



**Politechnika
Śląska**

**DYSCYPLINA NAUKOWA
INŻYNIERIA LĄDOWA, GEODEZJA I
TRANSPORT**

ROZPRAWA DOKTORSKA

mgr inż. Paweł Marzec

**Analiza możliwości wykorzystania mieszanin paliw gazowych
o zmiennym składzie do zasilania silników spalinowych**

**Analysis of the possibility of using blends of gaseous fuels
of variable composition to fuel SI engines**

Promotor

dr hab. inż. Grzegorz Kubica, prof. PŚ

Promotor pomocniczy

dr inż. Monika Andrych-Zalewska

Katowice 2023

Spis treści

<i>Streszczenie</i>	3
<i>Abstract</i>	5
<i>Wykaz ważniejszych skrótów i symboli</i>	7
1. Wstęp	9
2. Mieszaniny paliw gazowych	13
2.1. Kryteria oceny paliw	13
2.2. Eter dimetylowy (DME)	15
2.3. Zastosowania DME jako paliwa w mieszaninie z LPG	18
3. Cel i zakres pracy	21
4. Metodyka badań	24
4.1. Przedmiot badań	24
4.1.1. Stanowisko do wytwarzania mieszanin paliw gazowych	24
4.1.2. Obliczenie udziału składników w mieszaninie paliwowej	26
4.1.3. Procedura wytwarzania mieszanin	27
4.2. Obiekt badań	27
4.3. Procedury badawcze.....	29
4.3.1. Pomiar mocy i momentu obrotowego na hamowni podwoziowej	29
4.3.2. Pomiar ciśnienia wewnątrz cylindra.....	29
4.3.3. Pomiar masowego zużycia paliwa	31
4.3.4. Realizacja obciążeń częściowych.....	33
4.3.5. Pomiary dynamiki pojazdu.....	34
4.3.6. Pomiary stężenia składników spalin	35
4.4. Wyznaczenie próbki reprezentatywnej.....	36
5. Opracowanie wyników badań	44
5.1. Badania eksperymentalne.....	44
5.1.1. Średnie ciśnienie indykowane	44
5.1.2. Identyfikacja granic procesu spalania	54
5.1.3. Wpływ udziału DME w mieszaninie na uzyskaną moc	60
5.1.4. Wpływ korekty KWZ na zużycie paliwa oraz parametry pracy silnika	84
5.1.5. Wpływ udziału DME na stężenia składników spalin.....	114
5.1.6. Wpływ udziału DME w mieszaninie na dynamikę pojazdu	117
5.1.7. Obliczenia sprawności ogólnej	123
6. Wnioski	130
7. Literatura	133

Streszczenie

W pracy przedstawiono szereg aspektów dotyczących analizy możliwości zasilania silnika spalinowego z zapłonem iskrowym (ZI), mieszaniną paliw gazowych LPG (Liquid Petroleum Gas) oraz DME (Dimetyloeter), w różnych proporcjach masowych. Podstawą wykonanej analizy, są wyniki badań eksperymentalnych pojazdu z silnikiem ZI, przeprowadzone na hamowni podwoziowej. Do badań wykorzystano samochód osobowy klasy kompakt z silnikiem ZI, który został uprzednio przystosowany do zasilania paliwem gazowym.

Przed przystąpieniem do badań dokonano przeglądu literaturowego opublikowanych opracowań poświęconych DME, które zawierają informacje o właściwościach fizykochemicznych tej substancji oraz o jego zastosowaniach, jako paliwa w silnikach spalinowych. Z analizy opublikowanych źródeł wynika, że podstawowym zastosowaniem DME jest jego wykorzystanie jako paliwa w silnikach ZS, w układach dwupaliwowego zasilania z olejem napędowym. Jednak, znane są również próby zastosowania DME jako składnika mieszaniny paliwowej w silnikach ZI. Pewne właściwości tego paliwa oraz opracowania teoretyczne wydają się potwierdzać przydatność takiego rozwiązania. Dodatkowym argumentem motywacyjnym jest fakt, że DME może być pozyskiwane jako paliwo odnawialne.

