływ stopnia zastąpienia na wielkości charakterystyczne w okresie od wtrysku wodoru do początku spalania opisano w podrozdziale 3.2.1 „*Tworzenie ładunku*”, wpływ stopnia zastąpienia na wybrane wielkości

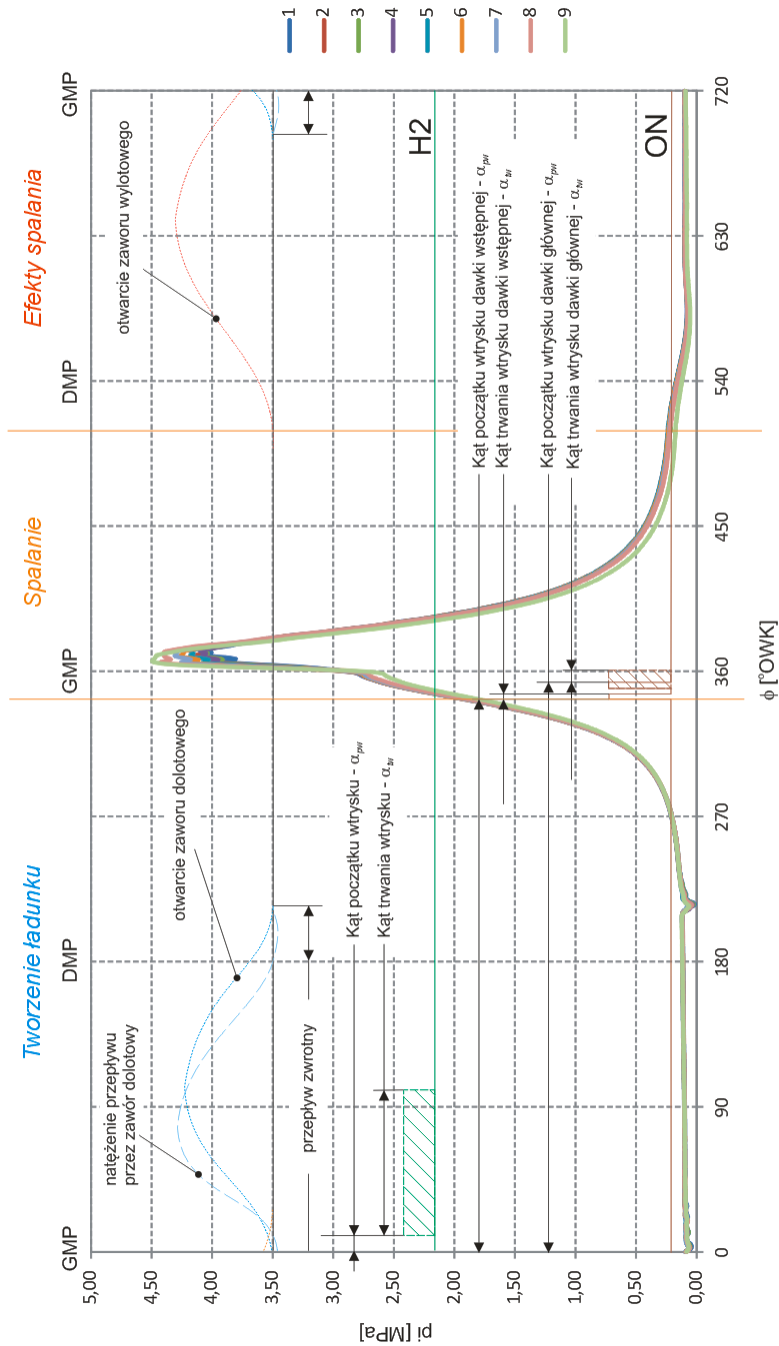
w okresie spalania opisano w podrozdziale 3.2.2 „*Spalanie*”, natomiast wpływ stopnia zastąpienia na mierzone wielkości w okresie wylotu opisano w podrozdziale 3.2.3 „*Efekty spalania*”.

Na rysunku 3.10 schematycznie przedstawiono ideę pogrupowania pomiarów zgodnie z przyjętą analizą wyników.



**Rys. 3.10.** Schemat obszarów tematycznych analizy wyników

Należy zaznaczyć, że pomiary ciśnienia w cylindrze silnika prowadzono w trakcie całego eksperymentu. Uśrednione przebiegi z poszczególnych prób przedstawiono na rysunku 3.11 w postaci wykresów przebiegu ciśnienia indykowanego. Na wykresy naniesiono krzywe charakteryzujące chwile czasowe otwarcia zaworów i podawania paliw. Na rysunku zaznaczono również podział na analizowane trzy grupy: tworzenie ładunku, spalanie, efekty spalania.



Rys. 3.11. Przebiegi ciśnienia indykowanego dla różnych wartości zastąpienia uzyskane w kolejnych próbach badawczych

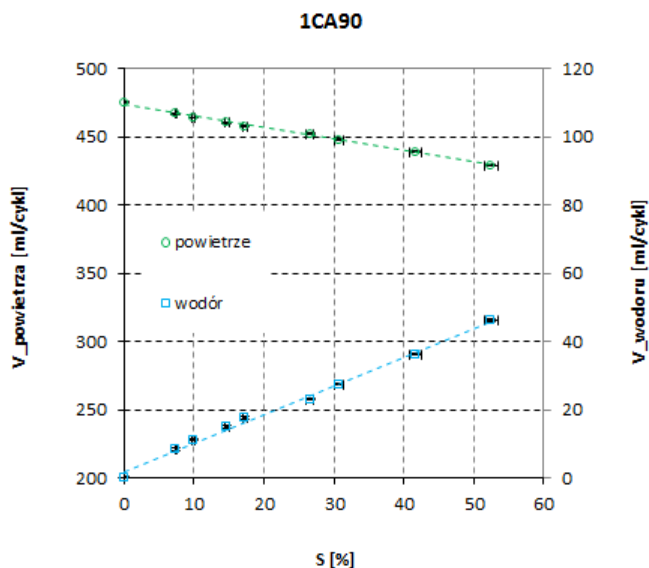


### 3.2.1. Tworzenie ładunku

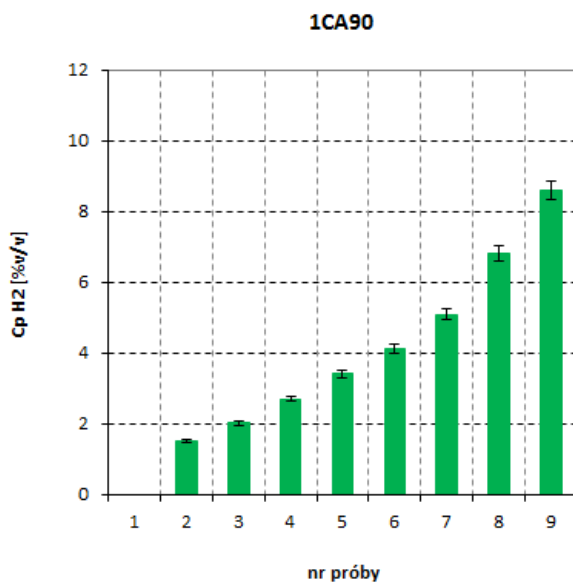
W przypadku zasilania jedynie olejem napędowym, zastosowanego w pierwszej próbie badawczej, powietrze z otoczenia o temperaturze  $T_o$ , ciśnieniu  $p_o$  i wilgotności  $W_o$  dostawało się do układu dolotowego silnika przez filtr powietrza. Z powodu braku przepustnicy oraz nieskomplikowanej budowy układu dolotowego (krótkie rury dolotowe o dużych przekrojach) zmniejszenie ciśnienia świeżego ładunku było nieznaczne i wynikało głównie z oporów przepływu przez filtr powietrza. Z tych samych przyczyn wymiana temperatury pomiędzy świeżym ładunkiem a ściankami układu dolotowego również nie była intensywna. Można zatem założyć, że największy przyrost temperatury oraz obniżenie ciśnienia następowało w wyniku przepływu świeżego ładunku przez zawór dolotowy, gdzie ze względu na najmniejsze pole przepływu układu dolotowego powietrze ogrzewało się od zaworu i jego gniazda, a równocześnie malało jego ciśnienie. W analizowanym przypadku straty ciśnienia na zaworze powinny być również niewielkie, ponieważ prędkość obrotowa silnika była zbliżona do prędkości maksymalnego momentu czyli do prędkości, w której silnik ze względu na ustawienie faz rozrządu uzyskuje najlepsze parametry napełniania.

Z uwagi na to, że silnik nie był wyposażony w układ doładowania (brak przepłukania cylindrów), w cylindrze silnikowym pozostawała reszta spalin z poprzedniego cyklu. Tym samym powietrze po dostaniu się do cylindra mieszało się z resztą spalin i tak przygotowany ładunek poddawano procesowi sprężania.

W próbach od 2. do 9. zasilano silnik dwupaliwowo. W wyniku dodawania wodoru do układu dolotowego zmieniały się właściwości fizykochemiczne nowotworzonego ładunku. Wodór dostarczany był wtryskiwaczem umieszczonym w kanale dolotowym ok. 5 cm od zaworu dolotowego. Podanie dodatkowego paliwa w stanie lotnym powodowało przede wszystkim zmianę składu chemicznego gazu w układzie dolotowym z czystego powietrza (próba 1) na mieszaninę powietrza i wodoru (próby 2÷9). W celu uproszczenia opisu reszta spalin w dalszej części pracy została pominięta w rozważaniach. Podawanie wodoru do dolotu silnika skutkowało wypieraniem przez wodór części powietrza z kolektora dolotowego. Oznacza to, że w kolejnych próbach ilość powietrza w mieszance zmniejszała się na rzecz wodoru (rys. 3.12). Przy stałej prędkości obrotowej i niezmiennych fazach rozrządu całkowita objętość dostarczanego ładunku nie ulegała zmianie, stąd objętość pobieranego powietrza zmniejszała się dokładnie o objętość dostarczanego wodoru. Tym samym do cylindra silnika dostarczana była mieszanka o innym stężeniu składników chemicznych. Stężenie objętościowe wodoru zwiększało się w kolejnych próbach od najmniejszego, wynoszącego 1,52%, do największego wynoszącego 8,62% (rys. 3.13).



Rys. 3.12. Wpływ stopnia zastąpienia na objętość poszczególnych substancji docierających do cylindra



Rys. 3.13. Objętościowe stężenie wodoru w kolejnych próbach badawczych

Utworzona tak mieszanina przepływała przez zawór dolotowy do cylindra. Na rysunku 3.14 przedstawiono przebiegi ciśnienia indykowanego podczas

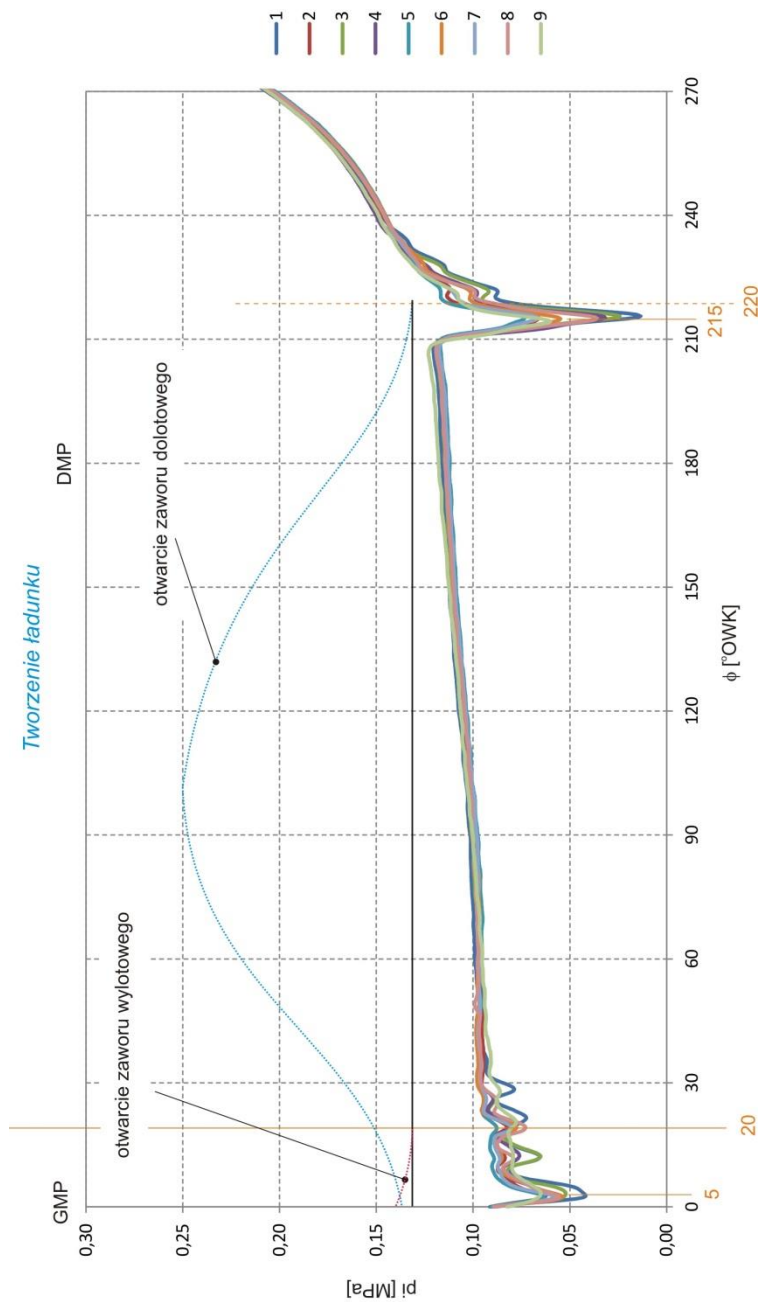
poszczególnych prób badawczych w okresie napełniania silnika. W dalszych rozważaniach przyjęto, że proces napełniania badanego silnika trwał od zamknięcia zaworu wylotowego w 20 °OWK do zamknięcia zaworu dolotowego w 220 °OWK, czyli przez 200 °OWK. Wartości te wynikają z danych fabrycznych silnika – faz rozrządu. W tym okresie praktycznie nie stwierdzono wpływu zmiany składu mieszanki na wartości uzyskiwanych ciśnień. We wszystkich próbach przebieg napełniania był podobny, a wartość ciśnienia wynosiła ok. 0,1 MPa, czyli była zbliżona do wartości ciśnienia otoczenia. Nieznaczne zwiększenie się ciśnienia podczas napełniania było wynikiem zmniejszania prędkości ruchu tłoka i zjawisk dynamicznych związanych z napływem powietrza do cylindra.

Na rysunku 3.14 widoczne są również dwa charakterystyczne miejsca, gdzie zaobserwowano lokalne minima wartości ciśnienia. Te zaburzenia ciśnienia są wynikiem zamykania zaworów – wylotowego i dolotowego. Można tu zauważyć wpływ składu mieszanki na wartości ciśnienia. Im większy stopień zastąpienia tym mniejsze wartości odchyłeń ciśnienia.

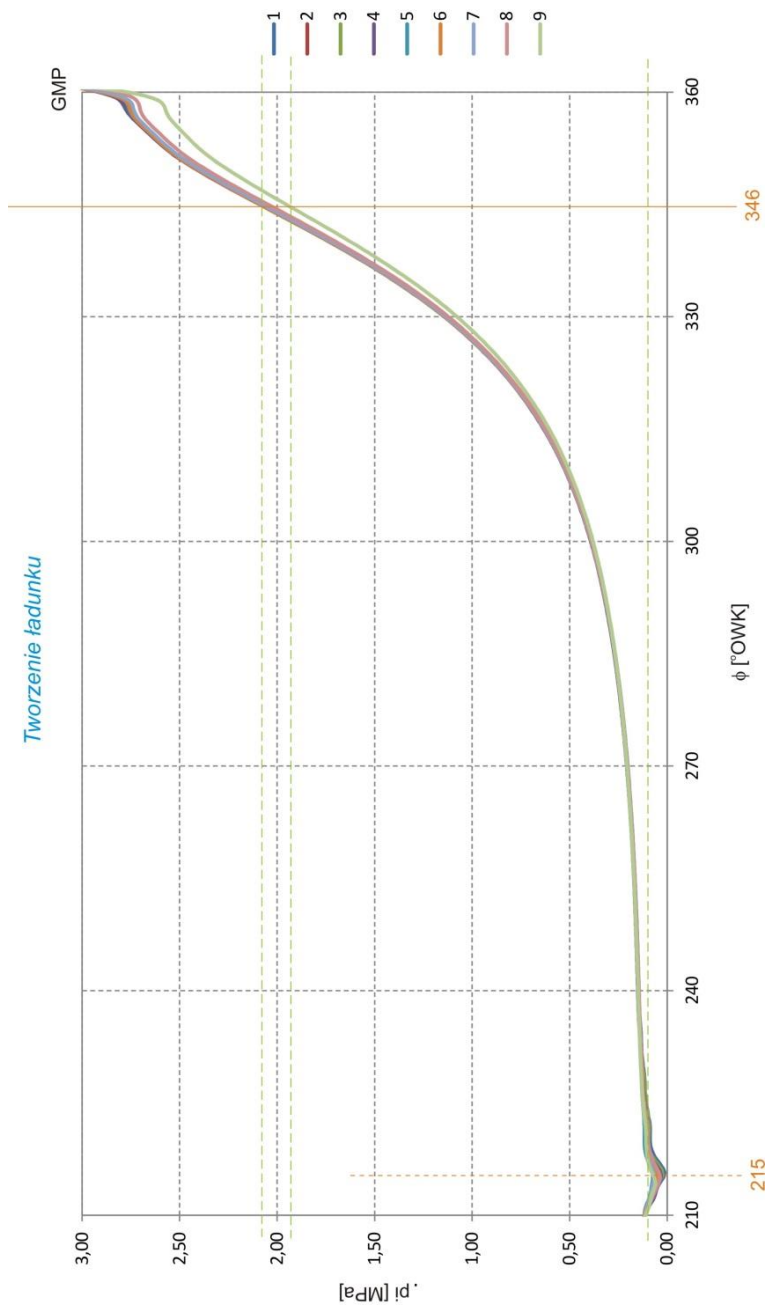
Miejsca wystąpienia zaburzeń są nieznacznie przesunięte względem teoretycznych wartości kątów zamknięć zaworów. Zamknięcie zaworu wylotowego zaobserwowano ok. 5 °OWK (20 °OWK według danych fabrycznych), a zamknięcie zaworu dolotowego ok. 215 °OWK (220 °OWK według danych fabrycznych). Przesunięcie to może wynikać z niedokładności regulacji luzów zaworowych. Stąd w dalszych rozważaniach jako kąty zamknięcia zaworów przyjęto wartości zmierzone.

Po zamknięciu zaworu dolotowego rozpoczynał się proces sprężania zgromadzonego ładunku. W pierwszej próbie sprężaniu podlegało wyłącznie powietrze atmosferyczne, natomiast w kolejnych próbach mieszanina powietrza z wodorem, z coraz większym udziałem wodoru. Konsekwencją zmiany składu sprężanego medium była zmiana przebiegu ciśnienia sprężania, która powodowała również zmianę wartości ciśnień i temperatur końca sprężania. Oznacza to, że w każdej próbie były inne warunki termodynamiczne i inny skład chemiczny medium znajdującego się w cylindrze.

Na rysunku 3.15 przedstawiono przebiegi ciśnienia indykowanego w okresie sprężania uzyskane podczas poszczególnych prób badawczych. Założono, że sprężanie w badanym silniku trwało od zamknięcia zaworu dolotowego w ok. 215 °OWK do chwili podania dawki wstępnej paliwa oryginalnego, czyli do ok. 346 °OWK.

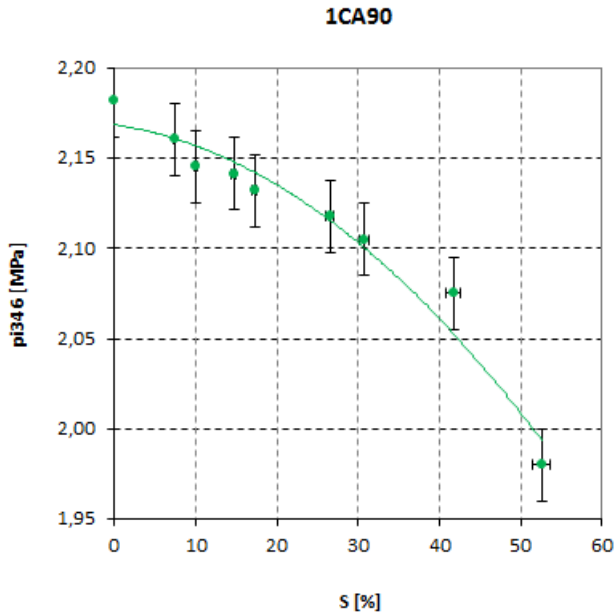


Rys. 3.14. Przebiegi ciśnienia indykowanego w okresie napełniania podczas poszczególnych prób badawczych



**Rys. 3.15. Przebiegi ciśnienia indykowanego w okresie sprężania podczas poszczególnych prób badawczych**

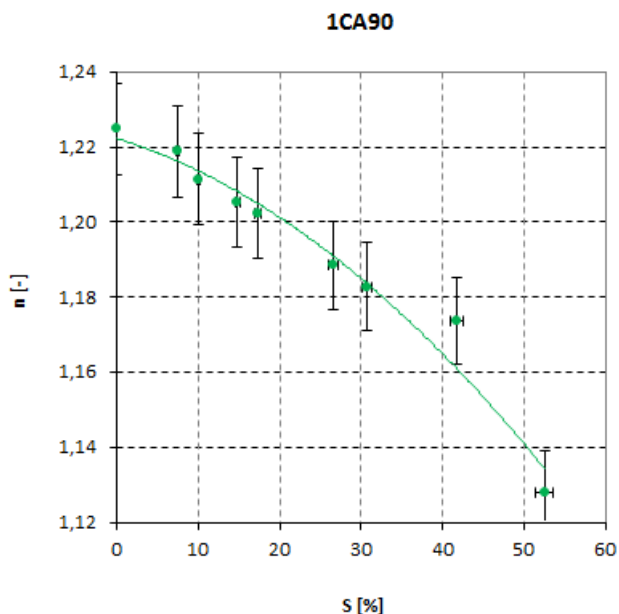
W tym okresie stwierdzono, że zmiana składu mieszanki ma wpływ na wartości uzyskiwanych ciśnień. We wszystkich próbach napełnianie zaczynało się z podobnej wartości ciśnienia, tj. ok. 0,1 MPa. Jednak ciśnienia uzyskiwane pod koniec procesu sprężania były różne. Zaobserwowano, że wraz ze zwiększaniem stopnia zastąpienia wartości ciśnienia końca sprężania zmniejszały się. W próbie pierwszej uzyskano największą wartość ok. 2,18 MPa, natomiast w próbie dziewiątej wartość najmniejszą ok. 1,98 MPa (rys. 3.16).



**Rys. 3.16. Wpływ stopnia zastąpienia na ciśnienie końca sprężania (dla kąta 346 °OWK)**

Wynika to ze zmiany wykładnika politropy spowodowanej innym składem sprężanego gazu. W próbie pierwszej sprężaniu podlegało wyłącznie powietrze, natomiast w próbie 9. mieszanina powietrza i wodoru o stężeniu objętościowym wynoszącym 8,62%. Na rysunku 3.17 przedstawiono zmianę średniego wykładnika politropy względem stopnia zastąpienia. Wykładnik wyznaczono na podstawie zmiany ciśnienia i objętości w zakresie 280÷340 °OWK.

Zmiana średniego wykładnika politropy wynikała z dwóch przyczyn. Z powodu zmiany składu chemicznego ładunku następowała zmiana średniej masy molowej wpływająca na wykładnik adiabaty, a zmiana intensywności wymiany ciepła między ładunkiem a ściankami komory zmieniała wykładnik politropy. W badanym przypadku zwiększanie stopnia zastąpienia, od wartości minimalnej do maksymalnej, powodowało zmniejszanie się wykładnika politropy od wartości ok. 1,22 do wartości ok. 1,13.



**Rys. 3.17. Wpływ stopnia zastąpienia na zmianę średniego wykładnika politropy sprężania**

### 3.2.2. Spalanie

Pod koniec procesu sprężania podawano paliwo oryginalne. Olej napędowy dostarczany był wtryskiwaczem bezpośrednio do komory spalania. Najpierw następował wtrysk dawki wstępnej, a następnie (po określonym czasie) dawki głównej. Dawka wstępna była podawana od 346 °OWK. W analizie przyjęto, że od tej chwili zaczynał się proces spalania. Dawka główna podawana była od 352 °OWK. W próbach z zastępowaniem paliwa oryginalnego wodorem zmniejszono ilość podawanego oleju napędowego poprzez zmniejszenie dawki głównej. Realizowano to zmniejszając czas trwania wtrysku dawki głównej, a dokładnie przyspieszając koniec wtrysku, natomiast początek i ciśnienie wtrysku (zasięg strugi, jakość rozpylenia) pozostawiono bez zmian.

W silniku z zapłonem samoczynnym proces zapłonu inicjowany jest przez wysoką temperaturę oddziałującą na paliwo znajdujące się w otoczeniu tlenu z powietrza [87]. Taka sytuacja miała miejsce w pierwszej próbie eksperymentu, kiedy do komory spalania, w której znajdowało się sprężone powietrze, podawane było paliwo oryginalne – olej napędowy. Zastosowany podział dawki paliwa powinien powodować, że paliwo wtryskiwane w dawce wstępnej zapali się w komorze spalania jako pierwsze, a paliwo wtryskiwane później w dawce głównej, jako drugie. Mimo, że obie dawki dostarczane były do tej samej komory spalania, to w chwilach ich podawania warunki w niej panujące były różne. Wtrysk dawki wstępnej następował do komory pełnej sprężonego

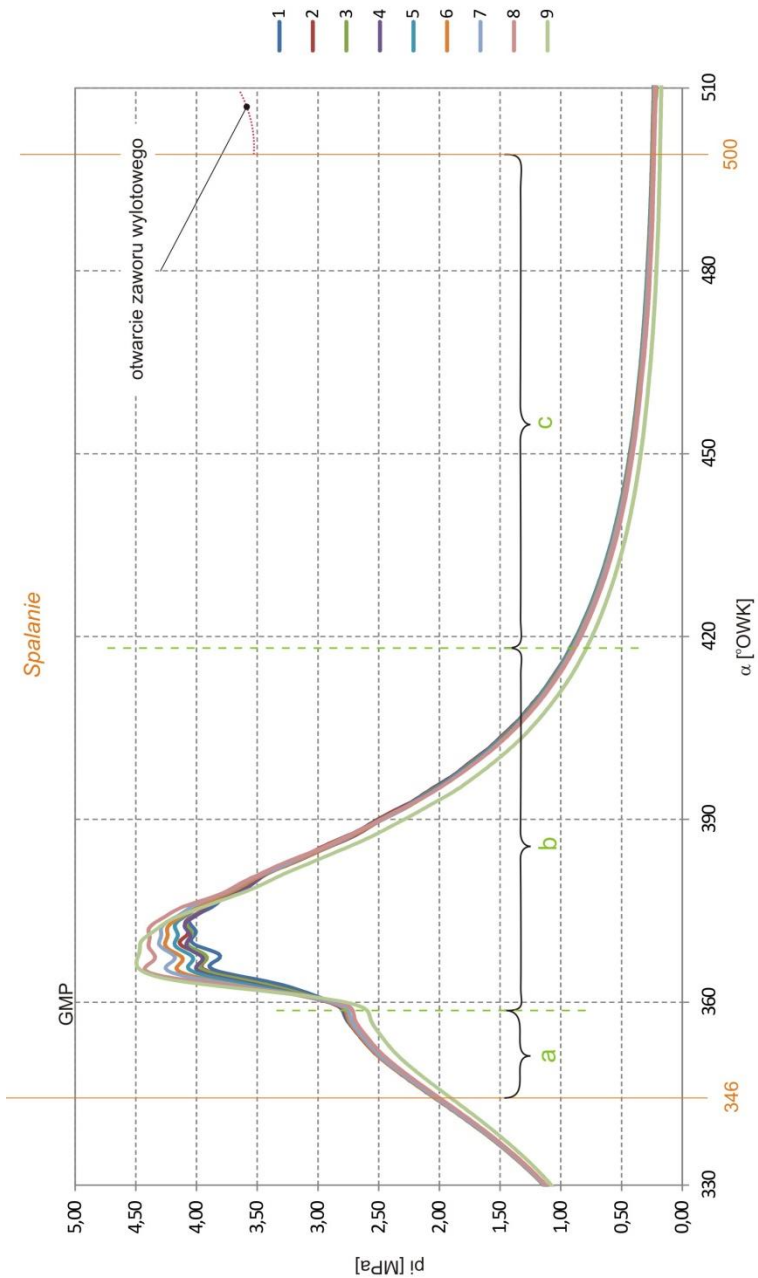
powietrza o temperaturze wynikającej zasadniczo z jego sprężania. Natomiast wtrysk dawki głównej następował do komory, w której już przebiegał proces spalania dawki wstępnej, czyli do medium o wyższej temperaturze, składającego się z powietrza, stref płomienia i spalin. Również same procesy wtrysku dawek paliwa trwały pewien czas co powodowało, że nawet podczas wtrysku jednej dawki stan termodynamiczny i chemiczny komory cały czas ulegał zmianie. Zatem w opisywanym przypadku zapłon ładunku powinien być wywoływany samozapłonem oleju napędowego po wtrysku dawki wstępnej, a zapłon dawki głównej mógł odbywać się już od płomienia.

W drugiej próbie eksperymentu dodatkowo w komorze spalania znajdował się wodór. Oznacza to, że samozapłon oleju napędowego odbywał się w medium o innym składzie i ciśnieniu niż w próbie pierwszej. Zapalenie dawki głównej również przebiegało w innych warunkach fizykochemicznych niż w próbie pierwszej. Powodem tego było spalanie się wodoru zapalonego dawką wstępną. Ponadto, czas trwania wtrysku dawki głównej uległ skróceniu.

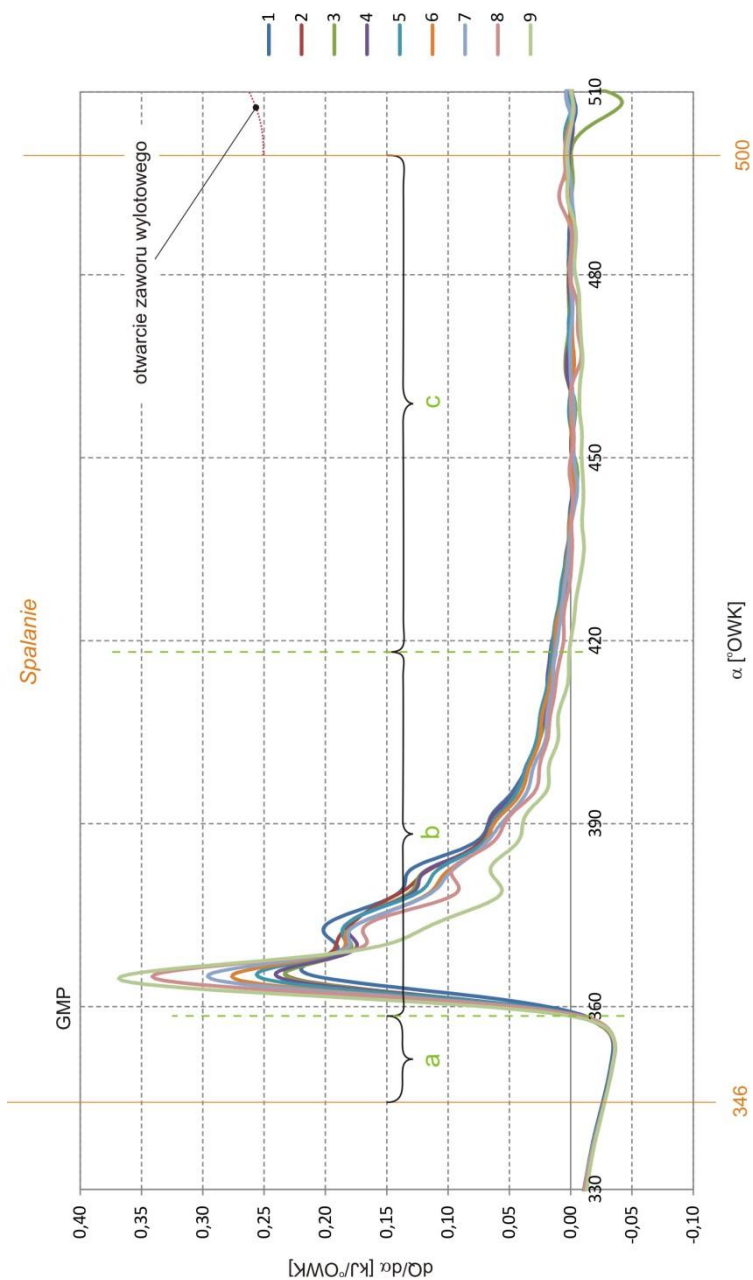
W kolejnych próbach eksperymentu w komorze spalania pojawiała się coraz więcej wodoru, natomiast zmniejszał się czas trwania wtrysku dawki głównej, czyli malała ilość dostarczanego paliwa oryginalnego – oleju napędowego. Wtrysk dawki głównej kończył się zatem coraz wcześniej.

Na rysunku 3.18 przedstawiono przebiegi ciśnienia indykowanego w okresie spalania uzyskane podczas poszczególnych prób badawczych, a na rysunku 3.19 przedstawiono obliczone przebiegi szybkości wywiązywania się ciepła. Założono, że spalanie w badanym silniku trwało od chwili rozpoczęcia podawania dawki wstępnej, czyli od ok. 346 °OWK, do chwili otwarcia zaworu wylotowego w ok. 500 °OWK. W tym okresie stwierdzono, że zmiana składu mieszanki ma wpływ na szybkość wywiązywania się ciepła oraz wartość uzyskiwanych ciśnień. W celu dokładnego przeanalizowania skutków zastępowania wodorem paliwa oryginalnego osobno poddano analizie okres indukcji, okres spalania właściwego i okres dopalania.





Rys. 3.18. Przebiegi ciśnienia indykowanego w okresie spalania podczas poszczególnych prób badawczych (a – indukcja, b – spalanie właściwe, c – dopalanie)



**Rys. 3.19.** Przebiegi szybkości wywiązywania się ciepła w okresie spalania podczas poszczególnych prób badawczych (a – indukcja, b – spalanie właściwe, c – dopalanie)

Na rysunku 3.20 przedstawiono przebiegi ciśnienia w okresie indukcji. Założono, że okres indukcji trwał od chwili rozpoczęcia podawania dawki wstępnej, czyli od 346 °OWK, do chwili pojawienia się pierwszej dodatniej wartości wywiązywania się ciepła ze spalania.

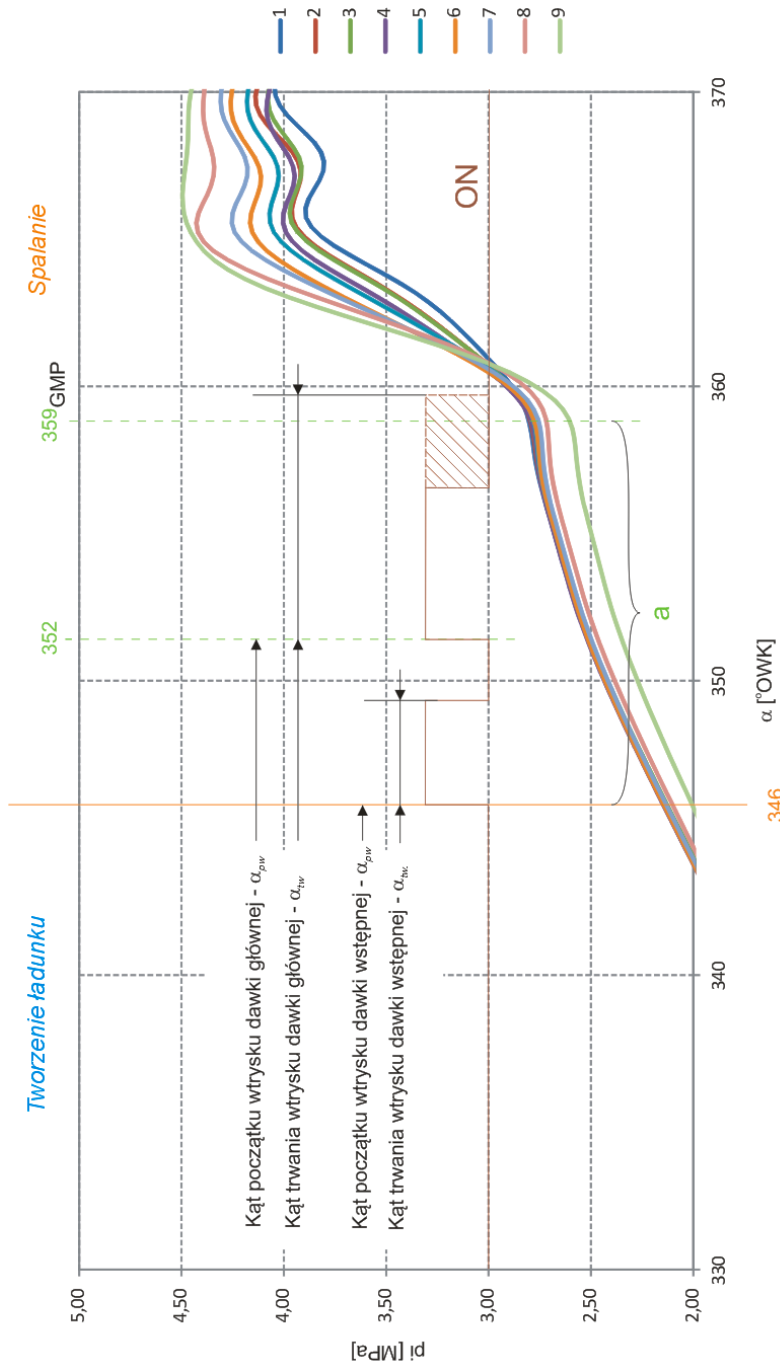
Zaobserwowano niewielkie zmiany okresu indukcji spowodowane zastępowaniem paliwa oryginalnego wodorem. Początek narastania ciśnienia, wynikający z rozpoczęcia wywiązywania się ciepła, zmienił się z ok. 360 °OWK uzyskanego w próbie 1. do ok. 359 °OWK uzyskanego w próbie 9. (rys. 3.21). Zatem zmniejszanie udziału powietrza (tlenu) dookoła stref odparowywania oleju napędowego i zwiększanie udziału wodoru powodowało zmniejszenie wartości opóźnienia samozapłonu o ok. 1 °OWK. Zmiana ta nie była duża i założono, że nie wpływa ona znacząco na dalszy przebieg narastania ciśnienia względem GMP, i nie jest wymagana regulacja kąta wyprzedzenia wtrysku. W pracy przyjęto zatem wartość 359 °OWK jako kąt początku spalania właściwego.

Przy takim założeniu okres indukcji trwał tu ok. 13 °OWK (rys. 3.20). Obliczony został jako różnica pomiędzy kątem 359 °OWK, czyli początkiem narastania ciśnienia a kątem 346 °OWK, czyli początkiem wtrysku dawki wstępnej. Uzyskane w obliczeniach 13 °OWK, dla prędkości obrotowej silnika 1600 obr/min, oznacza ok. 1,35 ms. Od tej wartości należy jeszcze odjąć czas zwłoki otwarcia wtryskiwacza, który w przypadku zastosowanego wtryskiwacza wynosił ok. 0,25 ms. Oznacza to, że szacowana rzeczywista zwłoka samozapłonu wynosiła ok. 1,1 ms, czyli 10,6 °OWK.

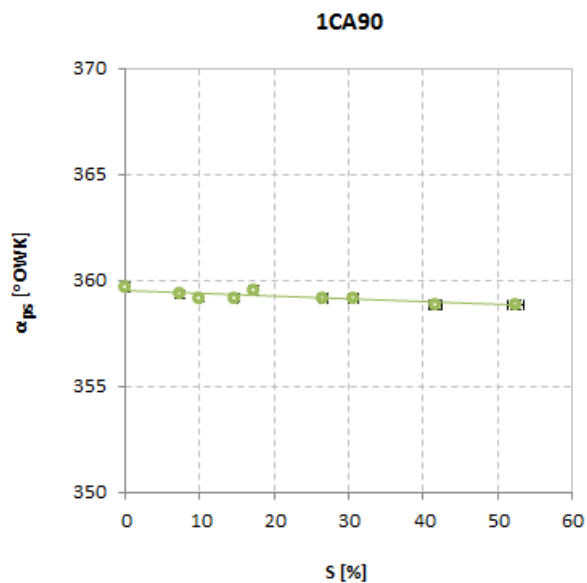
Jeżeli jednak przyjąć, że ponad 50% zastąpienie spowodowało wcześniejsze rozpoczęcie wywiązywania się ciepła o 1 °OWK, to okres indukcji skrócił się o ok. 8%.

Jak wynika z rysunku 3.20, zarówno dawka wstępna jak i dawka główna, zostały praktycznie w całości podane do silnika podczas okresu indukcji.

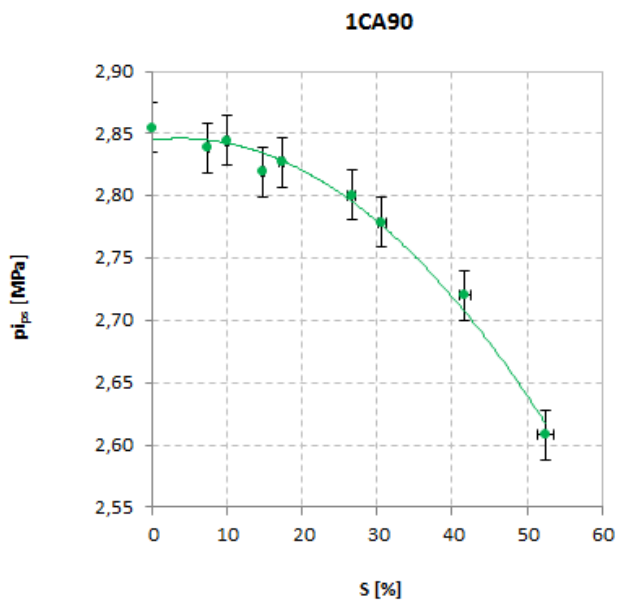
Analizując wartości ciśnień w cylindrze w okresie indukcji można założyć, że przyrosty ciśnienia wynikały jedynie z pracy tłoka, a ich wartości były głównie następstwem ciśnień uzyskanych na końcu okresu sprężania. Na rysunku 3.22 przedstawiono wartości ciśnień odnotowane w końcu okresu indukcji i początku okresu spalania właściwego. Można zauważyć, że podobnie do ciśnienia końca sprężania, wraz ze wzrostem stopnia zastąpienia ciśnienia maleją.



Rys. 3.20. Przebiegi ciśnienia indykowanego w okresie indukcji podczas poszczególnych prób badawczych



**Rys. 3.21.** Wpływ stopnia zastąpienia na kąt początku spalania (wyznaczony z przebiegu wywiązywania się ciepła)



**Rys. 3.22.** Wpływ stopnia zastąpienia na ciśnienie początku spalania

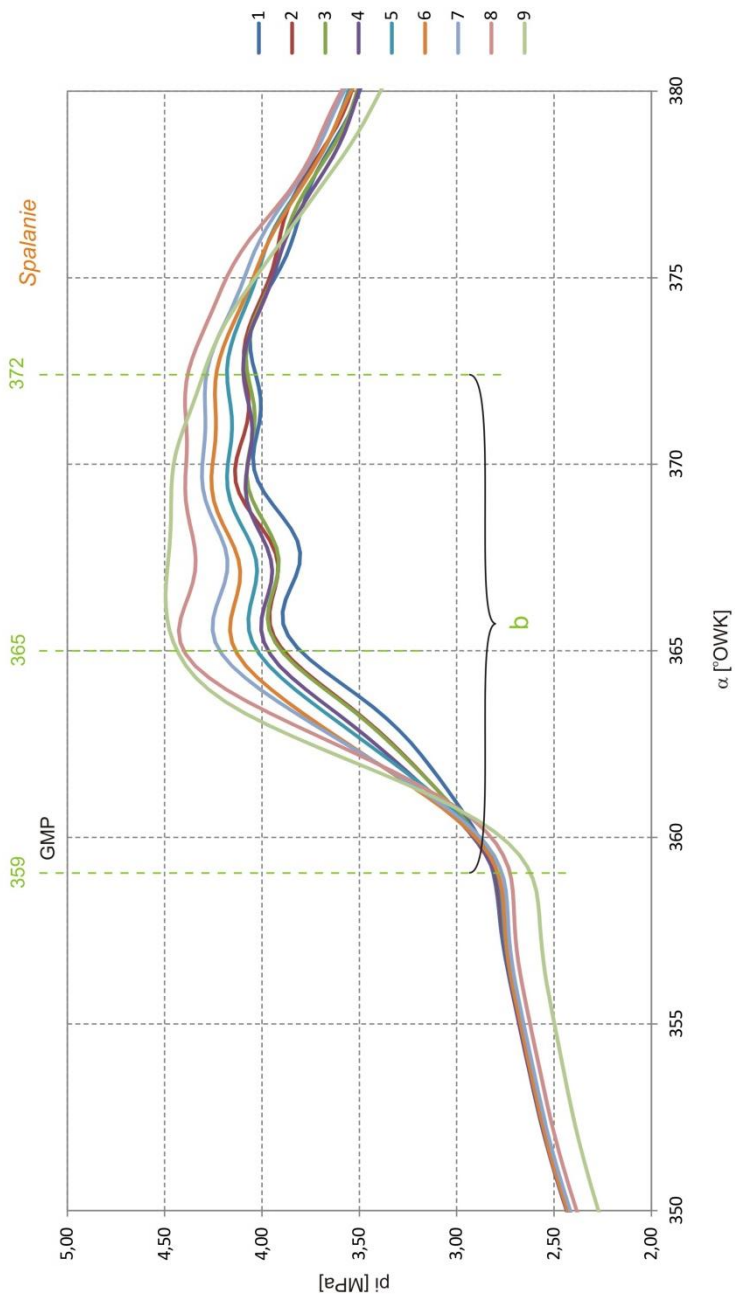
W okresie spalania właściwego zastępowanie oleju napędowego wodorem powodowało zmianę szybkości narastania ciśnienia (rys. 3.23). Za okres spalania właściwego przyjęto kąt dodatniej wartości wywiązywania się ciepła ze spalania. Można zauważyć, że wraz ze zwiększaniem udziału wodoru w mieszance zwiększała się prędkość spalania. Świadczy o tym szybsze narastanie ciśnienia, obserwowane pomiędzy kątem ok. 359 °OWK a 365 °OWK, a także większa prędkość wywiązywania się ciepła przedstawiona na rysunku 3.24.

Na rysunku 3.25 przedstawiono maksymalną szybkość narastania ciśnienia  $dp/da_{max}$ , wyznaczoną pomiędzy wyżej wymienionymi kątami. Można zauważyć, że już 40% zastąpienie (próba 8.) powodowało ponad dwukrotne zwiększenie prędkości narastania ciśnienia. Potwierdza to także maksymalna szybkość wywiązywania się ciepła  $dQ/da_{max}$  (rys. 3.26), która zwiększyła się prawie o 70%.

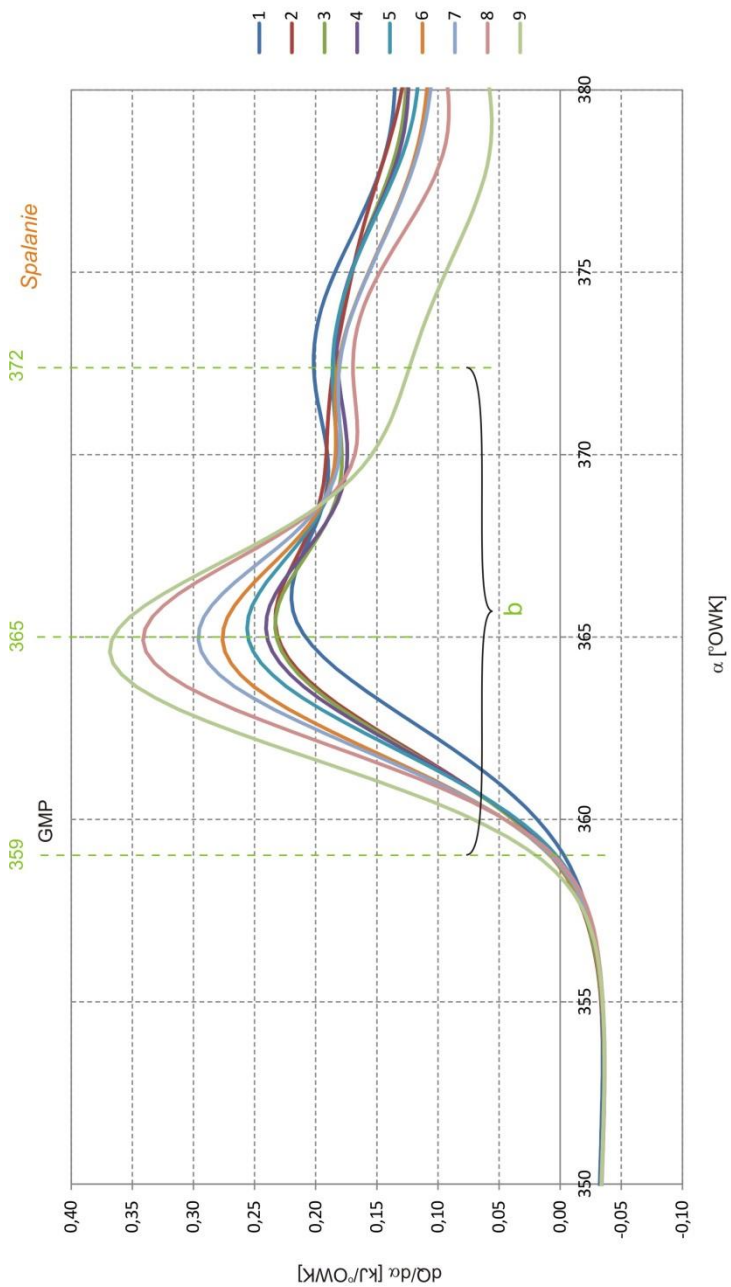
Równocześnie ze zwiększaniem się maksymalnej szybkości wywiązywania się ciepła przesuwiał się kąt jej występowania. Zmniejszył on swoją wartość z 366 °OWK do 364,6 °OWK (rys. 3.27). Największe zmiany obserwowano bezpośrednio po dodaniu wodoru (próba 2.) oraz po przekroczeniu 50% zastąpienia (próba 9.).

Zwiększanie szybkości wywiązywania się ciepła i szybkości narastania ciśnienia wynikało bezpośrednio ze zwiększania się prędkości spalania. Zwiększanie się prędkości spalania można tłumaczyć następującymi czynnikami. Po pierwsze, łatwiejszym rozprzestrzenianiem się płomienia w wyniku występowania w powietrzu paliwa w postaci gazowej (wodoru). Wraz ze wzrostem stopnia zastąpienia coraz mniej paliwa dostarczano do komory w formie ciekłej (olej napędowy), a coraz więcej w formie gazowej (wodór), gotowej do spalania. Po drugie, wodór spala się znacznie szybciej niż olej napędowy. Jego laminarna prędkość spalania wynosi 1,9 m/s i jest ok. 5 razy większa od benzyny czy metanu [63]. Po trzecie, szeroki zakres palności 4÷75% (obj. w powietrzu) oraz mała potrzebna energia zapłonu ~0,02 MJ ułatwiały rozchodzenie się płomienia w komorze spalania. Po czwarte, zwiększanie udziału wodoru w stosunku do oleju napędowego powodowało wzrost temperatury i ciśnienia spalania w cylindrze, przyspieszając spalanie paliwa oryginalnego.

Efektom przyspieszenia procesu spalania była zmiana wartości ciśnienia maksymalnego w cylindrze oraz kąta jego wystąpienia. Zwiększanie stopnia zastąpienia powodowało zwiększanie się wartości ciśnienia maksymalnego pomimo tego, że spalanie zaczynało się od coraz mniejszej wartości ciśnienia (rys. 3.22). W próbie 1. (zasilanie wyłącznie paliwem oryginalnym) uzyskano wartość ok. 4,07 MPa, natomiast w próbie 9. (maksymalna wartość zastąpienia) ok. 4,50 MPa (rys. 3.23).

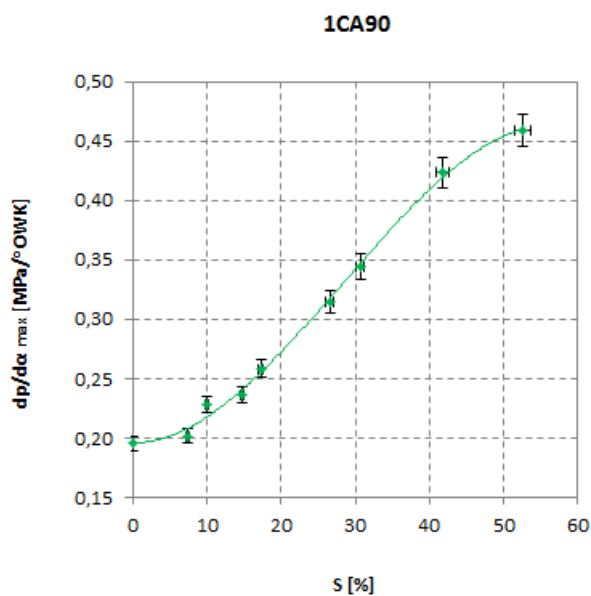


**Rys. 3.23. Przebiegi ciśnienia indykowanego w okresie spalania właściwego podczas poszczególnych prób badawczych**

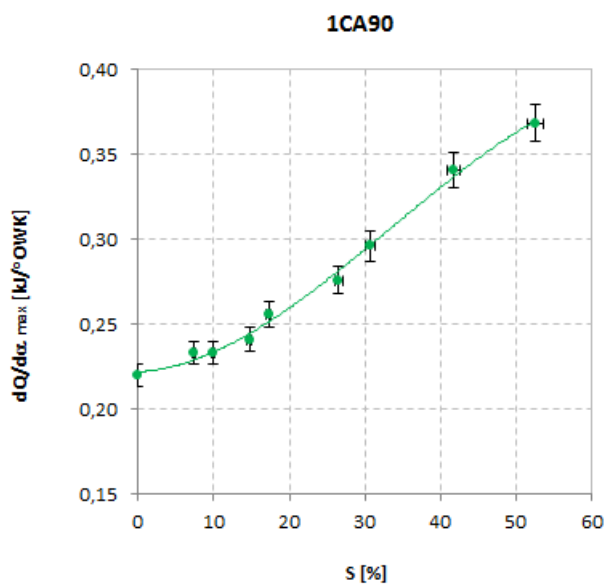


**Rys. 3.24. Przebiegi szybkości wywiązywania się ciepła w okresie spalania właściwego podczas poszczególnych prób badawczych**

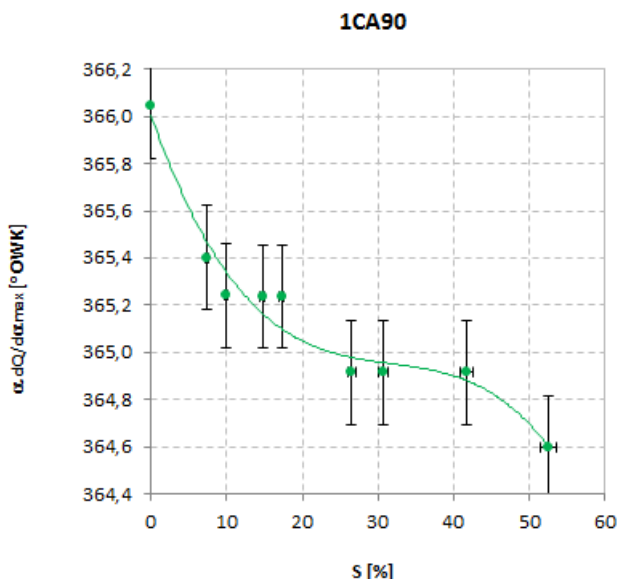




Rys. 3.25. Wpływ stopnia zastąpienia na szybkość narastania ciśnienia



Rys. 3.26. Wpływ stopnia zastąpienia na maksymalną szybkość wywiązania się ciepła



**Rys. 3.27. Wpływ stopnia zastąpienia na kąt występowania maksymalnej szybkości wywiązywania się ciepła**

Sam proces spalania w okolicach kąta występowania ciśnienia maksymalnego był również zróżnicowany i zależał od stopnia zastąpienia (rys. 3.23). W analizowanym okresie spalaniu podlegał już cały ładunek. Składał się on z niezmięianej dawki wstępnej oleju napędowego, zwiększającej się dawki wodoru oraz zmniejszającej się dawki głównej oleju napędowego. Przed podaniem dawki wstępnej w komorze spalania znajdowała się przygotowana już do spalania mieszanina powietrza i wodoru. Wtrysk dawki wstępnej inicjował proces indukcji trwający w tym przypadku ok. 10,6 °OWK. W tym czasie następował również wtrysk dawki głównej.