W niniejszej pracy, zbadano przydatność mieszanin paliw LPG/DME w oparciu o analizę kilku zasadniczych aspektów, które cechują pracę silnika spalinowego. Wyznaczono parametry użytkowe, takie jak moc oraz zużycie paliwa, a także dokonano analizy zmian ciśnienia indykowanego oraz granic procesu spalania. Dodatkowo porównano parametry dynamiczne pojazdu zasilanego mieszaninami w stosunku do wartości osiągniętych przy zasilaniu LPG. Ponadto zmierzono stężenia szkodliwych i toksycznych produktów procesu spalania dla wszystkich badanych paliw. Pomiarów wykonano dla wybranych prędkości obrotowych silnika (2000, 2500, 3000 obr/min) oraz dla sześciu obciążeń silnika (21, 33, 48, 69, 90, 100%). Do realizacji obciążeń częściowych, posłużył autorski przyrząd, który został wykonany specjalnie dla badanego pojazdu, w oparciu o charakterystykę kąta uchylenia przepustnicy. Zbadano także możliwość poprawy parametrów użytkowych poprzez korektę kąta zapłonu, którą przeprowadzono w dwóch etapach dla wszystkich punktów pomiarowych. Mieszaniny paliw LPG i DME wytwarzano za pośrednictwem zaprojektowanego i skonstruowanego stanowiska, bezpośrednio przed każdą serią pomiarową.

Prace podsumowano wnioskami ogólnymi, szczegółowymi, metodycznymi, utylitarnymi oraz perspektywicznymi, które potwierdzają postawioną tezę pracy, która zakłada, że:

“Wykorzystanie DME jako składnika mieszanki paliwowej z LPG umożliwia utrzymanie parametrów użytkowych silnika na zbliżonym lub wyższym poziomie w pełnym zakresie jego pracy”. W podsumowaniu wskazano potrzebę i kierunki dalszych badań z wykorzystaniem dynamicznej regulacji składu paliwa, ze względu na brak możliwości wskazania jednego, stałego składu mieszanki do zasilania silnika w całym zakresie jego warunków pracy.

Abstract

The dissertation presents a number of aspects concerning the analysis of the possibility of powering a spark-ignition (SI) internal combustion engine with a mixture of LPG (Liquid Petroleum Gas) and DME (Dimethylether) gaseous fuels in various mass proportions. The analysis is based on the results of experimental tests of a vehicle with an SI engine, carried out on a chassis dynamometer. A compact class passenger car with a SI engine, which was previously adapted to run on gas fuel, was used for the tests.

Before starting the research, a literature review of published studies on DME was carried out, which contain information on the physicochemical properties of this substance and its use as a fuel in internal combustion engines. The analysis of published sources shows that the basic application of DME is its use as a fuel in diesel engines, in dual-fuel systems with diesel oil. However, there are also known attempts to use DME as a component of the fuel mixture in SI engines. Certain properties of this fuel and theoretical studies seem to confirm the usefulness of such a solution. An additional motivational argument is the fact that DME can be obtained as a renewable fuel.

In this work, the suitability of LPG/DME fuel blend was examined based on the analysis of several fundamental aspects that characterize the operation of an internal combustion engine. Operating parameters, such as power and fuel consumption, were determined, and changes in indicated pressure and limits of the combustion process were analyzed. In addition, the dynamic parameters of a vehicle fueled with blends were compared to the values achieved when powered by LPG. In addition, concentrations of harmful and toxic products of the combustion process were measured for all tested fuels. Measurements were made for selected engine speeds (2000, 2500, 3000 rpm) and for six engine loads (21, 33, 48, 69, 90, 100%). For the implementation of partial loads, an original device was used, which was made especially for the tested vehicle, based on the characteristics of the throttle opening angle. The possibility of improving the operational parameters by correcting the ignition angle was also examined, which was carried out in two stages for all measurement points. LPG and DME fuel mixtures were produced by means of a designed and constructed station, directly before each measurement series.

The work was summarized with general, detailed, methodological, utilitarian and prospective conclusions, which confirm the thesis of the work, which assumes that: "The use of DME as a component of the fuel blend with LPG enables the maintenance of engine performance parameters at a similar or higher level in the full range of its operation". The summary indicates the need and directions for further research with the use of dynamic control

of the fuel composition, due to the impossibility of indicating one, constant composition of the blends to power the engine in the entire range of its operating conditions.

Wykaz ważniejszych skrótów i symboli

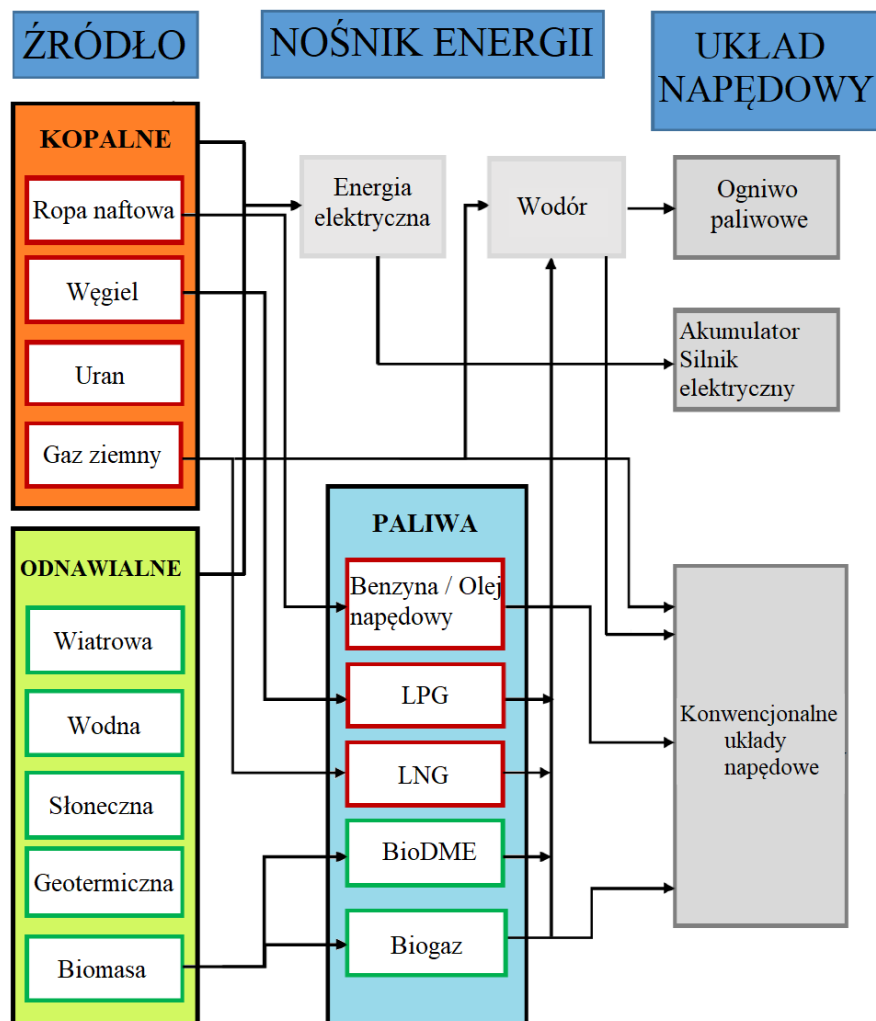
Oznaczenie	Jednostka	Opis
FAME		(ang. Fatty Acid Methyl Esters) estry metylowe kwasów tłuszczowych
LPG		(ang. Liquefied Petroleum Gas) skroplona mieszanina propanu i butanu
DME		Dimetyloeter
CNG		(ang. Compressed Natural Gas) sprężony gaz ziemny
ZI		zapłon iskrowy
ZS		zapłon samoczynny
WTW		Well to wheels (ogół emisji od źródła do koła pojazdu)
IMEP	[kPa]	(ang. Indicated Mean Effective Pressure) średnie ciśnienie indykowane
OWK		obrót wału korbowego
GMP		górnym martwym punktem
MFB		(ang. Mass Fraction Burned) współczynnik wypalenia ładunku
WHTC		Worldwide Heavy Duty Transient Cycle
WLTC		Worldwide harmonized Light duty Test Cycle
GHG		(ang. Greenhouse gases) gazy cieplarniane
A/F	[kg/kg]	(ang. Air to Fuel Ratio) stosunek wagowy powietrza do paliwa w mieszance paliwowo-powietrznej
LHV	[MJ/kg]	(ang. Lower Heating Value) dolna wartość opałowa
ε		stopień sprężania
λ_k		współczynnik korbowodowy
R_w		promień wykorbienia
L_k		długość korbowodu
φ	°	kąt obrotu wału korbowego
η_e		sprawność ogólna
N_e	kW	moc użyteczna
G_e	kg/s	zużycie paliwa
W_u	[kJ/kg]	wartość opałowa paliwa
m_A	g	masa pierwszego składnika
m_B	g	masa drugiego składnika
m_f	g	masa mieszaniny
A	%	udział procentowy

p	kPa	ciśnienie gazu
V	cm ³	objętość
n		liczba moli
R		stała gazowa
T	°C	temperatura
HC	ppm	stężenie węglowodorów
CO ₂	%	stężenie dwutlenku węgla
CO	%	stężenie tlenku węgla
NO _x	ppm	stężenie tlenków azotu
UN nr		czterocyfrowy numer, identyfikujący materiały i artykuły niebezpieczne w ramach międzynarodowego handlu i transportu
CAS nr		oznaczenie numeryczne przypisane substancji chemicznej przez amerykańską organizację Chemical Abstracts Service, pozwalające na identyfikację substancji