Analizując przebiegi ciśnienia można zauważyć występowanie pierwszego lokalnego maksimum ciśnienia w okolicach 365÷366 °OWK, a następnie drugiego lokalnego maksimum w okolicach 369÷372 °OWK (rys. 3.23).

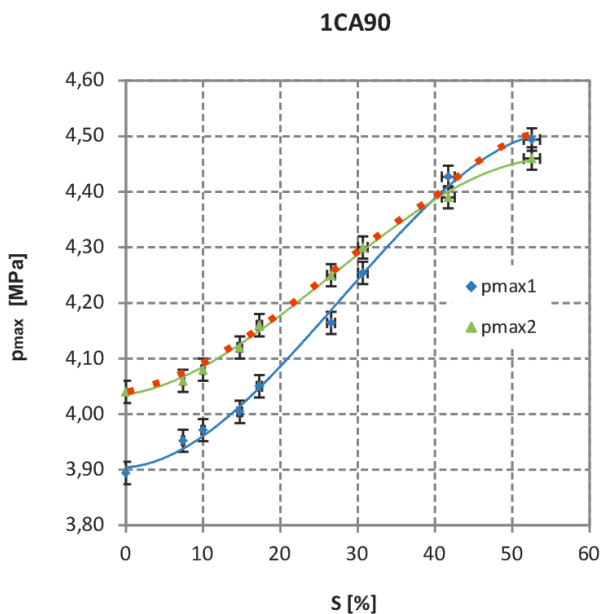
Pierwsze lokalne maksimum ciśnienia zwiększało się wraz ze wzrostem zastąpienia. Zwiększenie to wynikało ze spalania coraz większej dawki wodoru przy niezmięianej dawce wstępnej oleju napędowego oraz ze znacznie większej prędkości spalania wodoru w porównaniu z olejem napędowym.

Drugie lokalne maksimum ciśnienia wynikało ze spalania dawki głównej oleju napędowego podawanej do komory w 352 °OWK. Pomimo zmniejszania dawki głównej w kolejnych próbach, jego wartość zwiększała się. Spowodowane to było zwiększającym się ciśnieniem pierwszego maksimum. Można także zauważyć, że w pierwszych próbach wartość drugiego lokalnego maksimum ciśnienia była większa niż pierwszego, zaś w próbach ostatnich

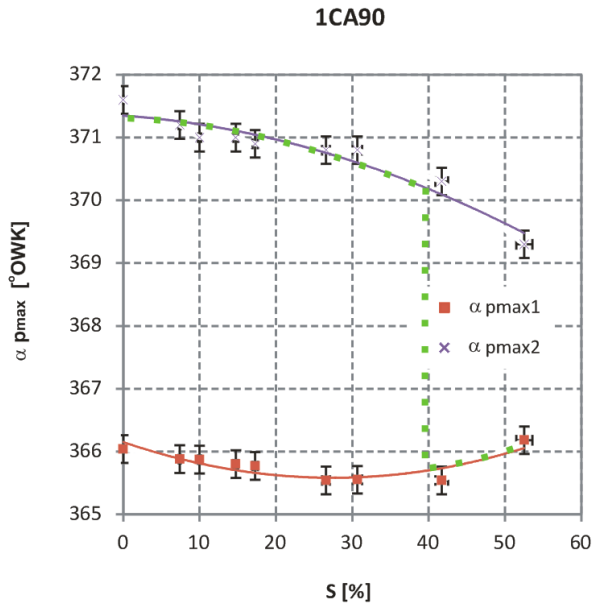
sytuacja była odwrotna (rys. 3.28). Było to spowodowane zwiększaniem dawki wodoru i równoczesnym zmniejszaniem dawki głównej oleju napędowego.

Wraz ze wzrostem stopnia zastąpienia oba lokalne maksima ciśnienia przesuwają się w stronę wcześniejszych kątów (rys. 3.29). Nie były to znaczące zmiany (ok.  $1\div 2$  °OWK w całym eksperymencie), jednak świadczą o zwiększeniu prędkości spalania wraz ze zwiększaniem udziału wodoru. Wyraźnie jest to widoczne w przebiegu wywiązywania się ciepła (rys. 3.24), gdzie szybkość wywiązywania się ciepła w okolicach pierwszego maksimum ciśnienia (kąt ok. 365 °OWK) zwiększyła się prawie dwukrotnie (rys. 3.26), a w okolicach drugiego (kąt ok. 372 °OWK) zmniejszyła się prawie dwukrotnie (rys. 3.30).

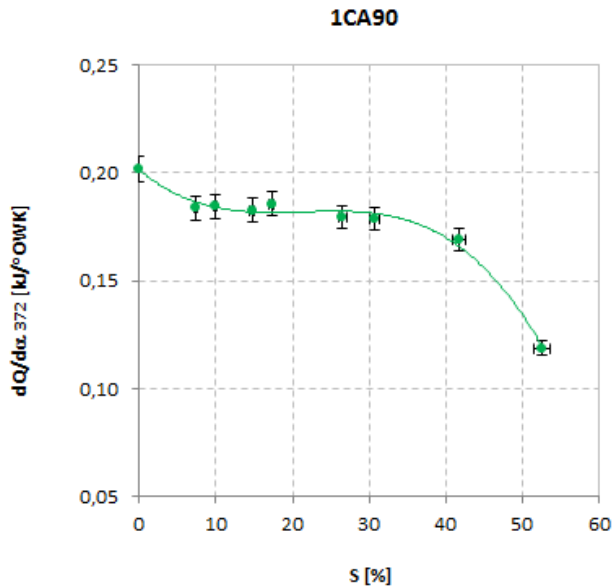
Oznacza to, że w przeprowadzonym eksperymencie, na zależności zarówno maksymalnego ciśnienia w cylindrze jak i kąta jego występowania od stopnia zastąpienia, wpływ miały zmiany obu lokalnych maksimów, które z kolei wynikały ze sposobu i ilości podawanych paliw.



**Rys. 3.28. Wpływ stopnia zastąpienia na wartość ciśnienia maksymalnego w obu lokalnych maksimach oraz na maksymalne ciśnienie w cylindrze – linia przerywana**



**Rys. 3.29.** Wpływ stopnia zastąpienia na kąt występowania ciśnienia maksymalnego w obu lokalnych maksimach oraz na kąt występowania maksymalnego ciśnienia w cylindrze – linia przerywana



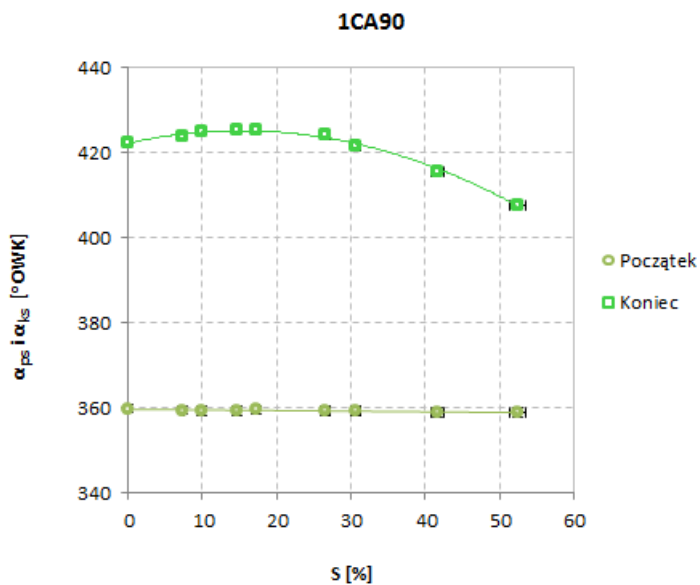
**Rys. 3.30.** Wpływ stopnia zastąpienia na szybkość wywiązywania się ciepła określoną dla 372 °OWK (dla drugiego maksimum lokalnego)

Zmiany udziałów energetycznych poszczególnych paliw podczas procesu spalania najbardziej widoczne są w próbie 9. (rys. 3.23), gdzie wyraźne dwa maksima lokalne zaobserwowane podczas wcześniejszych prób, zmieniają się praktycznie w jedno. Oznacza to, że w procesie spalania główna dawka oleju napędowego przestaje mieć decydujące znaczenie energetyczne na korzyść wodoru. Równocześnie charakter pracy silnika zmienia się z silnika o ZS (spalającego głównie olej napędowy i dodatkowo wodór) na zbliżony do silnika o ZI (spalającego wodór z inicjacją zapłonu od oleju napędowego).

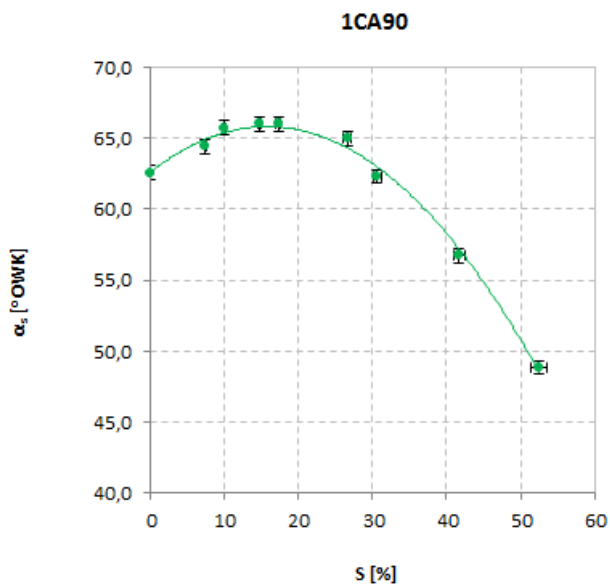
Wraz z opisanymi wcześniej zmianami wartości ciśnienia maksymalnego i ich kątów występowania zmieniał się także kąt końca spalania. W poszczególnych próbach badawczych kąty końca spalania wyznaczono analizując przebiegi procesu wywiązywania się ciepła. Zaobserwowano, że wraz ze zwiększaniem dawki wodoru zastępującego paliwo oryginalne zmieniał się kąt (czas) wywiązywania się ciepła w taki sposób, że zmianie podlegał jego koniec, a początek praktycznie pozostawał bez zmian (rys. 3.31). W eksperymencie, wraz ze zwiększaniem dawki wodoru zastępującego paliwo oryginalne, koniec wywiązywania się ciepła występował później (mniejsze stopnie zastąpienia), a następnie coraz wcześniej (większe stopnie zastąpienia) i ostatecznie był mniejszy od uzyskanego na paliwie oryginalnym. Oznacza to również, że tak samo zmieniał się kąt (czas) całego wywiązywania się ciepła (rys. 3.32). Dla stopnia zastąpienia ok. 15% czas spalania wydłużył się o ok. 6%, natomiast dla ponad 50% zastąpienia czas spalania skrócił się o ponad 20%.

Zmiany kąta spalania można tłumaczyć następująco: podany do komory spalania wodór spalał się szybciej od paliwa oryginalnego, wykorzystując do tego celu dostępny tlen. Skutkowało to zmniejszeniem się ilości pozostałego tlenu oraz pojawieniem się spalin. Mniejsza ilość powietrza (tlenu), choć nadal wystarczająco duża ( $\lambda > 1$ ), konieczna do spalania dawki głównej oleju napędowego wtryskiwanego w pierwszych próbach oraz występujące w komorze spalania spaliny powodowały wydłużenie procesu spalania.

Natomiast w kolejnych próbach, o coraz większych stopniach zastąpienia, czas spalania zmniejszał się. Wynikało to ze spalania coraz większej ilości wodoru. Proces był intensywniejszy, a ciśnienia i temperatury wyższe. Dodatkowo, ilość dawki głównej oleju napędowego znacząco malała, a jej wtrysk odbywał się do komory o intensywniejszym spalaniu, przez co proces spalania oleju napędowego dawki głównej był również intensywniejszy i stąd krótszy.

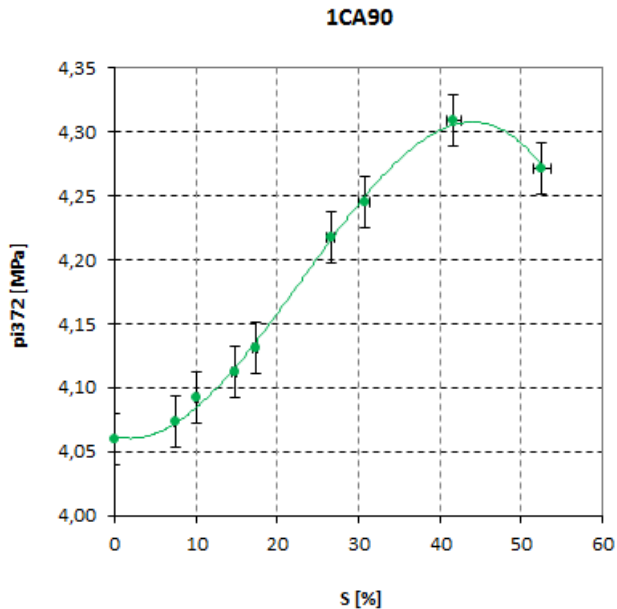


Rys. 3.31. Wpływ stopnia zastąpienia na kąty początku i końca spalania (wyznaczone z przebiegu wywiązywania się ciepła)

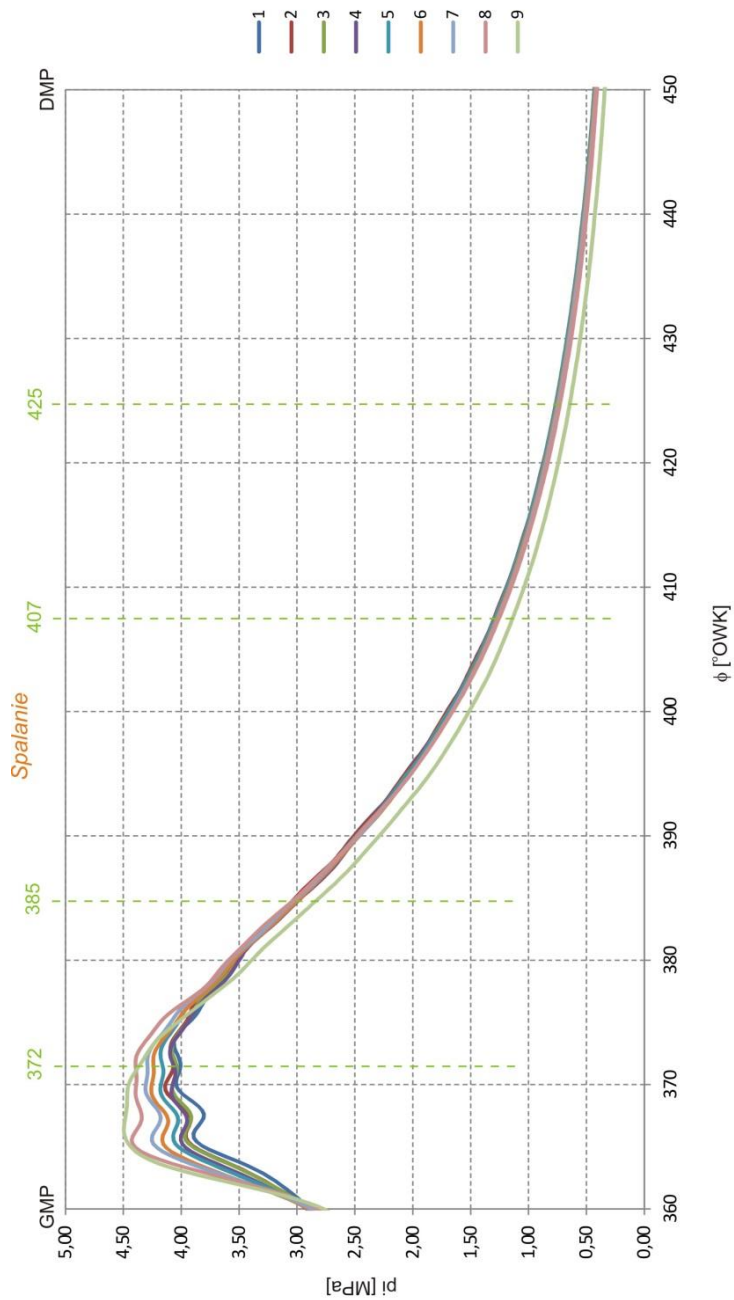


Rys. 3.32. Wpływ stopnia zastąpienia na kąt trwania spalania

Obserwując przebiegi ciśnienia po drugim lokalnym maksimum (po kącie 372 °OWK) można zauważyć, że im większy był udział wodoru w mieszance tym większe były wartości odnotowanych ciśnień (rys. 3.33). Wynikało to z wartości uzyskiwanych ciśnień maksymalnych i kątów ich występowania. Dalsze zwiększanie objętości (ruch tłoka w okolicach 375÷385 °OWK) powodowało zmianę polegającą na tym, że obserwowane ciśnienia w cylindrze malały szybciej dla większych wartości zastąpień (rys. 3.34). W próbie 9. ciśnienie malało już od 365 °OWK i dla kąta 372 °OWK odnotowano mniejsze jego wartości niż w próbie 8. W efekcie, dla większych kątów, czyli po ok. 385 °OWK, wartości ciśnienia były mniejsze dla większych stopni zastąpienia. Wynikało to z założeń eksperymentu, w których przyjęto stały moment efektywny silnika, czyli stałe średnie ciśnienie indykowane. Zwiększaniu się wartości ciśnienia w okresie spalania właściwego towarzyszyło zmniejszanie się wartości ciśnienia w okresie dopalania.

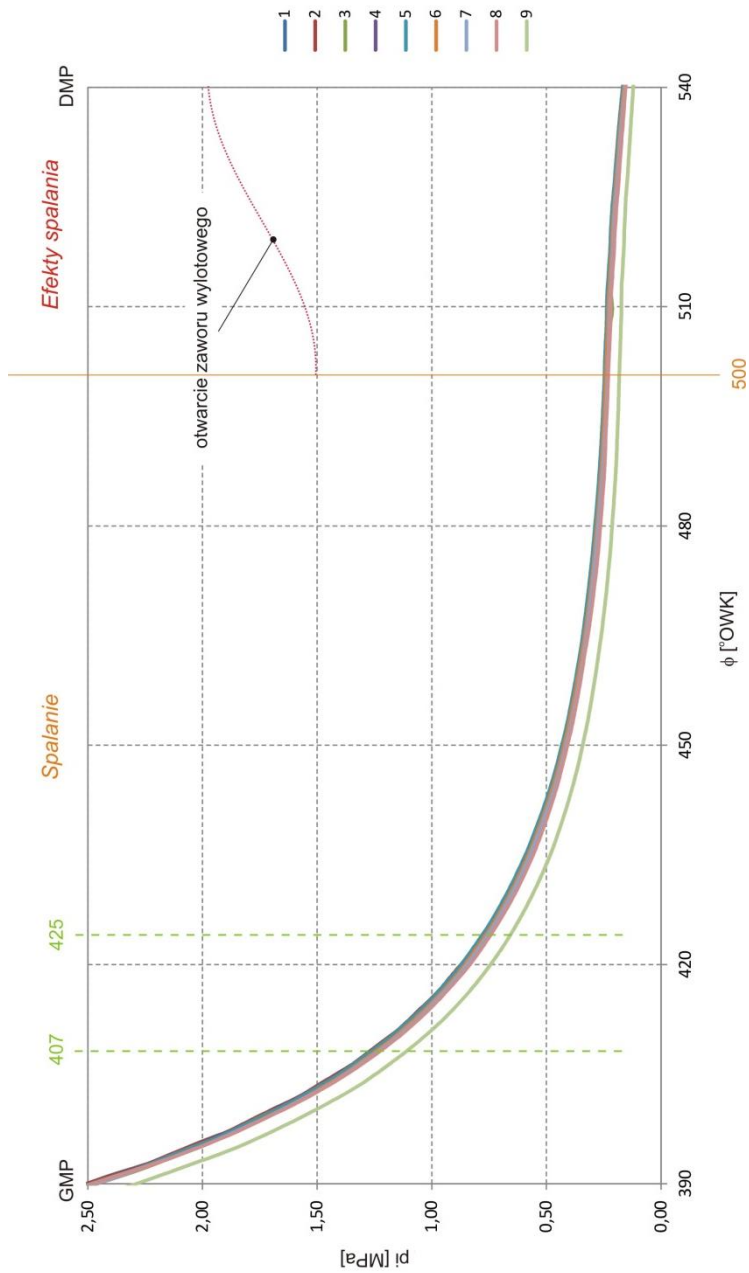


**Rys. 3.33. Wpływ stopnia zastąpienia na wartości ciśnienia w drugim maksimum lokalnym (dla kąta 372 °OWK)**



Rys. 3.34. Przebiegi ciśnienia indykowanego pod koniec końca procesu spalania właściwego



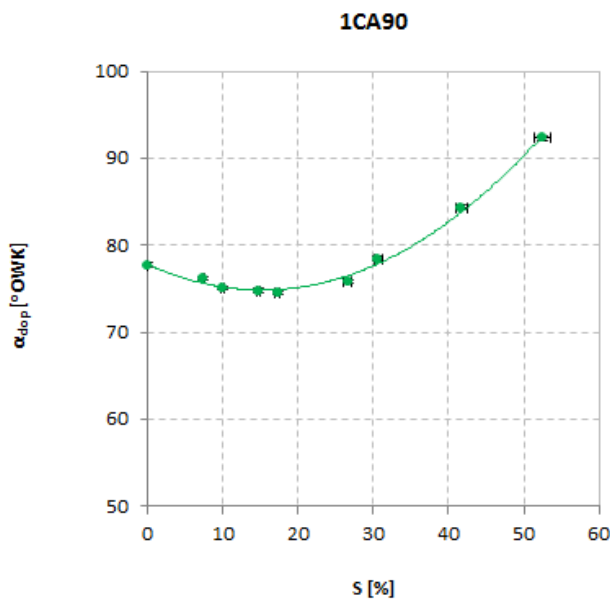


Rys. 3.35. Przebiegi ciśnienia indykowanego w okresie dopalania podczas poszczególnych prób badawczych

Na rysunku 3.35 przedstawiono przebiegi ciśnienia w okresie dopalania, uzyskane we wszystkich próbach badawczych. Założono, że okres dopalania trwał od końca okresu spalania właściwego aż do 500 °OWK, kiedy otwierał się zawór wylotowy i kończyło się praktyczne wykorzystanie ciepła spalania (ciśnienia) w badanym silniku.

Ponieważ dla każdej z prób koniec okresu spalania właściwego przypadał na inny kąt, okres dopalania również był inny dla każdej z prób. Dla próby pierwszej rozpoczynał się w ok. 425 °OWK, a dla próby ostatniej już w ok. 407 °OWK. Oznacza to, że okres dopalania wydłużył się o ok. 21%, z 77 °OWK uzyskanych w pierwszej próbie do 93 °OWK w ostatniej (rys. 3.36).

Obserwując przebiegi ciśnienia podczas procesu dopalania można zauważyć, że dla danego kąta obrotu wału, im większy udział wodoru w mieszance tym mniejsze wartości odnotowanych ciśnień. Wynika to z wartości ciśnień uzyskiwanych pod koniec okresu spalania właściwego. Wraz ze zwiększaniem się kąta obrotu wału ciśnienia w cylindrze malały. W pierwszej próbie eksperymentu ciśnienie zmniejszyło się z wartości 0,8 MPa do ok. 0,24 MPa, czyli o 0,54 MPa, a w ostatniej z ok. 1,13 MPa do ok. 0,18 MPa, czyli o 0,95 MPa.

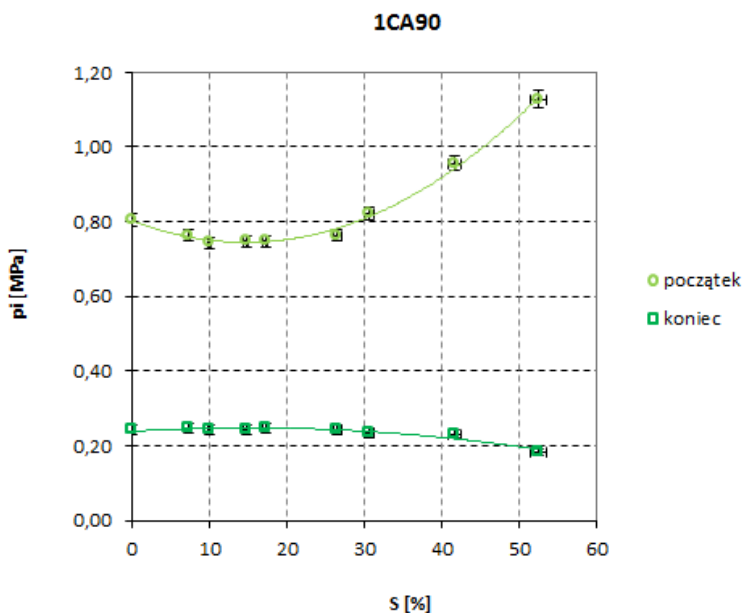


**Rys. 3.36. Wpływ stopnia zastąpienia na długość okresu dopalania**

Na rysunku 3.37 przedstawiono odpowiednio wartości ciśnienia uzyskane w cylindrze na początku okresu dopalania (w chwili końca spalania właściwego)

oraz na końcu okresu dopalania, czyli w chwili otwarcia zaworu wylotowego w 500 °OWK.

Podsumowując, zastąpienie części paliwa oryginalnego wodorem wydłużyło okres dopalania oraz zwiększyło różnicę ciśnień i zmniejszyło ciśnienie końca dopalania.



Rys. 3.37. Wpływ stopnia zastąpienia na ciśnienie początku i końca dopalania

### 3.2.3. Efekty spalania

W silniku tłokowym, w chwili otwarcia zaworu wylotowego rozpoczyna się proces opróżniania cylindra z produktów spalania, którymi w zdecydowanej większości są azot, dwutlenek węgla i para wodna. Dodatkowo znajdują się tam również niepożądane składniki spalania, z których najważniejsze to tlenek węgla, tlenki azotu oraz węglowodory pochodzące przeważnie z niespalonego paliwa. Podczas opróżniania cylindra proces spalania nie jest ani zakończony, ani zatrzymany. W tym czasie trwa jeszcze dopalanie, w wyniku którego zmniejsza się ilość CO i HC oraz zwiększa się ilość CO<sub>2</sub> i NO<sub>x</sub> [15, 63]. Oznacza to, że podczas wylotu zmienia się w czasie skład produktów spalania. W silnikach, w których nie wykorzystuje się energii gazów spalinowych ani nie korzysta się z nich do kształtowania procesu spalania (EGR), procesy spalania i dopalania zachodzące podczas opróżniania cylindra wpływają jedynie na skład

chemiczny i temperaturę reszty spalin. Ta z kolei wpływa na właściwości nowego ładunku ale zmiany te, w omawianym przypadku, nie są duże i można je w pominąć [10, 97, 132, 195].

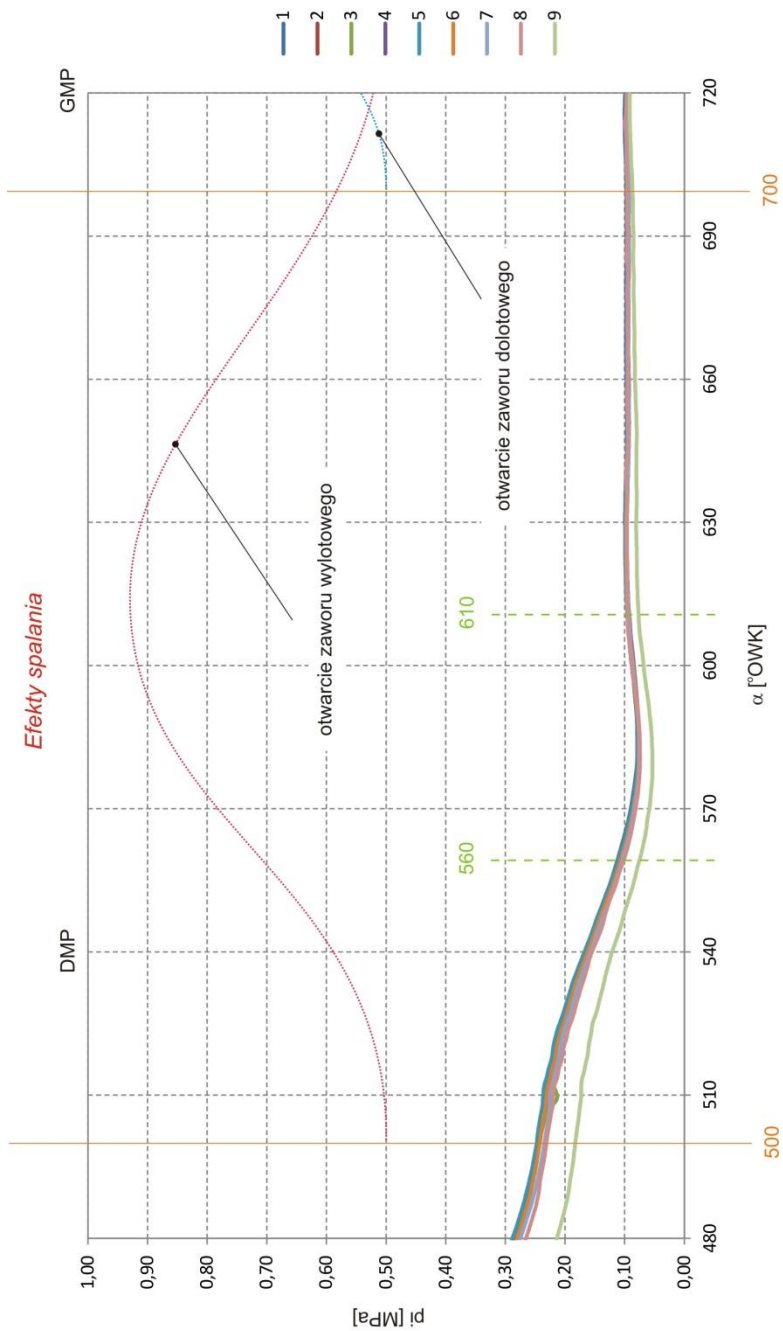
W poszczególnych próbach eksperymentu, w okresie opróżniania cylindra, zasadniczą różnicą był inny skład chemiczny, a dokładnie inne proporcje produktów spalania. Dodatkowo zmianie podlegały wartości fizyczne, takie jak temperatura czy ciśnienie, będące następstwem odmiennego przebiegu procesów we wcześniejszych okresach. Wyżej wymienione zmiany były wynikiem innego składu chemicznego ładunku palnego.

Na rysunku 3.38 przedstawiono przebiegi ciśnienia indykowanego uzyskane w poszczególnych próbach badawczych w okresie wylotu. Założono, że okres ten trwał od otwarcia zaworu wylotowego w ok. 500 °OWK do jego zamknięcia w ok. 15 °OWK, czyli przez 235 °OWK.

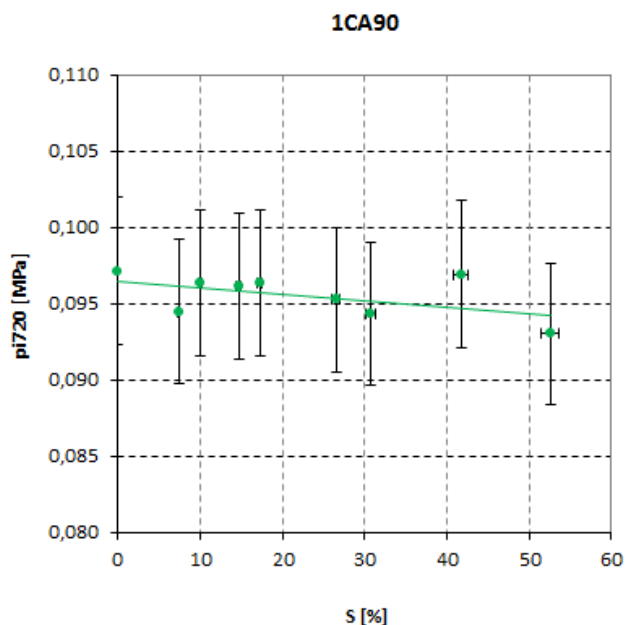
W ok. 500 °OWK, czyli w chwili otwarcia zaworu wylotowego, wraz ze zwiększaniem się stopnia zastąpienia odnotowywano coraz mniejsze wartości ciśnienia. Wynika to bezpośrednio z wartości ciśnień uzyskiwanych podczas procesu sprężania.

Dalszy przebieg ciśnienia związany jest ze zjawiskami dynamicznymi zachodzącymi podczas wylotu. Otwarcie zaworu wylotowego rozszczelniało komorę spalania, powodując obniżanie ciśnienia obserwowane od ok. 510 °OWK. Wypływ gazów spalinowych z cylindra w okresie od 510 do 560 °OWK był tak gwałtowny, że pomiędzy 560 a 610 °OWK powodował obniżenie ciśnienia w cylindrze poniżej ciśnienia reszty spalin. Dalszy przebieg procesu wylotu można uznać za stabilny. Ciśnienie, niezależnie od wielkości zastąpienia, dążyło do jednej wartości i praktycznie osiągnęło ją w okolicach GMP, czyli pod koniec suwu wylotu. Była to wartość ciśnienia reszty spalin, wynikająca głównie z oporów układu wylotowego oraz obciążenia silnika, czyli natężenia przepływu przez układ wylotowy (rys. 3.39). W opisywanym przypadku otwarcie zaworu dolotowego w okolicach 700 °OWK nie miało znaczącego wpływu na proces wylotu. Różnice ciśnień zarejestrowane w trakcie wylotu wynikały z wcześniejszych różnic powstałych podczas procesu sprężania i spalania, a w procesie wylotu jedynie się zmniejszały.

Praktyczny brak zależności pomiędzy ciśnieniem gazów wylotowych a stopniem zastąpienia zaobserwowano również dla temperatury spalin  $T_s$  (rys 3.40). W wyniku zastępowania oleju napędowego wodorem, temperatura spalin silnika praktycznie się nie zmieniała. W próbie pierwszej odnotowano 444°C, tyle samo ile w próbie ostatniej. Maksymalną wartość, wynoszącą 447°C odnotowano w próbie 5. a najmniejszą, wynoszącą 439°C w próbie 8.



Rys. 3.38. Przebiegi ciśnienia indykowanego w okresie wylotu podczas poszczególnych prób badawczych



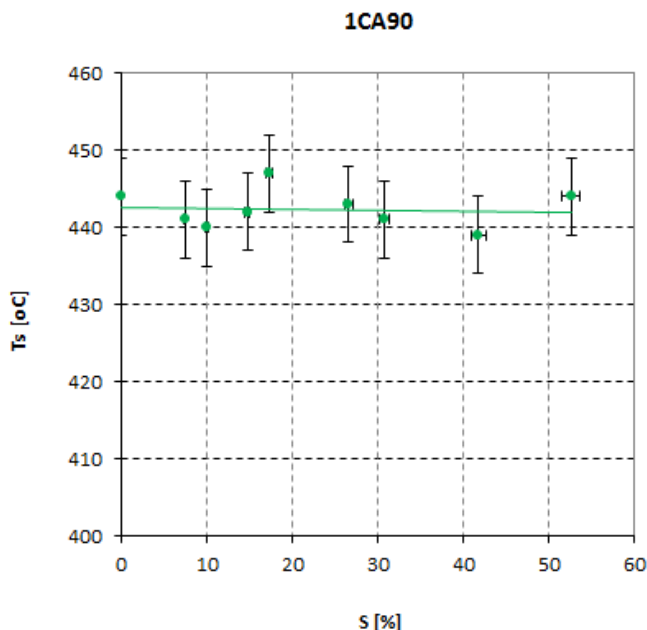
**Rys. 3.39. Wpływ stopnia zastąpienia na ciśnienie reszty spalin (dla kąta 720 °OWK)**

Pomiar prowadzono w niewielkim oddaleniu od zaworu wylotowego. Mierzono temperaturę spalin opuszczających cylinder silnika, czyli rozprężonych (o ciśnieniu reszty spalin). Uzyskane w pomiarach wartości temperatur spalin są wielkościami uśrednionymi z całego okresu wylotu i równocześnie uśrednionymi z wielu cykli silnikowych. Zmierzone wartości  $443 \pm 4^\circ\text{C}$  nie były skorelowane z wielkością zastąpienia, a ich zmiana była na poziomie błęd pomiarowego szacowanego na ok. 1%.

Temperatura spalin mierzona podczas eksperymentu potwierdziła obserwowane zmiany ciśnienia reszty spalin w okresie GMP wymiany ładunku, co przedstawiono na rysunku 3.40. Zmiana stopnia zastąpienia nie wpływa zatem praktycznie na temperaturę spalin i ciśnienie reszty spalin, jednak wpływa znacząco na ich skład.

Na ilość i skład produkowanych spalin bezpośrednio wpływa zmiana ilości dostarczanych do spalania paliw. Wraz ze zmniejszaniem ilości dostarczanego do silnika oleju napędowego zmniejsza się udział  $\text{CO}_2$  i  $\text{H}_2\text{O}$  powstałego z jego spalania. Równocześnie ze zwiększaniem się ilości spalanej wodoru w spalinach pojawia się dodatkowa masa pary wodnej. Tak więc w spalinach silnika zmniejsza się udział dwutlenku węgla a ilość pary wodnej jest sumą ze spalania obu paliw (rys. 3.41). Całkowitą zmianę stężenia dwutlenku węgla i pary wodnej przedstawiono na rysunku 3.42, gdzie wraz ze wzrostem

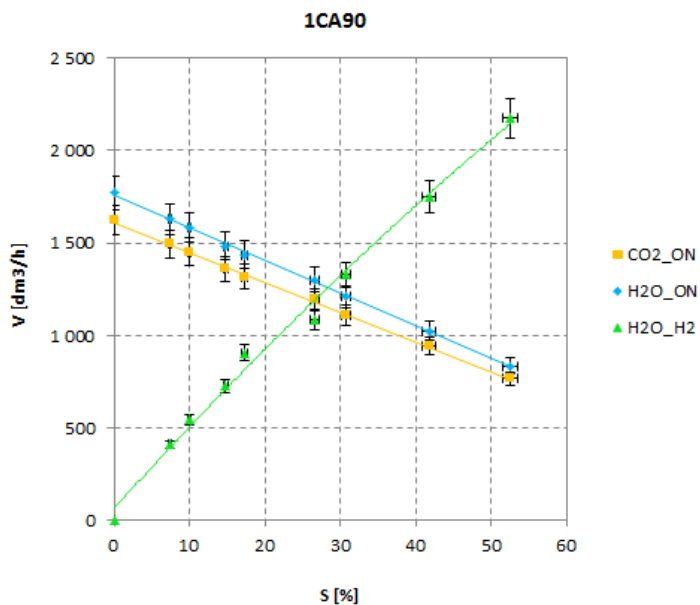
zastąpienia zauważyć można zmniejszanie się stężenia  $\text{CO}_2$  i zwiększanie się stężenia  $\text{H}_2\text{O}$  (odpowiednio o ok. 53% i o ok. 82% dla 53% zastąpienia).



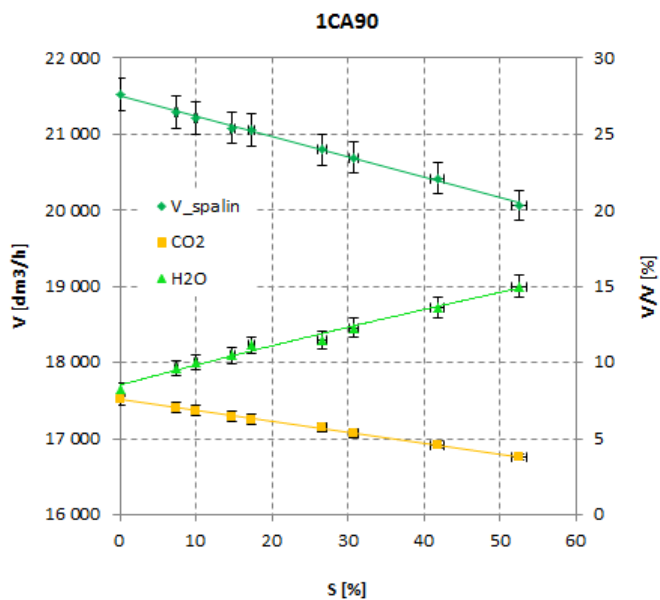
**Rys. 3.40. Wpływ stopnia zastąpienia na temperaturę spalin badanego silnika**

Wraz ze zwiększaniem stopnia zastąpienia zmniejsza się nie tylko ilość oleju napędowego ale i ilość powietrza dostarczanego do silnika z powodu wypierania go przez dodawany do dolotu wodór. Zmniejsza się zatem ilość spalin powstałych ze spalania oleju napędowego oraz ilość nie biorącego udziału w spalaniu azotu. Dodatkowo reakcja spalania wodoru ma ujemny bilans objętościowy produktów do substratów, powodując zmniejszanie objętości spalin tym większe, im większa jest ilość spalanego wodoru.

Podsumowując, wraz ze wzrostem zastąpienia zmniejszała się całkowita objętość spalin silnika (o ok. 7% dla 53% zastąpienia), zmniejszało się stężenie  $\text{CO}_2$  i zwiększało się stężenie  $\text{H}_2\text{O}$  (rys. 3.42). Zmiana stężenia wynikała zatem z dwóch przyczyn: pierwsza to zmniejszanie się stężenia dwutlenku węgla i zwiększanie się stężenia pary wodnej, wynikające ze zmian składu chemicznego spalanej mieszanki, druga to zmniejszenie się całkowitej objętości spalin.



Rys. 3.41. Wpływ stopnia zastąpienia na ilość dwutlenku węgla i pary wodnej (produkowanych z obu paliw) w spalinach badanego silnika

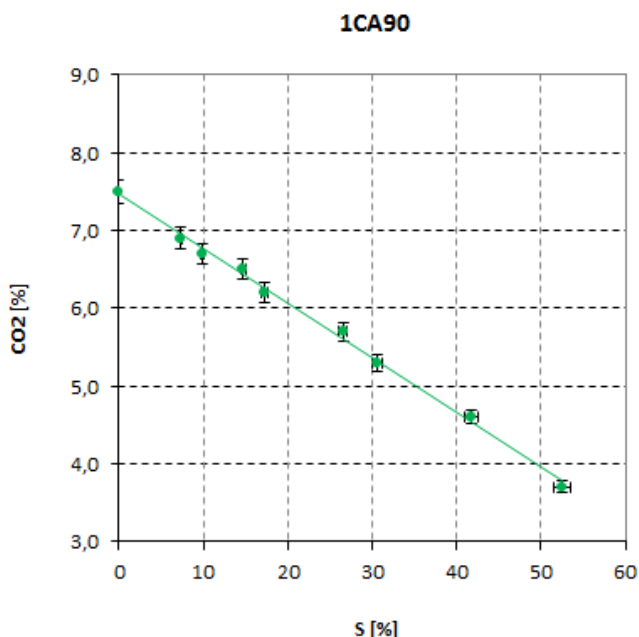


Rys. 3.42. Wpływ stopnia zastąpienia na całkowitą objętość spalin oraz stężenie objętościowe dwutlenku węgla i pary wodnej w spalinach badanego silnika



Rysunek 3.43 przedstawia zmianę procentowej zawartości dwutlenku węgla w spalinach wraz ze zmniejszaniem udziału oleju napędowego i zwiększaniem udziału wodoru w poszczególnych próbach otrzymany z pomiarów analizatorem HG-400.

W wyniku dodawania wodoru procentowa zawartość  $\text{CO}_2$  w spalinach zmniejszyła się statystycznie liniowo od wartości 7,5%, uzyskanej przy zasilaniu wyłącznie olejem napędowym, do wartości 3,7%, co stanowi ponad 50% zmniejszenie uzyskane przy ok. 53% zastąpieniu.

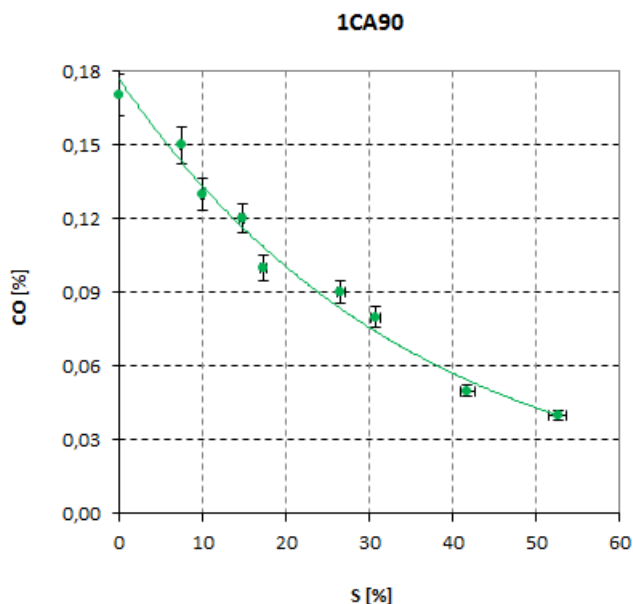


**Rys. 3.43. Wpływ stopnia zastąpienia na stężenie dwutlenku węgla w spalinach badanego silnika**

Zasadniczo zawartość  $\text{CO}_2$  w spalinach silnika wynika ze spalania paliwa zawierającego węgiel. Wraz z zastępowaniem paliwa węglowodorowego wodorem, ilość węgla w komorze spalania malała. Oznacza to, że ilość  $\text{CO}_2$  w spalinach powinna zmniejszać się wprost proporcjonalnie do zmniejszania ilości oleju napędowego zasilającego silnik przy założeniu, że nie nastąpiło pogorszenie procesu spalania znacznie zwiększające udział  $\text{CO}$  i  $\text{HC}$ . Potwierdzają to wyniki eksperymentu. Tym samym zmniejszając udział węgla w paliwie do zera powinno się uzyskać zerową ilość  $\text{CO}_2$  w spalinach. Charakterystyka powinna być zatem linią prostą przechodzącą przez zero przy całkowitym zastąpieniu oleju napędowego wodorem. Nie jest to jednak możliwe

ze względu na spalanie węgla pochodzącego zarówno z oleju napędowego inicjującego proces spalania jak i z oleju smarującego oraz z naturalnej ilości  $\text{CO}_2$ , pochodzącego z powietrza atmosferycznego zasilającego silnik. Tak właśnie jest w przypadku analizowanych wyników.

Oprócz zmiany składu i ilości głównych składników spalin następuje również zmiana stężeń substancji toksycznych spalin. Rysunek 3.44 przedstawia zmianę procentowej zawartości tlenku węgla w spalinach badanego silnika wraz ze zmniejszaniem udziału oleju napędowego i zwiększaniem udziału wodoru w poszczególnych próbach. Analizując zmiany zawartości CO w spalinach zauważalne jest znaczne obniżenie jego stężenia już przy stosunkowo niewielkich zastąpieniach. W wyniku dodawania wodoru procentowa zawartość CO w spalinach zmniejszała się od wartości 0,17%, otrzymanej podczas zasilania silnika wyłącznie olejem napędowym, do wartości 0,04% przy zastąpieniu ok. 53%. Odpowiada to ponad czterokrotnemu zmniejszeniu się udziału CO w spalinach przy zmniejszeniu dawki oleju napędowego o ok. 53%. W obserwowanym zakresie jest ono statystycznie wykładniczo zależne od zwiększania udziału wodoru w ładunku zasilającym silnik.



**Rys. 3.44.** Wpływ stopnia zastąpienia na stężenie tlenku węgla w spalinach badanego silnika

W silniku o ZS, szczególnie w zakresie mniejszych obciążeń, spalanie zachodzi w zdecydowanym nadmiarze tlenu. Zatem ilość powstającego CO

powinna być marginalna i taka była. Sposób podania paliwa był jednak dość charakterystyczny – wtryskiwacze wielootworkowe podawały je kilkoma strugami w różne części komory spalania. Pomimo znacznego rozdrobnienia kropeł i zawirowań w komorze, kształt strug powodował, że ładunek był uwarstwiony, czyli posiadał strefy o różnej zawartości tlenu. Tym samym w strefach najbogatszych, szczególnie w zakresie większych obciążeń, istniała możliwość niedopalenia części węgla zawartego w paliwie, co było jedną z przyczyn powstawania CO.

Zmniejszenie ilości podawanego oleju napędowego jest równoznaczne z zmniejszeniem ilości węgla dostarczonego do komory spalania. W eksperymencie realizowano to poprzez skracanie czasu wtrysku dawki głównej. Oznaczało to skracanie czasu trwania stref najbogatszych, powodujące obniżanie emisji CO. Jednocześnie w pozostałych obszarach komory, zamiast zalegającego powietrza (tlenu), była spalana mieszanka powietrza i wodoru, tym intensywniej im większy był stopień zastąpienia. Skutkowało to jednak zmniejszaniem się sumarycznej ilości tlenu dostępnej do spalania oleju napędowego, co przy dużych wartościach zastąpienia (i/lub dużych obciążeniach) mogło powodować niedopalenie oleju napędowego i spowalniać obniżanie emisji CO niżby to wynikało ze zmian ilości spalanych węglowodorów.

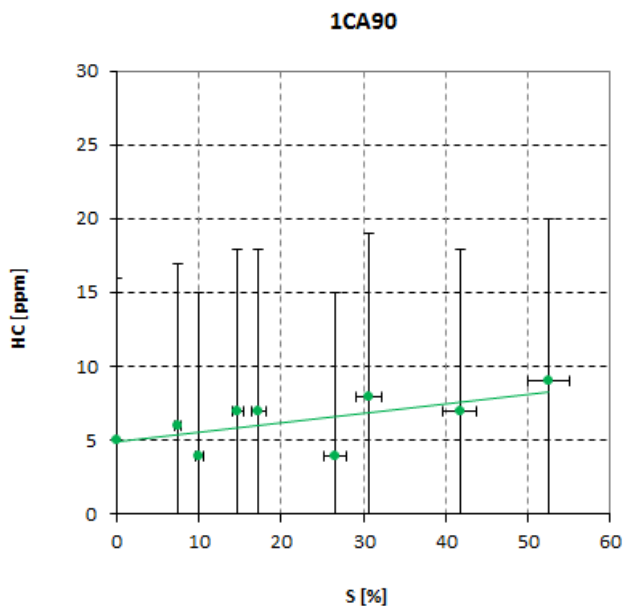
Drugą przyczyną powstawania CO jest efekt przyścienny i szczelinowy [57, 89, 144]. Dodawanie wodoru i zmniejszanie ilości węgla w mieszance palnej w silniku skutkowało poprawą procesu spalania, ponieważ płomień łatwiej osiągał strefy przyścienne i szczelinowe. Wynika to z właściwości fizykochemicznych wodoru, który łatwo dyfunduje i szybko się pali w szerokich granicach stężenia. Skutkuje to rozszerzeniem stref spalania wewnątrz komory i ułatwia dopalenie oleju napędowego mogącego znajdować się w tych strefach.

Dodatkowo, wraz ze skracaniem czasu wtrysku dawki głównej, coraz mniej oleju napędowego docierało w pobliże ścianek, co zmniejszało efekt przyścienny i szczelinowy, i tym samym zmniejszało ilość CO w spalinach. Nie ma jednak możliwości całkowitego wyeliminowania efektu przyściennego i szczelinowego chociażby ze względu na spalanie oleju smarującego.

Trzecią przyczyną powstawania CO jest dysocjacja produktów spalania [57, 63, 132, 149, 195]. Zwiększanie się temperatury maksymalnej obiegu wraz ze spalaniem coraz większej ilości wodoru powinno zwiększać ilość CO powstałego w wyniku dysocjacji, jednak równoczesne zmniejszanie ilości węgla dostarczanego do komory spalania w paliwie oryginalnym powinno z kolei zmniejszać to zjawisko. Nawet przy całkowitym wyeliminowaniu z procesu spalania oleju napędowego (likwidacja nawet dawki wstępnej inicjującej proces), CO w układzie wydechowym może pochodzić ze zjawiska dysocjacji produktów spalania węgla pochodzącego z oleju smarującego oraz z dysocjacji CO<sub>2</sub> dostającego się do silnika z powietrzem zasilającym.

W eksperymencie wykładniczy charakter zależności emisji CO od stopnia zastąpienia był zatem wynikiem równoczesnego nakładania się ww. czynników, tj. zmniejszania ilości doprowadzanego do komory spalania węgla zawartego w paliwie, zmniejszania się ilości tlenu pozostałego do spalania oleju, ograniczania efektu przyściennego i szczelinowego oraz dysocjacji produktów spalania. Jednak zasadniczym czynnikiem obniżającym emisję CO była poprawa procesu spalania wynikająca ze spalania wodoru (łatwość rozprzestrzeniania się płomienia, zwiększenie turbulencji, zwiększenie temperatury). Już 15% zastąpienie powodowało ok. 30% zmniejszenie emisji CO.

Rysunek 3.45 przedstawia zmianę stężenia niespalonych węglowodorów w spalinach wraz ze zmniejszaniem udziału oleju napędowego i zwiększaniem udziału wodoru w poszczególnych próbach. W wyniku zwiększania stopnia zastąpienia zawartość HC w spalinach praktycznie nie zmieniała się i mieściła w zakresie od 4 do 9 ppm.

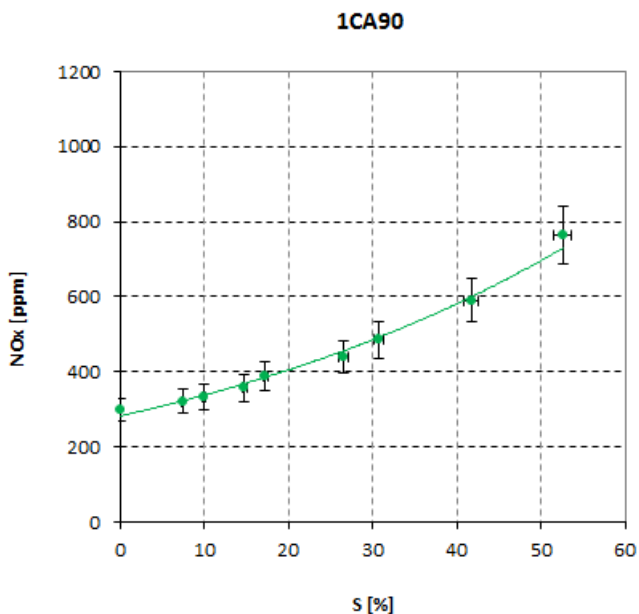


**Rys. 3.45. Wpływ stopnia zastąpienia na stężenie węglowodorów w spalinach badanego silnika**

Zarejestrowane wartości na poziomie kilku ppm były praktycznie w granicy błędu pomiarowego. Dodawanie wodoru i zmniejszanie oleju napędowego, czyli udziału węgla w spalaniu, powinno skutkować zmniejszeniem się ilości niespalonych węglowodorów. Jednak w przypadku silnika o ZS pracującego z nadmiarem tlenu zmniejszanie udziału węgla wydaje się nieistotne. Poziom odnotowanych wartości HC był niewielki, stały oraz niezależny od wielkości

zastąpienia. Był on związany z efektem przyściennym i szczelinowym, a zmierzone wartości HC wynikały z geometrii komory, penetracji strug wtrysku i zawirowań mieszanki podczas spalania.

Rysunek 3.46 przedstawia zmianę stężenia tlenków azotu w spalinach wraz ze zmniejszaniem udziału oleju napędowego i zwiększaniem udziału wodoru w poszczególnych próbach. W wyniku zastępowania oleju napędowego wodorem zawartość NO<sub>x</sub> w spalinach zwiększała się znacząco od wartości minimalnej ok. 300 ppm, uzyskanej przy zasilaniu wyłącznie olejem napędowym, do wartości ok. 760 ppm, uzyskanej przy ok. 53% zastąpieniu. Zależność ta jest statystycznie wykładnicza.

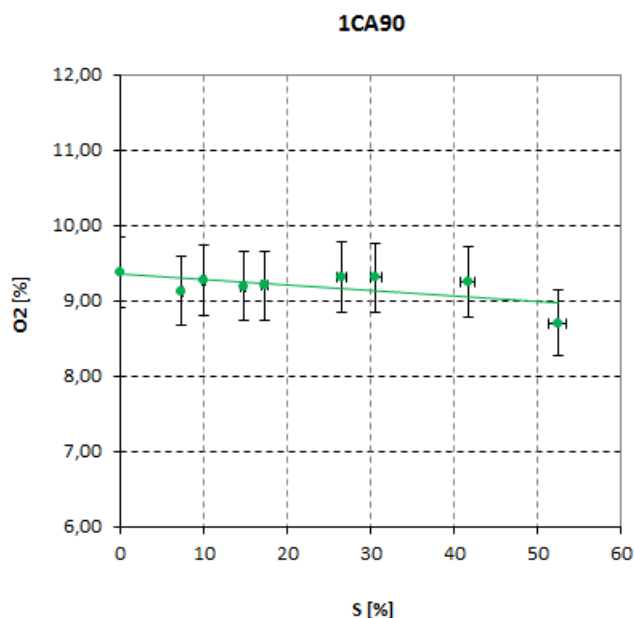


**Rys. 3.46. Wpływ stopnia zastąpienia na stężenie tlenków azotu w spalinach badanego silnika**

Zwiększenie to można tłumaczyć większymi gradientami temperatury w procesie spalania z udziałem wodoru [57, 63, 112, 132]. Właściwości fizykochemiczne wodoru, takie jak znaczna szybkość spalania, mała energia zapłonu czy szeroki zakres palności, były przyczyną gwałtowniejszego przebiegu procesu spalania i przez to większych gradientów temperatur w komorze [15, 63, 87]. Potwierdziły to przebiegi ciśnienia w cylindrach i wywiązywania się ciepła przedstawione we wcześniejszych analizach, w których wykazano zwiększanie się ciśnienia maksymalnego (rys. 3.28), a co za tym idzie i temperatury. Natomiast podwyższenie temperatury spalania powodowało wykładnicze zwiększenie emisji NO<sub>x</sub>, która w przypadku dużych

zastąpien wielokrotnie przekraczała wartość uzyskiwaną przy zasilaniu paliwem oryginalnym.

W eksperymencie dodawanie paliwa wodorowego wpływało na zmiany ilości powietrza wpływającego do silnika. Ze względu na utrzymywanie stałej mocy efektywnej skład mieszanki paliwowo- powietrznej, a przez to również ilość tlenu pozostającego w spalinach, były wartością wynikową a nie regulowaną. Rysunek 3.47 przedstawia zmianę procentowej zawartości tlenu w spalinach wraz ze zmniejszaniem udziału oleju napędowego i zwiększaniem udziału wodoru w poszczególnych próbach.



**Rys. 3.47. Wpływ stopnia zastąpienia na stężenie tlenu w spalinach badanego silnika**

W wyniku zwiększania stopnia zastąpienia zawartość O<sub>2</sub> w spalinach praktycznie się nie zmieniała. Przy zasilaniu wyłącznie olejem napędowym wynosiła ona 9,39% przy maksymalnym zastąpieniu 8,71%, a w pozostałych przypadkach ok.  $9,20 \pm 0,10\%$ .

Obecność tlenu w gazach spalinowych oznacza, że proces spalania obu paliw odbył się z jego nadmiarem, czyli z nadmiarem powietrza. Ilość tlenu w spalinach silnika wynika z różnicy ilości tlenu dostarczonego z powietrzem do cylindra i zużytego w procesie spalania. Pierwsza wartość zależy od jakości procesu napełniania, a druga od jakości procesu spalania.

Ilość powietrza, jaka dostawała się do cylindra w danej próbie, była równa pojemności cylindra pomniejszonej o objętość wypartą przez wodór oraz o sprawność napełniania (resztę spalin pominięto w rozważaniach):

$$m_{pow} = (V_{cyl} - V_{H2}) \cdot \eta_V \cdot \rho_{pow} \quad (3.2)$$

gdzie:

$m_{pow}$  – masa powietrza w cylindrze silnika w danej próbie,

$V_{cyl}$  – objętość cylindra,

$V_{H2}$  – objętość powietrza wyparta przez wodór,

$\eta_V$  – sprawność napełniania,

$\rho_{pow}$  – gęstość powietrza.

Proces spalania zmniejszał tę ilość, przez co do układu wylotowego docierało powietrze pomniejszone o ilość zużytą do spalania oleju napędowego oraz o ilość zużytą do spalania wodoru. Ze względu na marginalne wartości stężeń CO i HC w spalinach przyjęto, że spalanie obu paliw było całkowite i zupełne. Ilość powietrza zużytego w procesie spalania zależna była od ilości paliw, czyli ich mas (rys. 3.48) oraz rodzaju paliw, czyli teoretycznego zapotrzebowania powietrza do spalania ( $L_t$ ). Zatem masa powietrza zużytego do spalania oleju napędowego wynosiła:

$$m_{pow\_Lt\_ON} = m_{ON} \cdot L_{tON} \quad (3.3)$$

a wodoru:

$$m_{pow\_Lt\_H2} = m_{H2} \cdot L_{tH2} \quad (3.4)$$

gdzie:

$m_{pow\_Lt\_ON}$  – masa powietrza zużytego do spalania oleju napędowego,

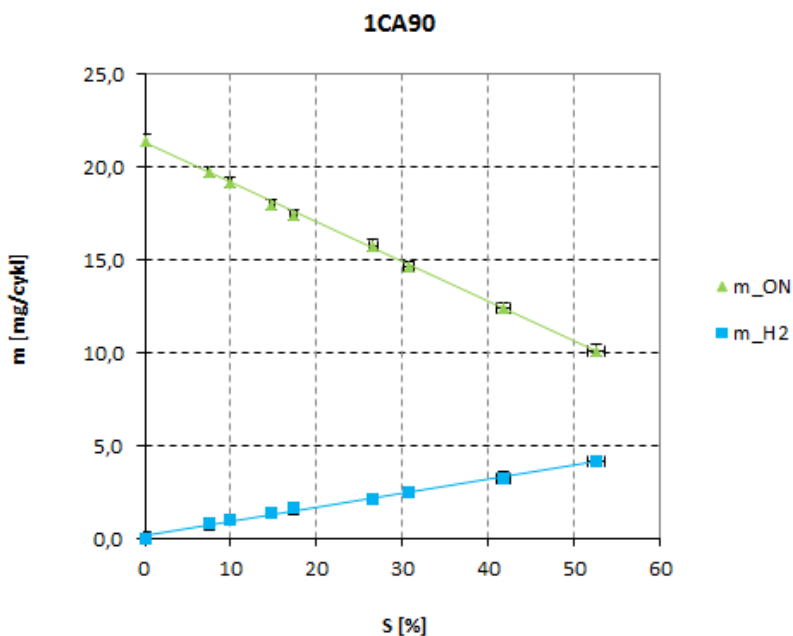
$m_{ON}$  – masa oleju napędowego zużywana na cykl,

$L_{tON}$  – teoretyczne zapotrzebowanie powietrza do spalania oleju napędowego,

$m_{pow\_Lt\_H2}$  – masa powietrza zużytego do spalania wodoru,

$m_{H2}$  – masa wodoru zużywana na cykl,

$L_{tH2}$  – teoretyczne zapotrzebowanie powietrza do spalania wodoru.



**Rys. 3.48.** Masy paliw podawane w czasie eksperymentu w zależności od stopnia zastąpienia

Wobec tego ilość tlenu w gazach spalinowych była stosunkiem masy tlenu, który pozostał po procesie spalania, do masy tlenu dostarczonego do cylindra przed procesem spalania. Można to wyliczyć z mas powietrza wyznaczonych powyżej:

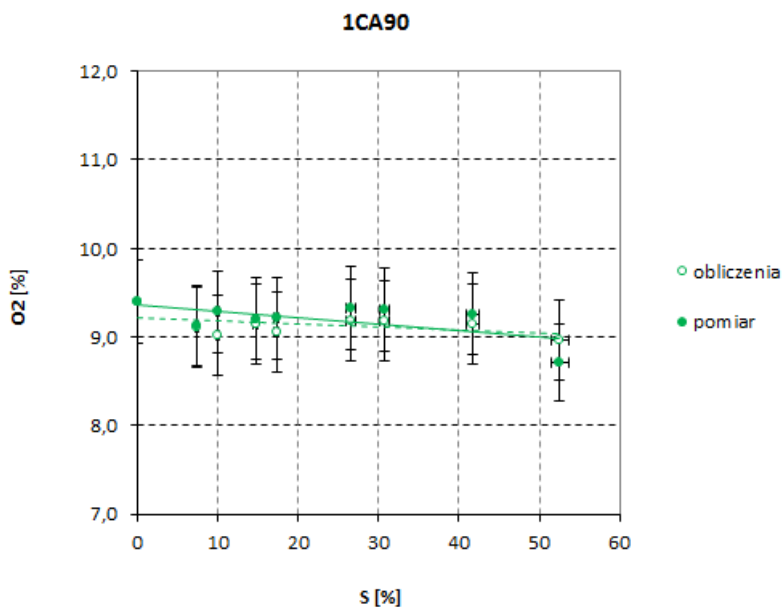
$$O_2 = \frac{m_{pow} - (m_{pow\_Lt\_ON} + m_{pow\_Lt\_H2})}{m_{pow}} \cdot C_{O_2} \quad (3.5)$$

gdzie:

- $O_2$  – stężenie objętościowe tlenu w gazach spalinowych,
- $C_{O_2}$  – stężenie objętościowe tlenu w powietrzu.

Obliczone w ten sposób wartości objętościowego stężenia tlenu skalibrowano tak, aby wartość obliczana dla pierwszej próby odpowiadała wartości otrzymanej z pomiarów. Kalibracji dokonano zmieniając wartość sprawności napełniania. Na rysunku 3.49 przedstawiono otrzymane wyniki. Porównując wartości z obliczeń oraz z pomiarów można zauważyć dużą zgodność ich przebiegu.

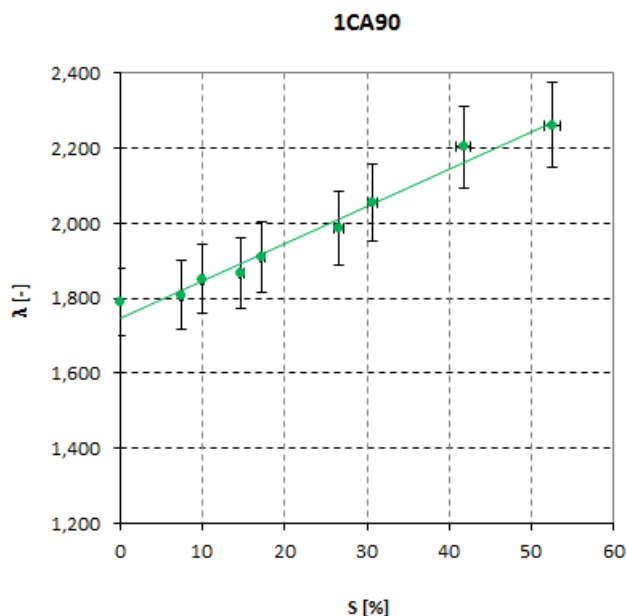




**Rys. 3.49. Wpływ stopnia zastąpienia na stężenie procentowe tlenu w spalinach (zmierzone i obliczone)**

Zmiany stężenia tlenu w spalinach wynikają zatem bezpośrednio z rodzaju i ilości spalonych paliw i zależą od przyjętych założeń eksperymentu. Ponieważ ze zwiększaniem stopnia zastąpienia zawartość O<sub>2</sub> w spalinach praktycznie się nie zmieniała, wartość współczynnika nadmiaru powietrza ( $\lambda$ ) powinna również być praktycznie stała. Uzyskane wyniki pomiarów wykonanych analizatorem HG-400 pokazują jednak inną tendencję (rys. 3.50).

W wyniku zastępowania oleju napędowego wodorem zmierzona wartość  $\lambda$  zwiększyła się znacząco od wartości minimalnej ok. 1,79 uzyskiwanej przy zasilaniu wyłącznie olejem napędowym, do wartości maksymalnej ok. 2,26 uzyskanej przy zastąpieniu ok. 53%.

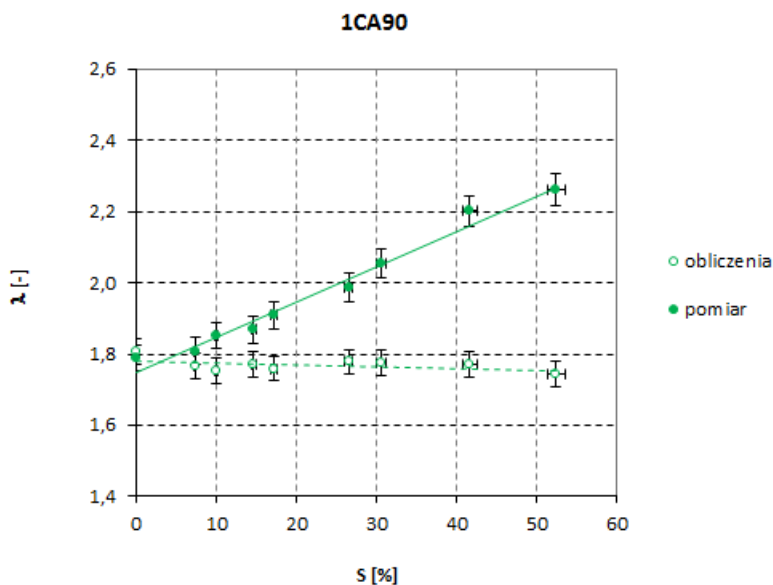


**Rys. 3.50. Wpływ stopnia zastąpienia na wartości współczynnika nadmiaru powietrza badanego silnika (zmierzone analizatorem HG-400)**

Charakter zmian  $\lambda$  nie zgadzał się z opisanym wyżej charakterem zmian stężenia tlenu w gazach spalinowych. Wartość współczynnika nadmiaru powietrza mierzona w rurze wylotowej silnika zależy od ilości tlenu pozostałego po procesie spalania. Zmiany tej wartości powinny być zatem zgodne ze zmianami ilości tlenu w spalinach. Z analizy stężenia tlenu przeprowadzonej powyżej, można wyznaczyć rzeczywistą wartość współczynnika nadmiaru powietrza jako:

$$\lambda = \frac{m_{pow}}{m_{pow\_Lt\_ON} + m_{pow\_Lt\_H2}} \quad (3.6)$$

Rozbieżności pomiędzy pomiarami i obliczeniami (rys. 3.51) wynikają ze sposobu pomiaru współczynnika nadmiaru powietrza przez analizator spalin. Analizator w rzeczywistości nie mierzy wartości  $\lambda$  tylko oblicza ją na podstawie pomiarów  $CO_2$ ,  $CO$ ,  $HC$  i  $O_2$  oraz informacji o rodzaju paliwa (np.: benzyna, propan itp.). Informacja o rodzaju paliwa określa proporcje ilościowe wodoru, węgla i tlenu w paliwie i wykorzystywana jest do obliczeń teoretycznego zapotrzebowania powietrza do spalania danego typu paliwa [44]. Zmiana składu chemicznego paliwa wpływa zatem na poprawność wyznaczania współczynnika nadmiaru powietrza.



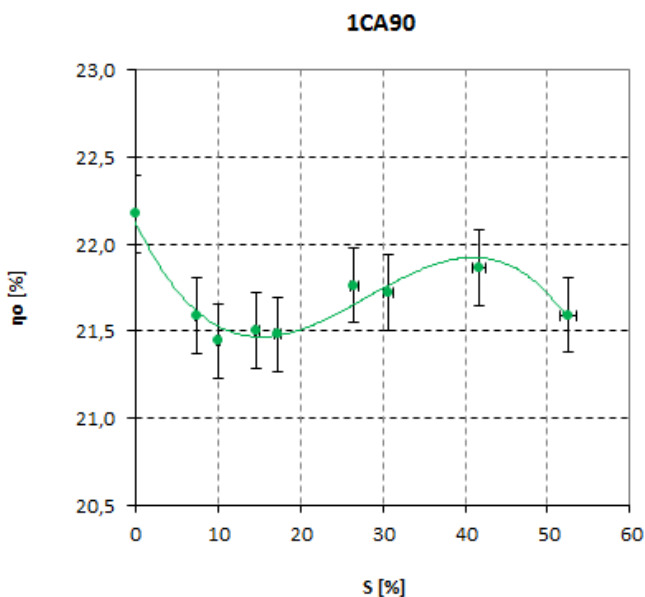
**Rys. 3.51. Wpływ stopnia zastąpienia na wartości współczynnika nadmiaru powietrza badanego silnika (zmierzone i obliczone)**

W analizowanym przypadku, w każdym punkcie pomiarowym, w silniku spalał się ładunek o innym składzie chemicznym. Ponieważ zastosowany analizator spalin nie uwzględniał wpływu zmiany proporcji węgla do wodoru, nie był zatem możliwy prawidłowy pomiar współczynnika nadmiaru powietrza. Na rysunku 3.51 widoczny jest, nie uwzględniany przez analizator, praktycznie liniowy wpływ zmiany proporcji węgla do wodoru.

Najważniejszym efektem procesu spalania jest ilość energii dostarczanej użytkownikowi, np. moc na wale napędowym. W eksperymencie założono, że moc na wale nie zmienia się a dostosowywana jest ilość energii dostarczanej w paliwach. Zatem oceną jakości spalania w tym przypadku powinna być sprawność ogólna ( $\eta_o$ ).

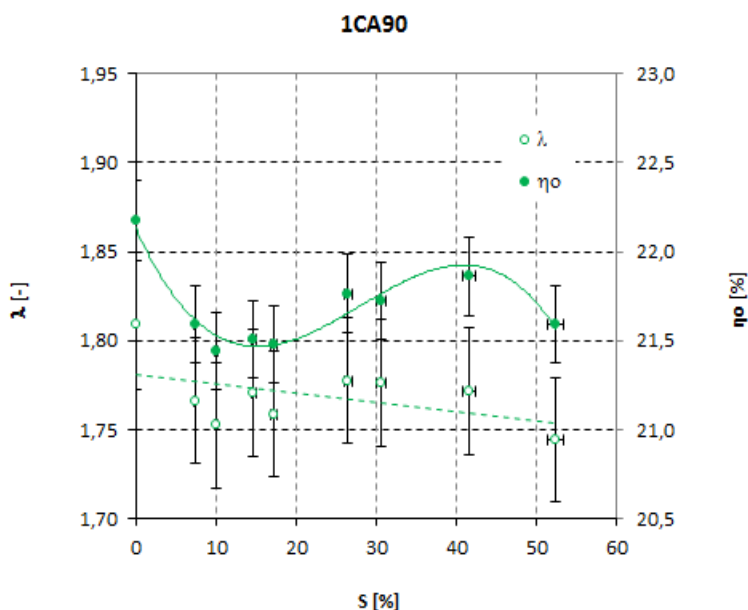
Rysunek 3.52 przedstawia zmianę wartości sprawności ogólnej silnika wraz ze zmniejszaniem udziału oleju napędowego i zwiększaniem udziału wodoru w poszczególnych próbach. W wyniku zastępowania oleju napędowego wodorem sprawność ogólna zmniejszała się od wartości ok. 22,2% do wartości poniżej 21,5% przy 10% zastąpieniu. Następnie zaczynała zwiększać się i osiągnęła maksimum lokalne wynoszące ok. 21,8% przy zastąpieniu ponad 40%. Dalsze zwiększanie zastąpienia spowodowało zmniejszanie się sprawności. Całkowite zmiany sprawności zaobserwowane podczas eksperymentu nie przekraczały 0,75 punktu procentowego, co stanowi ok. 3%.

Przebieg zmian sprawności ogólnej praktycznie odpowiadał zmianom współczynnika nadmiaru powietrza. Oznacza to, że w tak przeprowadzonym eksperymencie sprawność uzależniona jest w znacznym stopniu od sumarycznego współczynnika nadmiaru powietrza obu paliw (rys. 3.53).



**Rys. 3.52. Wpływ stopnia zastąpienia na sprawność ogólną badanego silnika**

Obliczona zmiana sprawności ogólnej w zależności od stopnia zastąpienia jest nieistotna statystycznie. W eksperymencie zależy ona od ilości spalanych paliw, podobnie jak zmiana ilości tlenu w spalinach i współczynnika nadmiaru powietrza. W pracy, zarówno zmiany stężenia tlenu w spalinach jak i współczynnika nadmiaru powietrza, uznano za niezmiennie i niezależne od stopnia zastąpienia z uwagi na dokładności pomiarowe. Uwidacznia to rysunek 3.53, na którym zestawiono zmiany wartości sprawności ogólnej oraz uznaną za stałą wartość współczynnika nadmiaru powietrza w zależności od stopnia zastąpienia. Można zatem przyjąć, że zwiększanie stopnia zastąpienia paliwa oryginalnego wodorem w silniku o ZS nie powoduje zasadniczych zmian w sprawności ogólnej silnika.



**Rys. 3.53.** Wpływ stopnia zastąpienia na sprawność ogólną oraz obliczony współczynnik nadmiaru powietrza badanego silnika

### 3.3. Podsumowanie eksperymentu

#### 3.3.1. Efekty i zjawiska

W przeprowadzonym eksperymencie olej napędowy (paliwo oryginalne) zastępowano wodorem w taki sposób, aby w warunkach niezmiennych prędkości obrotowej wału korbowego uzyskać również niezmienny moment obrotowy. Nie zmieniano wartości kąta wyprzedzenia wtrysku paliwa oryginalnego ani wartości dawki wstępnej. Uzyskane wyniki i ich analiza pozwalają stwierdzić, że wprowadzenie wodoru jako paliwa zastępującego część oleju napędowego (efektywnie równoważnego) w silniku z zapłonem samoczynnym, pracującym ze średnimi obciążeniami, zmienia przebieg i efekty procesu roboczego silnika. Zmianie ulegają zarówno procesy tworzenia i spalania ładunku jak i efekty spalania.

Podawanie wodoru do układu dolotowego silnika z zapłonem samoczynnym powodowało zmianę składu chemicznego nowotworzonego ładunku palnego. Zwiększające się stężenie wodoru w cylindrze skutkowało zmniejszeniem się wykładnika politropy sprężania, a to z kolei prowadziło do zmniejszania ciśnienia w końcu procesu sprężania. Tym samym proces spalania zaczynał się

dla ładunku o innym składzie chemicznym i będącego w innym stanie termodynamicznym. Dla maksymalnego stopnia zastąpienia 53% wykładnik politropy zmniejszył się o ok. 7%, a ciśnienie końca sprężania o ok. 9%.

W procesie spalania, im większy był stopień zastąpienia, tym większa była również prędkość spalania. W stosunku do pracy silnika na oleju napędowym, dla 53% zastąpienia, szybkość wywiązywania się ciepła zwiększyła się o 68%, a szybkość przyrostu (narastania) ciśnienia o 130%.

W eksperymencie podawano olej napędowy w dwóch dawkach, wstępnej i głównej. Skutkowało to pojawieniem się dwóch lokalnych maksimum ciśnienia powstających odpowiednio ze spalania obu dawek. Dodawanie wodoru i związane z tym przyspieszenie spalania powodowało, że pierwsze lokalne maksimum ciśnienia zaczynało zwiększać swoją wartość (max. o ok. 15%), a kąt jego występowania zmniejszał się (o ok. 1 °OWK) dla małych wartości zastąpienia. Drugie lokalne maksimum ciśnienia, będące wynikiem spalania dawki głównej, wolniej zwiększało swoją wartość (max. o ok. 10%), a kąt jego występowania zmniejszał się i przesunął w kierunku pierwszego (max. o ok. 2 °OWK). Dla dużych stopni zastąpienia kąt występowania pierwszego maksimum ponownie zwiększał się i przesunął się w stronę drugiego, powodując ostatecznie połączenie się obu lokalnych maksimum w jedno. Wyraźnie widoczne było to w próbie 9. (największy stopień zastąpienia,  $S=53\%$ ), w której spalanie dawki głównej oleju napędowego było prawie niezauważalne na krzywej przebiegu ciśnienia, a sama krzywa kształtem przypominała proces spalania tradycyjnych mieszanek jednorodnych w silniku z zapłonem iskrowym. Oznacza to, że olej napędowy przestawał mieć decydujące znaczenie energetyczne w procesie spalania na korzyść wodoru, a charakter pracy silnika zmieniał się z silnika z zapłonem samoczynnym (spalającego olej napędowy i dodatkowo wodór) na zbliżony do silnika z zapłonem iskrowym (spalającego wodór z inicjacją zapłonu od oleju napędowego).

Dodatkowo, paliwo wodorowe spalając się szybciej od oleju napędowego, jako pierwsze wykorzystywało tlen (powietrze) znajdujący się w komorze spalania. Wodór spalał się zatem w nadmiarze tlenu, czyli całkowicie i zupełnie, a dopiero po jego spalaniu pozostały w komorze tlen był wykorzystywany do spalania oleju napędowego. Można zatem przypuszczać, że w przypadku maksymalnych obciążeń silnika i dużych stopni zastąpienia, ilość tlenu jaka pozostanie w komorze spalania nie wystarczy do całkowitego i zupełnego spalania paliwa oryginalnego.

Zmiany składu ładunku palnego i związane z tym zmiany procesu spalania bezpośrednio wpływały także na efekty spalania. W przeprowadzonym eksperymencie zaobserwowano, że wprowadzenie wodoru jako paliwa zastępującego część paliwa oryginalnego w silniku z zapłonem samoczynnym praktycznie nie zmieniało temperatury i ciśnienia reszty spalin i nie wpływało bezpośrednio na proces wylotu. Natomiast znaczącej zmianie uległa ilość i skład

chemiczny spalin. Zaobserwowano 7% zmniejszenie ilości spalin oraz liniowe zmniejszanie CO<sub>2</sub> (o 51%) i praktycznie liniowe zwiększanie pary wodnej (prawie dwukrotne dla 53% zastąpienia). Odnotowano wykładnicze zmniejszanie stężenia CO w spalinach oraz wykładnicze zwiększanie NOx. Stężenie HC praktycznie nie zmieniło się. Dla 53% zastąpienia stężenie CO zmniejszyło się o ok. 76%, a stężenie NOx zwiększyło się o ok. 153%.

W wyniku zastępowania oleju napędowego wodorem zmieniała się również sprawność ogólna silnika. Pomimo, że całkowite zmiany sprawności były niewielkie (ok. 0,75%) zaobserwowano, że jej przebieg praktycznie był taki sam jak współczynnika nadmiaru powietrza. Oznacza to, że w tak przeprowadzonym eksperymencie sprawność ogólna uzależniona jest w znacznym stopniu od sumarycznego współczynnika nadmiaru powietrza obu paliw.

### 3.3.2. Wnioski

Przeprowadzony eksperyment oraz analiza jego wyników pozwalają na sformułowanie następujących wniosków:

1. Wprowadzenie wodoru jako paliwa zastępującego część paliwa oryginalnego w silniku o zapłonie samoczynnym zmienia przebieg procesu roboczego silnika. Zwiększanie stopnia zastąpienia powoduje:
  - zmniejszanie wykładnika politropy sprężania,
  - zwiększanie szybkości spalania, objawiające się poprzez zwiększenie szybkości wywiązywania się ciepła i narastania ciśnienia,
  - zwiększanie ciśnienia maksymalnego i zmniejszanie kąta jego występowania,
  - zmiany czasu trwania spalania,
  - liniowe zmniejszanie ilości spalin,
  - liniowe zwiększanie się stężenia H<sub>2</sub>O w spalinach,
  - liniowe zmniejszanie się stężenia CO<sub>2</sub> w spalinach (praktycznie równe wartości zastąpienia),
  - wykładnicze zmniejszanie się stężenia CO w spalinach,
  - wykładnicze zwiększanie się stężenia NOx w spalinach,
  - zmiany współczynnika składu mieszanki oraz proporcjonalne do nich zmiany sprawności ogólnej silnika.
2. Wprowadzenie wodoru jako paliwa zastępującego część paliwa oryginalnego w silniku o zapłonie samoczynnym praktycznie nie powoduje zmiany:
  - okresu indukcji,
  - temperatury i ciśnienia spalin,
  - stężenia HC w spalinach.

3. Wodór spala się szybciej od oleju napędowego i jako pierwszy wykorzystuje tlen (powietrze) znajdujący się w komorze spalania. Oznacza to, że wodór spala się w nadmiarze tlenu (czyli całkowicie i zupełnie) a dopiero po spaleniu wodoru pozostały do spalania tlen jest wykorzystywany do spalania oleju napędowego.
4. Duże wartości stopnia zastąpienia ( $S \sim 50\%$ ) zmieniają charakter przebiegu procesu roboczego silnika o zapłonie samoczynnym na zbliżony do przebiegu procesu roboczego silnika z zapłonem iskrowym.

### 3.3.3. Uwagi i ograniczenia

Przedstawione wnioski i analiza wyników odnoszą się do przedstawionego w pracy sposobu zasilania oraz średniego obciążenia i średniej prędkości obrotowej silnika.

Zwiększenie obciążenia przybliży wartość współczynnika składu mieszanki do jedności, zmniejszając tym samym masę powietrza, i tak już wypieranego przez dodawany wodór. Oznacza to, że może się zmienić charakter zmian opisanych w analizie wyników. Konieczne zatem wydają się dalsze prace, które rozszerzą zakres badań.

Zmiana sposobu zasilania silnika paliwem dodatkowym może również wpływać na wartości wielkości mierzonych. Zastosowanie np. wysokociśnieniowego wtrysku bezpośredniego, podawanego w suwie sprężania, nie spowoduje wypierania powietrza z kolektora dolotowego i nie wpłynie na jego ilość, a tym samym nie zmieni ilości tlenu w mieszance. Oznacza to, że prawdopodobnie zmienią się wartości wielkości mierzonych, a w niektórych przypadkach również i charakter zmian w zależności od stopnia zastąpienia.

Dalsze prace można również prowadzić dla większych wartości stopnia zastąpienia. Dodatkowo, należy rozszerzyć zakres obciążeń silnika. Wskazane jest również przeanalizowanie problemu nieprawidłowego spalania, tj. samozapłonów w układzie dolotowym przy większych wartościach zastąpień.

W praktycznym zastosowaniu prawdopodobnie konieczna będzie korekta kąta początku wtrysku zależna od wartości zastąpienia. Wynika to ze zmian prędkości spalania i występowania kąta ciśnienia maksymalnego. Pozwoli to najprawdopodobniej na uzyskanie większych stopni zastąpienia, powyżej 60%, przy zapewnieniu prawidłowej pracy silnika i przy równoczesnym dalszym zmniejszaniu stężenia CO i CO<sub>2</sub> w spalinach, zapewne kosztem zwiększenia stężenia NOx.

Należy również wziąć pod uwagę sposób sterowania silnikiem. W przypadku sterowania w pętli zamkniętej, opartego na czujniku tlenu, należy w pracy oryginalnego sterownika uwzględnić wpływ zmian stężenia tlenu w gazach spalinowych spowodowany zastępowaniem oleju napędowego wodorem.



## **4. Eksperyment z silnikiem o zapłonem iskrowym**

W niniejszym rozdziale opisano eksperyment, w którym podczas pracy silnika benzynowego, oprócz paliwa oryginalnego podawano paliwo dodatkowe – wodór. Opisano obiekt badań, stanowisko badawcze oraz metodykę przeprowadzenia eksperymentu. Otrzymane wyniki przedstawiono w formie graficznej i poddano analizie. Rozdział zakończono podsumowaniem i wnioskami.

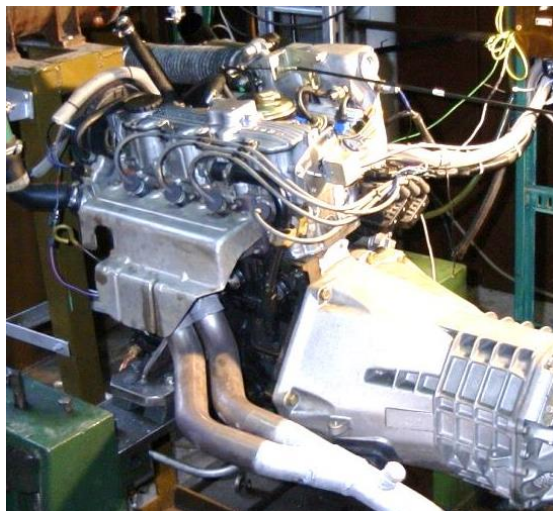
### **4.1. Realizacja eksperymentu**

#### **4.1.1. Obiekt badań**

Obiektem badań był autorsko zmodyfikowany, benzynowy silnik C20LE australijskiej firmy Holden, produkowany na licencji General Motors. C20LE Holden to wolnossący, czterosuwowy, czterocyldrowy silnik z wielopunktowym wtryskiem pośrednim benzyny, chłodzony cieczą, zbudowany w technice dwuzaworowej z pojedynczym wałkiem rozrządu w głowicy, z hydrauliczną regulacją luzów zaworowych. Silnik wyposażono w bezrozdzielaczowy układ zapłonowy typu DIS oraz w mechanicznie sterowany zawór recyrkulacji spalin (rys. 4.1).

Silniki te montowane były m.in. w samochodach Espero i Lublin II firmy Daewoo. Do badań użyto silnika o numerze seryjnym 25171217 wyprodukowanego w 1998 r. Podstawowe dane techniczne silnika zestawiono w tabeli 4.1.

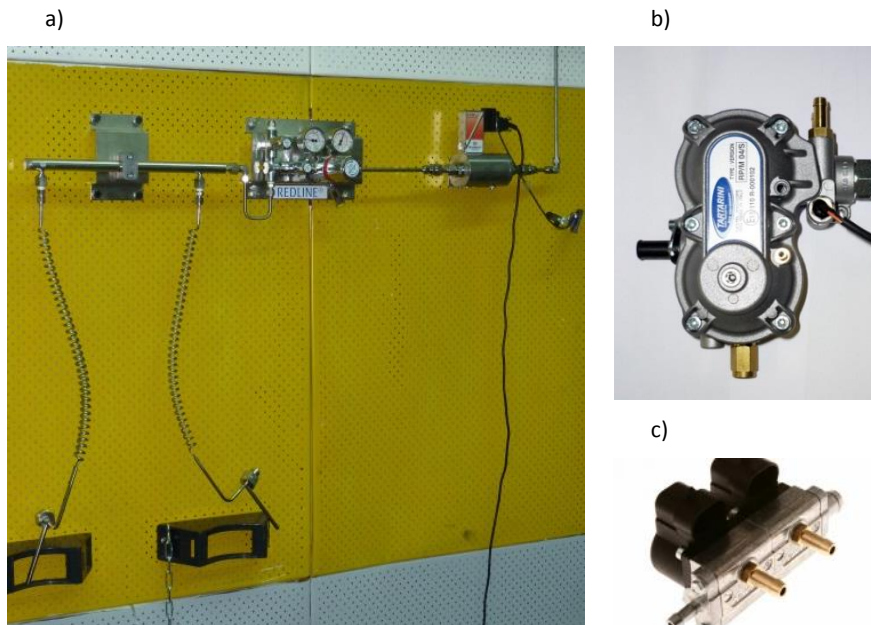
Aby umożliwić podawanie wodoru do silnika C20LE zaprojektowano i zbudowano eksperymentalny układ zasilania. Butle z wodorem, stanowiące magazyn paliwa, połączono stalowymi przewodami o średnicy 6 mm z regulatorem ciśnienia pierwszego stopnia, w którym następowało zmniejszenie ciśnienia do wartości ok. 1,0 MPa (rys. 4.2a). Następnie paliwo wodorowe kierowano poprzez układ pomiaru masowego natężenia przepływu do reduktora drugiego stopnia firmy Tartarini RP/M 04/S, w którym ciśnienie gazu zredukowano do wartości ok. 0,2 MPa ponad ciśnienie otoczenia (rys. 4.2b). Tak przygotowane paliwo gazowe doprowadzano do elektromagnetycznych wtryskiwaczy gazu PlaniJet (opracowanych przez dr hab. inż. Jacka Hunicza z Politechniki Lubelskiej), zamontowanych w kanale kolektora dolotowego silnika ok. 7 cm od zaworu dolotowego (rys. 4.2c). Podstawowe dane techniczne wtryskiwaczy PlaniJet zestawiono w tabeli 4.2.



**Rys. 4.1. Silnik C20LE Holden – widok**

**Tab. 4.1. Podstawowe dane techniczne silnika C20LE**

<b>Nazwa</b>	<b>Wartość</b>
Liczba cylindrów	4
Pojemność skokowa	1998 cm <sup>3</sup>
Średnica cylindra	86 mm
Skok tłoka	86 mm
Stopień sprężania	8,8:1
Moc użyteczna	77 kW (5200 obr/min)
Maksymalny moment obrotowy	164 Nm (2600 obr/min)
Prędkość obrotowa	6000 obr/min
Kąt wyprzedzenia zapłonu	28 °OWK przed GMP
Sposób zasilania	wielopunktowy wtrysk pośredni
Rodzaj zapłonu	bezzdzielaczowy moduł DIS
Objętość komory spalania	64 cm <sup>3</sup>
Otwarcie zaworu dolotowego	23° przed GMP
Zamknięcie zaworu dolotowego	71° po DMP
Otwarcie zaworu wylotowego	60° przed DMP
Zamknięcie zaworu wylotowego	35° po GMP



**Rys. 4.2. Elementy układu zasilania wodorem: a) przyłącza zbiorników wodoru, panel wielozaworów wraz z reduktorem ciśnienia pierwszego stopnia, układ pomiaru zużycia wodoru, b) reduktor ciśnienia drugiego stopnia, c) wtryskiwacz gazu PlaniJet**

**Tab. 4.2. Dane techniczne wtryskiwacza PlaniJet**

Nazwa	Wartość
Wymiary ogólne ( $L \times B \times H$ ):	37 x 38 x 60 mm
Wydatek (dla powietrza)	2,1 mg/ms
Napięcie zasilania	12 V DC
Czas załączenia ciągłego	4,0 ms
Wartość podtrzymania prądowego	30 % PWM
Rezystancja cewki	$4,0 \Omega \pm 0,1 \Omega$ (dla $20 \pm 5^\circ\text{C}$ )
Indukcyjność cewki	$2,8 \div 3,3 \text{ mH} \pm 5 \%$ (dla 120 Hz)
Zalecane ciśnienie robocze	$0,15 \div 0,4 \text{ MPa}$ (ciśnienie bezwzględne)
Maksymalne ciśnienie otwarcia	$0,45 \text{ MPa}$ (ciśnienie bezwzględne)
Dopuszczalne temperatury pracy	$-20 \div +120^\circ\text{C}$

Do badań eksperymentalnych wykorzystano opracowany i wykonany przez dr inż. Tomasza Zyskę z Politechniki Lubelskiej oraz mgr Jakuba Klimkiewicza

uniwersalny sterownik silników USS-02. Umożliwia on sterowanie silnikiem z poziomu komputera PC w czasie rzeczywistym. Sterownik zbudowano w oparciu o mikrokontroler jednocukłowy TMS serii 320 produkcji Texas Instruments i wyposażono w interfejs komunikacyjny RS-232 (rys. 4.3).

Podczas eksperymentu sterowano jednocześnie wtryskiem obu paliw oraz zapłonem. Prędkość obrotową i położenie wału korbowego silnika mierzono za pomocą enkodera optycznego zamontowanego w głowicy silnika na wale rozrządu. Na podstawie sygnału położenia wału system realizował wtrysk benzyny oraz wodoru z rozdzielczością 0,01 ms. Regulacja kąta wyprzedzenia zapłonu oraz czasu i chwili wtrysku obu paliw odbywała się poprzez zadanie przez operatora odpowiednich wartości w interfejsie użytkownika oprogramowania sterującego (rys. 4.4).



**Rys. 4.3. Uniwersalny sterownik silnika USS-02**



Rys. 4.4. Interfejs użytkownika oprogramowania sterującego USS-02

#### 4.1.2. Stanowisko badawcze

W celu przeprowadzenia eksperymentu zaprojektowano stanowisko do badań silnika z zapłonem iskrowym. Zbudowano je w laboratorium Instytutu Transportu, Silników Spalinowych i Ekologii Politechniki Lubelskiej (rys. 4.5). W skład stanowiska wchodził obiekt badań – zmodyfikowany benzynowy silnik C20LE z zamontowanym eksperymentalnym układem zasilania wodorem, hamulec silnikowy oraz urządzenia kontrolno-pomiarowe. Stanowisko zapewniało wymaganą dokładność i powtarzalność wyników pomiarów.

Stanowisko badawcze wyposażone było w elektryczny hamulec prądu stałego SAK-670 N produkcji niemieckiej firmy VEB Elbtalwerk, umożliwiający zarówno hamowanie jak i napędzanie badanego silnika. Moment obrotowy silnika, traktowany jako moment reakcyjny hamulca, mierzono przetwornikiem siły HBM TC2631 zamieszczonym na ramieniu  $l=0,41$  m z wykorzystaniem modułu sterownika hamulca AMX 231 firmy Automex.

Zużycie benzyny mierzono przy użyciu tensometrycznej wagi paliwowej AMX 212F firmy Automex. Pomiar realizowany był w systemie interwałowym z zakresem pomiarowym do  $0,01 \div 50$  kg/h. Zużycie wodoru mierzono przepływomierzem Bronkhorst F-111AC-70K-AAD-33-V wraz z modułem wyświetlania i sterowania Wright B1. Jest to czujnik wykorzystujący metodę gorącego drutu do pomiaru objętościowego natężenia przepływu wodoru. Zakres pomiarowy czujnika wynosi  $93 \text{ l/min H}_2$ , a dokładność 0,5%.

Warunki cieplne silnika zapewniał cieczerowy układ chłodzenia wraz z wymiennikiem ciepła podłączony do elektronicznego, centralnego układu

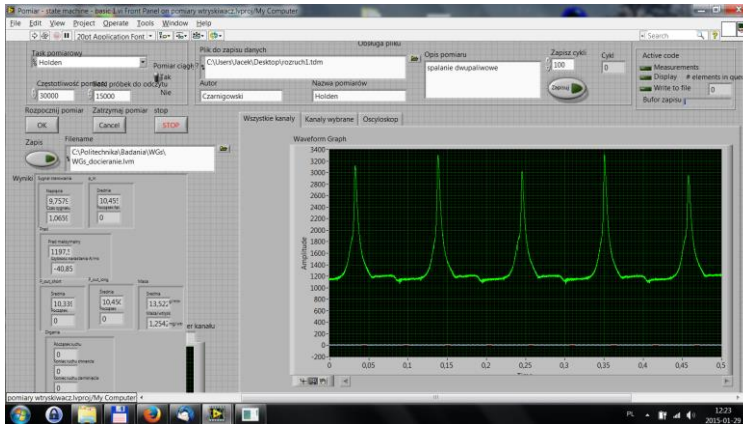
chłodzenia silników hamowni silnikowej, opartego na sterowniku ADAM-5510. Umożliwiło to sterowanie przepływem wody chłodzącej za pomocą elektrozaworu EVSIM 20 firmy Danffos i utrzymywanie żądanego stanu cieplnego silnika, zadawanego z panelu kontrolnego.



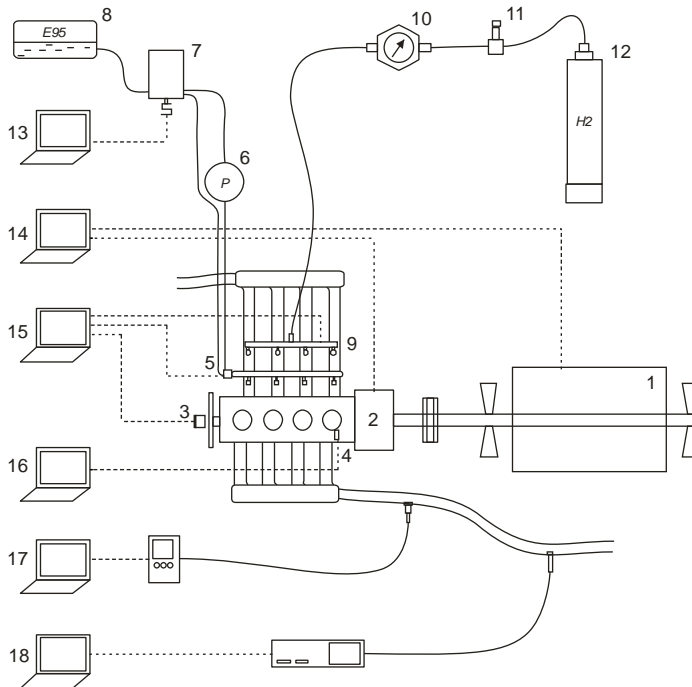
**Rys. 4.5. Stanowisko badawcze z silnikiem C20LE**

Do pomiaru składu spalin wykorzystano analizator Herman HG-400 firmy Pierburg. Parametry techniczne analizatora przedstawiono w tabeli 3.3. Sygnały szybkozmiennie mierzono przy użyciu układu CompactDAQ cDAQ-9178 firmy National Instruments wyposażonego w karty pomiarowe sygnałów napięciowych typu NI-9215 BNC. Ciśnienie indykowane mierzono za pomocą czujnika piezoelektrycznego Kistler 601A zamontowanego w adapterze w świecy zapłonowej Kistler 7055B oraz wzmacniacza sygnału Kistler Typ 5001 SN.

Wyniki pomiarów rejestrowano na komputerze typu PC wykorzystując program komputerowy opracowany przez dr. hab. inż. Jacka Czarnigowskiego (rys. 4.6). Kompletny schemat stanowiska badawczego przedstawiono na rysunku 4.7.



**Rys. 4.6. Interfejs programu pomiarowego ciśnienia indykowanego**

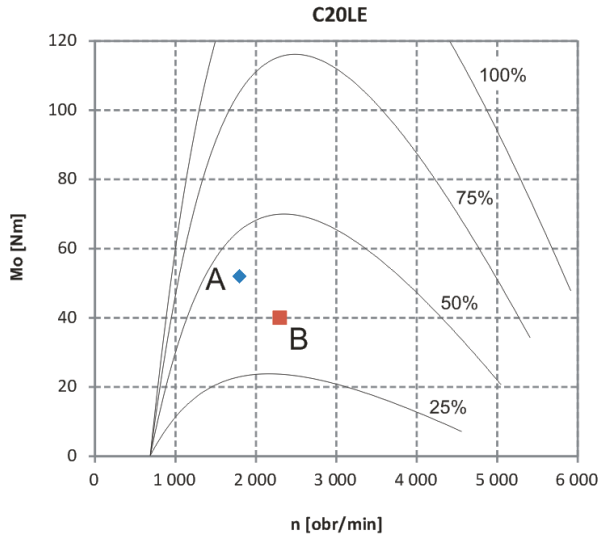


**Rys. 4.7. Schemat stanowiska badawczego z silnikiem C20LE: 1 – hamulec silnikowy SAK-670, 2 – silnik badawczy C20LE, 3 – enkoder optyczny, 4 – czujnik ciśnienia indykowanego Kistler, 5 – wtryskiwacze E95, 6 – regulator ciśnienia E95, 7 – waga paliwowa E95, 8 – zbiornik E95, 9 – wtryskiwacze H2, 10 – przepływomierz Bronkhorst, 11 – regulator ciśnienia H2, 12 – zbiornik H2, 13 – układ pomiaru zużycia paliwa E95, 14 – układy pomiarowo kontrolne, 15 – układ sterowania wtryskiem E95 i H2, 16 – układ pomiaru ciśnienia indykowanego, 17 – układ pomiaru składu mieszanki, 18 – analizator spalin Herman HG-400**

### 4.1.3. Metodyka i warunki badań

Intencją autora było określenie wpływu dodatku wodoru na pracę silnika z zapłonem iskrowym, a dokładnie, przeanalizowanie związków przyczynowo-skutkowych jakie powstają w całym cyklu pracy silnika po zastosowaniu wodoru jako paliwa zastępującego część paliwa oryginalnego. W tym celu wykonano eksperyment, w którym silnik z zapłonem iskrowym początkowo (referencyjnie) zasilano wyłącznie benzyną, a następnie dwupaliwowo – benzyną i wodorem. Analizie poddano przebieg procesu roboczego oraz jego efekty. Porównano wyniki pracy silnika w obu wariantach zasilania.

Wykonano próby polegające na zasilaniu silnika benzyną i wodorem w różnych proporcjach. Przeprowadzono je w dwóch ustalonych punktach pracy silnika określonych przez prędkość obrotową i obciążenie (rys. 4.8 i tab. 4.3). Oba punkty obciążeniowe ustalono po analizie rzeczywistych warunków badań zarejestrowanych i opisanych w pracy [61].



Rys. 4.8. Punkty pracy silnika wybrane do eksperymentu

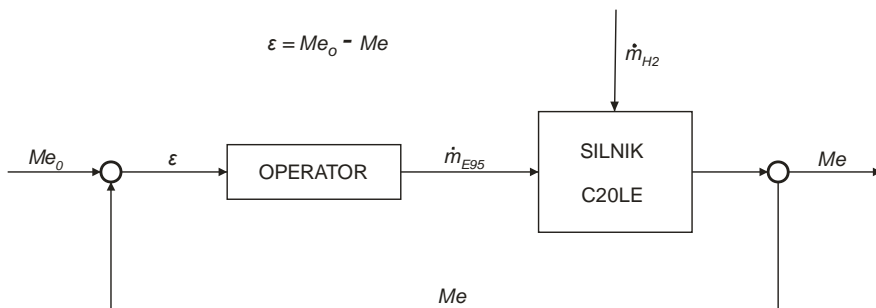
W punkcie A wykonano osiem prób natomiast w punkcie B – siedem. W obu pierwszych próbach silnik zasilany był wyłącznie paliwem oryginalnym. W próbach od 2. do ostatniej silnik zasilano dwupaliwowo tj. benzyną i wodorem, stopniowo zmniejszając udział benzyny i zwiększając udział wodoru.



Tab. 4.3. Warunki przeprowadzenia pomiarów

Punkt pomiarowy	Prędkość obrotowa	Obciążenie silnika	Temperatura otoczenia	Ciśnienie otoczenia	Wilgotność otoczenia
---	n [obr/min]	M [Nm]	$T_o$ [°C]	$p_o$ [hPa]	$W_o$ [%]
A	1800	52	21	1025	35%
B	2300	40	21	1025	35%

We wszystkich próbach eksperymentu kontrolowano stałość momentu obrotowego. Ilość wodoru zastępującego benzynę dobierano tak, aby moment obrotowy uzyskiwany przez silnik był taki sam jak przy zasilaniu wyłącznie benzyną. Pozostałe parametry pracy silnika, takie jak prędkość obrotowa, kąt położenia przepustnicy czy kąt wyprzedzenia zapłonu pozostały niezmienione. Schemat eksperymentu przedstawiono na rysunku 4.9.



Rys. 4.9. Schemat przebiegu eksperymentu: dla każdej założonej wartości momentu obrotowego  $Me_0$  oraz zadanego masowego przepływu strumienia wodoru  $\dot{m}_{H2}$  regulowano ręcznie masowy przepływ benzyny  $\dot{m}_{E95}$  w celu skasowania błędu regulacji  $\epsilon$

Podczas prób badawczych oba paliwa wtryskiwano sekwencyjnie (raz na cykl pracy) do kolektora dolotowego silnika. Chwilę podawania paliwa oryginalnego dobrano tak, aby benzyna posiadała jak najdłuższy czas na odparowanie. Początek wtrysku ustalono zatem na 7 °OWK po zamknięciu zaworu dolotowego. Chwilę podawania wodoru dobrano tak, aby początek wtrysku występował w czasie, gdy zwrot przepływu powietrza podczas trwania suwu dolotu był od filtra powietrza do zaworu dolotowego. Wtrysk realizowano zaraz po przepływie zwrotnym, czyli 6 °OWK po GMP wymiany ładunku.

W punkcie A czas wtrysku benzyny zmieniano od 7,35 ms przy zasilaniu wyłącznie benzyną (próba 1.) do 4,60 ms przy zasilaniu dwupaliwowym w próbie 8. Dla prędkości 1800 obr/min odpowiadało to kątom trwania wtrysku 79,38 °OWK i 52,92 °OWK. W punkcie B czas wtrysku E95 zmieniano od 6,50 ms przy zasilaniu wyłącznie benzyną (próba 1.) do 3,80 ms przy zasilaniu

dwupaliwowym w próbie 7. Dla prędkości 2300 obr/min odpowiadało to kątom trwania wtrysku 89,70 °OWK i 52,44 °OWK.

Podczas pracy silnika w systemie dwupaliwowym zmniejszano dawkę benzyny poprzez skracanie czasu jej podawania (zmniejszanie czasu wtrysku) i zastępowano ją odpowiednią dawką wodoru. W punkcie A czas wtrysku wodoru zmieniano od 1,25 ms w próbie 2. do 4,20 ms w próbie 8. Przy prędkości 1800 obr/min odpowiadało to kątom trwania wtrysku 13,50 °OWK i 45,36 °OWK. W punkcie B czas wtrysku wodoru zmieniano od 1,40 ms w próbie 1. do 4,45 ms w próbie 7. Przy prędkości 2300 obr/min odpowiadało to kątom trwania wtrysku 19,32 °OWK i 61,41 °OWK.

Podczas badań nie zmieniano pozostałych parametrów sterowania wtryskiwaczami. Wtryskiwacze benzynowe zasilane były prądem ciągłym o napięciu 13,8 V. Ciśnienie paliwa podczas badań wynosiło ok. 0,4 MPa powyżej ciśnienia w kolektorze dolotowym; wynikało to z działania pneumatycznego regulatora ciśnienia montowanego fabrycznie w silniku Holden C20LE. Wtryskiwacze wodoru zasilane były prądem o napięciu 13,8 V. Sterowane były z tzw. podtrzymaniem prądowym, w którym czas impulsu ciągłego wynosił 4,00 ms, a wartość wypełnienia sygnału modulowanego wynosiła 30% przy częstotliwości 10 kHz. Ciśnienie wodoru podczas badań było stałe i wynosiło ok. 0,2 MPa powyżej ciśnienia otoczenia.

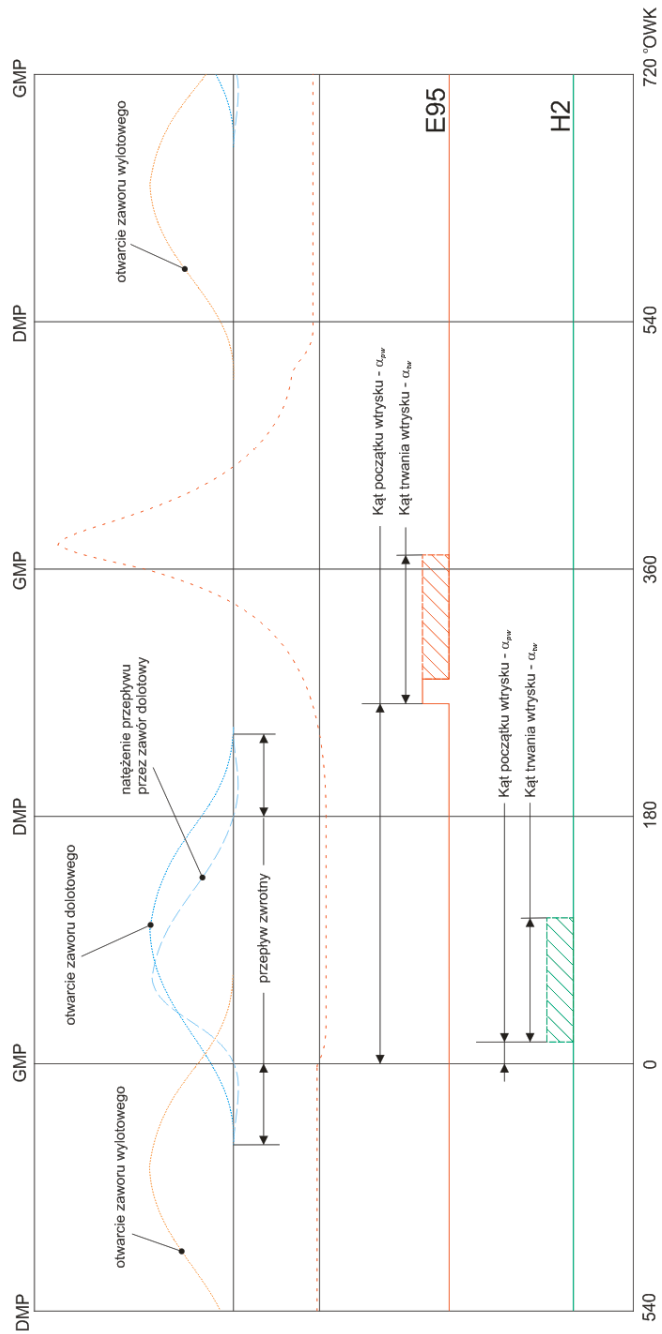
Sposób podawania paliw podczas eksperymentu oraz parametry i wartości wtrysku przedstawiono na rysunku 4.10 oraz w tabelach 4.4 i 4.5 gdzie:

$t_{wtr}$  – czas wtrysku paliwa,

$\alpha_{pw}$  – kąt początku wtrysku paliwa w odniesieniu do GMP wymiany ładunku,

$\alpha_{tw}$  – kąt trwania wtrysku paliwa w °OWK,

$p$  – ciśnienie wtrysku paliwa (względem otoczenia).



Rys. 4.10. Schemat czasowy wtrysku paliw podczas eksperymentu

**Tab. 4.4. Parametry podawania paliw podczas kolejnych prób w punkcie A**

Lp.	Benzyna				Wodór			
	Parametry wtrysku			Ciśnienie paliwa	Parametry wtrysku			Ciśnienie paliwa
	$t_{wtr.}$	$\alpha$	$\alpha_{wtr.}$	$p_{E95}$	$t_{wtr.}$	$\alpha$	$\alpha_{wtr.}$	$p_{H2}$
	ms	°OWK	°OWK	MPa	ms	°OWK	°OWK	MPa
1	7,35	258	79,38	0,452	---	---	---	---
2	7,20	258	77,76	0,453	1,25	6	13,50	0,204
3	6,80	258	73,44	0,453	1,50	6	16,20	0,204
4	6,50	258	70,20	0,454	1,70	6	18,36	0,203
5	5,70	258	61,56	0,455	2,50	6	27,00	0,203
6	5,30	258	57,24	0,456	3,20	6	34,56	0,203
7	4,90	258	52,92	0,457	4,20	6	45,36	0,204
8	4,60	258	49,68	0,458	4,90	6	67,62	0,204

**Tab. 4.5. Parametry podawania paliw podczas kolejnych prób w punkcie B**

Lp.	Benzyna				Wodór			
	Parametry wtrysku			Ciśnienie paliwa	Parametry wtrysku			Ciśnienie paliwa
	$t_{wtr.}$	$\alpha$	$\alpha_{wtr.}$	$p_{E95}$	$t_{wtr.}$	$\alpha$	$\alpha_{wtr.}$	$p_{H2}$
	ms	°OWK	°OWK	MPa	ms	°OWK	°OWK	MPa
1	6,50	258	89,70	0,443	---	---	---	---
2	6,20	258	85,56	0,444	1,40	6	19,32	0,203
3	5,80	258	80,04	0,444	1,65	6	22,77	0,203
4	5,40	258	74,52	0,445	1,85	6	25,53	0,203
5	4,70	258	64,86	0,446	2,55	6	35,19	0,203
6	4,20	258	57,96	0,447	3,45	6	47,61	0,203
7	3,80	258	52,44	0,448	4,45	6	61,41	0,202

W przeprowadzonym eksperymencie mierzono zużycie benzyny, zużycie wodoru, ciśnienie w kolektorze dolotowym, przebieg ciśnienia w komorze

spalania, skład i temperaturę spalin oraz współczynnik składu mieszanki. Podczas każdej z prób przed wykonaniem pomiarów czekano ok. 3 minuty na ustabilizowanie się warunków termicznych silnika, a następnie dokonywano odczytów. Ze względu na dynamikę aparatury pomiarowej zużycia paliw czasy pomiarów wydłużono do 5 min. Każdą z takich prób powtarzano trzykrotnie.

Ciśnienie indykowane mierzono z częstotliwością próbkowania 35 kHz, co oznacza ok. 2333 w punkcie A i 1826 w punkcie B próbek na cykl pracy silnika. W każdej próbie zarejestrowano ok. 1200 kolejnych cykli pracy. Dalszej analizie poddano wartości uśrednione.

W celu przeanalizowania wpływu zastępowania benzyny wodorem wprowadzono parametr  $S$  – stopień zastąpienia. Zdefiniowano go jako stosunek masy zastąpionego paliwa oryginalnego w danym punkcie pomiarowym do masy paliwa przy zasilaniu wyłącznie paliwem oryginalnym według wzoru:

$$S = \left(1 - \frac{G_{eE95}}{G_{eE95baz}}\right) \cdot 100\% \quad (4.1)$$

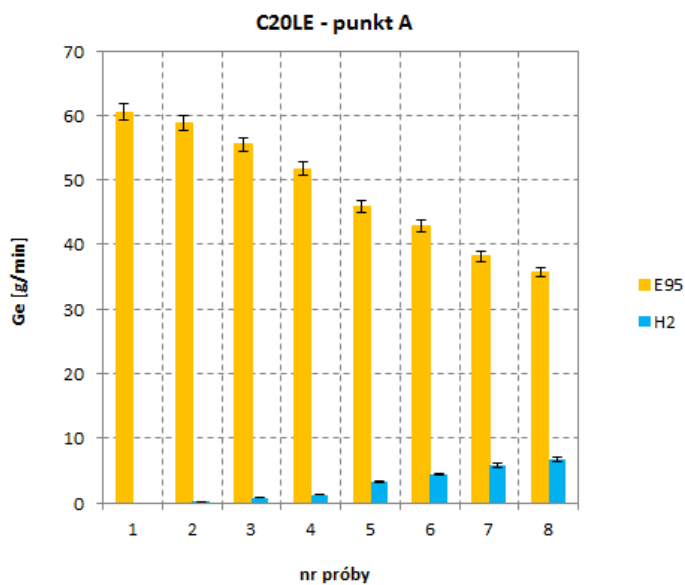
gdzie:

$G_{eE95}$  – zużycie godzinowe benzyny silnika zasilanego dwupaliwowo,

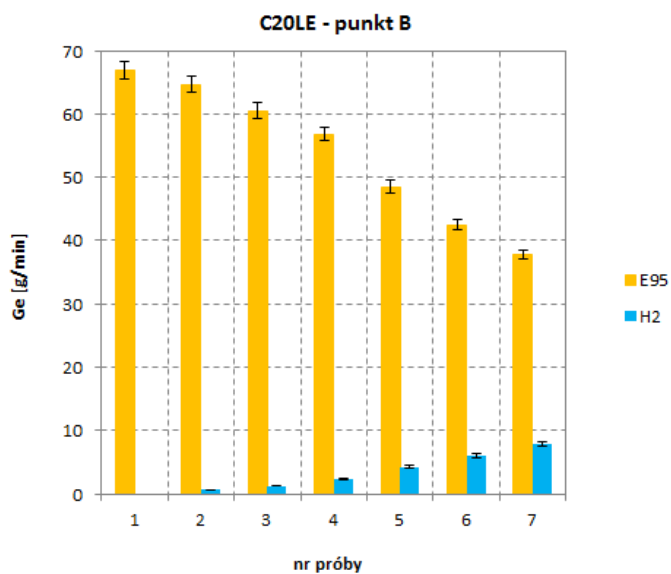
$G_{eE95baz}$  – zużycie godzinowe benzyny przy zasilaniu wyłącznie benzyną.

Przeprowadzone pomiary zużycia paliw umożliwiły wyznaczenie stopnia zastąpienia w poszczególnych próbach eksperymentu. W punkcie A przy zasilaniu wyłącznie benzyną zużycie paliwa wynosiło 60,50 g/min. W kolejnych próbach eksperymentu zużycie to zmniejszało się do minimalnego 35,67 g/min, a zużycie wodoru zwiększało się od 0 do 6,83 g/min (rys. 4.11). W punkcie B przy zasilaniu wyłącznie benzyną zużycie paliwa wynosiło 66,83 g/min. W kolejnych próbach eksperymentu zużycie to zmniejszało się do minimalnego 37,83 g/min, a zużycie wodoru zwiększało się od 0 do 7,82 g/min (rys. 4.12).

Obliczony stopień zastąpienia uzyskany w kolejnych próbach obu punktów badawczych przedstawiono w tabelach 4.6 i 4.7.



**Rys. 4.11. Godzinowe zużycie paliw w poszczególnych próbach w punkcie A**



**Rys. 4.12. Godzinowe zużycie paliw w poszczególnych próbach w punkcie B**

**Tab. 4.6. Zużycie paliw oraz uzyskany stopień zastąpienia w kolejnych próbach w punkcie A**

Nr próby	Godzinowe zużycie benzyny $G_{E95}$	Godzinowe zużycie wodoru $G_{H_2}$	Stopień zastąpienia S
-	g/min	g/min	%
1	60,50	0,00	0,0
2	58,83	0,18	2,8
3	55,50	0,81	8,3
4	51,67	1,26	14,6
5	45,83	3,24	24,2
6	42,83	4,41	29,2
7	38,17	5,84	36,9
8	35,67	6,83	41,0

**Tab. 4.7. Zużycie paliw oraz uzyskany stopień zastąpienia w kolejnych próbach w punkcie B**

Nr próby	Godzinowe zużycie benzyny $G_{E95}$	Godzinowe zużycie wodoru $G_{H_2}$	Stopień zastąpienia S
-	g/min	g/min	%
1	66,83	0,00	0,0
2	64,67	0,63	3,2
3	60,50	1,26	9,5
4	56,83	2,25	15,0
5	48,50	4,27	27,4
6	42,50	6,02	36,4
7	37,83	7,82	43,4

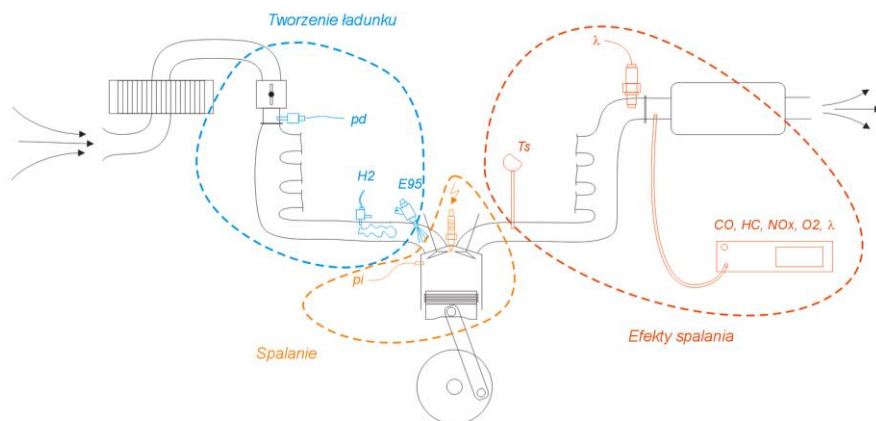
## 4.2. Wyniki eksperymentu

Niezależnie od punktu badawczego w próbach od 2. do ostatniej, wodór wtryskiwano do kolektora dolotowego silnika w suwie dolotu. W chwili wtrysku wodoru w kolektorze dolotowym znajdowało się już powietrze atmosferyczne oraz odparowująca benzyna wtrysnięta wcześniej w suwie wylotu. Oznacza to, że do cylindra silnika dostawała się mieszanina powietrza atmosferycznego, par benzyny oraz wodoru. Tak powstały nowy ładunek podlegał następnie procesowi sprężania. Bezpośrednio po przeskoczeniu iskry na elektrodach świecy zapłonowej rozpoczynał się proces spalania. Niezależnie od punktu badawczego w próbie 1. spalaniu podlegało wyłącznie paliwo oryginalne – benzyna, natomiast w próbach od 2. do ostatniej – benzyna i wodór. Po otwarciu

zaworu wylotowego zaczynał się proces opróżniania cylindra. Monitorowano go mierząc temperaturę spalin, współczynnik składu mieszanki oraz skład spalin.

Analizę wyników przeprowadzonego eksperymentu podzielono zatem na trzy grupy i przedstawiono w podrozdziałach poniżej. Opisują one wpływ zastępowania paliwa oryginalnego wodorem podczas poszczególnych procesów zachodzących w silniku. Wpływ stopnia zastąpienia na wielkości charakterystyczne w okresie od wtrysku wodoru do początku spalania opisano w podrozdziale 4.2.1 „*Tworzenie ładunku*”, wpływ stopnia zastąpienia na wybrane wielkości w okresie spalania opisano w podrozdziale 4.2.2 „*Spalanie*”, natomiast wpływ stopnia zastąpienia na mierzone wielkości w okresie wylotu opisano w podrozdziale 4.2.3 „*Efekty spalania*”.

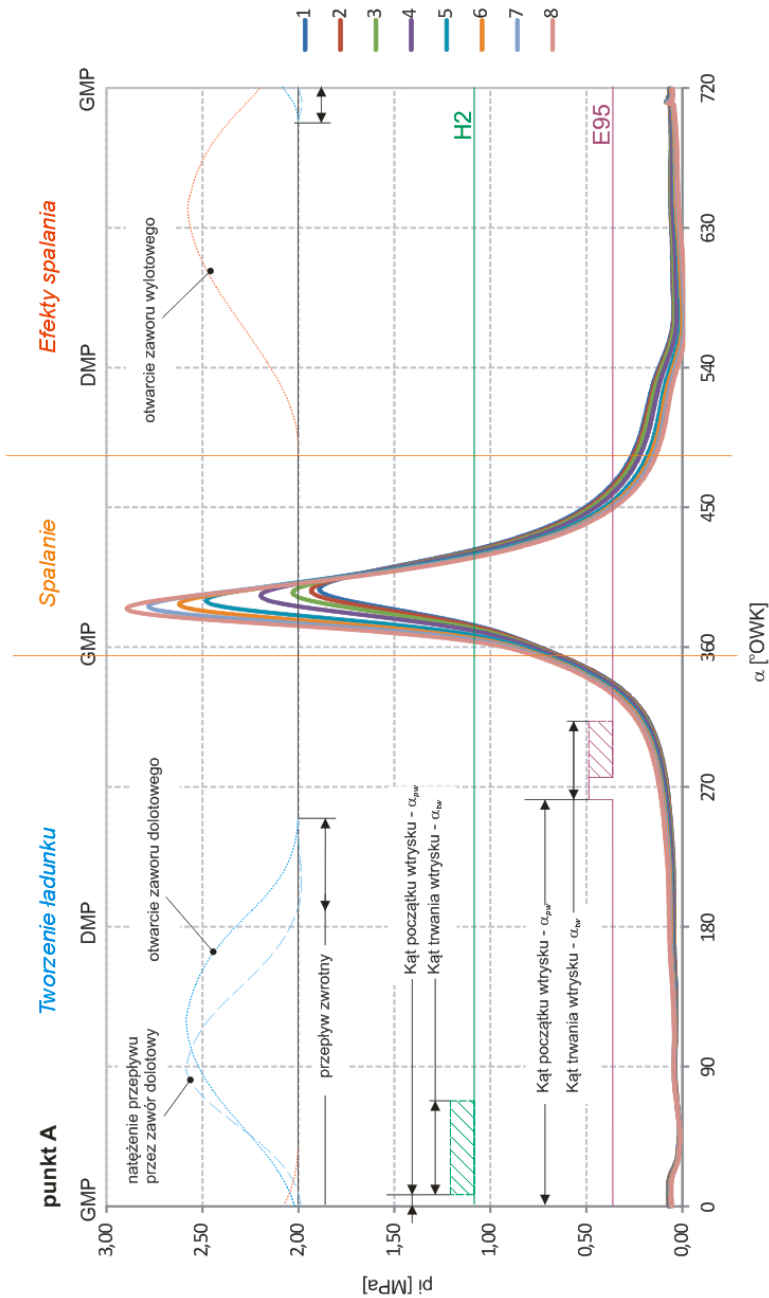
Na rysunku 4.13 schematycznie przedstawiono ideę pogrupowania pomiarów zgodnie z przyjętą analizą wyników.



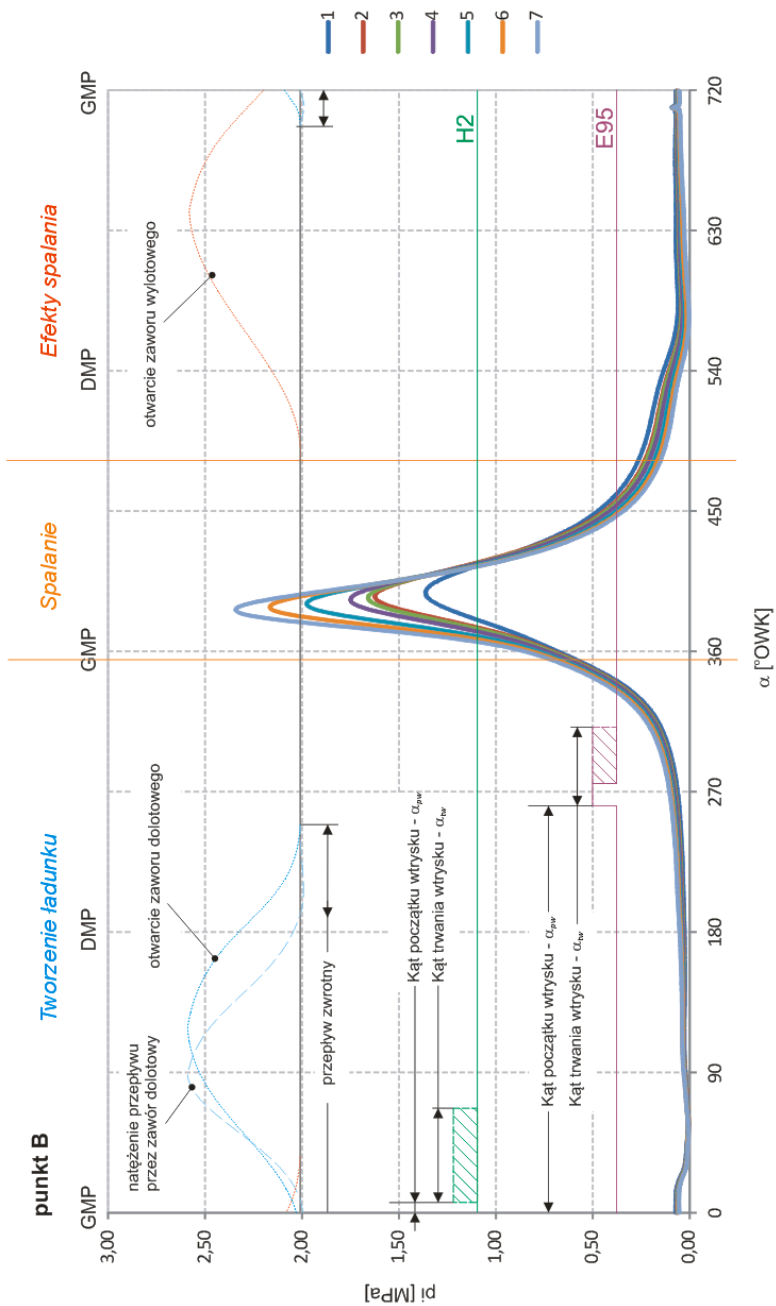
**Rys. 4.13.** Schemat obszarów tematycznych analizy wyników

Należy zaznaczyć, że pomiary ciśnienia w cylindrze silnika prowadzono w trakcie całego eksperymentu. Uśrednione przebiegi z poszczególnych prób obu punktów pomiarowych przedstawiono na rysunkach 4.14 i 4.15 w postaci wykresów przebiegu ciśnienia indykowanego. Na wykresy naniesiono krzywe charakteryzujące chwile czasowe otwarcia zaworów i podawania paliw. Na rysunku zaznaczono również podział na analizowane trzy grupy: tworzenie ładunku, spalanie, efekty spalania.





Rys. 4.14. Przebiegi ciśnienia indykowanego dla różnych wartości zastąpienia uzyskane w kolejnych próbach w punkcie A



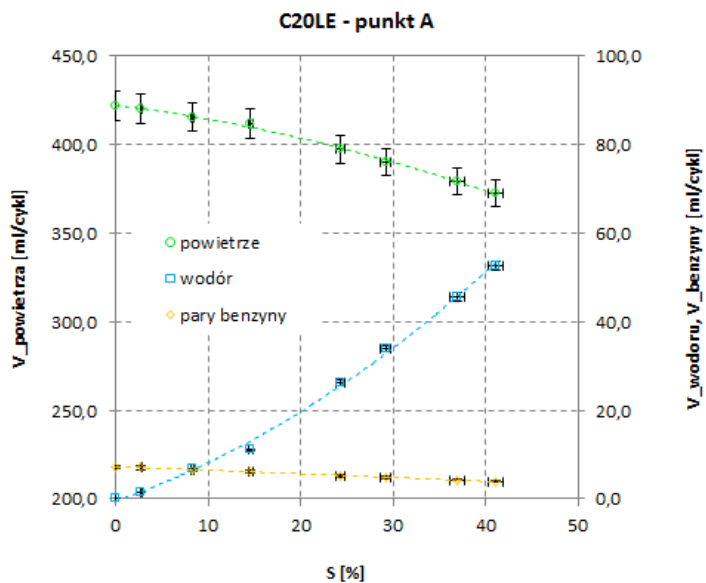
Rys. 4.15. Przebiegi ciśnienia indykowanego dla różnych wartości zastąpienia uzyskane w kolejnych próbach w punkcie B

#### 4.2.1. Tworzenie ładunku

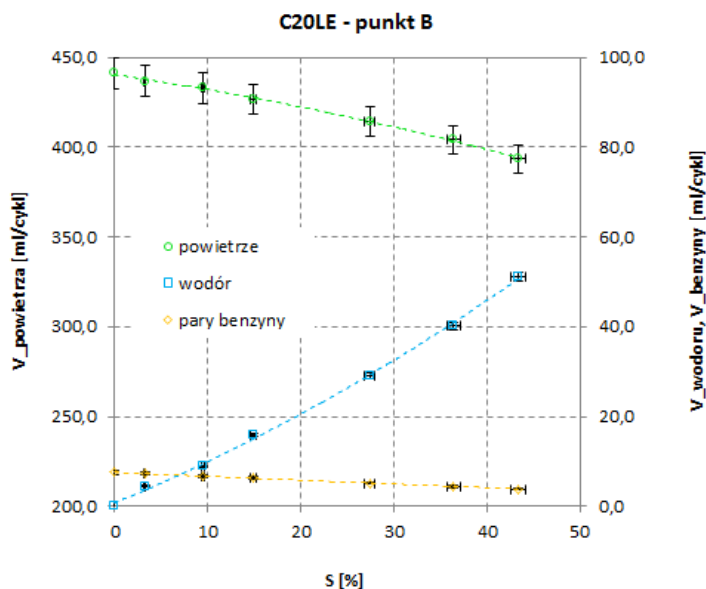
W odniesieniu do zasilania oryginalnego, zastosowanego w pierwszej próbie w obu punktach badawczych, powietrze z otoczenia o temperaturze  $T_o$ , ciśnieniu  $p_o$  i wilgotności  $W_o$  dostawało się do układu dolotowego silnika przez filtr powietrza i przepustnicę. Równocześnie do kolektora dolotowego, w okolicy zaworu dolotowego, następował wtrysk benzyny. Po procesie wtrysku benzyna zaczynała odparowywać zwiększając swoją objętość i pobierając ciepło z otaczającego je powietrza oraz ze ścianek kolektora. Z powodu niewielkiego otwarcia przepustnicy ciśnienie świeżego ładunku w kolektorze dolotowym było mniejsze od ciśnienia otoczenia i wynosiło w punkcie A ok. 52 kPa, a w punkcie B ok. 43 kPa. Tak przygotowany ładunek ogrzewał się od ścianek układu dolotowego. Wymianę ciepła utrudniało jednak niewielkie ciśnienie panujące w układzie. Można przyjąć, że największy przyrost temperatury świeżego ładunku następował w wyniku przepływu przez zawór dolotowy, będący równocześnie miejscem o najwyższej temperaturze i największej prędkości przepływu w układzie dolotowym. W analizowanym przypadku straty ciśnienia w wyniku przepływu przez zawór powinny być znikome z powodu niewielkiego natężenia przepływu.

Z uwagi na to, że silnik nie był wyposażony w układ doładowania (brak przepłukania cylindrów), w cylindrze silnikowym pozostawała reszta spalin z poprzedniego cyklu. Oznacza to, że ładunek po dostaniu się do cylindra mieszał się z resztą spalin i tym samym zmieniał swój skład chemiczny oraz stan termodynamiczny. Tak przygotowany ładunek poddawany był procesowi sprężania.

W pozostałych próbach silnik zasilano dwupaliwowo. W wyniku dodawania wodoru do układu dolotowego zmieniały się właściwości fizykochemiczne tworzonego ładunku. Wodór podawany był wtryskiwaczem umieszczonym w kanale dolotowym ok. 7 cm od zaworu dolotowego. Podanie dodatkowego paliwa w stanie lotnym powodowało przede wszystkim zmianę składu chemicznego ładunku z mieszaniny powietrza i benzyny (próba 1.) na mieszaninę powietrza, benzyny i wodoru (pozostałe próby). Ponadto, mieszanina powietrza, benzyny i wodoru w kolejnych próbach zmieniała się również w wyniku zmniejszania ilości podawanej benzyny i zwiększania ilości podawanego wodoru. Podanie już niewielkich ilości wodoru wyraźnie zmniejszało objętość powietrza w kolektorze. Dodatkowo zmniejszała się również objętość par benzyny wynikająca ze zmniejszania jej dawki (rys. 4.16 i 4.17).



Rys. 4.16. Wpływ stopnia zastąpienia na objętość poszczególnych substancji docierających do cylindra, wyznaczone w punkcie A



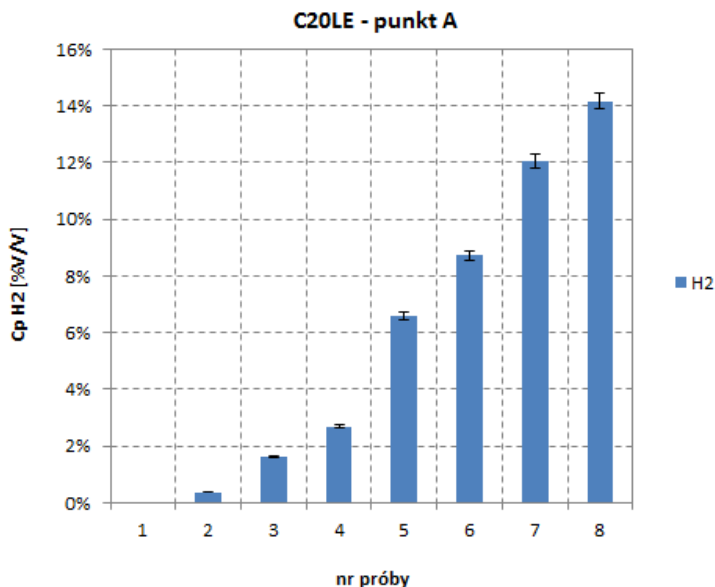
Rys. 4.17. Wpływ stopnia zastąpienia na objętość poszczególnych substancji docierających do cylindra, wyznaczone w punkcie B

Tym samym do cylindra silnika w każdej próbie dostarczana była mieszanka o innym stężeniu składników chemicznych. W punkcie A stężenie wodoru zwiększało się w kolejnych próbach od najmniejszego wynoszącego ok. 0,4% v/v do największego wynoszącego ok. 14,2% v/v, a w punkcie B od ok. 1,0% v/v do ok. 13,0% v/v (rys. 4.18 i rys 4.19).

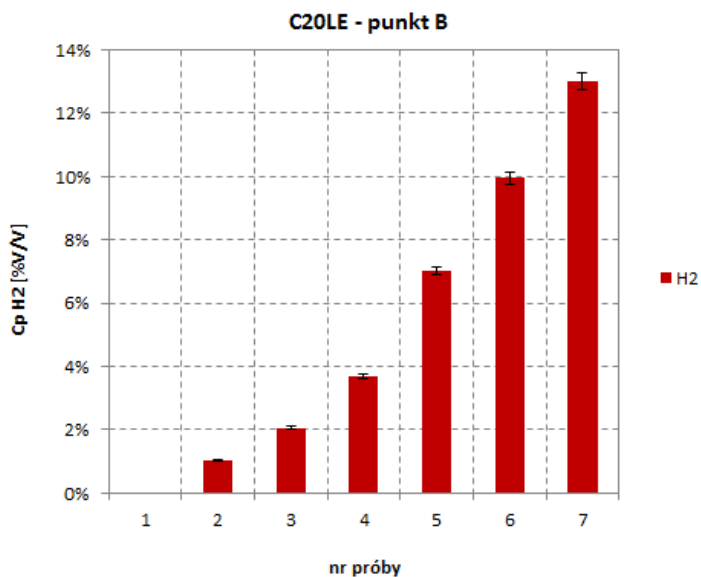
W celu uproszczenia opisu reszta spalin w dalszej części pracy została pominięta w rozważaniach.

Wprowadzenie dodatkowej objętości wodoru pomiędzy przepustnicę a zawór dolotowy zmniejszało ilość powietrza napływającego w stronę komory spalania spowalniając jego przepływ. Zgodnie z równaniem ciągłości strugi skutkowało to zwiększaniem się jego ciśnienia. Efekt tego zjawiska można zauważyć na rysunku 4.20, gdzie przedstawiono zmiany ciśnienia w kolektorze dolotowym w kolejnych próbach eksperymentu (bez ingerencji w kąt otwarcia przepustnicy czy kanał powietrza dodatkowego).

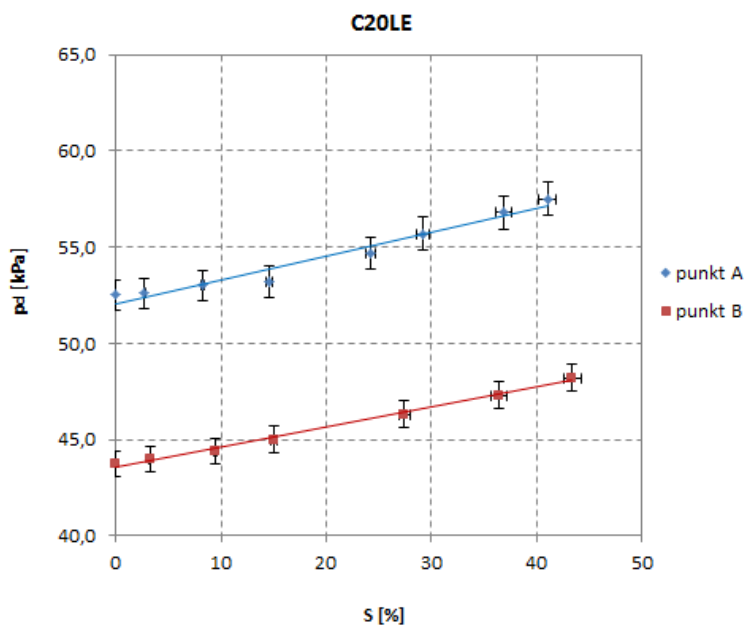
Opisane zwiększanie się ciśnienia w układzie dolotowym, powodujące zwiększanie gęstości powietrza, a co za tym idzie i jego masy, nie rekompensowało jednak zmniejszania się objętości i w efekcie w obu punktach badawczych masa powietrza docierającego do cylindra zmniejszała się po dodaniu wodoru (rys. 4.21 i 4.22).



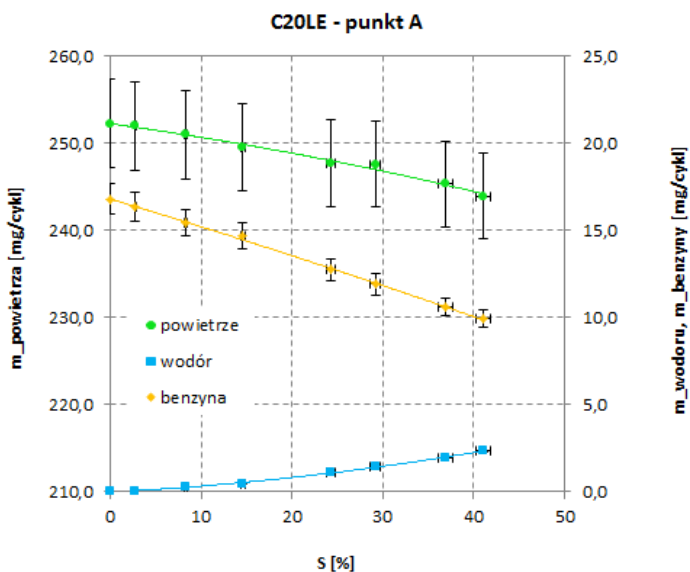
Rys. 4.18. Objętościowe stężenie wodoru w kolejnych próbach badawczych w punkcie A



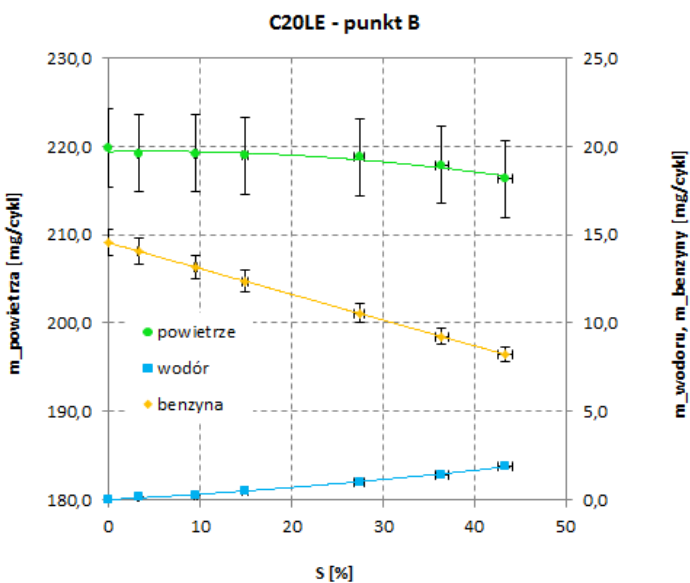
Rys. 4.19. Objętościowe stężenie wodoru w kolejnych próbach badawczych w punkcie B



Rys. 4.20. Wpływ stopnia zastąpienia na ciśnienie w kolektorze dolotowym w obu punktach badawczych



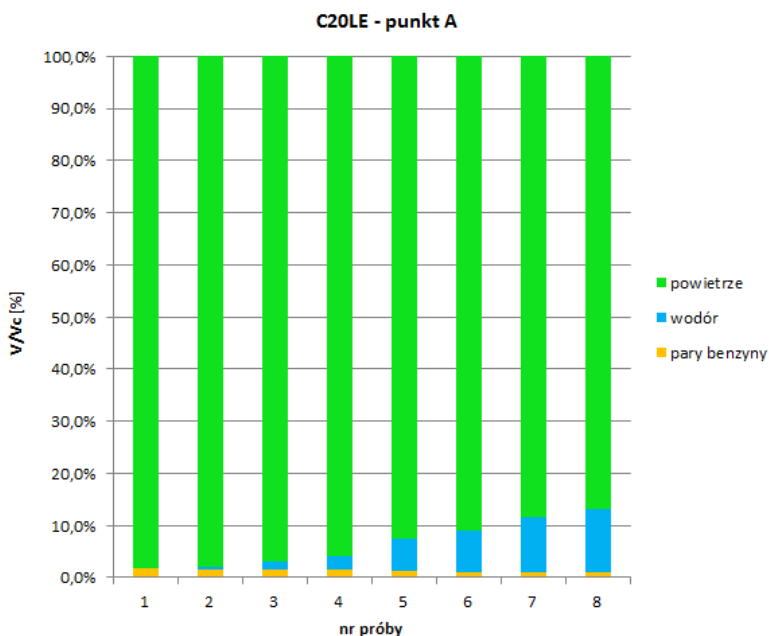
Rys. 4.21. Wpływ stopnia zastąpienia na masę gazów docierających do cylindra, wyznaczone w punkcie A



Rys. 4.22. Wpływ stopnia zastąpienia na masę gazów docierających do cylindra, wyznaczone w punkcie B

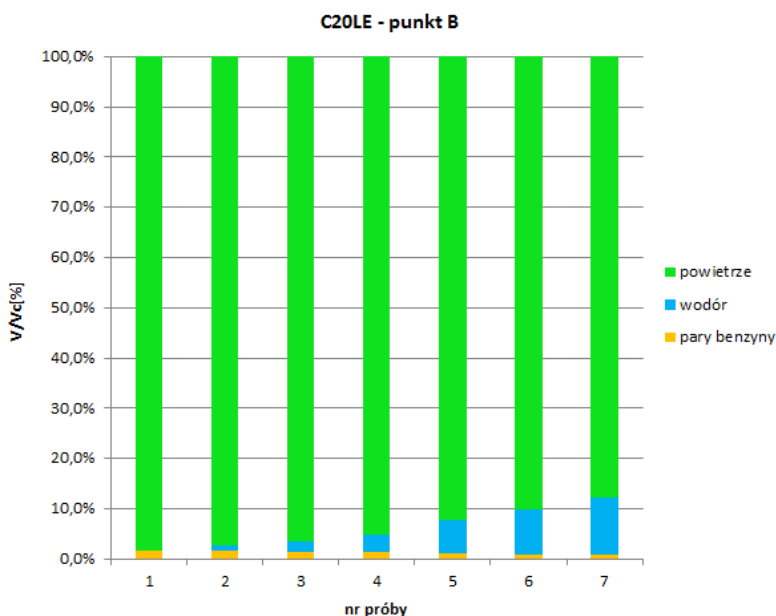
Pomimo tego, że podawana masa wodoru była niewielka i podczas badań nie zastępowała nawet połowy masy benzyny, to z powodu niewielkiej gęstości wodoru zmiany w objętościach poszczególnych substancji w cylindrze były dość znaczące. Proporcje poszczególnych substancji w cylindrze silnika powstałe po podaniu wodoru przestawiono na rysunkach 4.23 i 4.24.

Na rysunkach 4.25 i 4.26 przedstawiono przebiegi ciśnienia indykowanego uzyskane w okresie napełniania silnika podczas poszczególnych prób w obu punktach badawczych. Przyjęto, że proces napełniania badanego silnika trwał od zamknięcia zaworu wylotowego w 35 °OWK do zamknięcia zaworu dolotowego w 251 °OWK, czyli przez 216 °OWK. Wartości te wynikają z ustawień fabrycznych faz rozrządu. W okresie tym przebiegi ciśnienia dla obu punktów pomiarowych były podobne.



Rys. 4.23. Proporcja objętościowa poszczególnych substancji w cylindrze silnika w kolejnych próbach w punkcie A

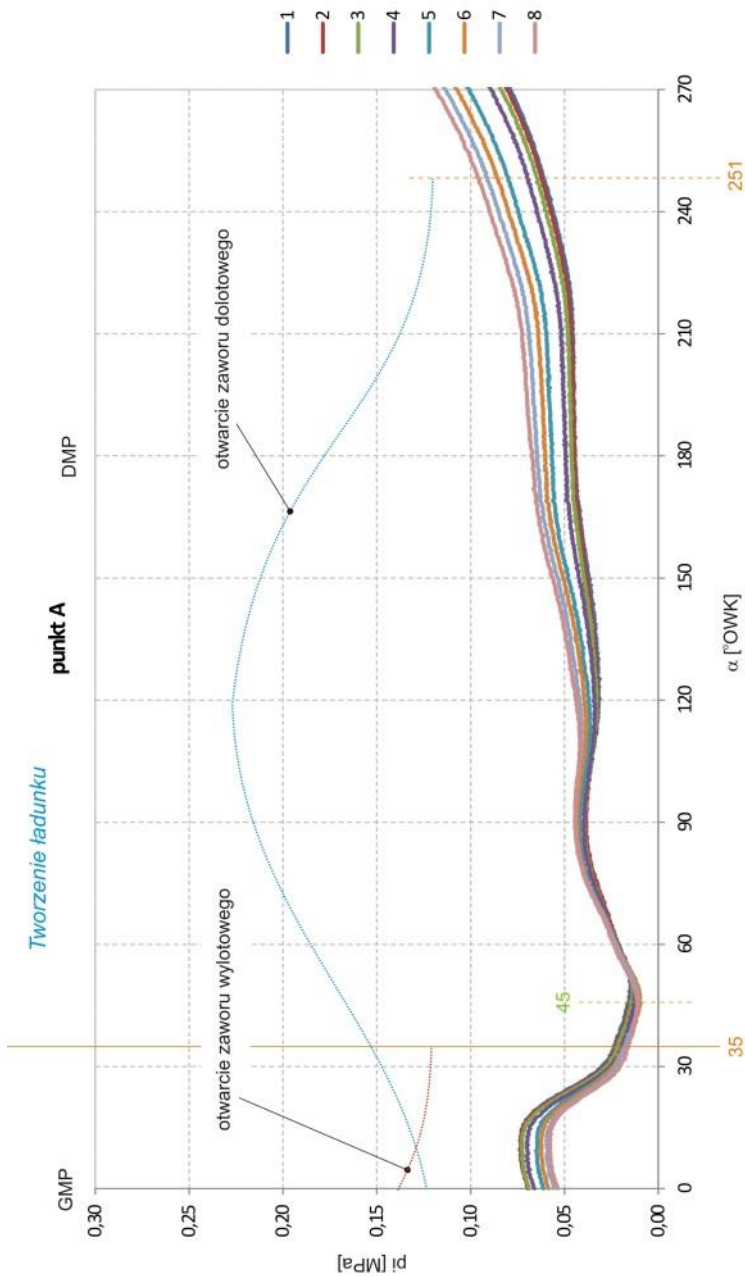




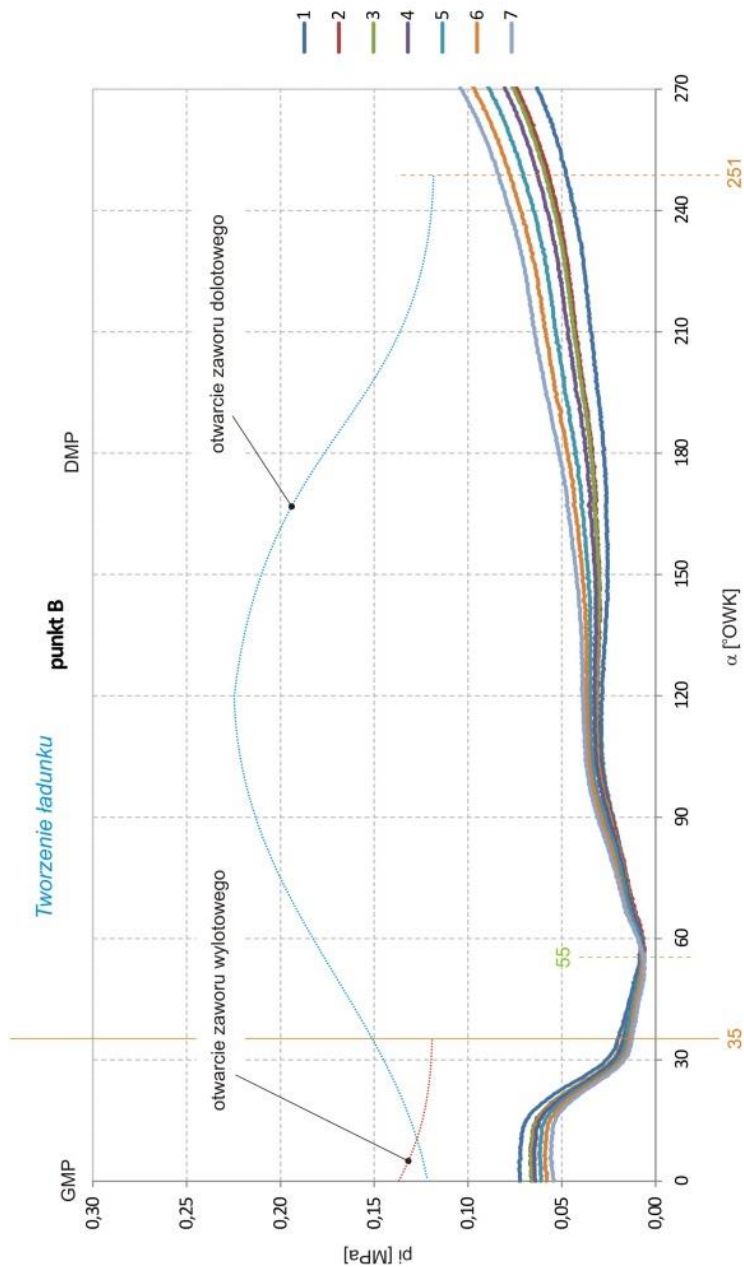
**Rys. 4.24. Proporcja objętościowa poszczególnych substancji w cylindrze silnika w kolejnych próbach w punkcie B**

W okolicach 45 i 55 °OWK widoczne są charakterystyczne miejsca, gdzie odnotowano minima lokalne wartości ciśnienia. Były one wynikiem zmian prędkości ruchu tłoka, zamknięcia zaworu wylotowego i zmiany kierunku przepływu czynnika przez zawór dolotowy (zjawiska dynamiczne procesu wymiany ładunku i napełniania). Bezpośrednio po wystąpieniu minimum lokalnego obserwuje się stabilizację ciśnienia napełniania (do ok. 90 i 120 °OWK), a następnie zwiększanie się ciśnienia wynikające ze zmniejszania się prędkości tłoka przed DMP. Można tu zauważyć wpływ dodania wodoru na wartości ciśnienia. Zaobserwowano, że im większy stopień zastąpienia, czyli im większy udział wodoru w mieszance, tym większe odnotowane wartości ciśnienia.

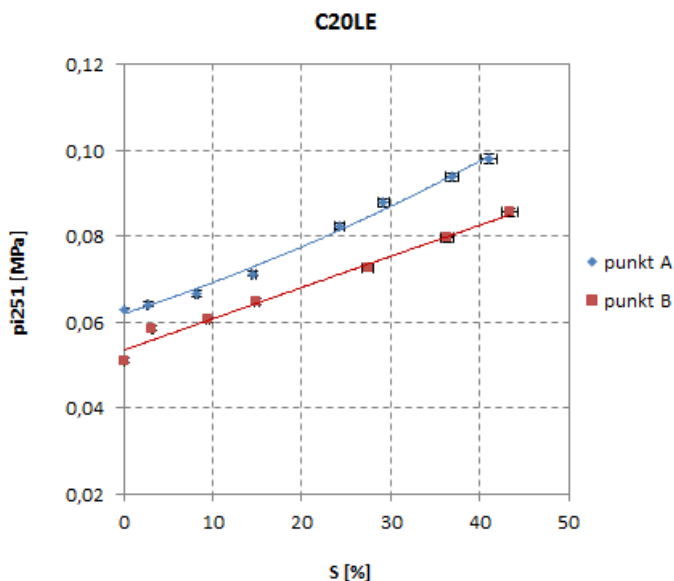
Na rysunku 4.27 przedstawiono wartości ciśnienia w cylindrze uzyskane dla 251 °OWK, czyli w końcu procesu napełniania w obu punktach badawczych. W punkcie A eksperymentu ciśnienie zwiększyło się z 63 kPa dla próby bez wodoru do ok. 98 kPa dla próby z maksymalnym zastąpieniem, natomiast w punkcie B z ok. 51 kPa do ok. 86 kPa, powodując zmiany w obu przypadkach o ok. 35 kPa. Wartość średnia ciśnienia w cylindrze w całym okresie napełniania jest równa ciśnieniu zmierzonemu w kolektorze dolotowym.



Rys. 4.25. Przebiegi ciśnienia indykowanego w okresie napelniania podczas poszczególnych prób badawczych w punkcie A



Rys. 4.26. Przebiegi ciśnienia indykowanego w okresie napełniania podczas poszczególnych prób badawczych w punkcie B



**Rys. 4.27. Wpływ stopnia zastąpienia na ciśnienie końca napełniania (dla kąta 251 °OWK)**

Kąt występowania opisanych wyżej charakterystycznych miejsc zmieniła się wraz z prędkością obrotową silnika, co wynika ze zjawisk falowych występujących w układzie dolotowym. Dla punktu B, gdzie badania prowadzono w warunkach większej prędkości, występowały one odpowiednio później.

Po zamknięciu zaworu dolotowego następował proces sprężania zgromadzonego ładunku. Na rysunkach 4.28 i 4.29 przedstawiono przebiegi ciśnienia indykowanego uzyskane w okresie sprężania w obu punktach badawczych podczas poszczególnych prób. Założono, że sprężanie w badanym silniku trwało od zamknięcia zaworu dolotowego w ok. 251 °OWK do chwili przeskoku iskry na elektrodach świecy zapłonowej, czyli w ok. 334 °OWK w punkcie A (kąt wyprzedzenia zapłonu: 26 °OWK przed GMP) i w ok. 330 °OWK w punkcie B (kąt wyprzedzenia zapłonu: 30 °OWK przed GMP).

W pierwszej próbie sprężaniu podlegało powietrze atmosferyczne i pary benzyny, natomiast w kolejnych próbach, mieszanina powietrza, par benzyny i wodoru z coraz większym udziałem wodoru i mniejszym udziałem par benzyny. Konsekwencją zmiany składu sprężanego medium była zmiana przebiegu ciśnienia sprężania, która powodowała również zmianę wartości ciśnienia i temperatury końca sprężania. Oznacza to, że w każdej próbie występowały inne warunki termodynamiczne i inny skład chemiczny medium znajdującego się w cylindrze.

W chwili zamknięcia zaworu dolotowego, czyli w 251 °OWK, różnice ciśnień w cylindrze w kolejnych próbach były konsekwencją zmian ciśnienia

w okresie napełniania. Zmiany te w obu punktach badawczych wynosiły mniej niż 0,05 MPa pomiędzy próbą pierwszą (bez wodoru) i ostatnią (ponad 40% zastąpienia). W wyniku sprężania ciśnienie w cylindrze zwiększało się i osiągnęło w 334 °OWK w punkcie A wartości od ok. 0,323 MPa dla próby bez wodoru aż do 0,406 MPa dla maksymalnego zastąpienia, a w 330 °OWK w punkcie B od ok. 0,257 MPa do ok. 0,332 MPa, powodując zmiany odpowiednio o ok. 0,083 MPa i 0,075 MPa, czyli o ok. 26% i 29%.

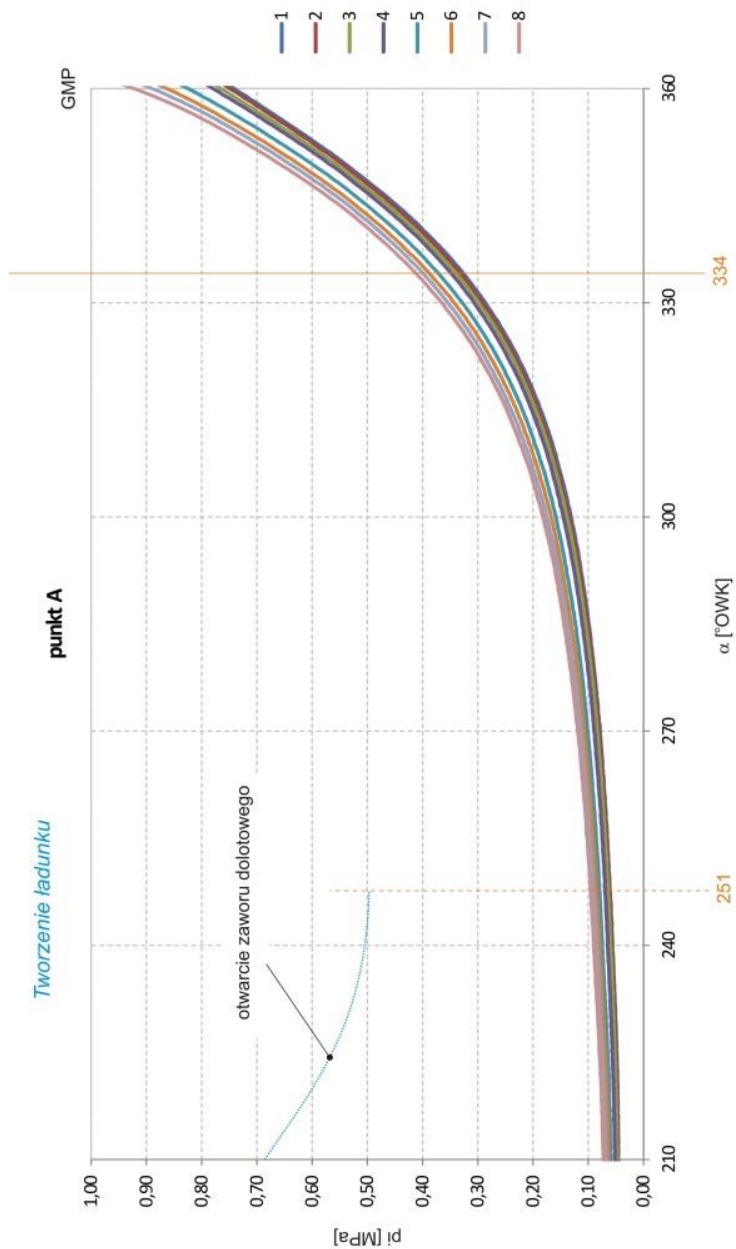
Przyrost ciśnienia w obu punktach badawczych wynikał bezpośrednio z pracy sprężania. Różnice w wartościach uzyskiwanych na końcu sprężania (odpowiednio dla kątów 334 i 330 °OWK) były następstwem różnic powstałych na początku sprężania (kąt 251 °OWK), a te z kolei wynikały z ilości dodawanego wodoru w okresie napełniania (rys. 4.30). Zwiększanie się ciśnienia o podobną wartość w obu punktach badawczych wynikało z podobnej ilości zastępowanego paliwa w obu ostatnich próbach (podobna proporcja paliw: ok. 41% w punkcie A i ok. 43% w punkcie B). Natomiast różnice bezwzględne ciśnień wynikały głównie z różnic obciążeń:  $pd = 52$  kPa i  $pd = 43$  kPa.

Zmiana składu chemicznego ładunku spowodowała ponadto zmianę średniego wykładnika politropy sprężania. Wykładnik wyznaczono na podstawie zmiany ciśnienia i objętości w zakresie 251÷334 °OWK dla punktu A i 251÷330 °OWK dla punktu B.

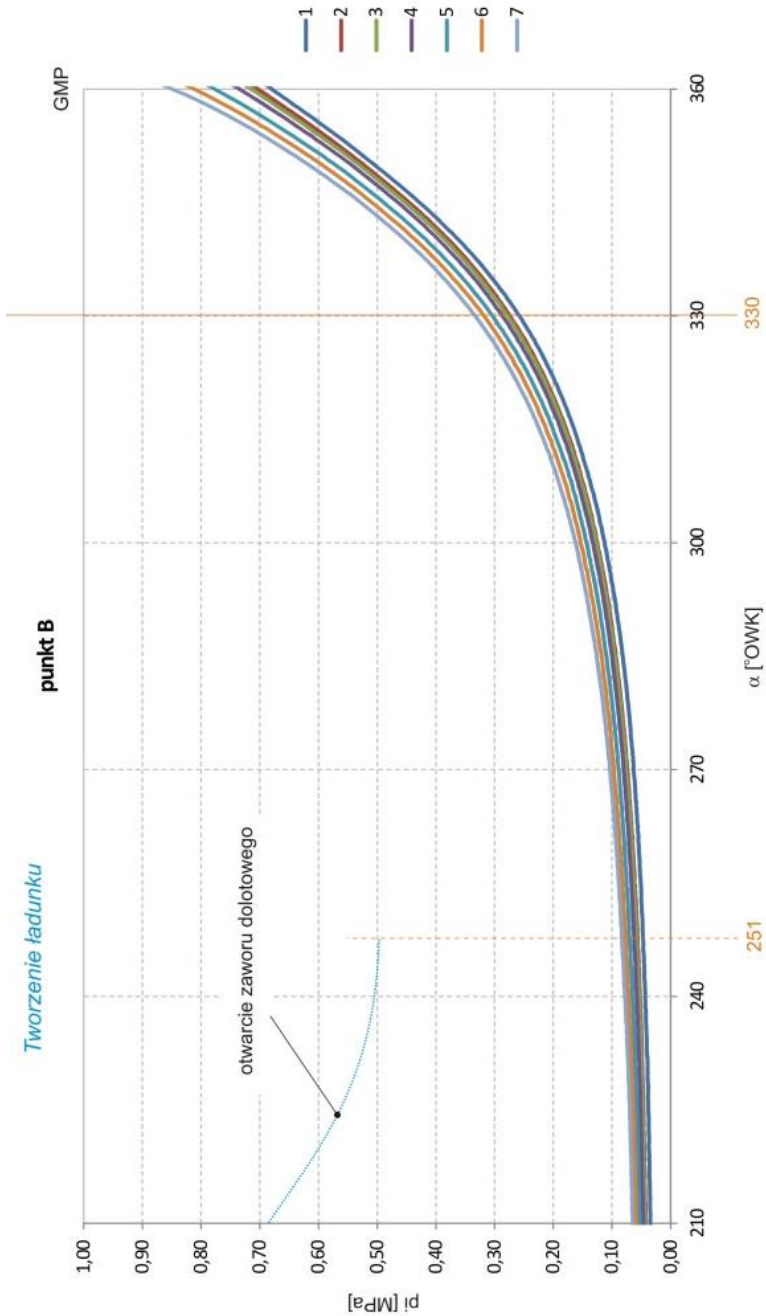
Na rysunku 4.31 przedstawiono zmianę średniego wykładnika politropy względem stopnia zastąpienia. W punkcie A eksperymentu obliczona wartość wykładnika zmniejszyła się z ok. 1,15 do ok. 0,99 dla próby z maksymalnym zastąpieniem, natomiast w punkcie B z ok. 1,17 do ok. 0,98, powodując zmiany odpowiednio o ok. 0,16 i ok. 0,19, czyli o ok. 14% i 16%.

Oznacza to, że im większa ilość zastępowanego paliwa oryginalnego wodorem, tym mniejsza wartość wykładnika politropy sprężania, czyli w konsekwencji mniejszy przyrost ciśnienia w wyniku sprężania.

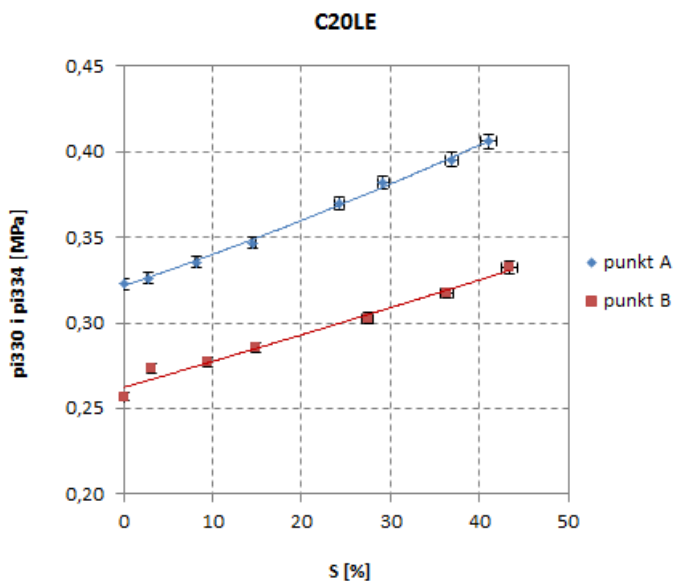
Zmiana wykładnika politropy wynika z dwóch przyczyn. Z powodu zmiany składu chemicznego ładunku następuje zmiana średniej masy molowej wpływająca na wykładnik adiabaty, a zmiana intensywności wymiany ciepła pomiędzy ładunkiem a ściankami komory zmienia wykładnik politropy.



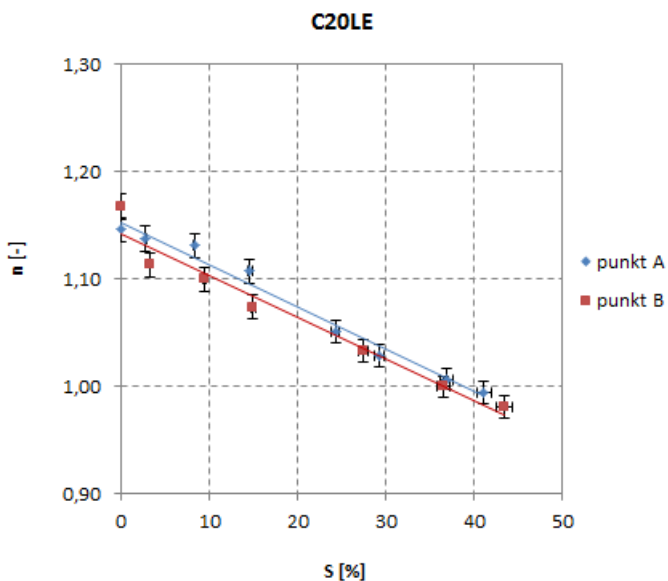
Rys. 4.28. Przebiegi ciśnienia indykowanego w okresie sprężania podczas poszczególnych prób badawczych w punkcie A



Rys. 4.29. Przebiegi ciśnienia indykowanego w okresie sprężania podczas poszczególnych prób badawczych w punkcie B



Rys. 4.30. Wpływ stopnia zastąpienia na ciśnienie końca sprężania (dla kąta 334 °OWK w punkcie A i 330 °OWK w punkcie B)



Rys. 4.31. Wpływ stopnia zastąpienia na zmianę średniego wykładnika politropy sprężania



### 4.2.2. Spalanie

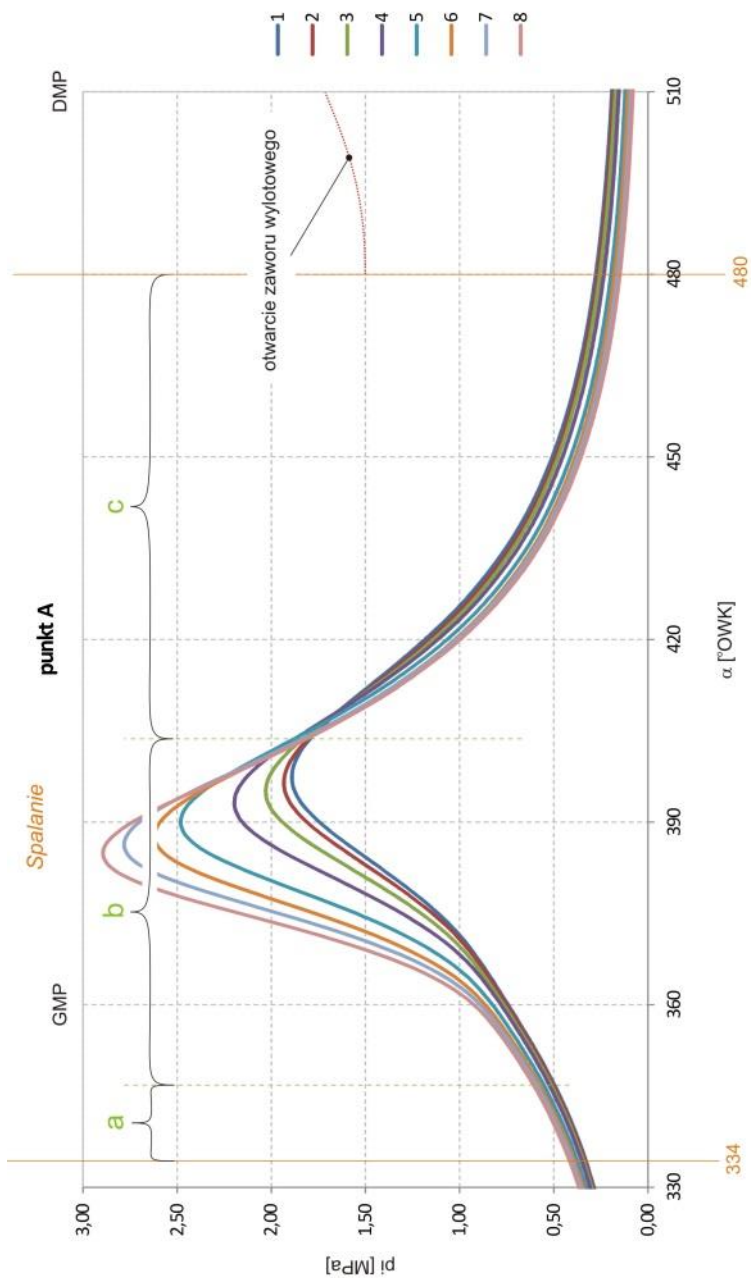
W silniku o zapłonie iskrowym proces zapłonu inicjowany jest wyładowaniem elektrycznym na elektrodach świecy zapłonowej, oddziałującym na mieszkankę palną znajdującą się w jej sąsiedztwie. W pierwszej próbie w obu punktach badawczych wyładowanie następowało w mieszaninie powietrza i par benzyny. Natomiast w próbach od 2. do ostatniej wyładowanie iskrowe następowało w mieszaninie powietrza, par benzyny i wodoru.

Na rysunkach 4.32 i 4.33 przedstawiono przebiegi ciśnienia indykowanego uzyskane dla obu punktów badawczych podczas poszczególnych prób w okresie spalania. Na rysunkach 4.34 i 4.35 przedstawiono obliczone przebiegi szybkości wywiązywania się ciepła. Założono, że spalanie w badanym silniku trwało od chwili pojawienia się iskry na elektrodach świecy, czyli od ok. 334 °OWK w punkcie A i od ok. 330 °OWK w punkcie B, do chwili otwarcia zaworu wylotowego w 480 °OWK.

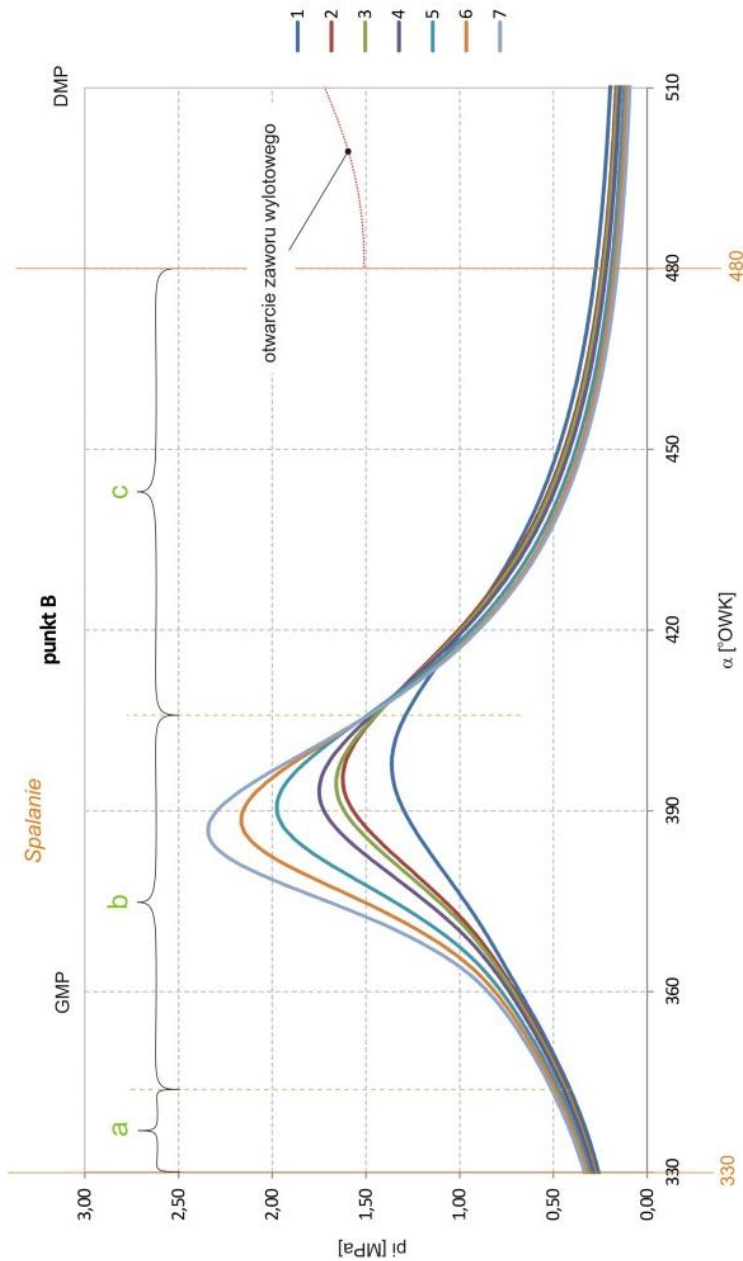
W rozpatrywanym okresie stwierdzono wpływ zmiany składu mieszanki na wartości uzyskiwanych ciśnień oraz szybkości wywiązywania się ciepła. W celu dokładnego przeanalizowania skutków zastępowania wodorem paliwa oryginalnego przeprowadzono osobną analizę okresu indukcji, okresu spalania właściwego i okresu dopalania.

Okres indukcji zaczyna się w chwili przeskoku iskry na elektrodach świecy zapłonowej. W celu uproszczenia analizy założono, że był to kąt wyprzedzenia zapłonu w punkcie A – 334 °OWK, a w punkcie B – 330 °OWK (rys. 4.36 i 4.37). W chwili zapłonu w obu punktach badawczych największe ciśnienie indykowane odnotowano dla największej wartości zastąpienia. Wynikało ono ze zmian powstałych we wcześniejszym etapie cyklu tzn. w procesie tworzenia ładunku. Za koniec okresu indukcji przyjęto kąt pierwszej dodatniej wartości wywiązywania się ciepła ze spalania i określono go jako kąt początku spalania właściwego.

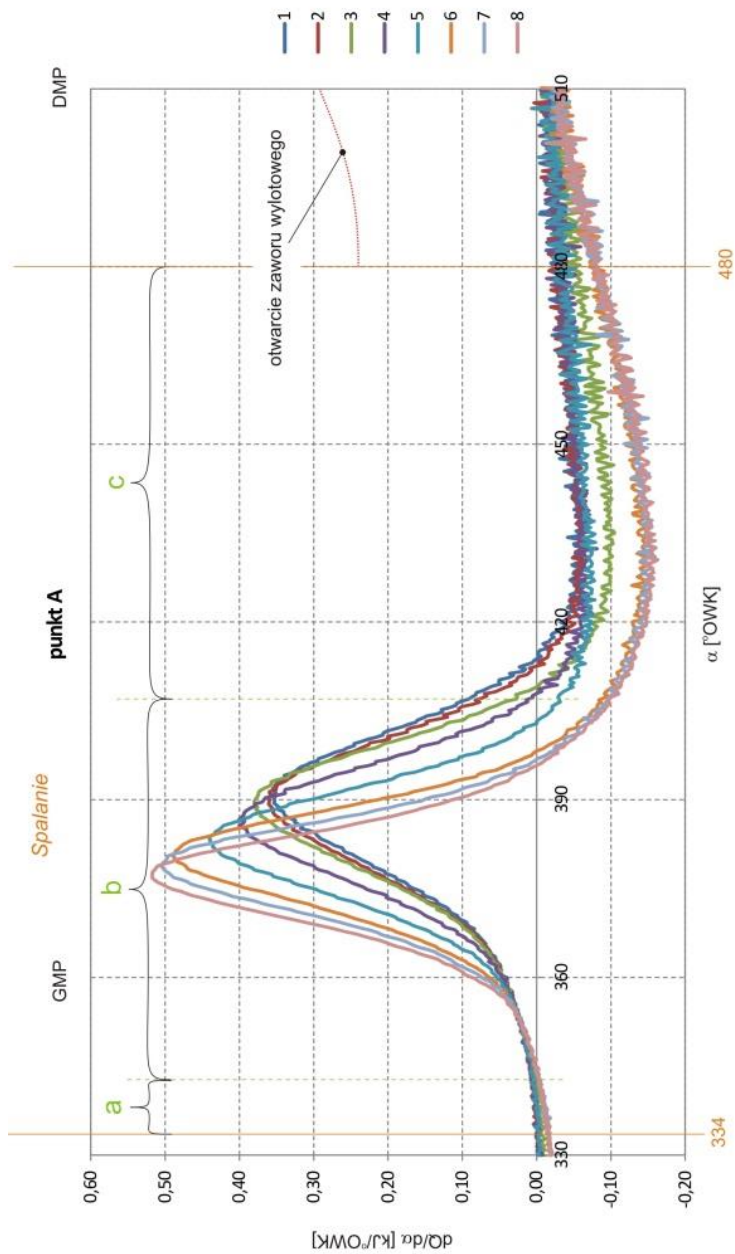
Zgodnie z rysunkiem 4.38, wraz ze wzrostem zastąpienia, kąt początku spalania zaczynał się później, niezależnie od punktu badawczego. W punkcie A eksperymentu opóźnił się z 342 °OWK uzyskanych w próbie pierwszej do 347 °OWK uzyskanych w próbie ostatniej, a w punkcie B odpowiednio z 341 °OWK do 345 °OWK.



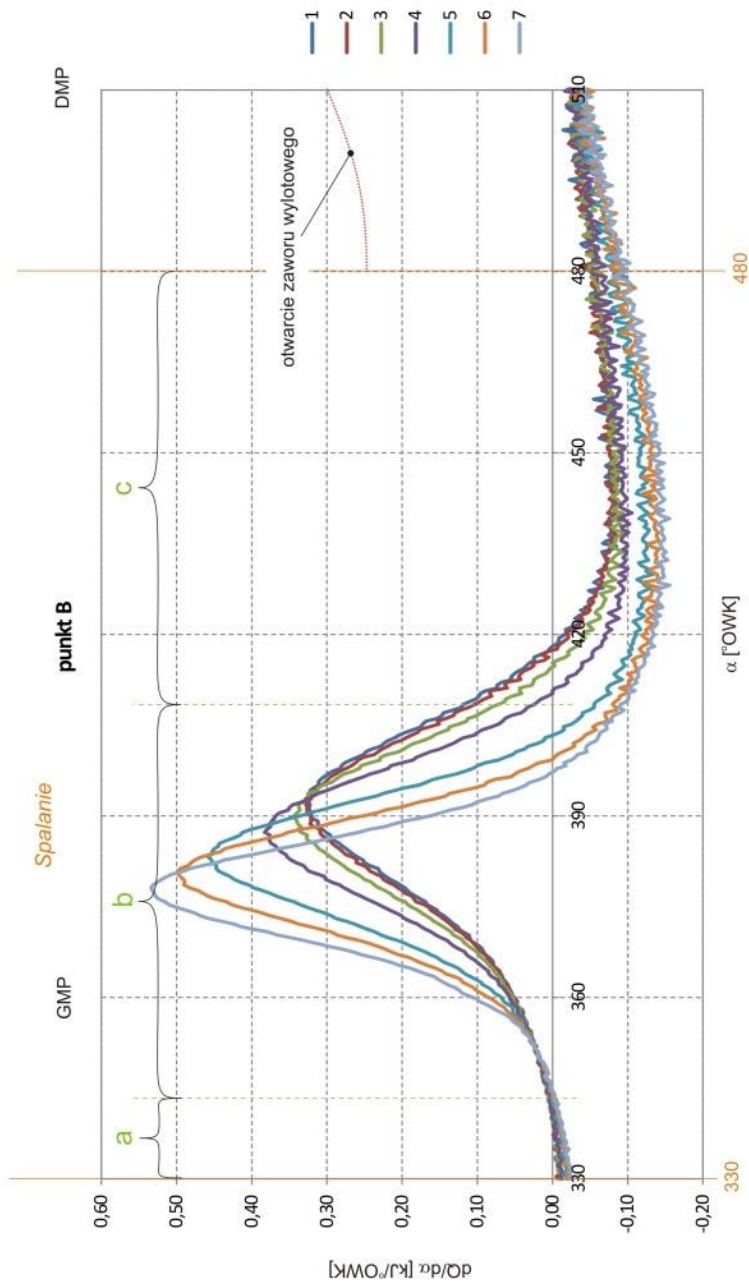
Rys. 4.32. Przebiegi ciśnienia indykowanego w okresie spalania podczas poszczególnych prób badawczych w punkcie A (a – indukcja, b – spalanie właściwe, c – dopalanie)



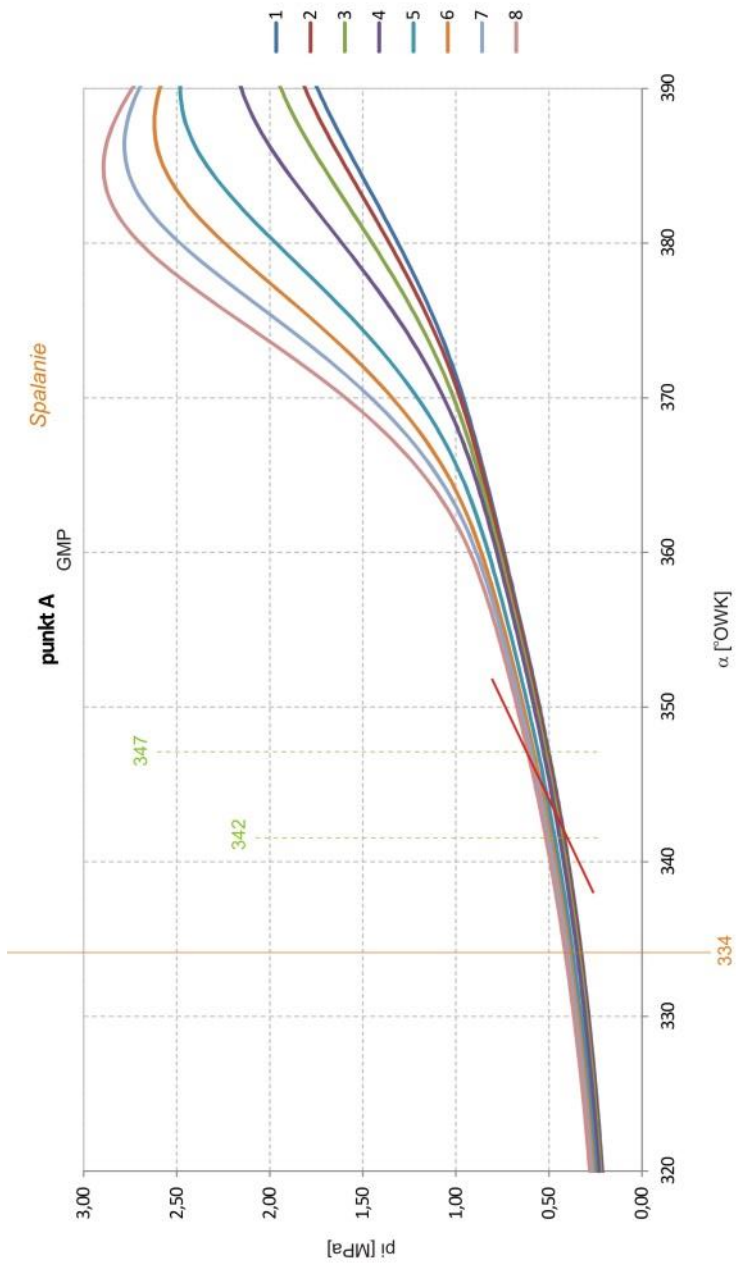
Rys. 4.33. Przebiegi ciśnienia indykowanego w okresie spalania podczas poszczególnych prób badawczych w punkcie B (a – indukcja, b – spalanie właściwe, c – dopalanie)



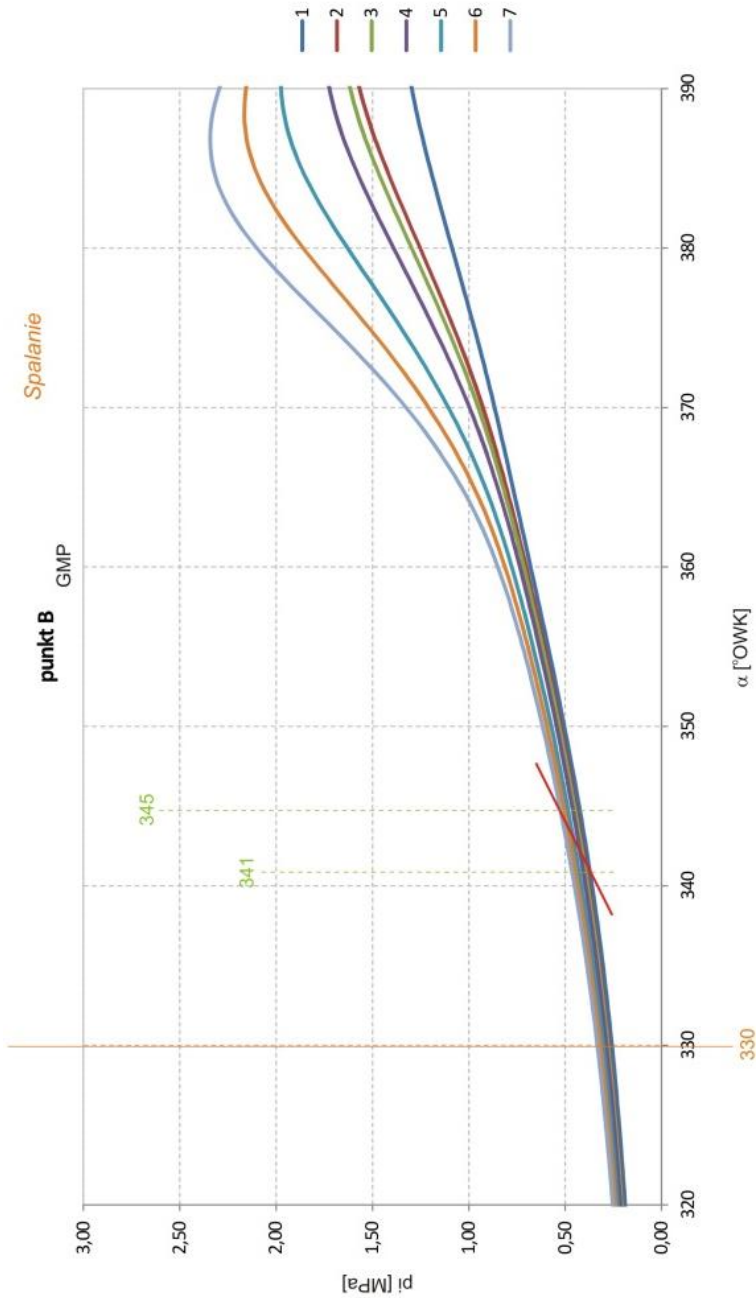
**Rys. 4.34. Przebiegi szybkości wywiązywania się ciepła w okresie spalania podczas poszczególnych prób badawczych w punkcie A (a – indukcja, b – spalanie właściwe, c – dopalanie)**



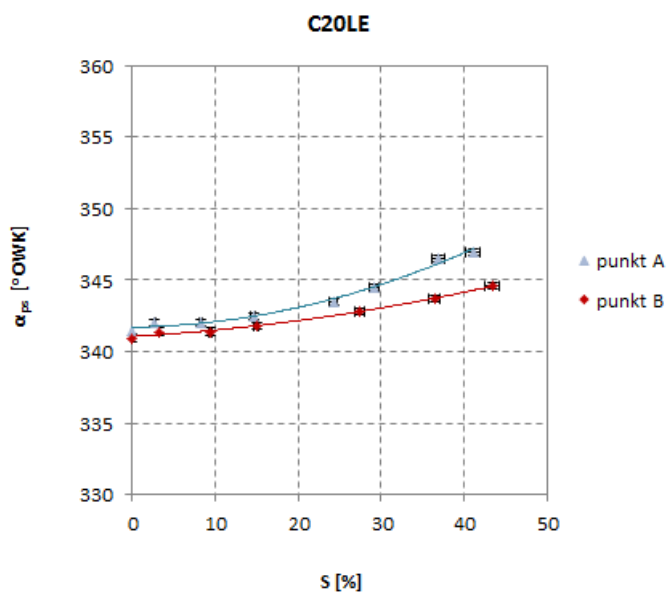
Rys. 4.35. Przebiegi szybkości wywiązywania się ciepła w okresie spalania podczas poszczególnych prób badawczych w punkcie B (a – indukcja, b – spalanie właściwe, c – dopalanie)



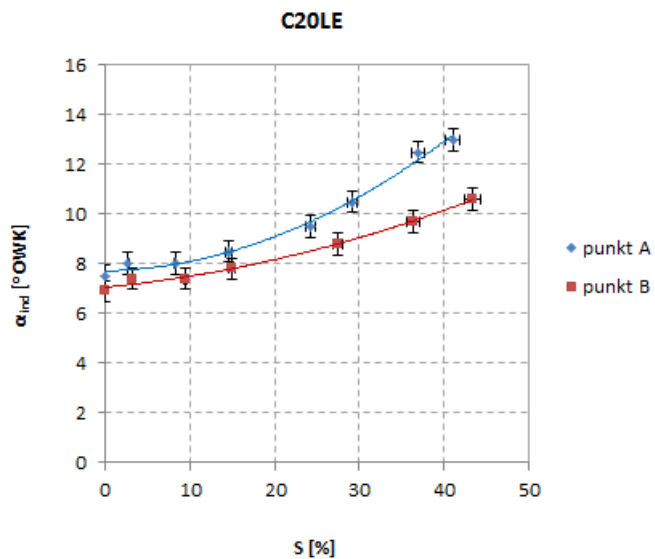
Rys. 4.36. Przebiegi ciśnienia indykowanego w okresie indukcji podczas poszczególnych prób badawczych w punkcie A



Rys. 4.37. Przebiegi ciśnienia indykowanego w okresie indukcji podczas poszczególnych prób badawczych w punkcie B



Rys. 4.38. Wpływ stopnia zastąpienia na kąt początku spalania wyznaczony z przebiegu wywiązywania się ciepła



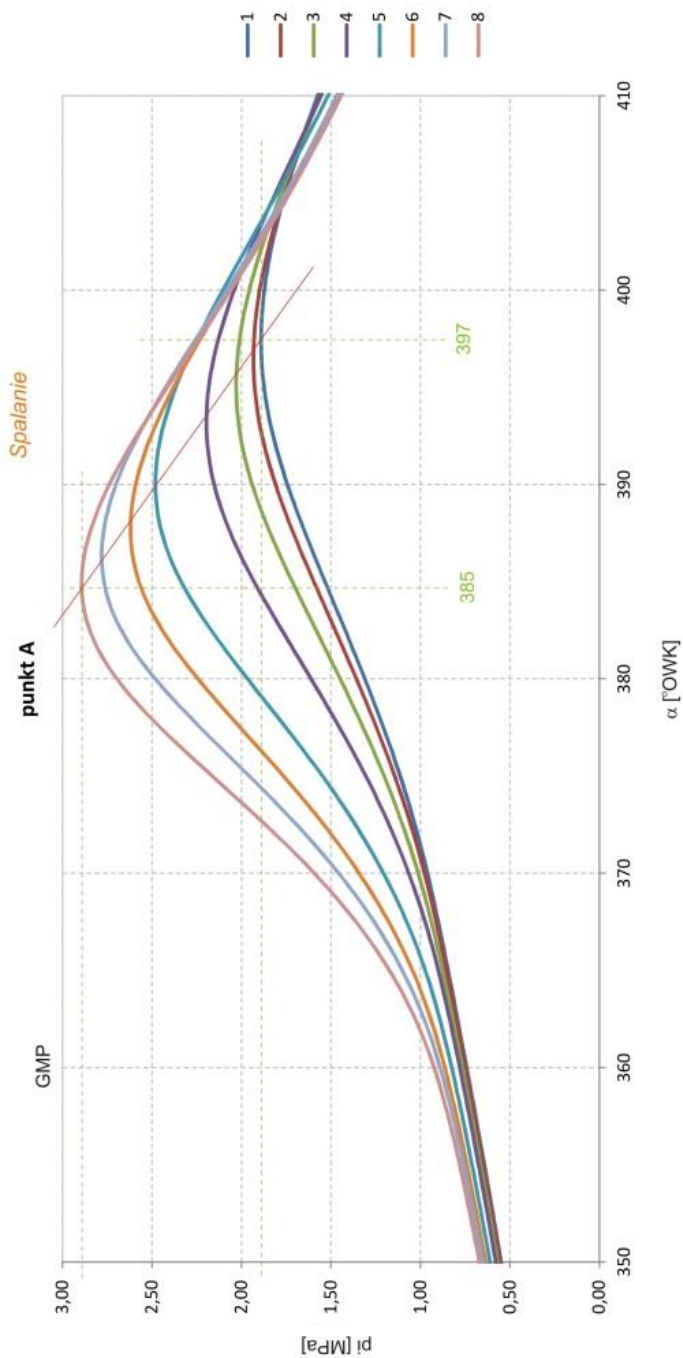
Rys. 4.39. Wpływ stopnia zastąpienia na okres indukcji w obu punktach badawczych



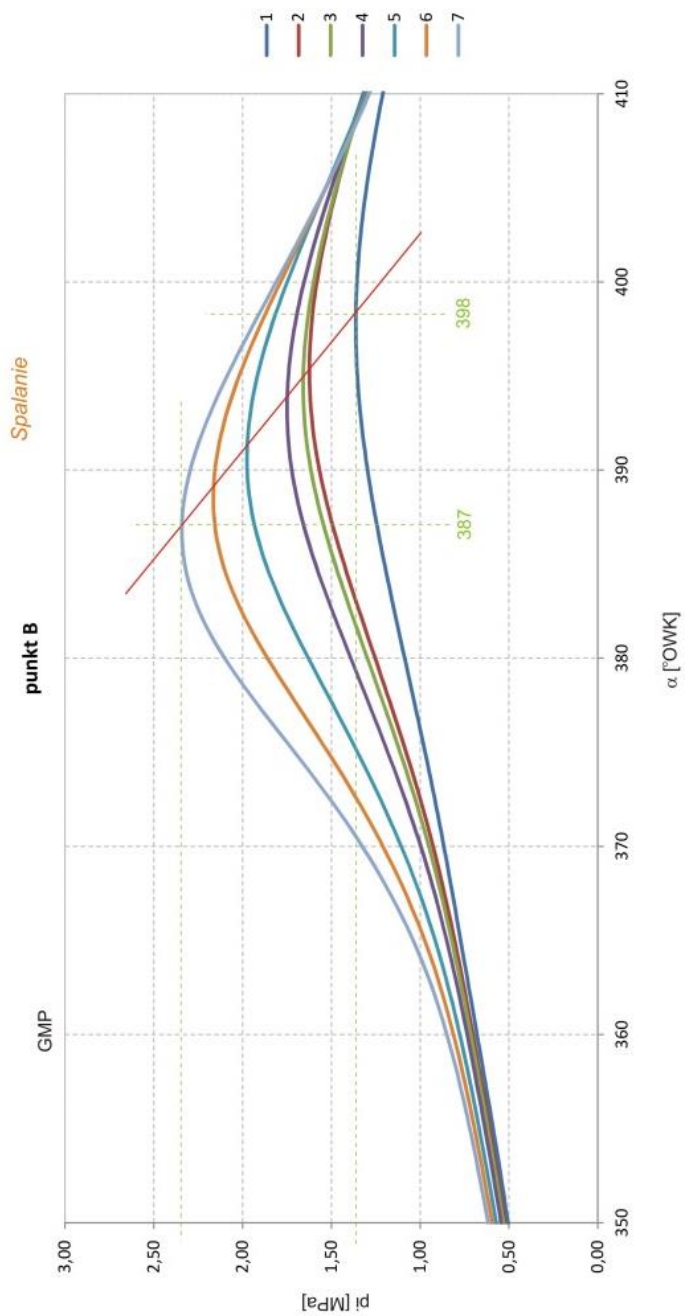
Oznacza to równocześnie, że okres indukcji wydłużał się wraz ze zwiększaniem stopnia zastąpienia (rys. 4.39). Widoczne jest to w obu punktach badawczych, gdzie dla próby pierwszej w punkcie A trwanie okresu indukcji można przyjąć pomiędzy 334÷342 °OWK, a dla próby ostatniej pomiędzy 334÷347 °OWK, natomiast w punkcie B odpowiednio 330÷341 i 330÷345 °OWK. Tym samym w punkcie A okres indukcji w pierwszej próbie wynosił ok. 8 °OWK, natomiast w próbie ostatniej ok. 13 °OWK. Stanowi to ok. 62% wydłużenie okresu indukcji z ok. 0,74 ms do ok. 1,20 ms. Odpowiednio w punkcie B okres indukcji wydłużył się z ok. 11 °OWK (0,80 ms) do ok. 15 °OWK (1,09 ms), czyli prawie o 36%.

Po okresie indukcji zaczyna się okres spalania właściwego. W pracy przyjęto, że okres spalania właściwego trwał od kąta początku spalania, określonego pierwszą dodatnią wartością szybkości wywiązywania się ciepła (czyli końcem okresu indukcji), a kątem ostatniej dodatniej wartości szybkości wywiązywania się ciepła. Rysunki 4.40 i 4.41 przedstawiają przebiegi ciśnienia indykowanego w okresie spalania właściwego uzyskane podczas eksperymentu w obu punktach badawczych. Można zauważyć, że w wyniku zastępowania paliwa oryginalnego wodorem proces spalania skracał się. Świadczą o tym uzyskiwane coraz wcześniej coraz większe wartości ciśnienia maksymalnego oraz coraz większe wartości szybkości wywiązywania się ciepła (rys. 4.42 i 4.43).

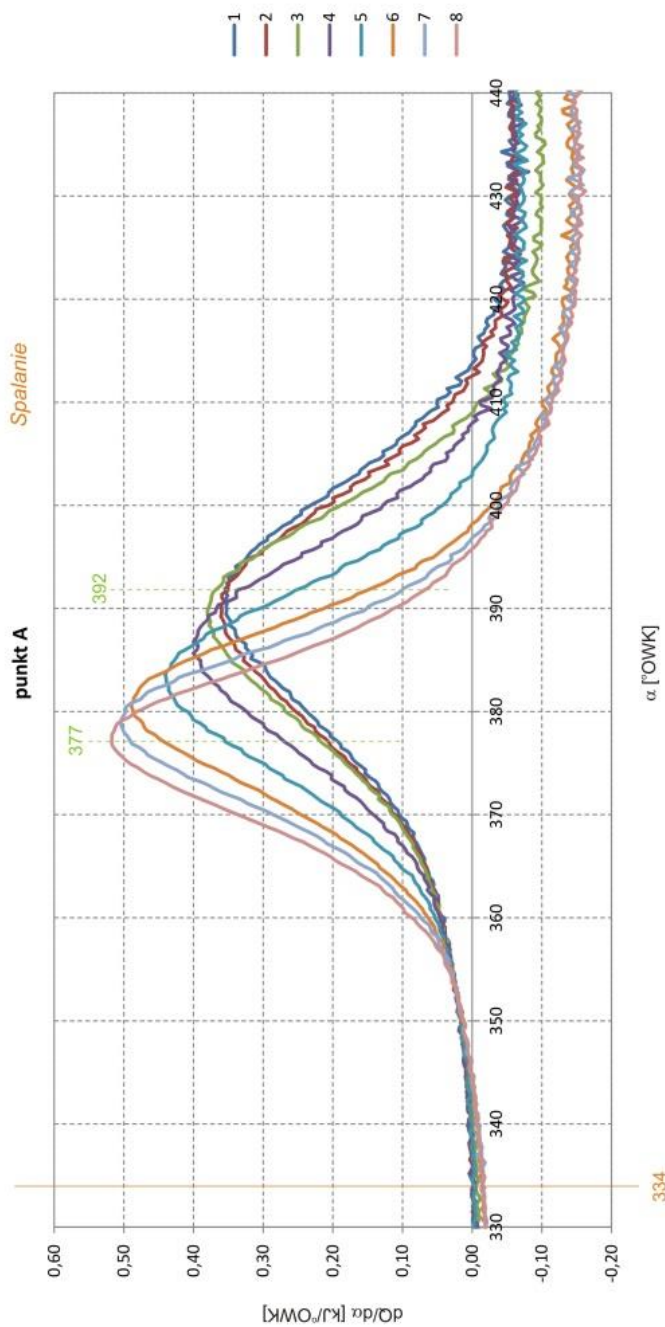
Na rysunku 4.44 przedstawiono maksymalną szybkość narastania ciśnienia  $dp/da_{max}$  wyznaczoną dla każdej z prób w obu punktach badawczych. Wraz ze zwiększaniem stopnia zastąpienia szybkość narastania ciśnienia stale zwiększała się, a zmiana ta miała charakter wykładniczy. Można zauważyć, że ponad 40% zastąpienie (ostatnie próby) spowodowało ponad trzykrotne zwiększenie prędkości narastania ciśnienia. Potwierdziła to także maksymalna szybkość wywiązywania się ciepła  $dQ/da_{max}$  (rys. 4.45). Wraz ze zwiększaniem stopnia zastąpienia szybkość wywiązywania się ciepła zwiększała się wykładniczo. Po przekroczeniu ok. 15÷20% zastąpienia tendencja ta uległa zmianie i przyrost stał się mniej intensywny, wyraźnie dążąc do wartości granicznej. W próbie pierwszej w punkcie A odnotowano najmniejszą prędkość spalania ok. 0,355 kJ/°OWK, a w ostatniej największą ok. 0,517 kJ/°OWK. Oznacza to zwiększenie się prędkości o ok. 46%. Odpowiednio w punkcie B prędkość spalania zwiększyła się z ok. 0,328 kJ/°OWK do ok. 0,533 kJ/°OWK, czyli o ok. 63%.



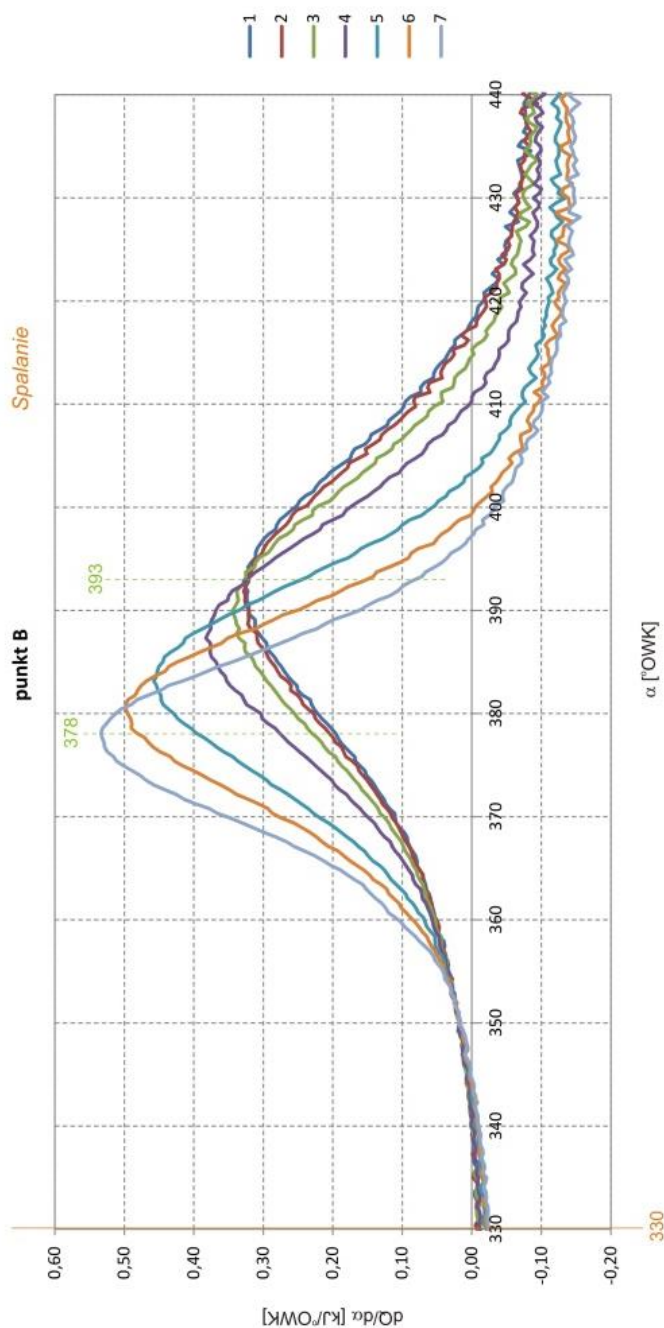
Rys. 4.40. Przebiegi ciśnienia indykowanego w okresie spalania właściwego podczas poszczególnych prób badawczych w punkcie A



Rys. 4.41. Przebiegi ciśnienia indykowanego w okresie spalania właściwego podczas poszczególnych prób badawczych w punkcie B



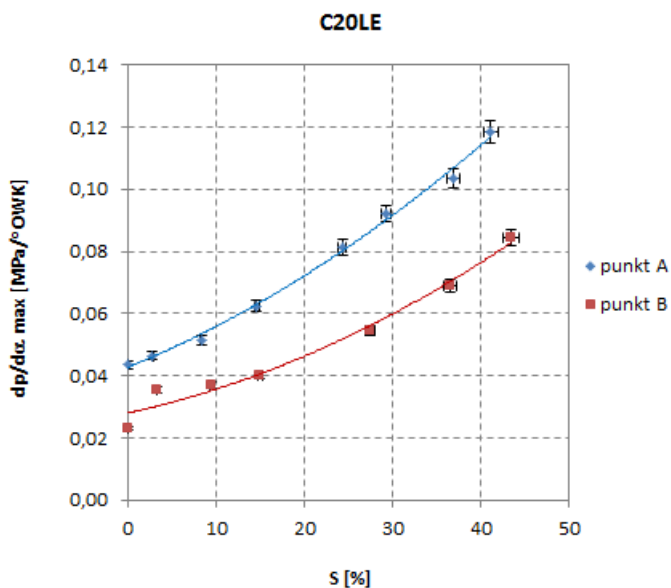
Rys. 4.42. Przebiegi szybkości wywiązania się ciepła w okresie spalania właściwego podczas poszczególnych prób badawczych w punkcie A



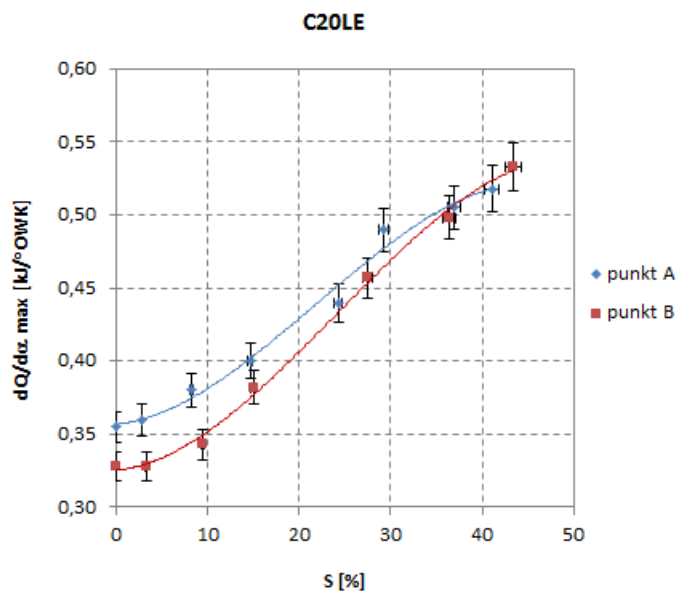
Rys. 4.43. Przebiegi szybkości wywiązywania się ciepła w okresie spalania właściwego podczas poszczególnych prób badawczych w punkcie B

Równocześnie w obu punktach badawczych, wraz ze zwiększaniem się maksymalnej szybkości wywiązywania się ciepła przesunął się kąt jej występowania. Dla ponad 40% zastąpienia zmniejszyła się jego wartość z 392 do 377 °OWK w punkcie A i z 393 do 378 °OWK w punkcie B (rys. 4.46), czyli w obu punktach o 15 °OWK. Statystycznie, w badanym zakresie zmiana ta była liniowa.

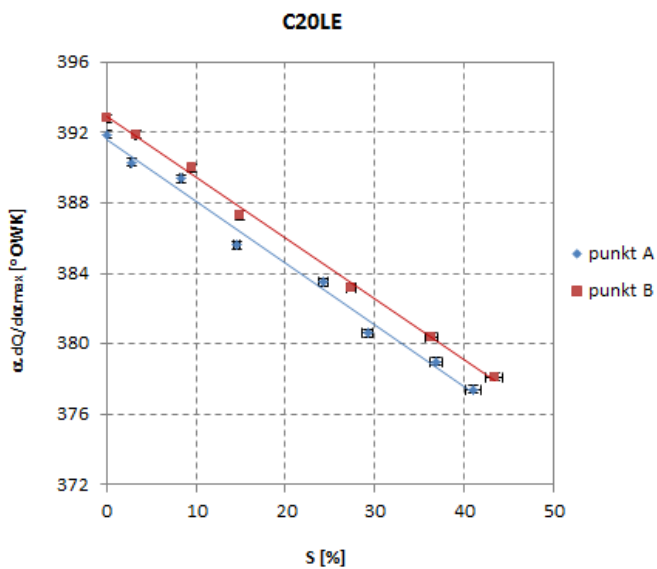
Charakterystyczną zmianą w obu punktach badawczych było również praktycznie liniowe zmniejszanie się kąta występowania ciśnienia maksymalnego wraz ze zwiększaniem się wartości zastąpienia (rys. 4.47). W punkcie A kąt występowania ciśnienia maksymalnego zmniejszył się z wartości ok. 397 °OWK uzyskanej w próbie pierwszej do wartości ok. 385 °OWK uzyskanej w próbie ostatniej, a w punkcie B odpowiednio z ok. 398 °OWK do ok. 387 °OWK. Oznacza to zmniejszenie się kąta występowania ciśnienia maksymalnego o ok. 12 °OWK w punkcie A i o ok. 11 °OWK w punkcie B.



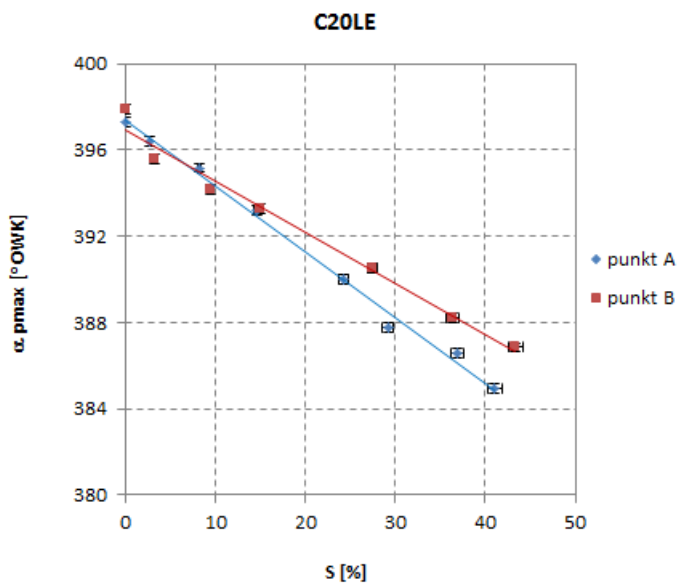
**Rys. 4.44. Wpływ stopnia zastąpienia na maksymalną szybkość narastania ciśnienia w obu punktach badawczych**



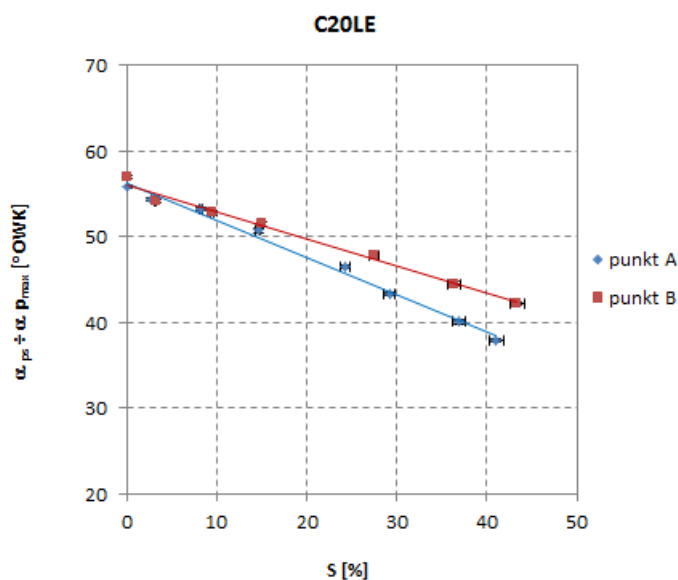
Rys. 4.45. Wpływ stopnia zastąpienia na maksymalną szybkość wywiązywania się ciepła w obu punktach badawczych



Rys. 4.46. Wpływ stopnia zastąpienia na kąt występowania maksymalnej szybkości wywiązywania się ciepła w obu punktach badawczych



Rys. 4.47. Wpływ stopnia zastąpienia na kąt występowania ciśnienia maksymalnego w obu punktach badawczych

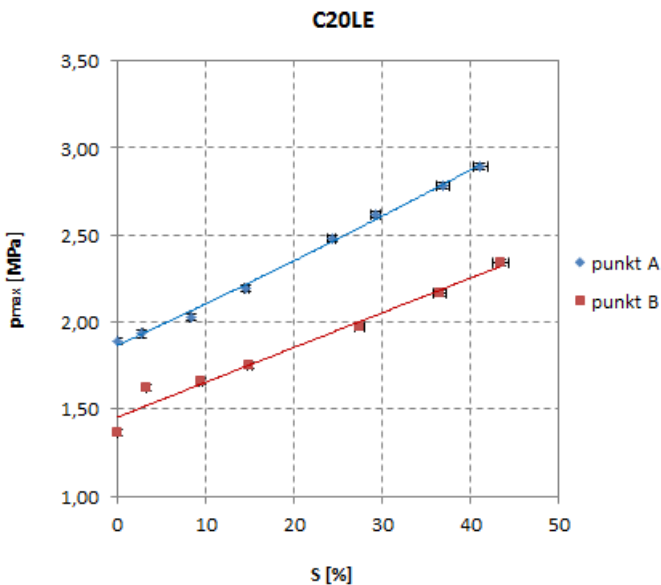


Rys. 4.48. Wpływ stopnia zastąpienia na kąt spalania mierzony od początku spalania właściwego do maksymalnej wartości ciśnienia



Obserwowana zmiana kąta występowania ciśnienia maksymalnego potwierdza zwiększanie się prędkości spalania. Wraz ze zwiększaniem stopnia zastąpienia okres indukcji wydłużał się, a kąt występowania ciśnienia maksymalnego występował wcześniej. Skracanie się tego okresu spalania (liczonego od początku spalania do uzyskania ciśnienia maksymalnego) przedstawiono na rysunku 4.48, jako różnicę kąta ciśnienia maksymalnego i kąta początku spalania. W punkcie A okres ten zmniejszył się o ok. 18 °OWK, z ok. 56 °OWK do ok. 38 °OWK, natomiast w punkcie B o ok. 15 °OWK, z ok. 57 °OWK do ok. 42 °OWK, czyli odpowiednio o ok. 1,67 ms i ok. 1,09 ms. Czas spalania w tym okresie skrócił się zatem o ok. 32% w punkcie A i ok. 26% w punkcie B.

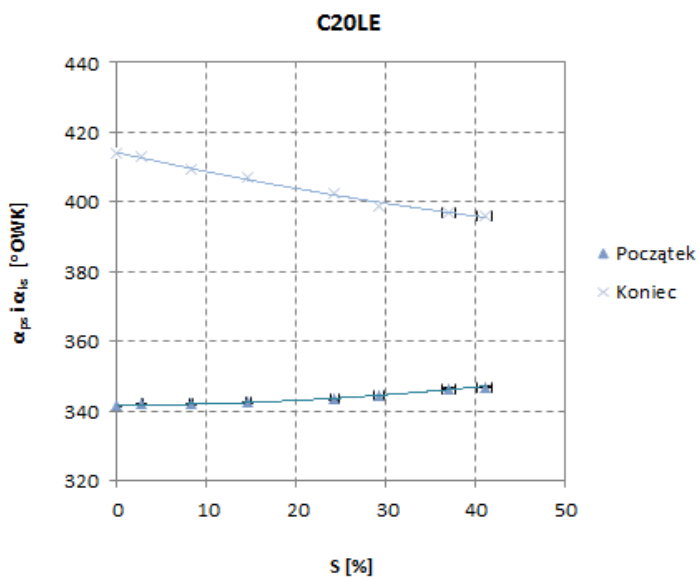
Zwiększenie się prędkości spalania skutkowało nie tylko wcześniejszym występowaniem ciśnienia maksymalnego ale i jego większą wartością bezwzględną (rys. 4.49). Ciśnienie maksymalne zwiększyło się w wyniku spalania paliwa przy mniejszych kątach, czyli w mniejszych objętościach komory. W punkcie A eksperymentu uzyskano zwiększenie ciśnienia maksymalnego z ok. 1,85 MPa do ok. 2,85 MPa, czyli o ok. 54%, natomiast w punkcie B z ok. 1,40 MPa do ok. 2,40 MPa, czyli o ok. 71 %. Dodatkowo na wartości ciśnień maksymalnych miało wpływ również większe ciśnienie początku spalania.



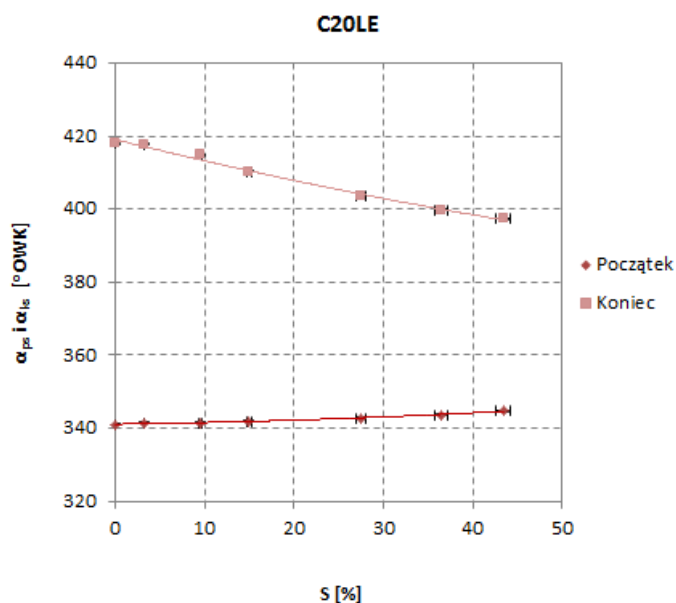
**Rys. 4.49.** Wpływ stopnia zastąpienia na ciśnienie maksymalne w obu punktach badawczych

Wraz ze zmianami kąta początku spalania oraz kąta występowania ciśnienia maksymalnego zmieniał się również kąt końca spalania. Zwiększanie dawki wodoru zastępującego paliwo oryginalne powodowało opóźnienie początku spalania, natomiast kąt ciśnienia maksymalnego oraz koniec spalania występowały wcześniej. Zaobserwowano tę prawidłowość w obu punktach pomiarowych. W punkcie A kąt końca spalania zmieniał się z ok. 415 °OWK do ok. 395 °OWK (rys. 4.50), a w punkcie B z ok. 418 °OWK do ok. 387 °OWK (rys. 4.51). Oznacza to również, że zmniejszał się kąt (czas) całego wywiązywania się ciepła (rys. 4.52) określony w pracy jako kąt spalania właściwego. W punkcie A zmniejszył się z ok. 78 °OWK (7,2 ms) do ok. 51 °OWK (4,7 ms), a w punkcie B z ok. 77 °OWK (5,8 ms) do ok. 53 °OWK (3,7 ms), czyli odpowiednio o ok. 35% i 31%.

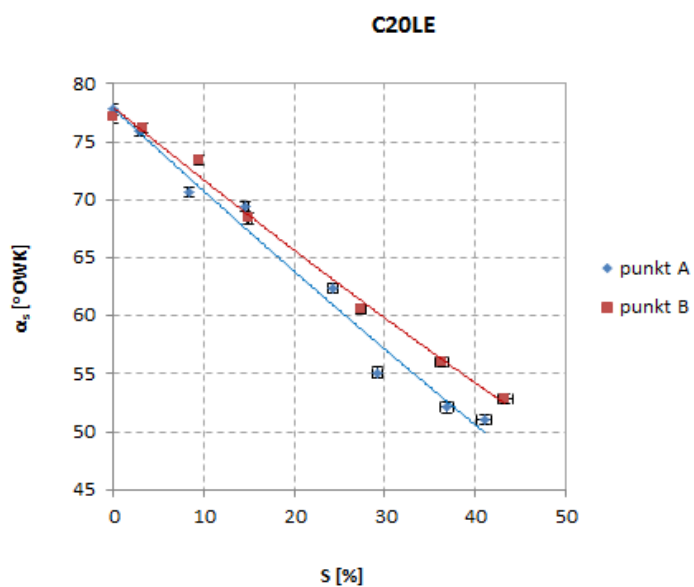
Powyższa analiza stanowi dowód na przyspieszanie procesu spalania, czyli na zwiększenie się prędkości rozchodzenia się płomienia po zwiększaniu stopnia zastąpienia.



**Rys. 4.50.** Wpływ stopnia zastąpienia na kąty początku i końca spalania w punkcie A



Rys. 4.51. Wpływ stopnia zastąpienia na kąty początku i końca spalania w punkcie B



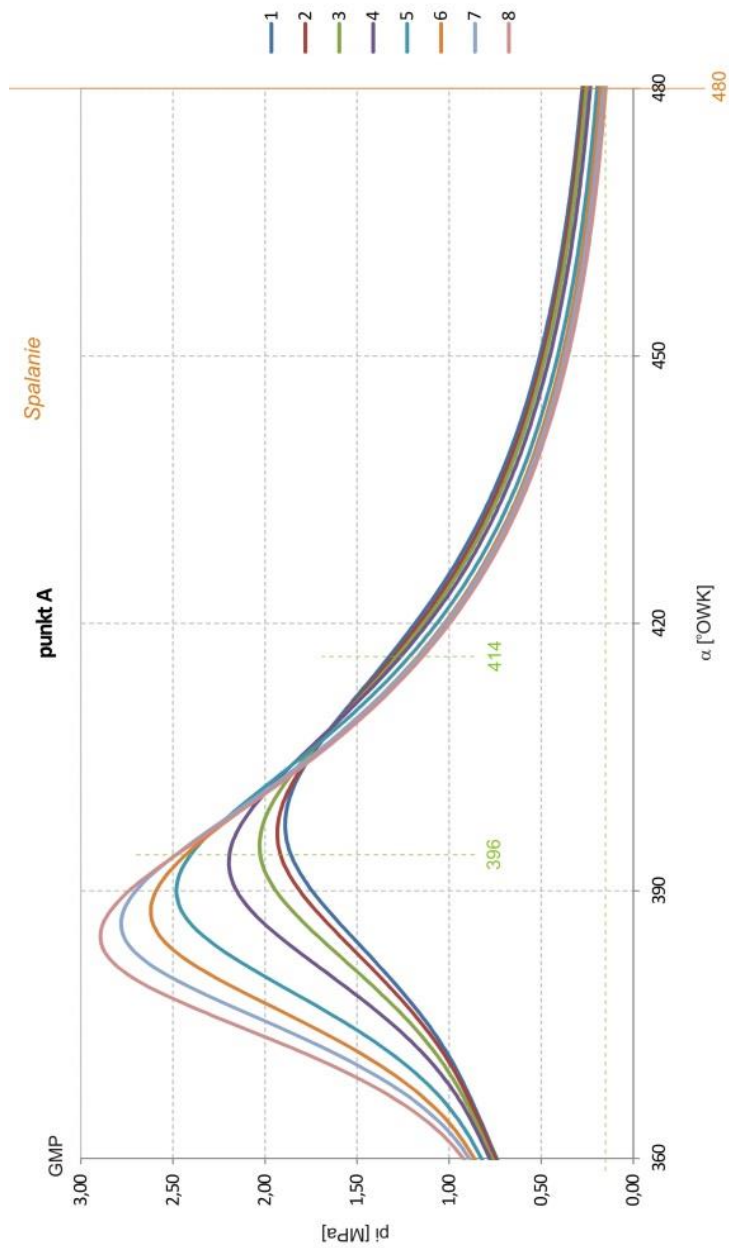
Rys. 4.52. Wpływ stopnia zastąpienia na kąt spalania właściwego w obu punktach badawczych

Po okresie spalania właściwego następuje okres dopalania. Na rysunkach 4.53 i 4.54 przedstawiono przebiegi ciśnienia w okresie dopalania, uzyskane we wszystkich próbach dla obu punktów pomiarowych. Założono, że okres dopalania trwał od końca spalania właściwego, czyli od ostatniej dodatniej wartości szybkości wywiązywania się ciepła, aż do 480 °OWK, gdzie w badanym silniku otwierał się zawór wylotowy i kończyło się praktyczne wykorzystanie ciepła. Ponieważ dla każdej z prób koniec okresu spalania właściwego przypadwał na inny kąt, okres dopalania również był inny dla każdej z prób. W punkcie A eksperymentu dla próby pierwszej rozpoczynał się w ok. 414 °OWK, a dla próby ostatniej już w ok. 396 °OWK i odpowiednio w punkcie B w ok. 418 i ok. 397 °OWK. Oznacza to, że okres dopalania wydłużył się z 66 °OWK uzyskanych w pierwszej próbie do 84 °OWK w ostatniej, natomiast w punkcie B z 62 °OWK do 83 °OWK. Stanowi to wydłużenie czasu dopalania odpowiednio o ok. 27% i ok. 34% (rys. 4.55).

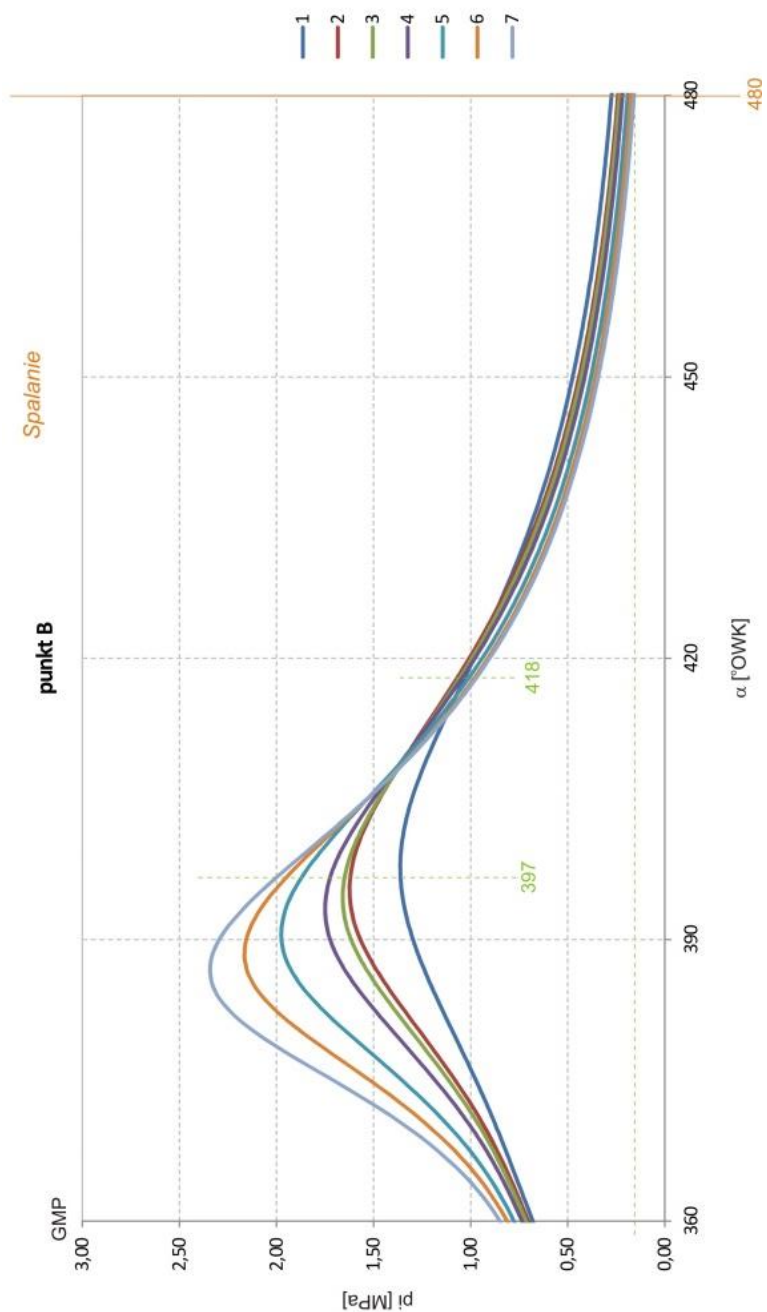
Na rysunkach 4.56 i 4.57 przedstawiono wartości ciśnienia uzyskane w cylindrze na początku i na końcu okresu dopalania.

W obu punktach badawczych eksperymentu ciśnienie w okresie dopalania malało. W punkcie A w pierwszej próbie zmniejszyło się z wartości 1,42 MPa do ok. 0,28 MPa, czyli o 1,14 MPa, a w ostatniej z ok. 2,34 MPa do ok. 0,15 MPa, czyli o 2,19 MPa. Podobnie odnotowano w punkcie B, gdzie w pierwszej próbie ciśnienie zmniejszyło się z wartości 1,02 MPa do ok. 0,27 MPa, czyli o 0,75 MPa, a w ostatniej z ok. 1,96 MPa do ok. 0,16 MPa, czyli o 1,80 MPa.

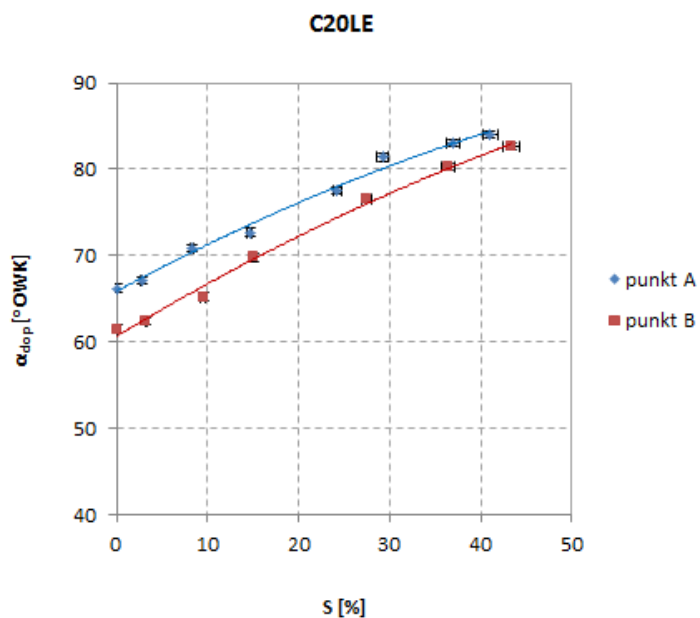
Obserwując przebieg ciśnienia podczas końca procesu spalania właściwego i początku procesu dopalania można zauważyć, że im większy był udział wodoru w mieszance, tym większe były wartości odnotowanych ciśnień. Wynikało to z wartości uzyskiwanych ciśnień maksymalnych. Jednak ciśnienie w cylindrze dla większych wartości zastąpień malało szybciej. W efekcie powodowało to zmianę w okolicach 400÷410 °OWK i dla większych kątów procesu dopalania (rozprężanie po ok. 410 °OWK) wartości ciśnienia były mniejsze dla większych wartości zastąpień. Wynikało to z założeń eksperymentu, w których przyjęto stały moment efektywny silnika, czyli stałe średnie ciśnienie indykowane. Zwiększanie się ciśnienia w okresie spalania właściwego musiało zatem powodować zmniejszanie się ciśnienia w okresie dopalania.



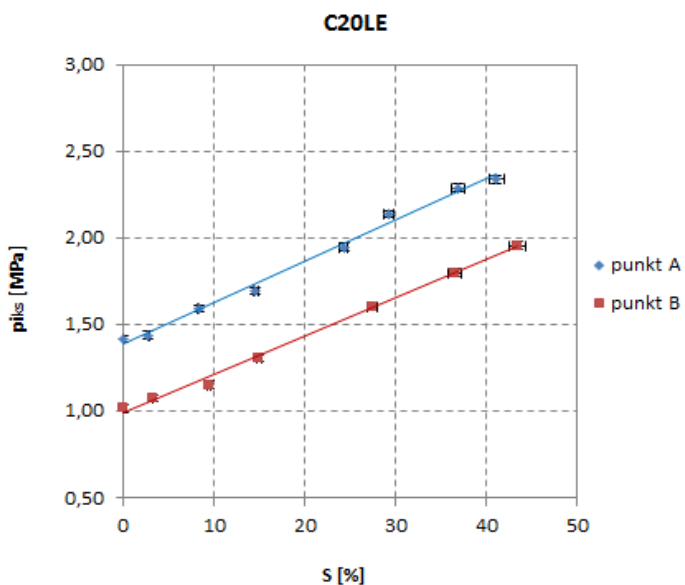
**Rys. 4.53. Przebiegi ciśnienia indykowanego w okresie dopalania podczas poszczególnych prób badawczych w punkcie A**



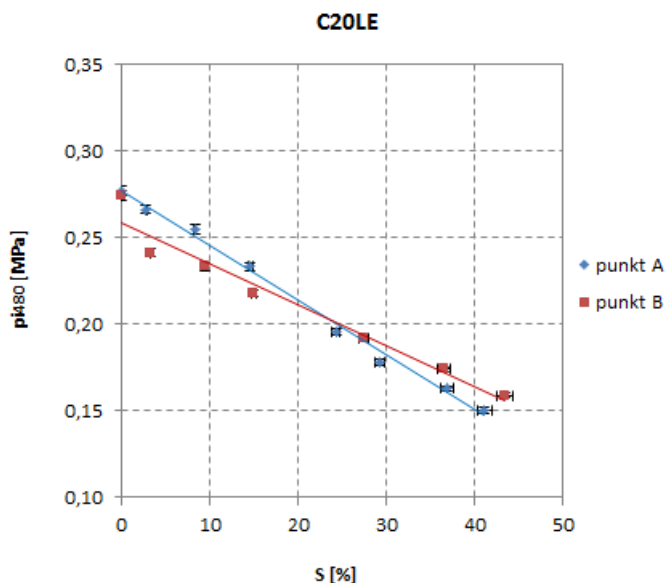
Rys. 4.54. Przebiegi ciśnienia indykowanego w okresie dopalania podczas poszczególnych prób badawczych w punkcie B



Rys. 4.55. Wpływ stopnia zastąpienia na okres dopalania w obu punktach badawczych



Rys. 4.56. Wpływ stopnia zastąpienia na ciśnienie końca procesu spalania właściwego w obu punktach badawczych



**Rys. 4.57. Wpływ stopnia zastąpienia na ciśnienie końca procesu dopalania w obu punktach badawczych**

Podsumowując, zastąpienie części paliwa oryginalnego wodorem wydłuża okres dopalania i zwiększa różnicę ciśnień oraz zmniejsza ciśnienie końca dopalania.

### 4.2.3. Efekty spalania

W silniku spalinowym proces wylotu zaczyna się od chwili otwarcia zaworu wylotowego, w której to komora spalania zostaje rozszczelniona i prawie równocześnie kończy się praktyczne wykorzystanie ciepła (ciśnienia) ze spalania. W gazach spalinowych opuszczających cylinder i płynących układem wydechowym nadal trwa proces dopalania zmieniający skład i temperaturę spalin. Zmniejsza się ilość CO i HC oraz zwiększa się ilość CO<sub>2</sub> i NO<sub>x</sub> [15, 63, 89, 132, 149, 205]. Oznacza to, że podczas wylotu nieustannie zmienia się skład produktów spalania.

W przeprowadzonym eksperymencie zasadnicze różnice w okresie opróżniania cylindra wynikały z innego składu chemicznego, a dokładnie z innych proporcji produktów spalania. Dodatkowo zmianie uległy również wartości wielkości fizycznych, takich jak temperatura i ciśnienie spalin. Było to następstwem odmiennego przebiegu procesów we wcześniejszych okresach. Wyżej wymienione zmiany były skutkiem innego składu chemicznego ładunku.



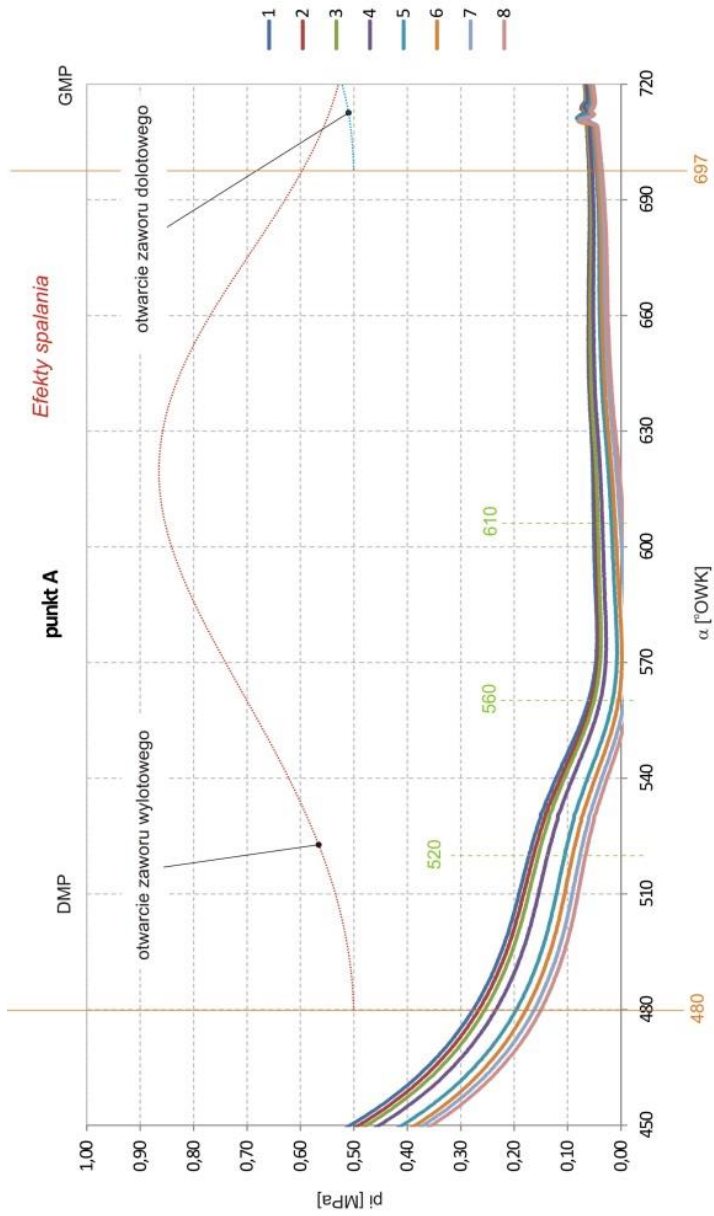
Na rysunkach 4.58 i 4.59 przedstawiono przebiegi ciśnienia indykowanego w okresie wylotu uzyskane w obu punktach pomiarowych podczas poszczególnych prób eksperymentu. Założono, że proces wylotu trwał od otwarcia zaworu wylotowego w ok. 480 °OWK do zamknięcia zaworu w ok. 35 °OWK, czyli przez 274 °OWK. Otwarcie zaworu dolotowego w okolicach 697 °OWK w opisywanym przypadku nie miało znaczącego wpływu na proces wylotu (brak doładowania). W tym okresie zaobserwowano wpływ zmiany składu mieszanki na wartości uzyskiwanych ciśnień.

W chwili otwarcia zaworu wylotowego, czyli dla ok. 480 °OWK, im większa była wartość zastąpienia tym mniejsza była obserwowana wartość ciśnienia. Wynikało to bezpośrednio z wartości ciśnienia uzyskiwanego podczas procesu rozprężania.

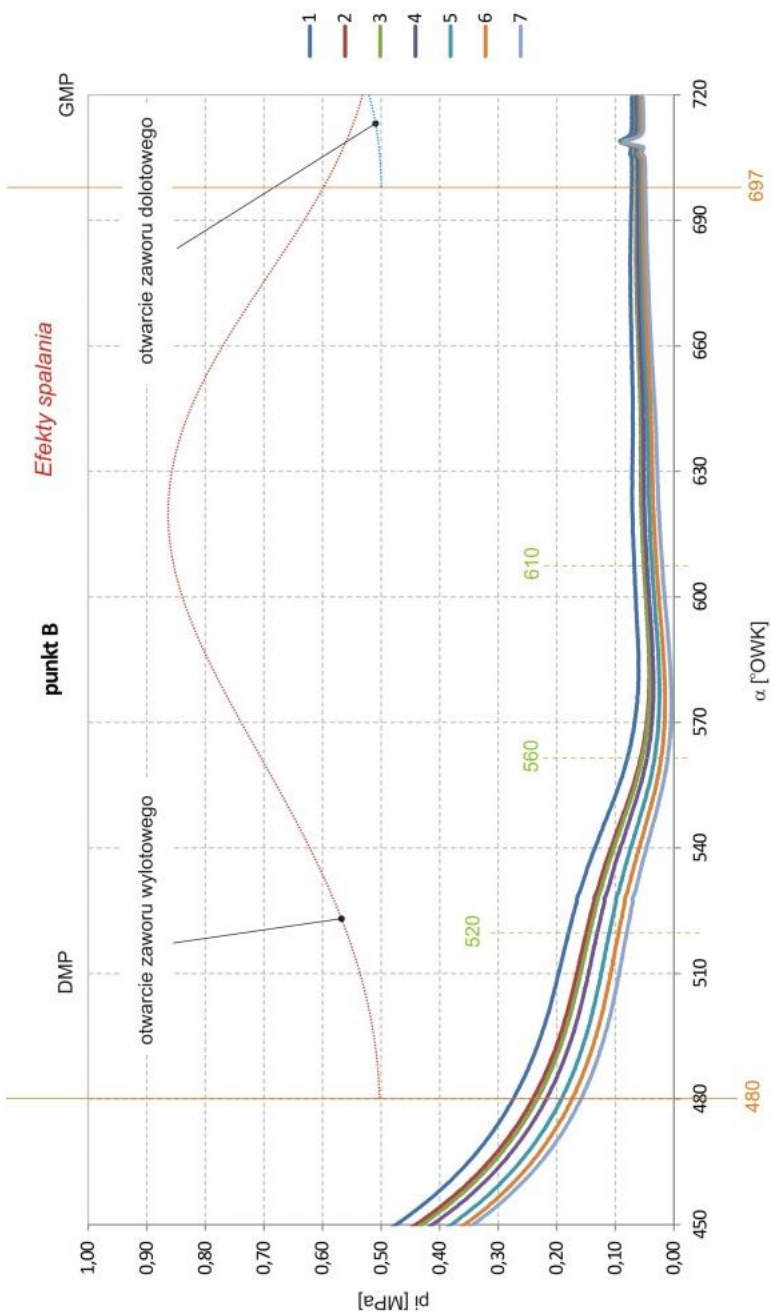
Przebieg ciśnienia w okresie wylotu związany był ze zjawiskami dynamicznymi zachodzącymi w tym okresie. Otwieranie zaworu wylotowego rozszczelniało komorę spalania powodując obniżanie ciśnienia obserwowane od ok. 520 °OWK. Wypływ gazów spalinowych z cylindra był tak gwałtowny, że oprócz szybkiego obniżania ciśnienia, obserwowanego ok. 520÷560 °OWK, dodatkowo powodował jego obniżenie poniżej ciśnienia otoczenia (reszty spalin), powodując powstanie podciśnienia pomiędzy 560 i 610 °OWK. Dalszy przebieg procesu wylotu można uznać za stabilny. Ciśnienie, niezależnie od wielkości zastąpienia, dążyło do jednej wartości i praktycznie osiągało ją w okolicach GMP, czyli pod koniec suwu wylotu. Wartość ta, to wartość ciśnienia reszty spalin wynikająca głównie z oporów układu wylotowego oraz obciążenia silnika (natężenia przepływu przez układ wylotowy).

Pomimo zmniejszania się, różnice w wartościach ciśnienia były jednak widoczne przez cały okres wylotu, niezależnie od punktu pomiarowego. W chwili otwarcia zaworu dolotowego w 697 °OWK (rys. 4.60) w punkcie A odnotowano zmniejszenie się ciśnienia o ok. 0,025 MPa z ok. 0,060 MPa, uzyskanego w pierwszej próbie, do ok. 0,035 MPa, uzyskanego w próbie ostatniej, a w punkcie B o ok. 0,022 MPa, odpowiednio z ok. 0,070 MPa do ok. 0,048 MPa. Stanowi to zmniejszenie o ok. 42% i 31%.

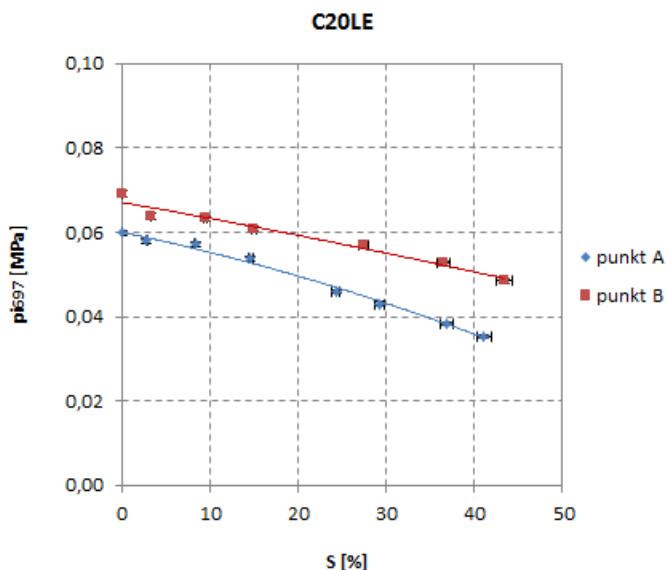
Takie zmiany ciśnienia obserwowane podczas kolejnych prób eksperymentu sugerują, że zastępowanie paliwa oryginalnego wodorem nie wpływa bezpośrednio na proces wylotu. Różnice ciśnień odnotowane podczas procesu wylotu wynikały z wcześniejszych różnic powstałych podczas procesu sprężania i spalania, a w procesie wylotu jedynie się zmniejszały.



Rys. 4.58. Przebiegi ciśnienia indykowanego w okresie wylotu uzyskane podczas poszczególnych prób badawczych w punkcie A



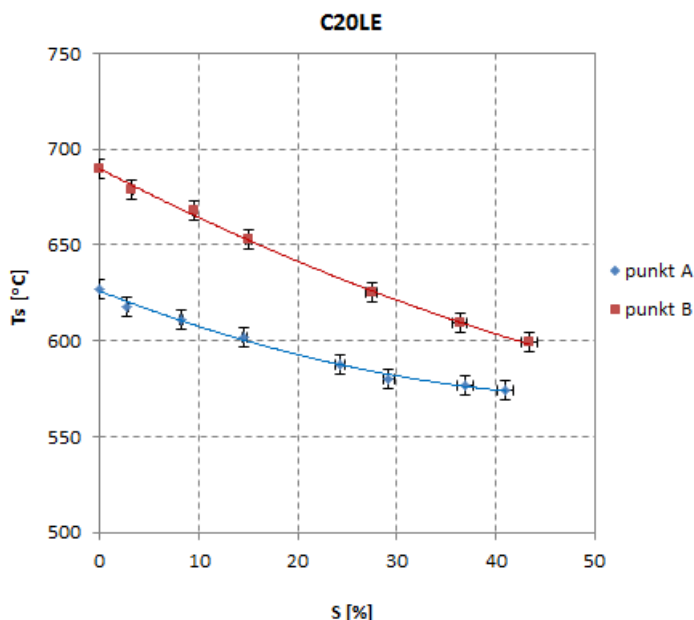
Rys. 4.59. Przebiegi ciśnienia indykowanego w okresie wylotu uzyskane podczas poszczególnych prób badawczych w punkcie B



**Rys. 4.60. Wpływ stopnia zastąpienia na wartości ciśnienia w cylindrze w chwili otwarcia zaworu dolotowego uzyskane w obu punktach badawczych**

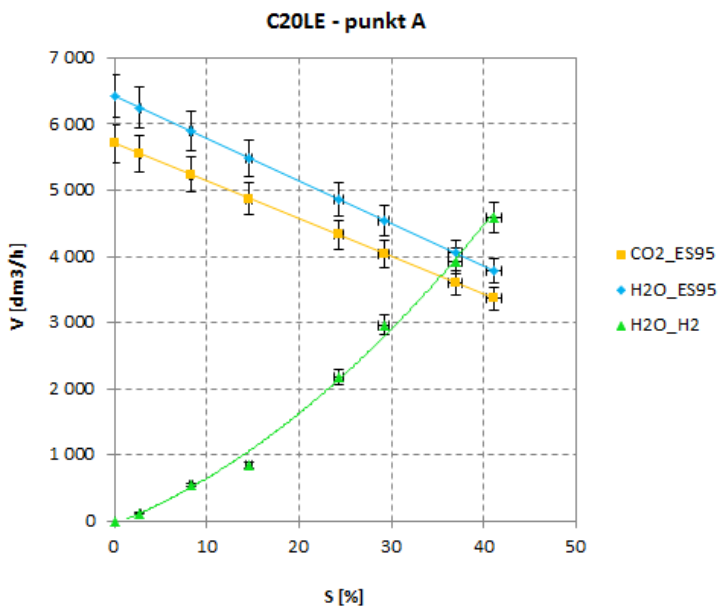
Rysunek 4.61 przedstawia zmianę wartości temperatury spalin  $T_s$  silnika wraz ze zmniejszaniem udziału benzyny i zwiększaniem udziału wodoru w poszczególnych próbach. W obu punktach pomiarowych wraz ze zwiększaniem stopnia zastąpienia odnotowano zmniejszanie się temperatury spalin. W punkcie A temperatura zmniejszyła się o ok. 53°C, z ok. 627°C uzyskanych w pierwszej próbie, do ok. 574°C uzyskanych w próbie ostatniej, natomiast w punkcie B o ok. 91°C, odpowiednio z ok. 690°C do ok. 599°C. Stanowi to zmniejszenie o ok. 9% i 13%.

Uzyskiwane w kolejnych próbach wartości temperatury spalin wydają się być zgodne z wartościami ciśnienia obserwowanymi we wcześniejszych procesach. Zwiększanie udziału wodoru w mieszance palnej powodowało przyśpieszenie procesu spalania. To z kolei skutkowało zwiększeniem się wartości temperatur i ciśnień maksymalnych oraz wcześniejszym ich występowaniem. Ponieważ podczas eksperymentu utrzymywano stałą wartość średniego ciśnienia użytecznego, to w okresie rozprężania, zarówno wartości ciśnienia jak i temperatury, powinny być mniejsze.

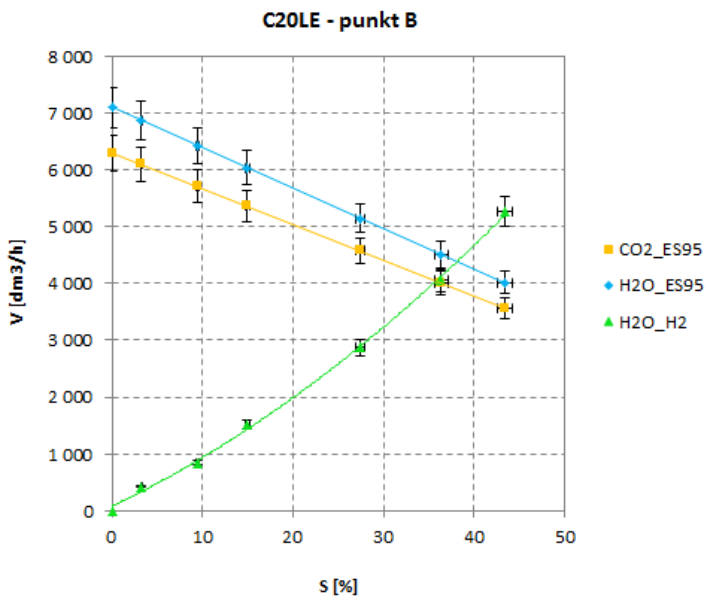


**Rys. 4.61.** Wpływ stopnia zastąpienia na wartości temperatury spalin uzyskane w obu punktach badawczych

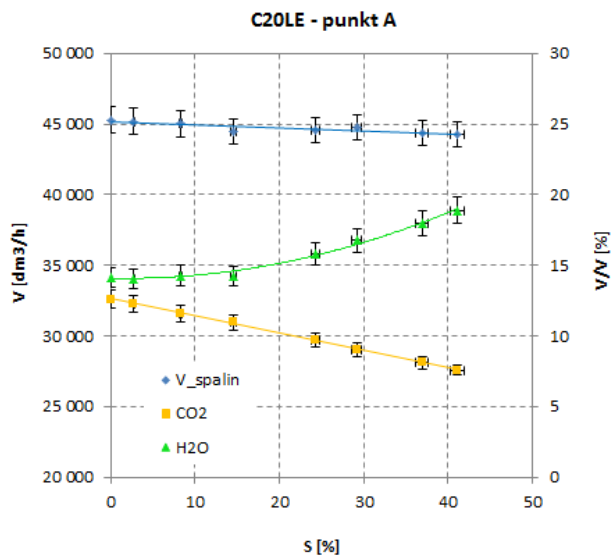
Stopień zastąpienia wpływa również znacząco na ilość i skład spalin. Wynika to bezpośrednio z masy dostarczanych do spalania paliw. W obu punktach badawczych wraz ze zmniejszaniem ilości dostarczanej do silnika benzyny zmniejszał się udział  $\text{CO}_2$  i  $\text{H}_2\text{O}$  powstałych z jej spalania. Równocześnie ze zwiększaniem się ilości spalanego wodoru w spalinach pojawia się dodatkowa para wodna. Zatem udział dwutlenku węgla w spalinach silnika zmniejszał się (wprost proporcjonalnie do zmniejszania masy benzyny), zaś masa pary wodnej była sumą substratów ze spalania wodoru zawartego w obu paliwach (rys. 4.62 i 4.63). Całkowitą zmianę stężenia dwutlenku węgla i pary wodnej przedstawiono na rysunkach 4.64 i 4.65, gdzie wraz ze wzrostem zastąpienia zauważyć można zmniejszanie się stężenia  $\text{CO}_2$  i zwiększanie się stężenia  $\text{H}_2\text{O}$ . W punkcie A eksperymentu ilość  $\text{CO}_2$  zmniejszyła się o ok. 41%, a w punkcie B o ok. 43%, natomiast ilość pary wodnej zwiększyła się odpowiednio o ok. 33% i 31%.



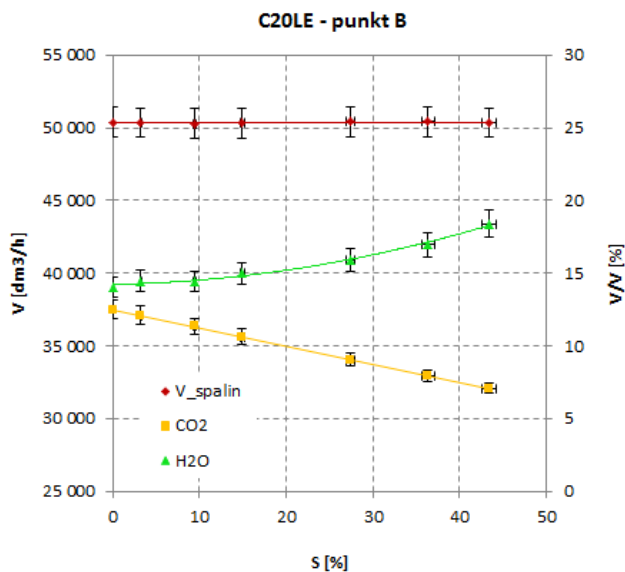
Rys. 4.62. Wpływ stopnia zastąpienia na podstawowe składniki spalin (bez azotu) w punkcie A



Rys. 4.63. Wpływ stopnia zastąpienia na podstawowe składniki spalin (bez azotu) w punkcie B



Rys. 4.64. Wpływ stopnia zastąpienia na stężenie dwutlenku węgla i pary wodnej oraz na całkowitą objętość spalin w punkcie A



Rys. 4.65. Wpływ stopnia zastąpienia na stężenie dwutlenku węgla i pary wodnej oraz na całkowitą objętość spalin w punkcie B

Wraz ze zwiększaniem stopnia zastąpienia zmniejsza się ilość benzyny i ilość powietrza dostarczanego do silnika a zwiększa ilość wodoru. Zmniejsza się zatem ilość spalin powstałych ze spalania benzyny oraz ilość nie biorącego udziału w spalaniu azotu. Dodatkowo reakcja spalania wodoru ma ujemny bilans objętościowy produktów do substratów powodując zmniejszanie objętości spalin tym większe, im większa jest masa spalanego wodoru. Jednak zmniejszanie masy powietrza, wynikające ze zmniejszania się jego objętości, hamowane było przez zwiększanie się jego ciśnienia. Tym samym całkowita ilość produkowanych spalin nie zmniejszała się tak znacząco. W punkcie A, gdzie odnotowano zmniejszenie sumaryczne masy powietrza, odnotowano również niewielkie zmniejszenie objętości spalin, natomiast w punkcie B, gdzie zmniejszenie masy sumarycznego powietrza było mniejsze, praktycznie nie odnotowano zmiany objętości spalin.

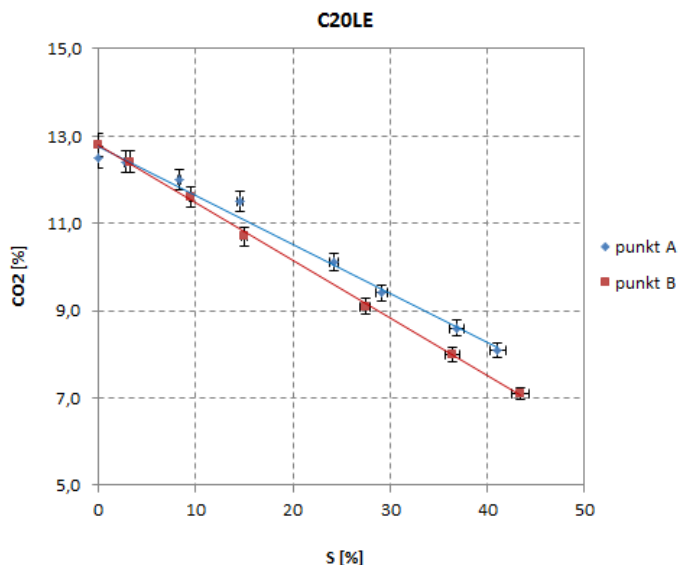
Podsumowując można stwierdzić, że wraz ze wzrostem zastąpienia całkowita objętość spalin silnika praktycznie nie ulegała zmianie natomiast znacząco zmniejszało się stężenie  $\text{CO}_2$  i zwiększało się stężenie  $\text{H}_2\text{O}$ . Zmiana stężenia wynikała ze zmian składu chemicznego spalanej mieszanki.

Rysunek 4.66 przedstawia zmianę procentowej zawartości dwutlenku węgla w spalinach wraz ze zmniejszaniem udziału benzyny i zwiększaniem udziału wodoru w poszczególnych próbach otrzymaną z pomiarów analizatorem HG-400.

W obu punktach badawczych, w wyniku dodawania wodoru, procentowa zawartość  $\text{CO}_2$  w spalinach zmniejszała się praktycznie liniowo wraz ze zmniejszaniem udziału benzyny. W punkcie A z wartości 12,5% uzyskanej w pierwszej próbie do wartości ok. 8,1% uzyskanej w próbie ostatniej. Oznacza to zmniejszenie stężenia  $\text{CO}_2$  o ok. 40% przy zmniejszeniu dawki benzyny o ok. 40%. Natomiast w punkcie B z wartości 12,8% do wartości ok. 7,1%, co oznacza ok. 43% zmniejszenie  $\text{CO}_2$  przy zmniejszeniu dawki benzyny o ok. 43%.

Zmniejszanie się stężenia  $\text{CO}_2$  w spalinach wynika z opisanego wcześniej zmniejszania się ilości węgla dostarczanego do komory spalania. Tym samym ilość  $\text{CO}_2$  w spalinach silnika powinna maleć wprost proporcjonalnie do zmniejszania ilości dostarczanej benzyny przy założeniu, że nie nastąpiło pogorszenie procesu spalania znacznie zwiększające udział CO. Tym samym wyeliminowanie udziału węgla w paliwie powinno skutkować brakiem  $\text{CO}_2$  w spalinach. Charakterystyka powinna być zatem linią prostą przechodzącą przez początek układu współrzędnych. Uzasadnieniem istnienia  $\text{CO}_2$  w spalinach dla paliwa bez udziału węgla jest spalanie węgla innego pochodzenia, np. z oleju silnikowego oraz pobieranie przez silnik niewielkich ilości  $\text{CO}_2$  z powietrza atmosferycznego.



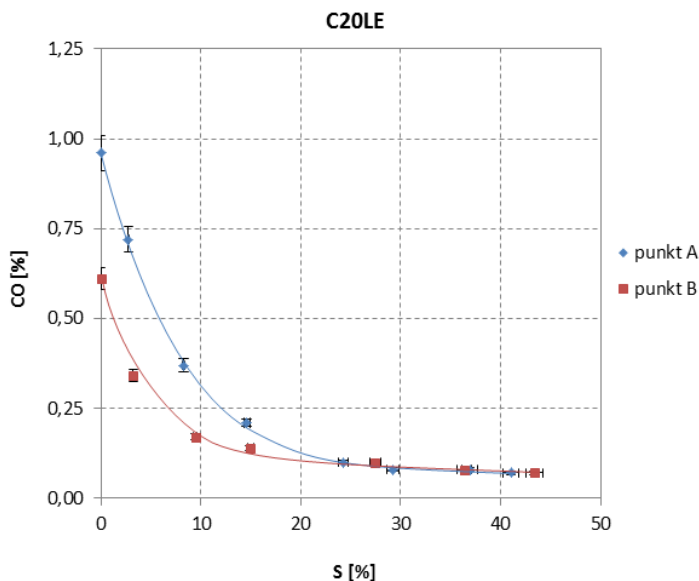


**Rys. 4.66. Wpływ stopnia zastąpienia na stężenie dwutlenku węgla w spalinach badanego silnika uzyskane w obu punktach badawczych**

Oprócz zmiany składu i ilości głównych składników spalin następuje również zmiana stężeń toksycznych składników spalin. Rysunek 4.67 przedstawia zmianę procentowej zawartości tlenku węgla w spalinach badanego silnika wraz ze zmniejszaniem udziału benzyny i zwiększaniem udziału wodoru w poszczególnych próbach.

W punkcie A eksperymentu po zmniejszeniu dawki benzyny z ok. 60 g/min do ok. 36 g/min procentowa zawartość CO w spalinach zmniejszyła się z wartości ok. 0,96% do wartości ok. 0,07%. Odpowiada to prawie 14-krotnemu zmniejszeniu stężenia CO przy zmniejszeniu dawki benzyny niespełna o połowę. Podobnie w punkcie B eksperymentu, po zmniejszeniu dawki E95 z ok. 67 g/min do ok. 38 g/min, procentowa zawartość CO w spalinach zmniejszyła się z wartości 0,61% do wartości ok 0,07%. Odpowiada to prawie 9-krotnemu zmniejszeniu CO.

Uzyskane podczas eksperymentu wartości stężenia CO w spalinach istotnie malały, nawet po dodaniu najmniejszej ilości wodoru. Zgodnie z rysunkiem 4.67, już zastąpienie mniejsze od 10% powodowało kilkukrotne zmniejszenie stężenia CO, a zastąpienie ponad 15% zmniejszało stężenie CO do wartości poniżej 0,1%. Dalsze zastępowanie paliwa oryginalnego nie powodowało już tak wyraźnych zmian, choć ilość CO nadal zmniejszała się.



**Rys. 4.67. Wpływ stopnia zastąpienia na stężenie tlenku węgla w spalinach badanego silnika uzyskane w obu punktach badawczych**

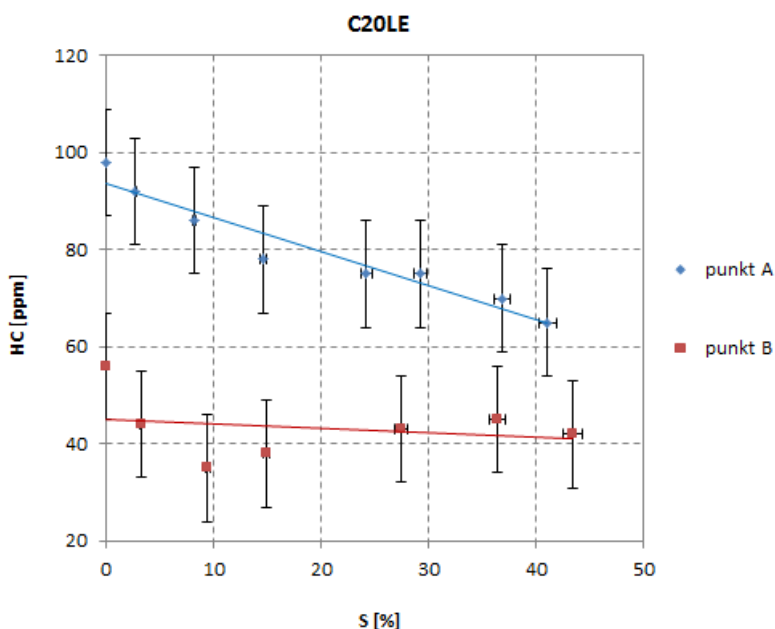
Zmiany stężenia CO można tłumaczyć poprawą procesu spalania w silniku wynikającą z lepszego ujednorodnienia mieszanki po dodaniu wodoru, które z kolei wynikało ze znakomych właściwości dyfuzyjnych wodoru i sposobu jego podania oraz wyższej temperatury spalania.

Drugą przyczyną zmniejszania się ilości CO w spalinach była zmiana współczynnika nadmiaru powietrza (wynikająca z warunków przeprowadzenia eksperymentu). Zwiększanie się ilości tlenu zubażało mieszankę, a to z kolei zmniejszało emisję CO.

Natomiast, dla większych wartości zastąpienia, trudności w dalszym zmniejszaniu stężenia (poniżej 0,1%) mogły być spowodowane efektem przyściennym i szczelinowym. Wynika on z budowy komory spalania i jest praktycznie niemożliwy do wyeliminowania. Ze zwiększaniem stopnia zastąpienia efekt przyścienny i szczelinowy powinien się również nieznacznie zmniejszać, co można tłumaczyć zmniejszaniem się udziału węgla w paliwie oraz poprawianiem się procesu spalania – jego temperatury i zasięgu. Obserwowane nieznaczne zmniejszanie się wartości CO dla większych stopni zastąpienia wydaje się potwierdzać to przypuszczenie.

Nawet przy całkowitym wyeliminowaniu węgla z paliwa w spalinach może się wciąż pojawiać pewna ilość CO będąca wynikiem spalania oleju silnikowego lub dysocjacji CO<sub>2</sub> pochodzącego z powietrza atmosferycznego.

Rysunek 4.68 przedstawia zmianę zawartości niespalonych węglowodorów w spalinach wraz ze zmniejszaniem udziału benzyny i zwiększaniem udziału wodoru w poszczególnych próbach. W punkcie A ilość HC w spalinach zmniejszyła się z 98 ppm zmierzonych w pierwszej próbie do ok. 64 ppm zmierzonych w próbie ostatniej. Odpowiada to zmniejszeniu ilości HC w spalinach o ok. 30% przy zmniejszeniu dawki benzyny o ok. 40%. W punkcie B uzyskano odpowiednio 56 ppm w próbie pierwszej i ok. 42 ppm w próbie ostatniej. Oznacza to zmniejszenie ilości HC o ok. 25% przy zmniejszeniu dawki benzyny o ok. 43%. Uwzględniając jednak dokładność pomiarową analizatora ( $\pm 11$  ppm) nie można jednoznacznie stwierdzić zmiany ilości HC w spalinach wraz ze wzrostem zastąpienia w tym punkcie pomiarowym.



**Rys. 4.68. Wpływ stopnia zastąpienia na stężenie węglowodorów w spalinach badanego silnika uzyskane w obu punktach badawczych**

Dla mieszanek stechiometrycznych i ubogich ilość HC w spalinach silnika zależna jest zazwyczaj od jednorodności mieszanki, turbulencji w komorze spalania oraz budowy komory spalania, czyli w zasadzie od jakości procesu spalania i geometrii komory.

Zmiany wartości HC powinny być wprost proporcjonalne do ilości benzyny, tzn. im mniej paliwa węglowodorowego, tym mniejsze prawdopodobieństwo obecności niespalonych węglowodorów w spalinach. Oznacza to, że wraz ze zwiększaniem stopnia zastąpienia powinna zmniejszać się emisja HC.

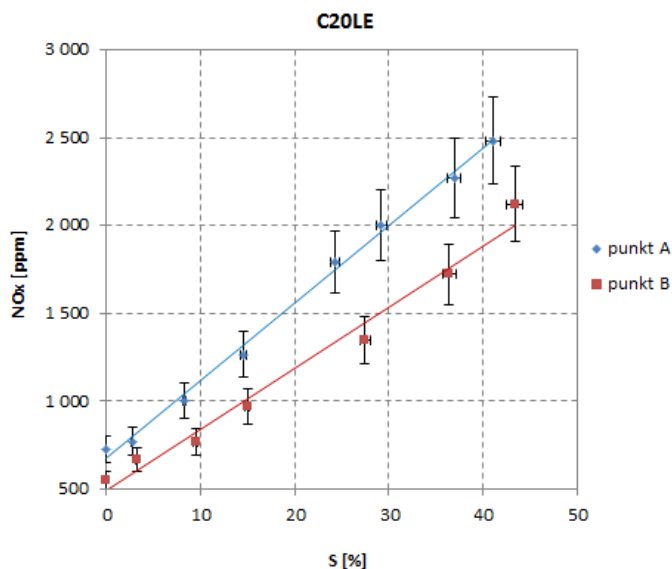
Dodatkowo, podanie wodoru przyspieszyło rozprzestrzenianie się płomienia i zmniejszyło odległość krytyczną propagacji płomienia, tym samym zmniejszyło możliwość niepełnego spalania. Zdolność wodoru do intensyfikacji procesu spalania ma duży wpływ na zmniejszanie emisji HC [47, 146, 169].

Na stężenie HC w spalinach silnika o ZI znaczący wpływ ma również współczynnik nadmiaru powietrza. Wraz ze zubażaniem mieszanki pogarsza się proces spalania, co prowadzi do wypadania zapłonów i zwiększania ilości niespalonych węglowodorów w spalinach silnika. Powinno to hamować spadek emisji HC wraz ze zwiększaniem się stopnia zastąpienia, a dokładnie ze zwiększaniem się współczynnika nadmiaru powietrza. Z tego powodu obserwowane zmiany w przedziale zastąpienia 20÷35% (szczególnie w punkcie B) nie były tak znaczące.

Dodatkowo, podobnie jak dla CO, wpływ na ilość HC w spalinach ma również efekt przyścienny i szczelinowy, który praktycznie uniemożliwia całkowite wyeliminowanie niespalonych węglowodorów.

Ustalono zatem, że na ilość emitowanych przez silnik węglowodorów wpływ miały różne zjawiska wzajemnie się nakładające. W początkowych trzech próbach (<10% zastąpienia) wyraźnie zmniejszyła się ilość HC z powodu zmniejszania ilości benzyny w mieszance i poprawie procesu spalania związanego z dodawaniem wodoru. Zwiększanie stopnia zastąpienia powyżej 10% ograniczało zmniejszanie HC z powodu zubażania mieszanki benzynowo-powietrznej i pogarszania procesu spalania. W próbach z maksymalnym zastępowaniem benzyny wodorem ponownie zmniejszeniu ulegał współczynnik nadmiaru powietrza, co skutkowało dalszym zmniejszaniem emisji HC. Można to zauważyć na rysunku 4.68 przy uwzględnieniu statystyki rozrzutów pomiarowych.

Rysunek 4.69 przedstawia zmianę zawartości tlenków azotu w spalinach wraz ze zmniejszaniem udziału benzyny i zwiększaniem udziału wodoru w poszczególnych próbach. W obu punktach badawczych, w wyniku zastępowania benzyny wodorem, zawartość NO<sub>x</sub> w spalinach znacząco zwiększyła się. W punkcie A o 1800 ppm, z najmniejszej ilości wynoszącej ok. 700 ppm odnotowanej w pierwszej próbie do największej 2500 ppm odnotowanej w próbie ostatniej. Stanowi to prawie 3,6-krotne zwiększenie. W punkcie B odnotowano ponad 3,8 krotne zwiększenie, odpowiednio z ok. 550 ppm do ponad 2100 ppm, czyli o 1550 ppm.



**Rys. 4.69. Wpływ stopnia zastąpienia na stężenie tlenków azotu w spalinach badanego silnika uzyskane w obu punktach badawczych**

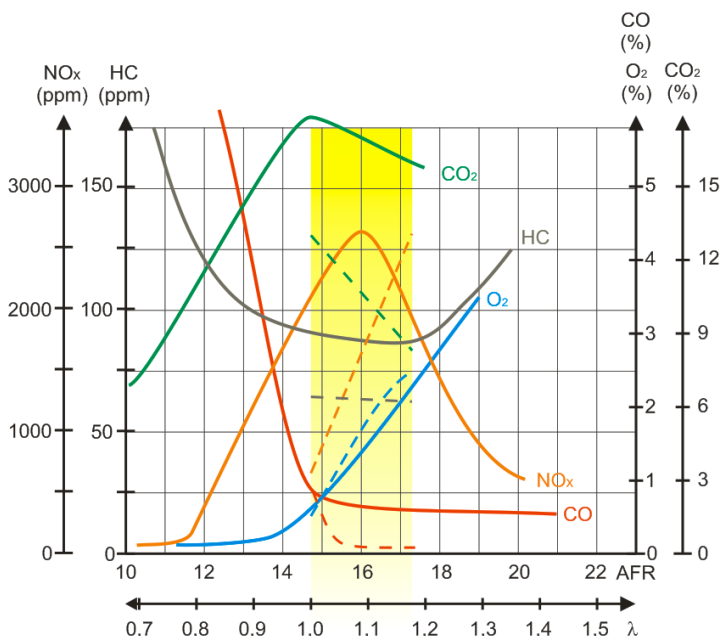
W obu punktach pomiarowych można zauważyć wyraźne zwiększenie się ilości NOx w spalinach silnika wraz ze zwiększaniem zastępowania paliwa oryginalnego wodorem. Jak przedstawiono na rysunku 4.69, zależności te są statystycznie liniowe i wprost proporcjonalne do udziału wodoru w mieszance.

Zjawisko to można tłumaczyć większymi gradientami temperatury w procesie spalania z udziałem wodoru [57, 63, 132, 195]. Właściwości fizykochemiczne wodoru, takie jak znaczna szybkość spalania, mała energia zapłonu czy szeroki zakres palności, powodowały gwałtowniejszy przebieg procesu spalania i przez to większe gradienty temperatur w komorze [87, 169]. Potwierdziły to obserwacje ciśnienia w cylindrze i wywiązywania się ciepła przedstawione we wcześniejszych analizach. Tym samym, im większy udział wodoru w mieszance tym gwałtowniejszy proces spalania i większe gradienty temperatur skutkujące powstawaniem większych ilości tlenków azotu.

Na wartość emisji NOx ma również wpływ obciążenie silnika oraz współczynnik nadmiaru powietrza. Co prawda, w punkcie badawczym mocy silnika nie zmieniano, ale po dodaniu wodoru ciśnienie w układzie dolotowym zwiększało się (rys. 4.20). Dodatkowo zmieniał się również współczynnik nadmiaru powietrza od składu stechiometrycznego do składu uboższego. Zmiany tych wielkości mają bezpośredni wpływ na wartość temperatury spalania a przez to na wielkość emisji NOx.

W obu punktach badawczych wartości współczynnika nadmiaru powietrza zmieniały się od ok.  $\lambda=1,0$  do mniej jak  $\lambda=1,2$ , co zgodnie z rysunkiem 4.70

praktycznie odpowiada maksymalnym wartościom emisji NO<sub>x</sub>. Można zatem przyjąć, że w próbach z mniejszymi stopniami zastąpienia emisja nieznacznie zwiększała się, a w próbach z większymi – zmniejszała się. Oznacza to, że sumaryczna wartość stężenia NO<sub>x</sub> w spalinach zależała od wszystkich ww. czynników, aczkolwiek otrzymane podczas prób wartości świadczą o tym, że główną przyczyną zmian stężenia NO<sub>x</sub> było zwiększanie się temperatury i ciśnienia maksymalnego obiegu wynikające z coraz szybszego spalania wodoru.

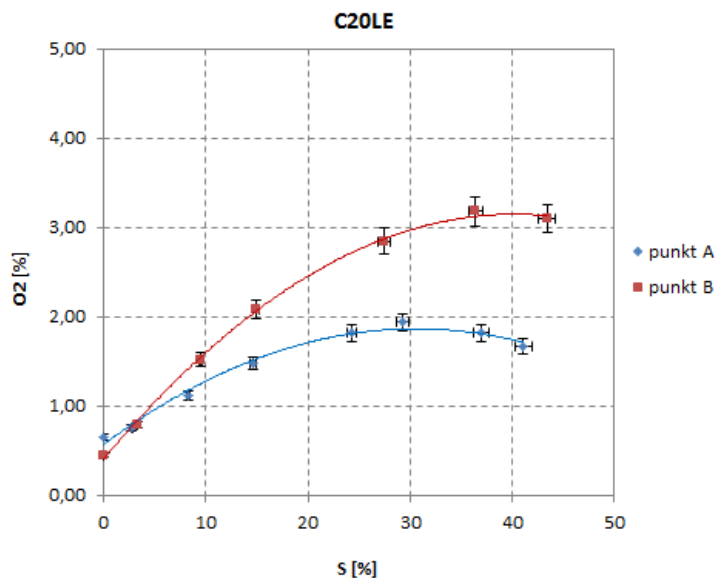


**Rys. 4.70** Zależność emisji substancji toksycznych od składu mieszanki paliwej silnika o ZI (linie ciągłe) oraz uzyskane wyniki pomiarów (linia przerywana) [15]

W eksperymencie dodawanie paliwa wodorowego wpływało na zmiany ilości powietrza wpływającego do silnika. Ze względu na utrzymywanie stałej mocy efektywnej silnika skład mieszanki paliwowo-powietrznej, a przez to również ilość tlenu pozostającego w spalinach, były wartością wynikową a nie regulowaną. Rysunek 4.71 przedstawia zmianę procentowej zawartości tlenu w spalinach wraz ze zmniejszaniem udziału benzyny i zwiększaniem udziału wodoru w poszczególnych próbach. W kolejnych próbach zawartość O<sub>2</sub> w spalinach znacząco zwiększała się, aż do osiągnięcia swojego maksimum, a następnie zaczynała się zmniejszać. Zjawisko to zaobserwowano w obu punktach badawczych. W punkcie A najmniejsze stężenie O<sub>2</sub> w spalinach wynoszące ok. 0,65% odnotowano w pierwszej próbie dla zasilania wyłącznie benzyną natomiast największe wynoszące 1,94% w próbie 6. dla ok. 29%

zastąpienia. W próbie z maksymalnym zastąpieniem (ok. 41%) uzyskano 1,67%. W punkcie B najmniejsze stężenie  $O_2$  w spalinach wynoszące ok. 0,45% również odnotowano w próbie pierwszej, natomiast największą wartość wynoszącą 3,18% w próbie 6. dla ok. 36% zastąpienia. W próbie z maksymalnym zastępowaniem (ok. 43%) uzyskano 3,10%.

Oznacza to, że wraz ze zwiększaniem udziału wodoru ilość tlenu w gazach spalinowych zwiększała się, kilkakrotnie przewyższając wartości wyjściowe, a następnie zaczynała maleć.

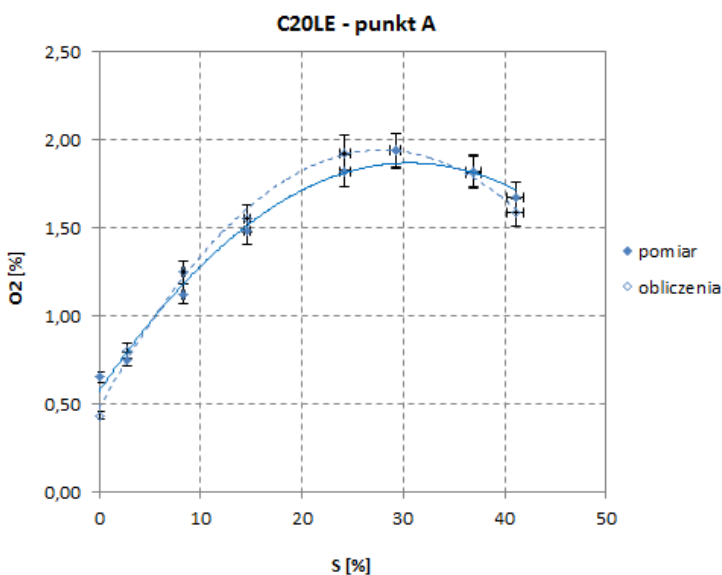


**Rys. 4.71. Wpływ stopnia zastąpienia na stężenie tlenu w spalinach badanego silnika uzyskane w obu punktach badawczych**

Podobnie jak w eksperymencie z silnikiem o ZS, zwiększająca się ilość tlenu w gazach spalinowych oznacza, że proces spalania obu paliw odbywał się z jego nadmiarem, czyli z nadmiarem powietrza. Ilość tlenu w spalinach silnika wynika z różnicy ilości tlenu dostarczonego z powietrzem do cylindra i zużytego w procesie spalania. Podobnie jak w rozdziale 3, przeprowadzono obliczenia stężenia tlenu w spalinach oraz współczynnika nadmiaru powietrza. W obliczeniach uwzględniono ponadto ilość powietrza wypieranego z kolektora dolotowego przez pary benzyny oraz zmianę objętości spalin. Wyniki obliczeń stężenia tlenu w gazach spalinowych w obu punktach badawczych przedstawiono na rysunkach 4.72 i 4.73. Można zauważyć dużą zbieżność wyników eksperymentu i obliczeń.

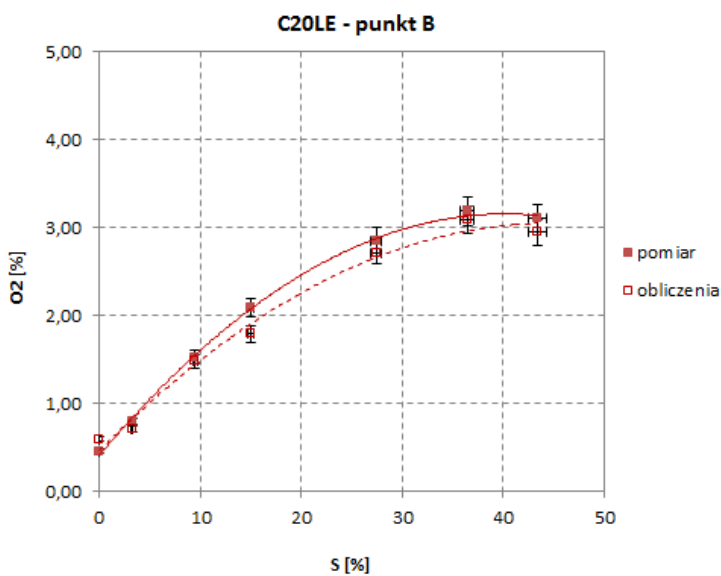
Opisane powyżej zmiany stężenia tlenu powinny zatem odpowiednio zmieniać wartość współczynnika nadmiaru powietrza. Rysunek 4.74 przedstawia zmianę współczynnika nadmiaru powietrza wraz ze zmniejszaniem udziału benzyny i zwiększaniem udziału wodoru w poszczególnych próbach eksperymentu uzyskanych z pomiarów z wykorzystaniem analizatora HG-400.

W pierwszej próbie w obu punktach badawczych współczynnik nadmiaru powietrza wynosił  $\lambda=1,0$ . Wynikało to z ustalonej metodyki pomiaru. W punkcie A w wyniku zastępowania benzyny wodorem współczynnik nadmiaru powietrza  $\lambda$  znacząco zwiększał się, aż do osiągnięcia swojego maksimum wynoszącego 1,119 dla zastąpienia ok. 29%, a następnie zaczął nieznacznie zmniejszać się i w ostatniej próbie dla zastąpienia ok. 41% osiągnął 1,116. W punkcie B największą wartość  $\lambda$  wynoszącą 1,240 odnotowano w próbie ostatniej dla maksymalnego zastąpienia ok. 43%. Ze względu na dokładności pomiarowe analizatora spalin należy przyjąć, że zmiany współczynnika nadmiaru powietrza były statystycznie liniowe.

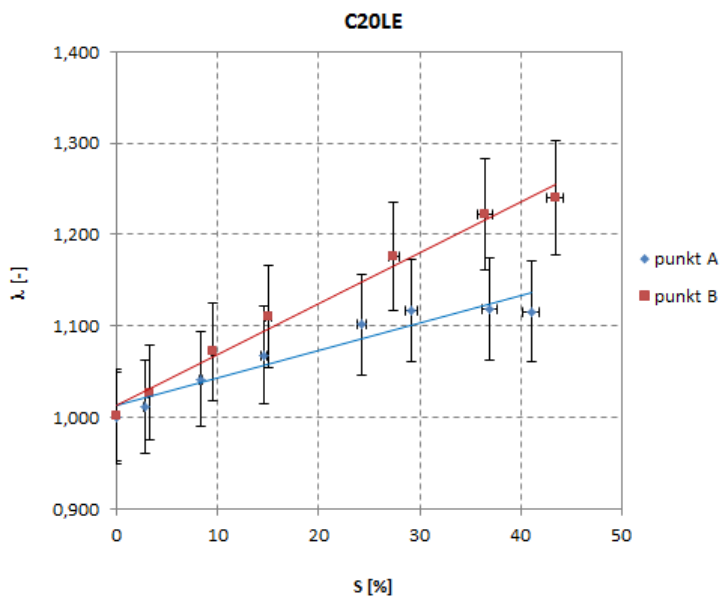


**Rys. 4.72. Wpływ stopnia zastąpienia na stężenie tlenu w spalinach w punkcie A uzyskane z pomiarów oraz z obliczeń**





Rys. 4.73. Wpływ stopnia zastąpienia na stężenie tlenu w spalinach w punkcie B uzyskane z pomiarów oraz z obliczeń

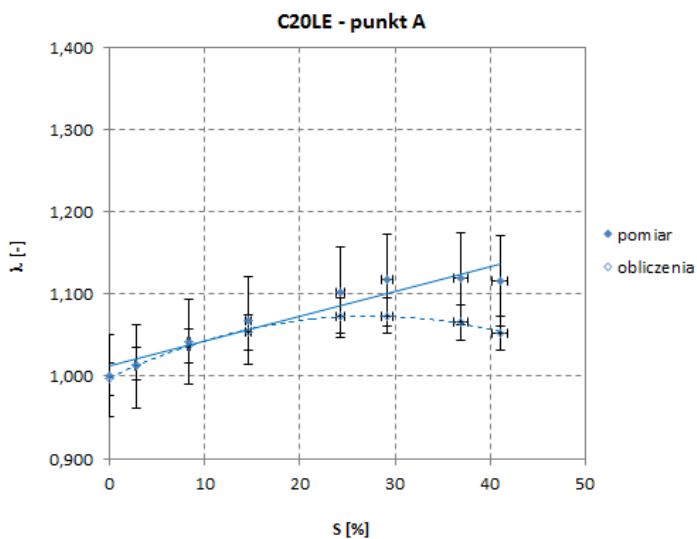


Rys. 4.74. Wpływ stopnia zastąpienia na wartość współczynnika nadmiaru powietrza uzyskany w obu punktach badawczych

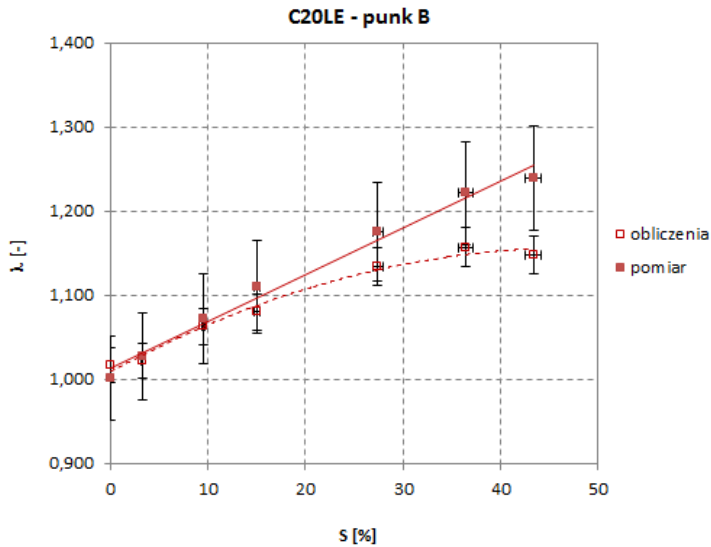
W przypadku tego eksperymentu charakter zmian  $\lambda$  również nie zgadza się z opisanym wyżej charakterem zmian stężenia tlenu w gazach spalinowych. Jak wytłumaczono wcześniej, wynika to ze sposobu wyliczania współczynnika nadmiaru powietrza przez zastosowany analizator. Na rysunkach 4.75 i 4.76 przedstawiono skorygowany przebieg współczynnika nadmiaru powietrza w obu punktach badawczych.

W przypadku punktu A współczynnik nadmiaru powietrza zwiększał się, aż do osiągnięcia maksimum wynoszącego 1,073 dla zastąpienia ok. 29%, a następnie zaczynał zmniejszać się, aż do 1,053 w ostatniej próbie (41% zastąpienia). W punkcie B przebieg zmian był analogiczny. Największą wartość  $\lambda$  wynoszącą 1,157 obliczono dla 36% zastąpienia, a w próbie ostatniej dla zastąpienia ok. 43% uzyskano 1,148.

Podsumowując, w wyniku zastępowania części benzyny wodorem współczynnik nadmiaru powietrza w obu punktach badawczych zwiększał się do osiągnięcia wartości maksymalnej, a następnie dla dużych stopni zastąpienia zaczynał maleć. Odpowiada to zarówno zmierzonym jak i obliczonym wartościom stężenia tlenu w spalinach.



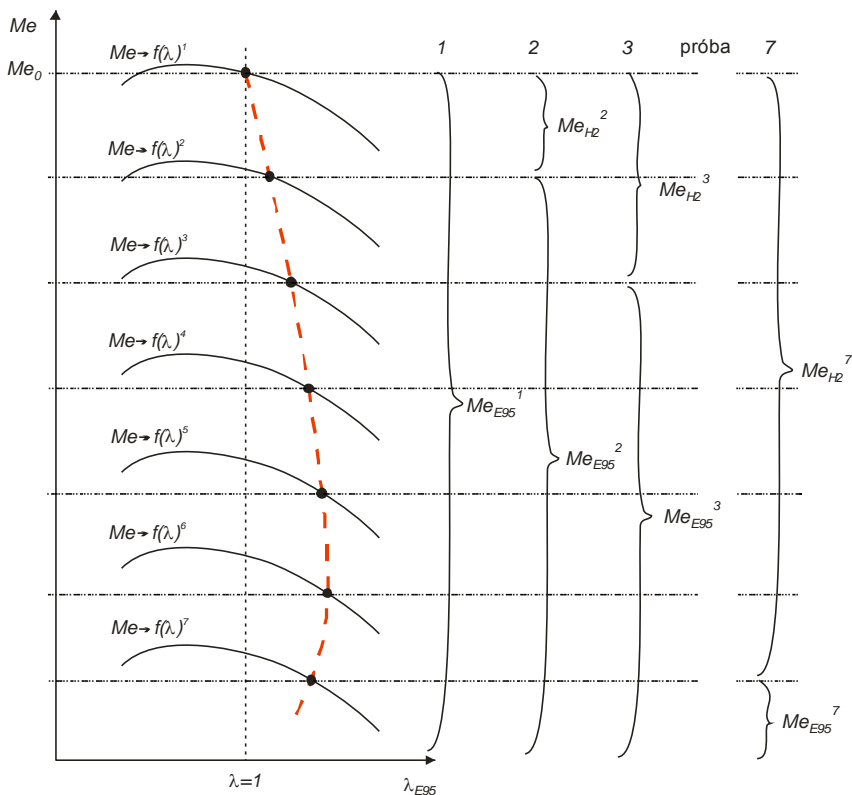
**Rys. 4.75.** Wpływ stopnia zastąpienia na współczynnik nadmiaru powietrza uzyskany z pomiarów oraz z obliczeń w punkcie A



**Rys. 4.76. Wpływ stopnia zastąpienia na współczynnik nadmiaru powietrza uzyskany z pomiarów oraz z obliczeń w punkcie B**

Na rysunku 4.77 przedstawiono przyczynę zmian ilości tlenu w spalinach, czyli również i współczynnika nadmiaru powietrza. W przeprowadzonym eksperymencie zmniejszono dawkę benzyny, a zmniejszoną w ten sposób energię na wale silnika uzupełniano dodając do spalania wodór. Zatem moment efektywny silnika  $Me_0$  był sumą momentu uzyskanego ze spalania benzyny  $Me_{E95}$  i momentu ze spalania wodoru  $Me_{H2}$ . W miarę zastępowania benzyny wodorem coraz większy udział w momencie efektywnym  $Me_0$  silnika odgrywała składowa wodorowa  $Me_{H2}$ . Ilość powietrza w komorze spalania była wartością wynikową. Przy założeniu, że wodór spalił się całkowicie i zupełnie, pozostała składową momentu pochodzącą od paliwa benzynowego  $Me_{E95}$  można było uzyskać wyłącznie poprzez regulację ilości benzyny, czyli poprzez zmianę wartości  $\lambda_{E95}$ . Oznacza to, że zmiany współczynnika nadmiaru powietrza mieszanki benzynowo-powietrznej sterowały procesem spalania i tym samym dopasowywały wartość momentu uzyskiwanego z benzyny  $Me_{E95}$ .

W kolejnych próbach eksperymentu moment uzyskiwany ze spalania benzyny i konieczny do uzupełnienia momentu efektywnego  $Me_0$  proporcjonalnie zmniejszał się. Skutkowało to zwiększaniem się współczynnika nadmiaru powietrza wraz ze wzrostem zastąpienia. Palność mieszanki benzynowo-powietrznej ma jednak swoje ograniczenia i pomimo wspomaganie spalania wodorem, w końcowych próbach konieczne było zmniejszenie  $\lambda_{E95}$  z powodu uzyskiwania zbyt małych wartości momentu z mieszanki benzyna-powietrze.



**Rys. 4.77.** Schemat ilustrujący przyczyny zmiany współczynnika nadmiaru powietrza podczas eksperymentu:  $Me$  – moment obrotowy (efektywny) silnika,  $Me_{H_2}$  – moment obrotowy uzyskiwany ze spalania wodoru,  $Me_{E95}$  – moment obrotowy uzyskiwany ze spalania benzyny

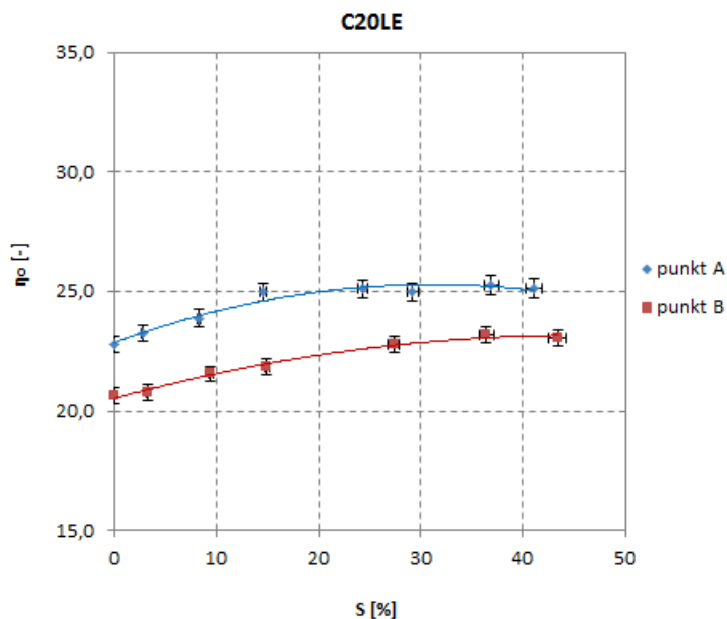
Podsumowując, w kolejnych próbach, w których zwiększano stopień zastąpienia, współczynnik nadmiaru powietrza dla benzyny  $\lambda_{E95}$  zwiększał się zmniejszając składową momentu obrotowego  $Me_{E95}$  i jednocześnie zwiększając stężenie tlenu w spalinach. Dalsze zwiększanie stopnia zastąpienia powodowało jednak osiągnięcie takiej wartości współczynnika nadmiaru, który nie pozwalał na uzyskanie wymaganego od benzyny momentu obrotowego  $Me_{E95}$ . Konieczne było zatem zmniejszenie jego wartości poprzez zwiększenie ilości benzyny. Potwierdzają to wielkości dawek benzyny i wodoru zarejestrowane w obu punktach badawczych. Wyraźnie można zauważyć, że zależność ta nie była liniowa i zmniejszanie dawki benzyny w kolejnych próbach było coraz mniejsze.

Podobnie jak w eksperymencie z silnikiem o zapłonie samoczynnym, ważną oceną jakości procesu spalania jest sprawność ogólna ( $\eta_o$ ). Rysunek 4.78 przedstawia zmianę wartości sprawności ogólnej silnika w obu punktach

badawczych wraz ze zmniejszaniem udziału benzyny i zwiększaniem udziału wodoru.

W wyniku zastępowania benzyny wodorem sprawność ogólna silnika zwiększała się. W punkcie A od wartości ok. 22,8% aż do osiągnięcia maksimum wynoszącego 25,3% dla zastąpienia ok. 37%, a następnie zaczynała zmniejszać się do 25,1% w ostatniej próbie (41% zastąpienia). W punkcie B przebieg zmian był analogiczny. Sprawność zwiększała się z 20,6% (w pierwszej próbie) do wartości maksymalnej 23,2% obliczonej również dla ok. 37% zastąpienia, a następnie zaczynała zmniejszać się do 23,0% w ostatniej próbie (43% zastąpienia).

Zaobserwowane w obu punktach badawczych maksymalne zwiększenie sprawności wynosiło odpowiednio ok. 2,5 i 2,6 punktu procentowego, co stanowi zwiększenie o ok. 11% i o ok. 13%.



Rys. 4.78. Wpływ stopnia zastąpienia na sprawność ogólną badanego silnika w obu punktach badawczych

Ponieważ w przeprowadzonym eksperymencie nie zmieniano prędkości obrotowej, można założyć, że sprawność mechaniczna silnika nie ulegała zmianie. Oznacza to, że zmiany sprawności ogólnej wynikały wyłącznie ze zmian sprawności cieplnej, a te z kolei wynikały ze zmian szybkości wywiązywania się ciepła, zmian temperatury maksymalnej procesu oraz ze zmian wartości współczynnika nadmiaru powietrza.

## 4.3. Podsumowanie eksperymentu

### 4.3.1. Efekty i zjawiska

W przeprowadzonym eksperymencie zastępowano paliwo oryginalne – benzynę, paliwem dodatkowym – wodorem w taki sposób, aby uzyskać stały moment obrotowy. Nie zmieniano wartości kąta wyprzedzenia zapłonu i nie ingerowano w układ sterowania napełnianiem. Uzyskane wyniki i ich analiza pozwalają stwierdzić, że wprowadzenie wodoru jako paliwa zastępującego część paliwa oryginalnego w silniku z zapłonem iskrowym, pracującym ze średnimi obciążeniami, zmienia przebieg i efekty procesu roboczego silnika. Zmianie ulegają zarówno procesy tworzenia i spalania ładunku jak i efekty spalania.

Podawanie wodoru do układu dolotowego silnika z zapłonem iskrowym powodowało zmianę składu chemicznego nowotworzonego ładunku palnego. Podanie wodoru wyraźnie zmniejszało objętość, a tym samym i masę pobieranego przez silnik powietrza, ale równocześnie zwiększało ciśnienie w układzie dolotowym spowalniając tym samym proces zmniejszania masy.

Zwiększające się stężenie wodoru w cylindrze skutkowało zmniejszaniem się średniego wykładnika politropy sprężania, co w połączeniu ze zwiększaniem się ciśnienia w kolektorze dolotowym prowadziło do zmian ciśnienia w końcu procesu sprężania. Tym samym proces spalania zaczynał się dla ładunku o innym składzie chemicznym i będącego w innym stanie termodynamicznym. Średnio w obu punktach badawczych, dla maksymalnego stopnia zastąpienia ponad 40%, wykładnik politropy zmniejszył się o ok. 15% a wartość ciśnienia końca sprężania zwiększyła się o ok. 26%.

W procesie spalania im większy był stopień zastąpienia tym większy był okres indukcji. W stosunku do pracy silnika na benzynie, dla ponad 40% zastąpienia, wydłużył się on o ok. 50% (średnio w obu punktach badawczych). Równocześnie znacząco zmniejszał się okres spalania właściwego (ok. 30%). Wynikało to ze zwiększania prędkości spalania. Dla ponad 40% zastąpienia szybkość narastania ciśnienia zwiększyła się ponad trzykrotnie a maksymalna szybkość wywiązywania się ciepła zwiększyła się o 50%. Spowodowało to również 60% zwiększenie się ciśnienia maksymalnego oraz zmniejszenie kąta jego występowania o ponad 15 °OWK. Skracanie się czasu trwania spalania właściwego wydłużało okres dopalania.

Zmiany składu ładunku palnego i związane z tym zmiany procesu spalania bezpośrednio wpływały także na efekty spalania. W przeprowadzonym eksperymencie, wraz ze zwiększaniem stopnia zastąpienia, zaobserwowano zmniejszanie się temperatury i ciśnienia reszty spalin (odpowiednio o ok. 11% i 35%).

Stopień zastąpienia wpływa również na ilość i skład spalin. Można przyjąć, że wraz ze wzrostem zastąpienia całkowita objętość spalin silnika praktycznie nie ulegała zmianie, natomiast znacząco zmniejszało się stężenie CO<sub>2</sub>

i zwiększało się stężenie  $H_2O$  wynikające ze zmian składu chemicznego spalanej mieszanki. Zaobserwowano liniowe zmniejszanie  $CO_2$  (maksymalnie o ponad 40%) i zwiększanie pary wodnej (maksymalnie o ok. 33%). Odnotowano wykładnicze zmniejszanie się stężenia CO w spalinach oraz praktycznie liniowe zwiększanie się  $NO_x$ . Stężenie HC praktycznie nie zmieniło się. Dla ponad 40% zastąpienia stężenie CO zmniejszyło się do marginalnego poziomu 0,1% a stężenie  $NO_x$  zwiększyło się prawie czterokrotnie.

W wyniku zastępowania oleju napędowego wodorem zmieniała się również sprawność ogólna silnika. Zaobserwowane w obu punktach badawczych maksymalne zwiększenie sprawności wynosiło średnio ponad 11%. Stwierdzono również, że jej przebieg był praktycznie taki sam jak współczynnika nadmiaru powietrza. Oznacza to, że w tak przeprowadzonym eksperymencie sprawność ogólna uzależniona jest w znacznym stopniu od sumarycznego współczynnika nadmiaru powietrza obu paliw.

#### **4.3.2. Wnioski**

Przeprowadzony eksperyment oraz analiza jego wyników przedstawiona we wcześniejszych rozdziałach pozwalają na sformułowanie następujących wniosków:

1. Zastąpienie wodorem części paliwa oryginalnego w silniku z zapłonem iskrowym zmienia przebieg procesu roboczego silnika. Zwiększanie stopnia zastąpienia powoduje:
  - zwiększanie się ciśnienia w układzie dolotowym,
  - zmniejszanie wykładnika politropy sprężania,
  - wydłużanie okresu indukcji,
  - zwiększanie szybkości spalania objawiające się zwiększaniem szybkości wywiązywania się ciepła i narastania ciśnienia,
  - zwiększanie ciśnienia maksymalnego i zmniejszanie kąta jego występowania,
  - zmniejszanie czasu trwania spalania właściwego,
  - wydłużanie się okresu dopalania,
  - zmniejszanie temperatury spalin,
  - zwiększanie się stężenia  $H_2O$  w spalinach,
  - liniowe zmniejszanie stężenia  $CO_2$  w spalinach (praktycznie równe wartości zastąpienia),
  - wykładnicze zmniejszanie stężenia CO w spalinach,
  - liniowe zwiększanie stężenia  $NO_x$  w spalinach,
  - zmiany współczynnika nadmiaru powietrza oraz proporcjonalne do niego zmiany sprawności ogólnej silnika.

2. Wprowadzenie wodoru jako paliwa zastępującego część paliwa oryginalnego w silniku z zapłonem iskrowym praktycznie nie powoduje zmiany:
  - ilości spalin,
  - stężenia HC w spalinach.
3. W praktycznym zastosowaniu zastępowania wodorem części paliwa oryginalnego w silniku z zapłonem iskrowym powinno się uwzględnić zmianę ciśnienia w kolektorze dolotowym i zmianę współczynnika składu mieszanki, doregulowując ilość dostarczanego powietrza do cylindra (np. przymykając przepustnicę). Sterowanie w pętli zamkniętej spowoduje zwiększanie dawkowania benzyny, co w konsekwencji może doprowadzić do błędów w układzie sterowania.
4. W zastosowaniu praktycznym konieczna wydaje się korekta kąta zapłonu ze względu na zwiększanie się prędkości spalania i wcześniejsze występowanie kąta ciśnienia maksymalnego.

#### **4.3.3. Uwagi i ograniczenia**

Przedstawione wnioski i analiza wyników odnoszą się do przedstawionego w pracy sposobu, zasilania silnika oraz dla tak przeprowadzonego eksperymentu. Przyjęto średnie obciążenie oraz średnią prędkość obrotową silnika przy niezmiennym ustawieniu przepustnicy (napełnianiu). W obciążeniach skrajnych, takich jak bieg jałowy czy pełne obciążenie, charakter zmian może się zmienić. Wydaje się również, że w praktyce dodanie wodoru do spalania w silniku wywoła poprawę procesu spalania i zwiększenie mocy silnika, którą operator (kierowca) powinien obniżyć, zmniejszając kąt otwarcia przepustnicy w celu utrzymania wcześniejszej prędkości jazdy (stałości obciążenia silnika).

W zastosowaniu praktycznym prawdopodobnie konieczna będzie również korekta kąta wyprzedzenia zapłonu ze względu na zmiany prędkości spalania i zmiany występowania kąta ciśnienia maksymalnego. Dodatkowo, należałoby przeanalizować wzrost naprężeń w układzie TPC ze względu na większe ciśnienia i temperatury maksymalne obiegu.

Zmiana sposobu zasilania paliwem wodorowym silnika może również zmienić wartości wielkości mierzonych. W eksperymencie wtrysk wodoru następował do kolektora dolotowego silnika. Oznacza to, że wodór zasilający cylinder miał ciśnienie równe ciśnieniu w dolocie i wypierał część powietrza z cylindra, a co za tym idzie, zmieniał również ciśnienie w kolektorze. Oba te zjawiska wpływały na zmniejszenie ilości tlenu pozostałego do spalania



benzyny. Jednak przy zastosowaniu np. wysokociśnieniowego wtrysku bezpośredniego taka sytuacja nie będzie zachodzić, gdyż wtryskiwany wodór przy zamkniętych zaworach nie wpłynie na ilość powietrza dostarczanego w suwie napełniania.

Podsumowując, dalsze prace badawcze należy prowadzić dla większych wartości zastąpień (powyżej 50%) oraz rozszerzyć zakres obciążeń silnika w szczególności o obciążenia skrajne, takie jak bieg jałowy i pełne obciążenie. Prace należy ukierunkować również na zastosowanie praktyczne w silnikach z wielopunktowym wtryskiem pośrednim, opartym o regulację składu mieszanki w pętli zamkniętej i rozwiązać, wynikający ze zmian współczynnika nadmiaru powietrza, problem wzbogacania mieszanki przez sterownik benzyny.

## 5. Podsumowanie

Przeprowadzone i opisane w poprzednich rozdziałach eksperymenty udowadniają, że możliwe jest skuteczne zastępowanie paliwa oryginalnego w tłokowym silniku spalinowym paliwem wodorowym i uzyskiwanie korzystnych efektów w postaci zmniejszenia ilości niepożądanych składników spalin.

Różnice wynikające ze zmiany składu chemicznego ładunku palnego w głównej mierze uwidaczniają się w procesach napełniania, sprężania, a w szczególności spalania. W procesie napełniania kluczową rolę odgrywa niewielka gęstość wodoru, który podany do kolektora dolotowego silnika wypiera z niego część powietrza, zmienia wartości przepływu oraz skład ładunku palnego. Ma to szczególne znaczenie w przypadku silników z zapłonem iskrowym spalających mieszanki stechiometryczne. W procesie sprężania sama obecność wodoru zmienia skład atomowy sprężanego medium, wpływając na wykładnik politropy sprężania i obniżając maksymalne ciśnienia sprężania. Zapłon mieszanki następuje zatem w innych warunkach termodynamicznych.

Najważniejsze jednak różnice występują w procesie spalania, gdzie nie tylko zależności chemiczne ale również i zjawiska fizyczne wpływają na przebieg procesu. Zmiany okresu indukcji są różne dla obu silników. W silniku z zapłonem iskrowym okres ten wydłuża się i tym samym opóźnia początek spalania właściwego. Wynika to prawdopodobnie ze zmiany ustawienia (położenia) cząsteczek tlenu i benzyny względem świecy zapłonowej, w pobliżu której zaczyna znajdować się również dodatkowy wodór, zmniejszający tym samym udziały tlenu i benzyny. W przypadku silnika o ZS, w którym zapłon mieszanki wynikał z samozapłonu dawki inicjującej, okres indukcji prawie się nie zmieniał.

Z analiz wynika, że paliwo wodorowe w układach dwupaliwowych spala się szybciej od paliw oryginalnych i zawsze jako pierwsze wykorzystuje dostępny tlen (powietrze). Można zatem założyć, że jeśli jest wystarczająca ilość tlenu (powietrza) to wodór spali się stechiometrycznie, a paliwo oryginalne spali się z wynikowym współczynnikiem nadmiaru powietrza.

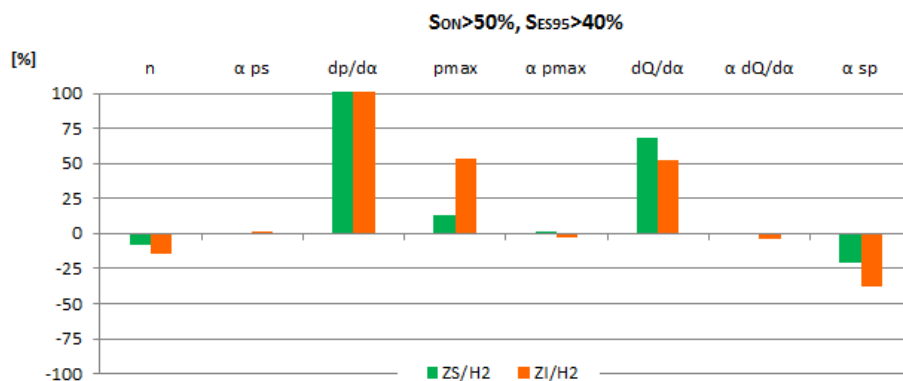
Same właściwości fizykochemiczne wodoru powodują, że w obu silnikach proces spalania znacząco przyspieszał. Związane jest to z prędkością spalania wodoru, znacznie większą od paliw oryginalnych. Szybsze spalanie i związane z tym wcześniejsze osiągnięcie ciśnienia maksymalnego wymusza uwzględnienie tego w regulacji kąta wyprzedzenia zapłonu i kąta wyprzedzenia wtrysku. Dodatkowo, podwyższone temperatury i ciśnienia maksymalne obiegu wymagają analiz wytrzymałościowych.

Przyspieszenie spalania i związany z tym wzrost temperatur obiegu powoduje także zwiększenie emisji NOx. Jest to zjawisko niekorzystne z punktu widzenia czystości spalin, jednak świadczy o zintensyfikowaniu procesu

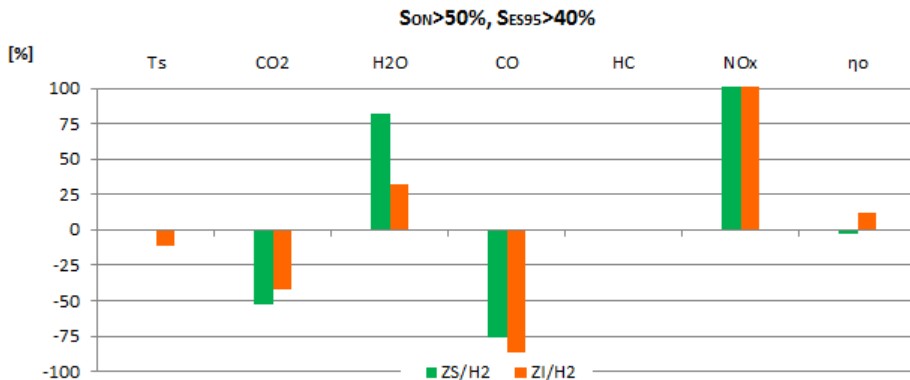
spalania. W przypadku obu silników zwiększanie dawki wodoru i związana z tym intensyfikacja spalania zbliżają proces w kierunku idealnego obiegu Otto.

Spalanie ładunku palnego zawierającego wodór wpływa również na pozostałe efekty spalania. W obu przypadkach można stwierdzić znaczące zmniejszenie zawartości CO i CO<sub>2</sub> w spalinach przy jednoczesnym zwiększeniu ilości H<sub>2</sub>O, a wartości niespalonych węglowodorów można uznać za niezmiennie.

Przeprowadzone eksperymenty udowadniają zatem, że jest możliwe zmniejszenie emisji CO<sub>2</sub> poprzez zastępowanie paliwa oryginalnego wodorem. Sekwencyjne wtryskiwanie paliwa wodorowego do dołotu tłokowego silnika spalinowego, w ilości umożliwiającej utrzymanie stałej mocy efektywnej, pozwala na stabilną pracę silników zarówno o ZI jak i o ZS. W obu przypadkach uzyskano bardzo obiecujące wyniki zarówno przebiegu spalania jak i jego efektów. Wydaje się, że jedynym niekorzystnym zjawiskiem było zwiększające się stężenie NO<sub>x</sub> wynikające ze wzrostu maksymalnej temperatury spalania (rys. 5.1 i 5.2).



**Rys. 5.1. Procentowe zmiany wybranych wielkości uzyskane podczas maksymalnego zastępowania paliwa oryginalnego wodorem w obu eksperymentach**



**Rys. 5.2. Procentowe zmiany wybranych wielkości uzyskane podczas maksymalnego zastępowania paliwa oryginalnego wodorem w obu eksperymentach**

Zmniejszanie emisji CO<sub>2</sub> niezależnie od jej przyczyn (zmniejszanie ilości węgla w paliwie, poprawa procesu spalania w związku z obecnością wodoru, zubażanie mieszanki w silniku o ZI) było znaczące i wyniosło ok. 53% przy zastąpieniach ok. 53% dla silnika o ZS i ponad 40% przy zastąpieniach ponad 40% dla silnika o ZI.

Obecnie taki kierunek zmniejszania emisji CO<sub>2</sub> wydaje się być słuszny, szczególnie dla pojazdów już eksploatowanych oraz na rynkach mniej zamożnych, gdzie trudno sprostać obojętnym normom emisji. W przypadku obu silników aplikacja układu zasilania wodorem jest stosunkowo łatwa i tania. Technicznie przypomina instalacje zasilania gazem LPG czy CNG, które niewielkim nakładem kosztów można przystosować do pracy z wodorem. Dodatkowo, powszechność występowania w przyrodzie wodoru oraz stosunkowo łatwe pozyskiwanie umożliwiają stosowanie go w różnych regionach świata, przy niskiej cenie jednostkowej. Cena paliwa jest bardzo istotna, gdyż stanowi najlepszy stymulator do stosowania takiego rozwiązania przez użytkowników, którzy chętnie zamontują dodatkowy układ zasilania jeśli przyniesie on im korzyści ekonomiczne. Ewentualne wycieki i nieszczelności z dodatkowego układu zasilania wodorem są również mniej uciążliwe dla środowiska naturalnego niż w przypadku innych paliw gazowych.

Zastosowanie układu wtrysku wodoru do kolektora dolotowego umożliwiło w obu przypadkach zmniejszenie emisji CO<sub>2</sub> o ok. 40% przy zmniejszeniu zużycia oleju napędowego o połowę, a zużycia benzyny prawie o połowę. Taki wynik uzyskano w eksperymencie firmy BOSCH (rys. 1.13) stosując drogi i zaawansowany technicznie silnik o ZI w układzie hybrydowym (wraz z silnikiem elektrycznym). Według tych samych danych, standardowe silniki o ZI i wtryskiem bezpośrednim nawet w układzie hybrydowym nie osiągają

takich wyników. Dopiero silniki o ZS, również w układzie hybrydowym, mogą zmniejszyć emisję CO<sub>2</sub> o ok. 40% [149].

Zastosowanie dodatku wodoru, pomimo bardzo zadowalających wyników emisji większości substancji niepożądanych, powoduje jednak konieczność zastosowania układów obniżających stężenie NO<sub>x</sub> w spalinach. W tym celu można wykorzystać układy stosowane w silnikach o ZS, takie jak SCR lub NSCR. Niestety wiąże się to również z podniesieniem kosztów całego systemu.

Zastosowane w opisanych eksperymentach zasilanie wodorem silników nie wyczerpuje w pełni możliwości zastępowania paliw oryginalnych i tym samym zmniejszania emisji CO<sub>2</sub>. Badania prowadzono do ok. 50% wartości zastąpienia i praktycznie w jednych warunkach obciążenia. Przy aplikacji praktycznej należy znacznie rozszerzyć zakres prędkości i obciążeń silnika oraz określić dla nich maksymalne dopuszczalne stopnie zastąpienia. Może się okazać, że podobnie jak przy dwupaliwowym zasilaniu silników gazami LPG i CNG, w niektórych stanach pracy można znacznie zwiększyć stopień zastąpienia, a w innych należy go zmniejszyć.

Dodawanie wodoru do mieszanki paliwowo-powietrznej powoduje, że proces spalania przesuwa się w kierunku spalania całkowitego. Ma to szczególne znaczenie w przypadku zimnego rozruchu silnika, kiedy paliwo nie jest całkowicie odparowane i wymieszane, a silniki wytwarzają większe ilości CO i HC. Ponieważ efektywne spalanie zależy od stopnia odparowania paliwa oraz od stopnia jednorodności mieszanki, dodawanie wodoru powinno w znacznym stopniu ograniczyć te niekorzystne zjawiska.

## Literatura

- [1] Aakko P. and Nylund N.O. *Particle emissions at moderate and cold temperatures using different fuels*. IEA/AMF Annex XXII. „Project report PRO3/P5057/03. EN 589:2008+A1:2012, JRC (2007) Well-to-Wheels analysis of future automotive fuels and powertrains in the European context, WELL-to-WHEELS Report Version 2c”, March 2007.
- [2] Abedin M.J., Masjuki H.H., Kalam M.A., Sanjid A., Ashrafur Rahman S.M., Masum B.M. *Energy balance of internal combustion engines using alternative fuels*, „Renewable and Sustainable Energy Reviews”, Vol. 26, October 2013, s. 20–33.
- [3] *ACEA History and levels of Euro standards for passenger cars*, European Automobile Manufacturers' Association (ACEA), 2015
- [4] Agency for Toxic Substances and Disease Registry (ATSDR). *Toxicological profile for fuel oils*, Atlanta, GA: U.S. Department of Health and Human Services, Public Health Service 1995.
- [5] Agency for Toxic Substances and Disease Registry (ATSDR): *Toxicological Profile for Automotive Gasoline*, Atlanta, GA: U.S. Department of Health and Human Services, Public Health Service 1995.
- [6] Aghaali H., Ångström H. E. *A review of turbocompounding as a waste heat recovery system for internal combustion engines*, „Renewable and Sustainable Energy Reviews”, Vol. 49, September 2015, s. 813–824.
- [7] Alano E., Jean E., Perrot Y., Brunel J. et al. *Compact SCR for Passenger Cars*, SAE Technical Paper 2011-01-1318, 2011.
- [8] Allansson R., Maloney C.A., Walker A.P. i in. *Sulphate production over the CRT: what fuel sulphur level is required to enable the EU 4 and EU 5 PM standards to be met*, SAE Paper No. 2000-01-1875.
- [9] Alves Martins A., Rocha R.A.D., Sodr e J.R. *Cold start and full cycle emissions from a flexible fuel vehicle operating with natural gas, ethanol and gasoline*, „Journal of Natural Gas Science and Engineering”, Vol. 17, March 2014, s. 94–98.
- [10] Ambrozik A. *Podstawy teorii t okowych silników spalinowych* Politechnika Warszawska ISBN 83-89703-88-2, Warszawa, 2012.
- [11] Amy P. *Increasing Bmep for downsizing of internal combustion engines through an advanced turbocharging concept*, Department of Mechanical Engineering, Degree of Master of Science, Colorado State University, 2012.
- [12] Andress D., Nguyen T. D., Das S. *Reducing GHG emissions in the United States' transportation sector*, „Energy for Sustainable Development”, Vol. 15, Issue 2, June 2011, s. 117–136.

- [13] Ashok B., Ashok S.D., Ramesh Kumar C. *LPG diesel dual fuel engine – A critical review*, „Alexandria Engineering Journal”, Vol. 54, Issue 2, June 2015, s.105–126.
- [14] Azad A.K., Rasul M.G., Khan M.M.K., Sharma S.C., Hazrat M.A. *Prospect of biofuels as an alternative transport fuel in Australia*, „Renewable and Sustainable Energy Reviews”, Vol. 43, March 2015, s. 331–351.
- [15] Basshuysen R., Schafer F. (eds.) *Internal Combustion Engine Handbook: Basics, Components, Systems, and Perspectives*, ISBN:0768011396, SAE International, 2004.
- [16] Baumgarten C. *Mixture Formation in Internal Combustion Engines*, Springer Fachmedien Weisbaden, ISBN 978-3-540-30836-2, 2006.
- [17] Bergthorson J.M., Thomson M.J. *A review of the combustion and emissions properties of advanced transportation biofuels and their impact on existing and future engines*, „Renewable and Sustainable Energy Reviews”, Vol. 42, February 2015, s. 1393–1417.
- [18] Biello D. *Złudne obietnice*, „Świat Nauki”, nr. 9 (241), Prószyński Media, ISSN 0867-6380, Wrzesień, 2011, s. 41–47.
- [19] Blaschke D., Kracke T., Meyer S., Rolke P., and Schrage R. *CO2 Optimization of Injection Systems on the Test Bench*, Bosch, 2010, IAV GmbH.
- [20] Bocheński C. I. *Paliwa i oleje smarujące w rolnictwie* Wydawnictwo SGGW, 2005.
- [21] Bonfils A., Creff Y., Lepreux O., Petit N. *Closed-loop control of a SCR system using a NOx sensor cross-sensitive to NH3*, „Journal of Process Control”, Vol. 24, Issue 2, February 2014, s. 368–378.
- [22] Cairns A., Zhao H., Todd A., Aleiferis P. *A study of mechanical variable valve operation with gasoline–alcohol fuels in a spark ignition engine*, „Fuel”, Vol. 106, April 2013, s. 802–813.
- [23] Carey C., McAllister M., Sandford M., Richardson S., Pierson S., Darnton N., Bredda S., Akehurst S., Brace C., Turner J., Pearson R., Luard N., Martinez-Botas R., Copeland C., Lewis M., Fernandes J. *Extreme engine downsizing*, „Innovations in Fuel Economy and Sustainable Road Transport”, 2011, s. 135–147.
- [24] Chen Y., Lv L. *The multi-objective optimization of combustion chamber of DI diesel engine by NLPQL algorithm*, „Applied Thermal Engineering”, Vol. 73, Issue 1, 5 December 2014, s. 1332–1339.
- [25] Chetan P. *Hydrogen Fueled I.C. Engine*, Roll No: 10105143, Indian Institute of Technology Kanpur, 2010.
- [26] Chłopek Z. *Ochrona środowiska naturalnego. Pojazdy samochodowe*, Wydawnictwo Komunikacji i Łączności, Warszawa 2003.

- [27] Chłopek Z. *Paliwa alternatywne do silników spalinowych a emisja dwutlenku węgla kopalnego*, „Transport Samochodowy”, Wydawnictwo ITS, 2010.
- [28] Christodoulou F., Megaritis A. *Experimental investigation of the effects of separate hydrogen and nitrogen addition on the emissions and combustion of a diesel engine*, „International Journal of Hydrogen Energy”, Vol. 38, Issue 24, 12 August 2013, s. 10126–10140.
- [29] Claxton L.D. *The history, genotoxicity, and carcinogenicity of carbon-based fuels and their emissions. Part 3: Diesel and gasoline*, „Mutation Research/Reviews in Mutation Research”, Vol. 763, January–March 2015, s. 30–85.
- [30] Conway R., Chatterjee S., Beavan A. i in. *Combined SCR and DPF technology for heavy-duty diesel retrofit*, SAE Paper No. 2005-01-1862.
- [31] Costa M., Bianchi G.M., Forte C., Cazzoli G. *A Numerical Methodology for the Multi-objective Optimization of the DI Diesel Engine Combustion*, „Energy Procedia”, Vol. 45, 2014, s. 711–720.
- [32] Czarnigowski J., Jakliński P., Wendeker M. *Fuelling of aircraft radial piston engines by ES95 and 100LL gasoline*, „Fuel”, ISSN 0016-2361, Vol. 89, issue 11, November 2010, s. 3568–3578.
- [33] Czarnigowski J., Wendeker M., Jakliński P., Boulet P., Breban F. *Idle Speed Stabilization by Neural Network Model-Based Control of Ignition in SI Engine*, SAE 2007-01-2080, 2007.
- [34] Czarnigowski J., Wendeker M., Jakliński P., Pietrykowski K., Nazarewicz A., Geca M., Zyska T. *Testing Non-uniformity of the Combustion Process in a Radial Aircraft Engine*, SAE 2007-01-2074.
- [35] Czarnigowski J., Wendeker M., Jakliński P. *Idle speed Stabilization using competitive Adaption control of by-pass valve in SI engine* – SAE Technical Paper Series, 7th International Conference on Engines for Automobile, Capri, Naples, Italy 11–16 wrzesień 2005.
- [36] Czarnigowski J. *Badania silnika o zapłonie iskrowym w aspekcie sterowania prędkością obrotową biegu jałowego*, Rozprawa doktorska, Politechnika Lubelska, Lublin, 2003.
- [37] Czarnigowski J. *Teoretyczno-empiryczne studium modelowania impulsowego wtryskiwacza gazu* Monografia Politechnika Lubelska, Lublin 2012.
- [38] Czerwinski, J., Zimmerli, Y., Mayer, A., Lemaire, J. et al., *Investigations of SDPF Diesel Particle Filter with SCR Coating for HD-Applications*, SAE Technical Paper 2015-01-1023, 2015.
- [39] D’Errico G., Cerri T., Pertusi G. *Multi-objective optimization of internal combustion engine by means of 1D fluid-dynamic models*, „Applied Energy”, Vol. 88, Issue 3, March 2011, s. 767–777.



- [40] Dardiotis C., Fontaras G., Marotta A., Martini G., Manfredi U. *Emissions of modern light duty ethanol flex-fuel vehicles over different operating and environmental conditions*, „Fuel”, Vol. 140, 15 January 2015, s. 531–540.
- [41] Date A. W. *Analytic Combustion: With Thermodynamics, Chemical Kinetics and Mass Transfer*, Cambridge University Press. ISBN 1107002869. Retrieved 9 October 2014.
- [42] Deb M., Paul A., Debroy D., Sastry G.R.K., Panua R.S., Bose P.K. *An experimental investigation of performance-emission trade off characteristics of a CI engine using hydrogen as dual fuel*, „Energy”, Vol. 85, 1 June 2015, s. 569–585.
- [43] Deczyński J., Zóltowski B. *Wodór jako paliwo alternatywne do zasilania silników ze spalaniem wewnętrznym*, „Studies & Proceedings of Polish Association for Knowledge Management”, Nr 69, 2014.
- [44] Dziennik Ustaw Dz.U.2007.3.27 Rozporządzenie Ministra Gospodarki z dnia 18 grudnia 2006 r. (w sprawie zasadniczych wymagań dla przyrządów pomiarowych (Dz. U. z dnia 10 stycznia 2007 r.).
- [45] Erkuş B., Sürmen A., Karamangil M.İ. *A comparative study of carburation and injection fuel supply methods in an LPG-fuelled SI engine*, „Fuel”, Vol. 107, May 2013, s. 511–517.
- [46] Faghihi E.M., Shamekhi A.H. *Development of a neural network model for selective catalytic reduction (SCR) catalytic converter and ammonia dosing optimization using multi objective genetic algorithm*, „Chemical Engineering Journal”, Vol. 165, Issue 2, 1 December 2010, str. 508–516.
- [47] Flekiewicz M., Kubica G. *Badania przebiegu procesu spalania alternatywnych paliw gazowych ich mieszanek z wodorem w silniku ZI*, Czasopismo Techniczne "Mechanika" 2008, z. 8, Wydawnictwo Politechniki Krakowskiej.
- [48] Fontana G., Galloni E. *Variable valve timing for fuel economy improvement in a small spark-ignition engine*, „Applied Energy”, Vol. 86, Issue 1, January 2009, s. 96–105.
- [49] Franco V., Kousoulidou M., Muntean M., Ntziachristos L., Hausberger S., Dilara P. *Road vehicle emission factors development: A review*, „Atmospheric Environment”, Vol. 70, May 2013, s. 84–97.
- [50] Freitas Ch. L., Kaneko S. *Ethanol demand under the flex-fuel technology regime in Brazil*, „Energy Economics”, Vol. 33, Issue 6, November 2011, s. 1146–1154.
- [51] Galloni E., Fontana G., Palmaccio R. *Effects of exhaust gas recycle in a downsized gasoline engine*, „Applied Energy”, Vol. 105, May 2013, s. 99–107.

- [52] Gandhi N.S., Kulkarni A.V., Jahagirdar R.S., Sawade M.S. *Gasoline-Hydrogen Operated Si Engine And Its Performance Analysis*, „IJRET: International Journal of Research in Engineering and Technology” eISSN: 2319–1163 pISSN: 2321–7308, Vol.: 04 Issue: 02, Feb–2015.
- [53] Gibson, J., Groene O. *Selective Catalytic Reduction on Marine Diesel Engines*, „Automotive Engineering”, October 1991, s. 18–22
- [54] Giechaskiel B., Maricq M., Ntziachristos L., Dardiotis C., Wang X., Axmann H., Bergmann A., Schindler W. *Review of motor vehicle particulate emissions sampling and measurement: From smoke and filter mass to particle number*, „Journal of Aerosol Science”, Vol. 67, January 2014, s. 48–86.
- [55] Gil E.S. *Evaluation of Ammonia Slip Catalysts* Department of Chemical and Biological Engineering Master’s thesis, Division of Chemical Engineering, Chalmers University Of Technology, Göteborg, Sweden 2013.
- [56] Golec K., Skrzypiec S. *Dobór wtryskiwacza do silnika ZI z wtryskiem bezpośrednim ciekłego propanu–butanu*, „Journal of KONES. Internal Combustion Engines”, Vol.7, No 1–2, Nałęczów, 2000.
- [57] Grzymislawski P. *Analiza procesu spalania niskokalorycznych paliw gazowych w modelowej komorze spalania turbiny*, Rozprawa doktorska, Wydział Maszyn Roboczych i Transportu, Politechnika Poznańska, Poznań 2015.
- [58] Guan B., Zhan R., Lin H., Huang Z. *Review of the state-of-the-art of exhaust particulate filter technology in internal combustion engines*, Journal of Environmental Management, Vol. 154, 1 May 2015, s. 225–258.
- [59] Gupta, D., Kumar, V., Roy, S., and Kumar, N. *Development of a Dedicated Hydrogen Port Injection Kit for Small Engines*, SAE Technical Paper 2015-01-2881, 2015.
- [60] Haroun A.K.S., Nabeel A. H. *Experimental Investigation of the Effect of Hydrogen Manifold Injection on the Performance of Compression Ignition Engines*, „World Academy of Science, Engineering and Technology” 76/2011.
- [61] Hawryluk B. *Stochastyczny model samochodowego silnika benzynowego w aspekcie stechiometrycznego składu mieszanki paliwowo-powietrznej*, Rozprawa doktorska. Politechnika Lubelska. Wydział Mechaniczny, 2001.
- [62] Hendriksen, P. Vermeulen, R., Rijkeboer, R., Bremmers, D., Smokers, R. and Winkel, R. *Evaluation of the environmental performance of modern passenger cars running on petrol, diesel, automotive LPG and CNG*, TNO Automotive, TNO-report, 03.OR.VM.055.1/PHE, December 24, 2003.
- [63] Heywood J.B. *Internal Combustion Engine Fundamentals*, McGraw-Hill, London 1998.

- [64] Hochmuth J.K., Wassermann K., Farrauto R.J. *Car Exhaust Cleaning*, „Reference Module in Chemistry, Molecular Sciences and Chemical Engineering, from Comprehensive Inorganic Chemistry II” (Second Edition), Vol. 7, 2013, s. 505–523.
- [65] Hoen A., Geurs K.T. *The influence of positionality in car-purchasing behaviour on the downsizing of new cars*, „Transportation Research Part D: Transport and Environment”, Vol. 16, Issue 5, July 2011, s. 402–408.
- [66] Hsieh M.F., Wang J. *Development and experimental studies of a control-oriented SCR model for a two-catalyst urea-SCR system*, „Control Engineering Practice”, Vol. 19, Issue 4, April 2011, s. 409–422.
- [67] Hunicz, J., Kordos, P., Ignaciuk, P. *Experimental Investigation into Thermal and Chemical Effects of Negative Valve Overlap Injection in a Gasoline HCCI Engine*, SAE Technical Paper 2014-01-2660, 2014
- [68] *IARC Monographs On The Evaluation Of Carcinogenic Risks To Humans: „Occupational Exposures in Petroleum Refining; Crude Oil and Major Petroleum Fuels”*, Vol. 45 (1989).
- [69] Idzior M. *Tendencje zmian konstrukcyjnych wtryskiwaczy silników o zapłonie samoczynnym*, „Motoryzacja i Energetyka Rolnictwa”, MOTROL, 2006.
- [70] IEA Energy Technology Essentials *Biofuel Production*, ETE02, January, 2007.
- [71] Jakliński P., Czarnigowski J., Wendeker M. *The Effect of Injection Start Angle of Vaporized LPG on SI Engine Operation Parameters*, SAE 2007-01-2054.
- [72] Jakliński P., Grabowski Ł., Wendeker M., Czarnigowski J., Szczęsny P., Barański G., Sochaczewski R. *Analiza wpływu umieszczenia wtryskiwacza LPG na parametry pracy silnika o zapłonie iskrowym*, PTNSS-2007-SS4-222 „Silniki Spalinowe”, nr 4/2007 s. 33–41.
- [73] Jakliński P., Wendeker M., Czarnigowski J., Duk M., Zyska T., Klimkiewicz J. *The Comparison of the Operating Parameters in an Aircraft Radial Piston Engine Fuelled by 100LL and ES95 Gasoline*, PTNSS-2009-SS1-C064 „Combustion Engines Silniki Spalinowe” 1/2009, s. 52–59.
- [74] Jakliński P., Wendeker M., Czarnigowski J., Duk M., Zyska T., Klimkiewicz J. *The Indicated Pressure Analyses of Aircraft Radial Piston Engine Fuelled by 100LL and ES95 Gasoline*, PTNSS-2009-SC-065 „Combustion Engines, Silniki Spalinowe”, Special Series 2009-SC2, s. 162–170.
- [75] Jakliński P., Wendeker M., Czarnigowski J. *Badania silnika ZI zasilanego sekwencyjnym wtryskiem gazu LPG o zmiennym składzie – „Zeszyty Naukowe Politechniki Częstochowskiej 155, Mechanika 25”*, VI Międzynarodowa Konferencja Naukowa – Silniki gazowe 2003; Szczyrk

- 2–6 czerwca 2003, Wydawnictwo Politechniki Częstochowskiej, Częstochowa 2003, s. 353–358.
- [76] Jakliński P. *Badania wpływu parametrów sekwencyjnego wtrysku gazu propan-butan na pracę silnika o zapłonie iskrowym*, Rozprawa doktorska, Politechnika Lubelska, Lublin, 2005.
- [77] Jakliński P. *System wodorowego wspomagania spalania w silnikach samochodowych* raport końcowy projektu rozwojowego Ministerstwa Nauki i Szkolnictwa Wyższego: nr 0506/R/T02/2009/06, Politechnika Lubelska, 2009 – 2011.
- [78] Jakliński P. *Wpływ dodawania gazu LPG na parametry pracy silnika o zapłonie samoczynnym*, monografia „Silniki gazowe. Wybrane zagadnienia” pod redakcją Adama Dużyńskiego, Wydawnictwo Politechniki Częstochowskiej, Częstochowa 2010.
- [79] Jakliński P. Raport z badań pt.: *Wpływ składu gazu na parametry pracy silnika ZI* opracowany dla GASPOL S.A. REGION WSCHODNI, 2003.
- [80] Jakliński P. Sprawozdanie merytoryczne z realizacji projektu badawczego KBN nr: 8 T12D 021 20 pt.: „*Badania silnika spalinowego o zapłonie iskrowym zasilanego sekwencyjnym wtryskiem gazu*” – kierownik projektu – mgr inż. Piotr Jakliński, 2007.
- [81] Kakaee A. H., Paykani A., Ghajar M. *The influence of fuel composition on the combustion and emission characteristics of natural gas fueled engines*, „Renewable and Sustainable Energy Reviews”, Vol. 38, October 2014, s. 64–78.
- [82] Karavalakis G., Boutsika V., Stournas S., Bakeas E. *Biodiesel emissions profile in modern diesel vehicles. Part 2: Effect of biodiesel origin on carbonyl, PAH, nitro-PAH and oxy-PAH emissions*, „Science of The Total Environment”, Vol. 409, Issue 4, 15 January 2011, s. 738–747.
- [83] Kasedorf J. *Układy wtryskowe i katalizatory*, Wydawnictwo Łączności i Komunikacji, Warszawa, 2000, ISBN83-206-1191-1.
- [84] Kutrašnik T. *Hybridization of powertrain and downsizing of IC engine – Analysis and parametric study – Part 2*, „Energy Conversion and Management”, Vol. 48, Issue 5, May 2007, s. 1424–1434.
- [85] Kutrašnik T. *Hybridization of powertrain and downsizing of IC engine – A way to reduce fuel consumption and pollutant emissions – Part 1*, „Energy Conversion and Management”, Vol. 48, Issue 5, May 2007, s. 1411–1423.
- [86] Kodabuckus Z., Khoodaruth A. *Introduction of EURO IV Diesel Fuel*, Benefits of 50 PPM Sulphur Content in Diesel, Presented by Principal Mechanical Engineer MPI, NDU, LT & S & Lecturer University of Mauritius, Le Maritim Hotel, 7 June 2012.

- [87] Kordylewski W. *Spalanie i Paliwa, rozdział 7 – Właściwości wybuchowe gazów i płynów*, pod red. Włodzimierza Kordylewskiego, Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 2005, wyd. 4 poprawione i uzupełnione.
- [88] Köse H., Ciniviz M. *An experimental investigation of effect on diesel engine performance and exhaust emissions of addition at dual fuel mode of hydrogen*, „Fuel Processing Technology”, Vol. 114, October 2013, s. 26–34.
- [89] Kowalewicz A. *Tworzenie mieszanki i spalanie w silnikach o zapłonie iskrowym*, Wydawnictwa Komunikacji i Łączności, Warszawa 1984.
- [90] Krajowy Ośrodek Bilansowania i Zarządzania Emisjami *Wartości opalowe (WO) i wskaźniki emisji CO<sub>2</sub> (WE) w roku 2011 do raportowania w ramach Wspólnotowego Systemu Handlu Uprawnieniami do Emisji za rok 2014*, Warszawa, Grudzień 2013.
- [91] Lapuerta M., Armas O., Rodríguez-Fernández J. *Effect of biodiesel fuels on diesel engine emissions*, „Progress in Energy and Combustion Science”, Vol. 34, Issue 2, April 2008, s. 198–223.
- [92] Larsson G., Hansson P. A. *Environmental impact of catalytic converters and particle filters for agricultural tractors determined by life cycle assessment*, „Biosystems Engineering”, Vol. 109, Issue 1, May 2011, s. 15–21.
- [93] Lata D.B., Misra A., Medhekar S. *Effect of hydrogen and LPG addition on the efficiency and emissions of a dual fuel diesel engine*, „International Journal of Hydrogen Energy”, Vol. 37, Issue 7, April 2012, s. 6084–6096.
- [94] Lauff U. *More electronics for less CO<sub>2</sub> emissions*, At the International VDI Congress „Electronic Systems for Vehicles” on October 7 and 8, 2009 in Baden-Baden.
- [95] Lee S., Oh S., Choi Y. *Performance and emission characteristics of an SI engine operated with DME blended LPG fuel*, „Fuel”, Vol. 88, Issue 6, June 2009, s. 1009–1015.
- [96] Lejda K. *Wodór w aplikacjach do środków napędu w transporcie drogowym* Wydawnictwo Koraw, Rzeszów, 2013.
- [97] Lenz H. P. *Mixture Formation in Spark-Ignition Engines*, Society of Automotive Engineers Inc. Warrendale, PA, Springer-Verlag, Wien, GmbH, ISBN: 1560911883, SAE 1992.
- [98] Leroy T., Chauvin J. *Control-oriented aspirated masses model for variable-valve-actuation engines*, „Control Engineering Practice”, Vol. 21, Issue 12, December 2013, s. 1744–1755.
- [99] Litto R., Nien T., Hayes R.E., Mmbaga J.P., Votsmeier M. *Parametric study of a recuperative catalytic converter*, „Catalysis Today”, Vol. 188, Issue 1, 1 July 2012, s. 106–112.

- [100] Liu J., Yang F., Wang H., Ouyang M., Hao S. *Effects of pilot fuel quantity on the emissions characteristics of a CNG/diesel dual fuel engine with optimized pilot injection timing*, „Applied Energy”, Vol. 110, October 2013, s. 201–206.
- [101] Mahrous A-F.M., Potrzebowski A., Wyszynski M.L., Xu H.M., Tsolakis A., Luszcz P. *A modelling study into the effects of variable valve timing on the gas exchange process and performance of a 4-valve DI homogeneous charge compression ignition (HCCI) engine*, „Energy Conversion and Management”, Vol. 50, Issue 2, February 2009, s. 393–398.
- [102] Małek A., Wendeker M., Czarnigowski J., Jakliński P., Grabowski Ł., Barański G., Sochaczewski R. *Test Bed for Prehomologation Test of Vehicle Fueled by LPG Gas Sequential Injection*, „Silniki Spalinowe” 2007-SC3-148, 2007 s. 290–299
- [103] Masum B.M., Masjuki H.H., Kalam M.A., Rizwanul Fattah I.M., Palash S.M., Abedin M.J. *Effect of ethanol–gasoline blend on NOx emission in SI engine*, „Renewable and Sustainable Energy Reviews”, Vol. 24, August 2013, s. 209–222.
- [104] Mayer A., Czerwiński J., Comte P. *Badania filtrów o częściowym przepływie spalin w zakresie redukcji cząstek stałych z silników o ZS*, „Silniki Spalinowe”, 2/2009, s. 62–83.
- [105] Melos M. V. *The Automobile and the Environment in American History* Auto Emissions and Air Pollution, 2004–2010 Automobile in American Life and Society, 2010.
- [106] Merkisz J., Bajerlein M., Ślęzak M., Suchecki A. *Wpływ obróbki tulei cylindrowej turbodoładowanego silnika o zapłonie samoczynnym na emisję związków szkodliwych* Wydawnictwo Naukowe Przemysłowego Instytutu Motoryzacji, Archiwum Motoryzacji nr 1, 2013.
- [107] Merkisz J., Pielecha I. *Alternatywne napędy pojazdów*, Wydawnictwo Politechniki Poznańskiej, Poznań 2006.
- [108] Merkisz J. *Ekologiczne problemy silników spalinowych*. T2. Poznań: Wydawnictwo Politechniki Poznańskiej, Poznań 1999, s. 281–293. ISBN 83-7143-039-6.
- [109] Merkisz J. *Emisja cząstek stałych przez silniki spalinowe o zapłonie samoczynnym – wybrane zagadnienia*, Wydawnictwo Politechniki Poznańskiej, Poznań 1997.
- [110] Merkisz J. *On-road exhaust emission testing/Badania emisji pojazdów w rzeczywistych warunkach ruchu*, 2011-SS3-301 „Combustion Engines”, No. 3/2011.
- [111] Merkisz J. *Współczesne paliwa do tłokowych silników spalinowych* Politechnika Poznańska, Poznań, 2011

- [112] Milen M., Kiril B. *Investigation of the effect hydrogen addition on performance exhaust emissions of diesel engine*, Technical Paper – Fisita World Automotive Congress, Barcelona 2004.
- [113] Miller J., Taylor J., Freeland P., Warth M., Müller R., Dingelstadt R. *The thermal management and fuel consumption effect of future engine technology*, „Vehicle Thermal Management Systems Conference Proceedings” (VTMS11), 2013, s. 53–64.
- [114] Miller P., Solomon M. *A Brief History of Technology-Forcing Motor Vehicle Regulations*, „Air & Waste Management Association”, June 2009.
- [115] Millet C.N., Chédotal R., Da Costa P. *Synthetic gas bench study of a 4-way catalytic converter: Catalytic oxidation, NO<sub>x</sub> storage/reduction and impact of soot loading and regeneration*, „Applied Catalysis B: Environmental”, Vol. 90, Issues 3–4, 17 August 2009, s. 339–346.
- [116] Mitukiewicz G., Dychto R., Leyko J. *Relationship between LPG fuel and gasoline injection duration for gasoline direct injection engines*, „Fuel”, Vol. 153, 1 August 2015, s. 526–534.
- [117] Mohammed S.E.L., Baharom M.B., Aziz A.R.A. *Analysis of engine characteristics and emissions fueled by in-situ mixing of small amount of hydrogen in CNG*, „International Journal of Hydrogen Energy”, Vol. 36, Issue 6, March 2011, s. 4029–4037.
- [118] Movahed M.M., Tabrizi H.B., Mirsalim M. *Experimental investigation of the concomitant injection of gasoline and CNG in a turbocharged spark ignition engine*, „Energy Conversion and Management”, Vol. 80, April 2014, s. 126–136.
- [119] Muñoz E., Marín P., Díez F.V., Ordóñez S. *Selective catalytic reduction of NO in a reverse-flow reactor: Modelling and experimental validation*, „Applied Energy”, Vol. 138, 15 January 2015, s. 183–192.
- [120] Murugesan A., Umarani C., Subramanian R., Nedunchezian N. *Bio-diesel as an alternative fuel for diesel engines—A review*, „Renewable and Sustainable Energy Reviews”, Vol. 13, Issue 3, April 2009, s. 653–662.
- [121] Musmar S.A., Al-Rousan A.A. *Effect of HHO gas on combustion emissions in gasoline engines*, „Fuel”, Vol. 90, Issue 10, October 2011, s. 3066–3070.
- [122] Mysłowski J., Mysłowski J. *A trial to improve fuel – efficiency rates of turbo-charged engine*, „Journal of KONES” 2008, Vol. 15, No. 3, 2008.
- [123] Mysłowski J. *Doładowanie silników* Wydawnictwo Komunikacji i Łączności, Warszawa 2003.
- [124] Myung C.L., Kim J., Choi K., Hwang I.G., Park S. *Comparative study of engine control strategies for particulate emissions from direct injection light-duty vehicle fueled with gasoline and liquid phase liquefied petroleum gas (LPG)*, „Fuel”, Vol. 94, April 2012, s. 348–355.
- [125] National Center for Biotechnology Information *Dimethyl Ether*, PubChem Public Chemical Database". The PubChem Project., 2016.

- [126] National Center for Biotechnology Information *Hydrogen*, PubChem Public Chemical Database, 2015.
- [127] National Center for Biotechnology Information: *Methanol*, The PubChemProject, 2015.
- [128] Negurescu N., Pana C., Cernat A.: „Aspects Of Using Hydrogen In Si Engine” U.P.B. Sci. Bull. Series D, ISSN 1454–2358, Vol. 74, Iss. 1, 2012.
- [129] Nelson P.F., Tibbett A.R., Day S.J. *Effects of vehicle type and fuel quality on real world toxic emissions from diesel vehicles*, „Atmospheric Environment”, Vol. 42, Issue 21, July 2008, s. 5291–5303.
- [130] Nguyen T.D.B., Lim Y.I., Eom W.H., Kim S.J., Yoo K.S. *Experiment and CFD simulation of hybrid SNCR–SCR using urea solution in a pilot-scale reactor*, „Computers & Chemical Engineering”, Vol. 34, Issue 10, 12 October 2010, s. 1580–1589.
- [131] Niewczas A., Ignaciuk P., Gil L. *Metoda oceny zużycia tribologicznego sekcji tłoczących pomp wtryskowych silników o zapłonie samoczynnym zasilanych biopaliwami*, „Problemy Eksploatacji” 2–2010, 2010.
- [132] Niewiarowski K. *Tłokowe silniki spalinowe*, Wydawnictwo Komunikacji i Łączności, Warszawa, 1983.
- [133] Nijeweme O., Stansfield P., Bisordi A., Bassett M., Williams J., Gold M., Ali R., Rogerson J. *Significant CO<sub>2</sub> reductions by utilising the synergies between a downsized SI engine and biofuels*, „Internal Combustion Engines: Improving Performance, Fuel Economy and Emission”, 2011, s. 203–216.
- [134] Nita, J., Wolczyński, Z. *Estimation of cycle-to-cycle variations of the air-fuel ratio in an engine with indirect gasoline injection*, „Combustion Engines”. 2013, 154(3), 2013 s. 1002–1010.
- [135] Nozawa R., Morita Y., Shimizu M. *Effects of engine downsizing on friction losses and fuel economy*, „Tribology International”, Vol. 27, Issue 1, February 1994, s. 31–37.
- [136] Ozcan H., Yamin J.A.A. *Performance and emission characteristics of LPG powered four stroke SI engine under variable stroke length and compression ratio*, „Energy Conversion and Management”, Vol. 49, Issue 5, May 2008, s. 1193–1201.
- [137] Palma V., Ciambelli P., Meloni E., Sin A. *Catalytic DPF microwave assisted active regeneration*, „Fuel”, Vol. 140, 15 January 2015, s. 50–61.
- [138] Pan H., Pournazeri S., Princevac M., Miller J.W., Mahalingam S., Yusuf Khan M., Jayaram V., Welch W.A. *Effect of hydrogen addition on criteria and greenhouse gas emissions for a marine diesel engine*, „International Journal of Hydrogen Energy”, Vol. 39, Issue 21, 15 July 2014, s. 11336–11345.



- [139] Park S. *Optimization of combustion chamber geometry and engine operating conditions for compression ignition engines fueled with dimethyl ether*, „Fuel”, Vol. 97, July 2012, s. 61–71.
- [140] Park S.H., Lee C.S. *Applicability of dimethyl ether (DME) in a compression ignition engine as an alternative fuel*, „Energy Conversion and Management”, Vol. 86, October 2014, s. 848–863.
- [141] Park S.-Y., Rutland C. *Analysis of SCR performance differences caused from flow characteristics of wall flow and flow through type substrate: A simulation study*, „Chemical Engineering Science”, Vol. 88, 25 January 2013, s. 69–78.
- [142] Perry R., Gee I.L. *Vehicle emissions in relation to fuel composition*, „Science of The Total Environment”, Vol. 169, Issues 1–3, 8 July 1995, s. 149–156.
- [143] Piaseczny L., Walkowski M. *Metoda określania wielkości dawki jedno- i dwuczęściowego wtrysku paliwa w systemie Common Rail okrętowego silnika spalinowego*, „Combustion Engines”, 1/2014 (156) - PTNSS-2014.
- [144] Piaseczny L., Zadrąg R. *Emisja węglowodorów podczas rozruchu okrętowego silnika spalinowego*, KONES 2000, Materiały konferencyjne, 26 Międzynarodowa Konferencja Naukowa Silników Spalinowych, Nałęczów 2000.
- [145] Pietrykowski K. *Eksplatacyjna analiza sprawności alternatorów autobusu miejskiego*, Instytut Logistyki i Magazynowania, „Logistyka”, 3/2014.
- [146] Praca zbiorowa *Bosch Automotive Handbook*, 6th edition, 2004.
- [147] Praca zbiorowa *Current Table of Standard Atomic Weights in Order of Atomic Number. Commission on Isotopic Abundances and Atomic Weights*, IUPAC, 2013-09-24.
- [148] Praca zbiorowa *The History of Reducing Tailpipe Emissions*, United States Environmental Protection Agency, EPA420-F-99-017, May 1999.
- [149] Praca zbiorowa *Fundamentals of Automotive and Engine Technology. Standard Drives, Hybrid Drives, Brakes, Safety Systems*, Springer Fachmedien Weisbaden, Bosch Professional Automotive Information, 2014.
- [150] Praca zbiorowa *RENEWABLES 2010, GLOBAL STATUS REPORT*, Renewable Energy Policy Network for the 21st Century, Revised edition as of September 2010.
- [151] Pullen K.R., Etemad S., Thornton W.E., Villegas J. *The TurboClaw® compressor for engine downsizing by twin-charging*, 7th International Conference on Compressors and their Systems 2011, 2011, s. 93–99.
- [152] Rażniewicz K. *Tablice cieplne z wykresami* Warszawa, WNT, 1966.
- [153] Richards P., Kalischewski W. *Retrofitting of diesel particulate filters. Particulate matter and nitrogen dioxide*, SAE Paper No. 2003-01-1883.

- [154] Romagnoli A., Wan-Salim W.S.-I., Gurunathan B.A., Martinez-Botas R.F, Turner J.W.G., Luard N., Jackson R., Matteucci L., Copeland C., Akehurst S., Lewis A.G.J., Brace C.J. *Assessment of supercharging boosting component for heavily downsized gasoline engines*, 11th International Conference on Turbochargers and Turbocharging, 2014, s. 13–26.
- [155] Rosca A. *Light Duty Vehicle Test Cycle Generation Based on Real-World Data*, Thesis to obtain the Master of Science Degree in Mechanical Engineering, October, 2013.
- [156] Ruggeri M.P., Nova I., Tronconi E. *Experimental and modeling study of the impact of interphase and intraphase diffusional limitations on the DeNOx efficiency of a V-based extruded catalyst for NH<sub>3</sub>-SCR of Diesel exhausts*, „Chemical Engineering Journal”, Vol. 207–208, 1 October 2012, s. 57–65.
- [157] Sadeghinezhad E., Kazi S.N., Badarudin A., Oon C.S., Zubir M.N.M., Mehrali M. *A comprehensive review of bio-diesel as alternative fuel for compression ignition engines*, „Renewable and Sustainable Energy Reviews”, Vol. 28, December 2013.
- [158] Sajjad H., Masjuki H.H., Varman M., Kalam M.A., Arbab M.I., Imtenan S., Ashrafur Rahman S.M. *Engine combustion, performance and emission characteristics of gas to liquid (GTL) fuels and its blends with diesel and bio-diesel*, „Renewable and Sustainable Energy Reviews”, Vol. 30, February 2014, s. 961–986.
- [159] Saleh H.E. *Effect of variation in LPG composition on emissions and performance in a dual fuel diesel engine*, „Fuel”, Vol. 87, Issues 13–14, October 2008, s. 3031–3039.
- [160] Salvi B.L., Subramanian K.A., Panwar N.L. *Alternative fuels for transportation vehicles: A technical review*, „Renewable and Sustainable Energy Reviews”, Vol. 25, September 2013, s. 404–419.
- [161] Sampara C.S. *Global Reaction Kinetics for Oxidation and Storage in Diesel Oxidation Catalysts*, Dissertation for Doctor of Philosophy, Mechanical Engineering in The University of Michigan, 2008.
- [162] Sandalcı T., Karagöz Y. *Experimental investigation of the combustion characteristics, emissions and performance of hydrogen port fuel injection in a diesel engine*, „International Journal of Hydrogen Energy”, Vol. 39, Issue 32, 31 October 2014, s. 18480–18489.
- [163] Sangeeta, Moka S., Pande M., Rani M., Gakhar R., Sharma M., Rani J., Bhaskarwar A.N. *Alternative fuels: An overview of current trends and scope for future*, „Renewable and Sustainable Energy Reviews”, Vol. 32, April 2014, s. 697–712.
- [164] Santos H., Costa M. *Evaluation of the conversion efficiency of ceramic and metallic three way catalytic converters*, „Energy Conversion and Management”, Vol. 49, Issue 2, February 2008, s. 291–300.

- [165] Semelsberger T.A., Borup R.L. Greene H.L. *Dimethyl ether (DME) as an alternative fuel*, „Journal of Power Sources” 156, 2006.
- [166] Shahir S.A., Masjuki H.H., Kalam M.A., Imran A., Ashraful A.M. *Performance and emission assessment of diesel–biodiesel–ethanol/bioethanol blend as a fuel in diesel engines: A review*, „Renewable and Sustainable Energy Reviews”, Vol. 48, August 2015, s. 62–78.
- [167] Sher E., Bar-Kohany T. *Optimization of variable valve timing for maximizing performance of an unthrottled SI engine—a theoretical study*, „Energy”, Vol. 27, Issue 8, August 2002, s. 757–775.
- [168] Shi Y., Reitz R.D. *Optimization of a heavy-duty compression–ignition engine fueled with diesel and gasoline-like fuels*, „Fuel”, Vol. 89, Issue 11, November 2010, s. 3416–3430.
- [169] Shivaprasad K.V., Raviteja S., Chitragar P., Kumar G.N. *Experimental Investigation of the Effect of Hydrogen Addition on Combustion Performance and Emissions Characteristics of a Spark Ignition High Speed Gasoline Engine*, „Procedia Technology”, Vol. 14, 2014, s.141–148.
- [170] Sigma-Aldrich *Wodór. Karta charakterystyki produktu Sigma-Aldrich dla Polski*, 2015.
- [171] Silva C.M., Costa M., Farias T.L., Santos H. *Evaluation of SI engine exhaust gas emissions upstream and downstream of the catalytic converter*, „Energy Conversion and Management”, Vol. 47, Issues 18–19, November 2006, s. 2811–2828
- [172] Sobieszkański M., Brzozowski K., Nowakowski J., Tekielak M. *Wpływ parametrów regulacyjnych silnika ZS na zawartość składników toksycznych i zadymienie spalin*, „Maintenance And Reliability, Eksploatacja i Niezawodność”, nr 3/2008.
- [173] Sobieszkański M. *Modelowanie procesów zasilania w silnikach spalinowych* Wydawnictwo Komunikacji i Łączności, Warszawa 2003.
- [174] Solmaz H. *Combustion, performance and emission characteristics of fuel oil in a spark ignition engine*, „Fuel Processing Technology”, Vol. 133, May 2015, s. 20–28.
- [175] Ström H., Sasic S., Andersson B. *Turbulent operation of diesel oxidation catalysts for improved removal of particulate matter*, „Chemical Engineering Science”, Vol. 69, Issue 1, 13 February 2012, s. 231–239.
- [176] Su L.W., Li X.R., Zhang Z., Liu F.S. *Numerical analysis on the combustion and emission characteristics of forced swirl combustion system for DI diesel engines*, „Energy Conversion and Management”, Vol. 86, October 2014, s. 20–27.

- [177] Su Q., Xie L., Shuai S., Wang J., Song J., Li Z. *Optimization of automotive catalytic converter by numerical modeling and simulation with detailed mechanism*, „Catalysis Today”, Vol. 216, 1 November 2013, s. 292–298.
- [178] Suarez-Bertoa R., Zardini A.A., Keuken H., Astorga C. *Impact of ethanol containing gasoline blends on emissions from a flex-fuel vehicle tested over the Worldwide Harmonized Light duty Test Cycle (WLTC)*, „Fuel”, Vol. 143, 1 March 2015, s.173–182
- [179] Sukla M.K.; Bhaskar T., Jain A.K., Singal S.K., and Garg M.O. *Bio-Ethers as Transportation Fuel: A Review*, Indian Institute of Petroleum Dehradun. Retrieved 15 February 2014.
- [180] Swat M. *A depolymer application as a fuel to the diesel engine* „Problemy Eksploatacji”, Instytut Technologii Eksploatacji – PIB, Radom, 1-2010. s. 129–130.
- [181] Szlachetka M., Wendeker M., Czarnigowski J., Jakliński P., Barański G., Sochaczewski R. *The Comparative Research on the Occurrence of the Fuel Film Phenomenon in Petrol and Ethanol Fuelled Engines*, PTNSS-2009-SC-117 „Combustion Engines, Silniki Spalinowe”, Special Series 2009-SC2, s. 269–274.
- [182] Szlachetka M., Wendeker M., Czarnigowski J., Jakliński P., Grabowski Ł. *A simulation research of a hydrogen injection system for a Wankel engine*, „Combustion Engines, Silniki Spalinowe” 2/2010 (141), s. 114 – 122.
- [183] Szlachta Z., Dudek S. *Zasilanie biopaliwami silników pojazdów rolniczych*, PAN oddział Lublin, Wydawnictwo Motrol, „Motoryzacja i Energetyka Rolnictwa” 5/2003.
- [184] Szlachta Z. *Zasilanie silników wysokoprężnych paliwami rzepakowymi* Wydawnictwo Komunikacji i Łączności, Warszawa 2002.
- [185] Ślęzak M. *W Polsce za 15 lat powstanie sieć stacji do tankowania samochodów z napędem wodorowym* wywiad dla Polskiego Radia, 23.11.2015.
- [186] Świątek, A. Brzozowski, K. Nowakowski, J. *Dobór wymiarów katalizatora wielosekcyjnego w oparciu o obliczenia numeryczne*, „Journal of KONES”, 2001 Vol. 8, No. 3–4.
- [187] Thompson J., Op De Beeck J., Joubert E., and Wilhelm T. *Case Studies of Urea SCR Integration on Passenger Cars Monitoring of Urea Inside the Tank During Hot and Cold Environment Test Missions*, SAE Technical Paper 2008-01-1181, 2008.
- [188] Twigg M. V., Phillips P. R. *Cleaning the Air We Breathe – Controlling Diesel Particulate Emissions from Passenger Cars*, „Journal Archive Platinum Metals Rev.”, 2009, 53, (1), s. 27.
- [189] U.S. Environmental Protection Agency *Inventory of U.S. Greenhouse Gas Emissions and Sinks: 1990 – 2013* EPA 430-R-15-004, kwiecień 2015.

- [190] Valentino, G., Corcione, F., Iannuzzi, S., and Serra, S. *An Experimental Analysis on Diesel/n-Butanol Blends Operating in Partial Premixed Combustion in a Light Duty Diesel Engine*, SAE Technical Paper 2012-01-1127, 2012.
- [191] Vancoillie J., Demuynck J., Sileghem L., Van De Ginste M., Verhelst S., Brabant L., Van Hoorebeke L. *The potential of methanol as a fuel for flex-fuel and dedicated spark-ignition engines*, „Applied Energy”, Vol. 102, February 2013.
- [192] Vedharaj S., Vallinayagam R., Yang W.M., Saravanan C.G., Chou S.K., Chua K.J.E., Lee P.S. *Reduction of harmful emissions from a diesel engine fueled by kapok methyl ester using combined coating and SNCR technology*, „Energy Conversion and Management”, Vol. 79, March 2014, s. 581–589.
- [193] Verhelst S., Demuynck J., Sierens R., Huyskens P. *Impact of variable valve timing on power, emissions and backfire of a bi-fuel hydrogen/gasoline engine*, „International Journal of Hydrogen Energy”, Vol. 35, Issue 9, May 2010, s. 4399–4408.
- [194] Wade J., Farrauto R.J. *Controlling emissions of pollutants in urban areas*, „Metropolitan Sustainability”, 2012, s. 260–291.
- [195] Wajand J.A., Wajand J.T. *Tłokowe silniki spalinowe średnio-i szybkoobrotowe*, Wydawnictwo Naukowo-Techniczne, Warszawa, 2005.
- [196] Walker A.P., Blakeman P.G., Ilkenhaus T. i in. *The development and infield demonstration of highly durable SCR catalyst systems*, SAE Paper No. 2004-01-1289.
- [197] Wayne G.P. *How do human CO2 emissions compare to natural CO2 emissions?*, „Skeptical Science, Climate Myth”. 2015.
- [198] Wendeker M., Jakliński P., Czarnigowski J., Boulet P., Breban F. *Operational Parameters of LPG Fueled SI Engine – Comparison of Simultaneous and Sequential Port Injection*, SAE 2007-01-2051.
- [199] Wendeker M., Jakliński P., Czarnigowski J., Filipek P. *Badania procesu tworzenia mieszanki w silniku ZI z wykorzystaniem szerokopasmowej sondy lambda*, „Journal of Kones, Internal Combustion Engine”, Warszawa-Gdańsk, 2002, Vol. 9, No. 3–4.
- [200] Wendeker M., Jakliński P., Czarnigowski J. *Badania strategii sterowania wtryskiem benzyny*, „Journal of Kones, Internal Combustion Engine”, Warszawa-Gdynia, 2001, Vol. 8, No. 3–4.
- [201] Wendeker M., Jakliński P., Czarnigowski J. *Eksperymentalna analiza warunków pracy silnika samochodowego*, „Eksplatacja i niezawodność” nr 6/2000.

- [202] Wendeker M., Jakliński P., Czarnigowski J. *Problemy energetyczne i ekologiczne w sterowaniu prędkością biegu jałowego tłokowego silnika spalinowego*, Materiały konferencyjne, Międzynarodowa Konferencja Naukowa „Problemy jakościowe, energetyczne i eksploatacyjne w maszynach cieplnych”, Bydgoszcz 2002.
- [203] Wendeker M. *Sterowanie wtryskiem benzyny w silniku samochodowym*. Lubelskie Towarzystwo Naukowe, Lublin 1999.
- [204] Wicher J. *Bezpieczeństwo samochodów i ruchu drogowego*, Wydawnictwa Komunikacji i Łączności, Warszawa 2002.
- [205] Wysopal G. *Badania związków przyczynowo skutkowych spalania benzyn silnikowych w zakresie zanieczyszczeń silnika o zapłonie iskrowym*, Rozprawa doktorska, Akademia Górniczo-Hutnicza, Wydział Energetyki i Paliw, Kraków 2011.
- [206] Xin Q. *Combustion, emissions, and calibration for diesel engine system design*, „Diesel Engine System Design”, 2013, s. 462–502.
- [207] Yadollahi B., Boroomand M. *The effect of combustion chamber geometry on injection and mixture preparation in a CNG direct injection SI engine*, „Fuel”, Vol. 107, May 2013, s. 52–62.
- [208] Yamin J.A. Hamdan M.A. *The performance of hydrogen-powered 4-stroke SI engine using locally designed fuel regulator*, „J. Braz. Soc. Mech. Sci. & Eng.” vol.32 no.3, ISSN 1678-5878, Rio de Janeiro July/Sept. 2010.
- [209] Yang L., Franco V., Campestrini A., German J, Mock P. *NOX control technologies for Euro 6 Diesel passenger cars, Market penetration and experimental performance assessment*, ICCT & ADAC, SEPTEMBER 2015.
- [210] Yao Z., Cao X., Shen X., Zhang Y., Wang X., He K. *On-road emission characteristics of CNG-fueled bi-fuel taxis*, „Atmospheric Environment”, Vol. 94, September 2014, s. 198–204.
- [211] Yilmaz A.C., Uludamar E., Aydin K. *Effect of hydroxy (HHO) gas addition on performance and exhaust emissions in compression ignition engines*, „International Journal of Hydrogen Energy”, Vol. 35, Issue 20, October 2010, s. 11366–11372.
- [212] Yusaf T.F., Buttsworth D.R., Saleh K.H., Yousif B.F. *CNG-diesel engine performance and exhaust emission analysis with the aid of artificial neural network*, „Applied Energy”, Vol. 87, Issue 5, May 2010, s. 1661–1669.
- [213] Zhang B., Ji C., Wang S., Liu X. *Combustion and emissions characteristics of a spark-ignition engine fueled with hydrogen–methanol blends under lean and various loads conditions*, „Energy”, Vol. 74, 1 September 2014, s. 829–835.

- [214] Zhena X., Wang Y. *An overview of methanol as an internal combustion engine fuel*, „Renewable and Sustainable Energy Reviews”, Vol. 52, December 2015, s. 477–493.
- [215] Zhou J.H., Cheung C.S., Leung C.W. *Combustion, performance, regulated and unregulated emissions of a diesel engine with hydrogen addition*, „Applied Energy”, Vol. 126, 1 August 2014, s. 1–12.

Pozycje internetowe:

- [216] EauClaire-Kopier Michelle, „Emissions around the world” on JAN 17, 2012, [dostęp 19 sierpnia 2015]. Dostępny w World Wide Web: <http://www.oemoffhighway.com/blog/10615092/global-emissions-regulations>
- [217] Hartman E.: „A Promising Oil Alternative: Algae Energy”, [washingtonpost.com](http://www.washingtonpost.com), January 6, 2008 [dostęp 10 grudnia 2015]. Dostępny w World Wide Web: <http://www.washingtonpost.com/wpdyn/content/article/2008/01/03/AR2008010303907.html>
- [218] Popkiewicz M.: „Najefektywniejsze samochody produkuje się w Europie. Ale Polska w ogonie.”, Oil Peak, 2013 [dostęp 10 września 2015]. Dostępny w World Wide Web: [ziemianarozdrozu.pl/arttykul/2296](http://ziemianarozdrozu.pl/arttykul/2296)
- [219] Piotr Złoty, „Normy emisji spalin” Gazeo.pl 09.11.2019 [dostęp 10 września 2015]. Dostępny w World Wide Web: <http://gazeo.pl/lpg/od-ado-z/prawo/Normy-emisji-spalin>, artykuł, 5805.html
- [220] Department for Energy and Climate Change (DECC), „Climat Changes”, [dostęp 7 października 2015]. Dostępny w World Wide Web: <http://www.smmmt.co.uk/total-co2-emissions/>
- [221] European Commission "Ende gut, alles gut": Commissioner Hedegaard welcomes agreement on car emissions target 25.02.2014 [dostęp 10 grudnia 2015]. Dostępny w World Wide Web: <http://europa.eu/!Ht46gb>
- [222] European Environment Agency, „Most carmakers must further improve carbon efficiency by 2015” 20 Dec 2011 [dostęp 22 lutego 2016]. Dostępny w World Wide Web: <http://www.eea.europa.eu/highlights/most-carmakers-must-further-improve> lub
- [223] Clean Emissions Products Inc. „NSCR (3-Way) Catalyst” 20.10.2015 [dostęp 18 marca 2016]. Dostępny w World Wide Web: <http://www.cleanemissions.com/our-technology/nscr-catalyst>
- [224] BASF „Four ways to a clean gasoline engine” 12.06.2015 [dostęp 5 września 2015]. Dostępny w World Wide Web: <https://www.basf.com/de/en/company/news-and-media/science-around-us/catalytic-converter.html>
- [225] Liuhanzi Yang, Vicente Franco, Alex Campestrini, John German, and Peter Mock „NOx Control Technologies For Euro 6 Diesel Passenger Cars” wrzesień 2016 [dostęp 10 marca 2016]. Dostępny w World Wide Web: [http://www.theicct.org/sites/default/files/publications/ICCT\\_NOx\\_controltech\\_revised%2009152015.pdf](http://www.theicct.org/sites/default/files/publications/ICCT_NOx_controltech_revised%2009152015.pdf)

- [226] VDA „Future cars” 20.02.2015[dostęp 8 września 2015]. Dostępny w World Wide Web: <https://www.vda.de/en>
- [227] European Commity „Redukcja zanieczyszczeń emitowanych przez pojazdy lekkie” 23.07.2015 [dostęp 10 lipca 2016]. Dostępny w World Wide Web: [http://europa.eu/legislation\\_summaries/environment/air\\_pollution/128186\\_pl.htm](http://europa.eu/legislation_summaries/environment/air_pollution/128186_pl.htm)
- [228] Volvo Trucs „SCR & Fuel Efficiency” 2009 [dostęp 13 listopada 2015]. Dostępny w World Wide Web: [http://www.volvotrucks.com/SiteCollectionDocuments/VTNA\\_Tree/ILF/Products/2010/09-VTM097\\_FW\\_SS.pdf](http://www.volvotrucks.com/SiteCollectionDocuments/VTNA_Tree/ILF/Products/2010/09-VTM097_FW_SS.pdf)
- [229] Treadwell Ben „Exclusive: More than 270 SCR equipped passenger car models currently available on the European Market” 29.06.2015 [dostęp 20 października 2015]. Dostępny w World Wide Web: <http://www.findadblue.com/news/2015/6/29/exclusive-more-than-270-scr-equipped-passenger-car-models-currently-available-on-the-european-market/>
- [230] Wells Ed „Diesel Exhaust Fluid for Passenger Vehicles” [dostęp 21 kwietnia 2016]. Dostępny w World Wide Web: <http://www.yara.us/nox-reduction/def-for-vehicles/def-for-passenger-vehicles/>
- [231] FactsAboutSCR „SCR Technologies” [dostęp 6 marca 2015]. Dostępny w World Wide Web: <http://www.factsaboutscr.com/scr/scr-technology.aspx>
- [232] BETE „SCR/SNCR: NOx Scrubbing Nozzles” [dostęp 10 września 2016]. Dostępny w World Wide Web: [http://www.bete.com/applications/scr\\_sncr\\_noxscrubbing.html](http://www.bete.com/applications/scr_sncr_noxscrubbing.html)
- [233] BlueSolution „Technologia SCR” [dostęp 15 lipca 2015]. Dostępny w World Wide Web: <http://www.bluesolution.pl/technologie>
- [234] BETE „SCR/SNCR: NOx Scrubbing Nozzles” [dostęp 10 września 2016]. Dostępny w World Wide Web: [http://www.bete.com/applications/scr\\_sncr\\_noxscrubbing.html](http://www.bete.com/applications/scr_sncr_noxscrubbing.html)
- [235] Sappok Alexander G. „Ash Accumulation in Diesel Particulate Filters” styczeń 2013 [dostęp 7 września 2015]. Dostępny w World Wide Web: [http://dieselnet.com/tech/dpf\\_ash.php](http://dieselnet.com/tech/dpf_ash.php)
- [236] Fiat „Air Technologies” [dostęp 21 grudnia 2015]. Dostępny w World Wide Web: <http://www.fiat.com/com/air-technologies>
- [237] FuelNet „EU: Fuels” [dostęp 10 września 2015]. Dostępny w World Wide Web: <https://www.dieselnet.com/standards/eu/fuel.php>
- [238] European Commity „Redukcja zanieczyszczeń emitowanych przez pojazdy lekkie” 18.04.2014 [dostęp 5 lica 2014]. Dostępny w World Wide Web: [http://europa.eu/legislation\\_summaries/environment/air\\_pollution/128186\\_pl.htm](http://europa.eu/legislation_summaries/environment/air_pollution/128186_pl.htm)
- [239] Chevrolet „New Impala with CNG system” 05.06.2014 [dostęp 5 lipca 2015]. Dostępny w World Wide Web: <http://media.gm.com/media/us/>



- en/chevrolet/news.detail.html/content/Pages/news/us/en/2014/Nov/1113-impala-cng.html
- [240] EPA „Transportation, Air Pollution, and Climate Change” [dostęp 10 września 2015]. Dostępny w World Wide Web: <https://www3.epa.gov/otaq>
- [241] Andoria „Silniki Andoria” 20.06.2014 [dostęp 10 września 2015]. Dostępny w World Wide Web: <http://www.andoria-mot.com.pl/?pid=103&docid=259>
- [242] Czechowska Ewa „Auto na alkohol - czyli produkcja biopaliw w Brazylii” 26 maja 2008 [dostęp 11 września 2015]. Dostępny w World Wide Web: <http://www.auto-swiat.pl/wiadomosci/auto-na-alkohol-czyli-produkcja-biopaliw-w-brazylia/9b9g9>
- [243] Czechowska Ewa „Premiera citroena C4 biofuel” 26 maja 2008 [dostęp 11 września 2015]. Dostępny w World Wide Web: [http://www.roadlook.pl/premiery/citroen-c4-bioflex-nowy-model-przyjazny-dla-srodowiska\\_2.html](http://www.roadlook.pl/premiery/citroen-c4-bioflex-nowy-model-przyjazny-dla-srodowiska_2.html)
- [244] Carwow „Confident Car Buing” [dostęp 11 września 2015]. Dostępny w World Wide Web: <http://www.carbuzz.co.uk>
- [245] BOSCH „Starter Motors and Generators” [dostęp 9 lipca 2016]. Dostępny w World Wide Web: [http://www.boschindia.com/en/in/our\\_company\\_5/business\\_sectors\\_and\\_divisions\\_5/starter\\_motors\\_and\\_generators\\_4/starter-motors-and-generators.html](http://www.boschindia.com/en/in/our_company_5/business_sectors_and_divisions_5/starter_motors_and_generators_4/starter-motors-and-generators.html)
- [246] Surowce\_ropopochodne „Benzyna” [dostęp 11 września 2015]. Dostępny w World Wide Web: <http://surowce-ropopochodne.prv.pl/>
- [247] European Commission „Transport Emissions. Air pollutants from road transport” 27.06.2016 [dostęp 12 listopad 2016]. Dostępny w World Wide Web: <http://ec.europa.eu/environment/air/transport/road.htm>
- [248] DieselNet „EU: Heavy-Duty Truck and Bus Engines” [dostęp 11 grudnia 2016]. Dostępny w World Wide Web: <https://www.dieselnet.com/standards/eu/hd.php>
- [249] Żyła Romuald „Tablica [07-03] Dynamiczne współczynniki dyfuzji gazów i par w temperaturze 25°C” [dostęp 11 września 2015]. Dostępny w World Wide Web: <http://zylla.wipos.p.lodz.pl/baza/07-03.html>