1. Wstęp

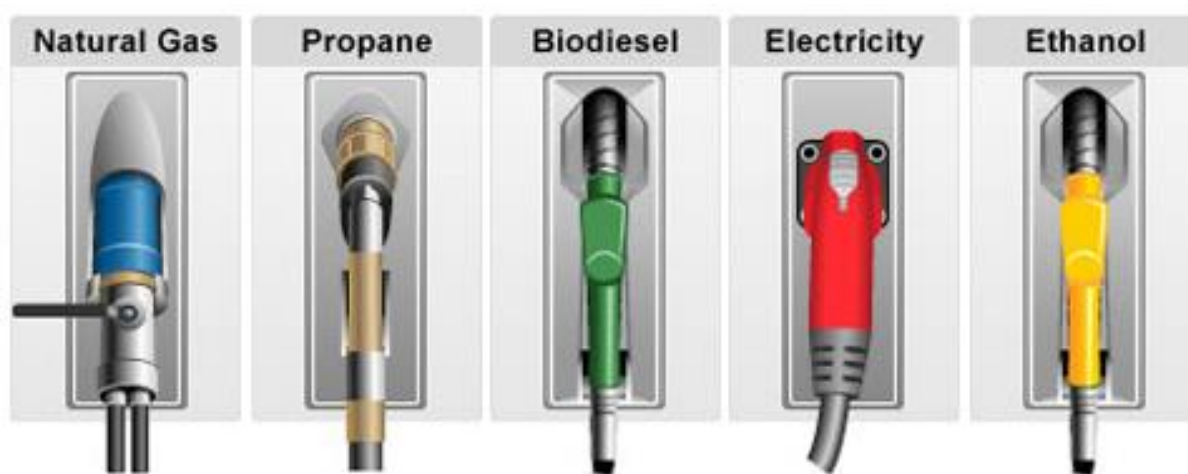
Silnik spalinowy jest najpopularniejszą formą napędu wszystkich środków transportu od przeszło wieku. Choć sama zasada działania silnika nie uległa zmianie, to nieprzerwanie doskonalili się konstrukcję poszczególnych układów silnika oraz osprzętu. Równolegle wykorzystuje się materiały o lepszych właściwościach, większej wytrzymałości, a proces ich obróbki cechuje się większą dokładnością. Ostatecznie, działania te skupiają się na poprawie konwersji energii, czyli zwiększeniu sprawności silnika spalinowego.

Współcześnie, oprócz rozwoju samego napędu, szczególnie intensywnie prowadzi się badania i prace związane z zastosowaniem paliw alternatywnych do zasilania silników o zapłonie iskrowym i samoczynnym. Do tych paliw zalicza się paliwa odnawialne – otrzymywane z biomasy, które są już wykorzystywane na skalę komercyjną, a także paliwa uzyskiwane na bazie kopalnych nośników energii.



Rys 1.1. Aktualny podział paliw [37]

Świadomość dotycząca nadmiernej eksploatacji ograniczonych zasobów paliw kopalnych, towarzyszy nam od kilkadziesiąt lat. Mimo intensywnych poszukiwań paliw mogących zastąpić dotychczas wykorzystywane paliwa konwencjonalne, nie określono jednego, konkretnego – uniwersalnego paliwa alternatywnego. Wynika, to z wielu kwestii. Mimo większości oczywistych wymagań, takich jak: brak szkodliwego wpływu na środowisko nowego paliwa (tzw. kryterium ekologiczne), jego dostępność, koszty związane z produkcją oraz dystrybucją, istnieje wiele grup innych wymagań, które są podyktowane szczególnymi kryteriami oceny. Kryteria te mogą różnić się w zależności od lokalizacji, infrastruktury, dostępnych surowców do produkcji paliw, a także stopnia rozwinięcia przemysłu, więc również dostępności technologicznych.



Rys. 1.2. Wybrane sposoby zasilania środków transportu [38]

Jednym z form paliw alternatywnych mogą być ich mieszaniny. W przypadku zasilania silnika o zapłonie samoczynnym, często stosuje się paliwa określane jako Biodiesel. To mieszaniny o różnym składzie z olejem napędowym, jak również czyste estry metylowe kwasów tłuszczowych (FAME – Fatty Acid Methyl Esters) [12].

W przypadku pozostałych ciekłych paliw alternatywnych, najpopularniejszymi są alkohole metylowe i etylowe, których używa się jako dodatków do innych paliw. Istnieje możliwość wytworzenia mieszaniny alkoholi z paliwami konwencjonalnymi, jednak wymaga to stosowania dodatkowych rozpuszczalników, stabilizatorów czy emulgatorów [12].

Innym rozwiązaniem, są mieszaniny paliw gazowych. Warunkiem istotnym do zastosowania mieszaniny paliw gazowych są zbliżone właściwości fizykochemiczne gazów, ponieważ umożliwia to magazynowanie paliwa na pojeździe w jednym zbiorniku. Przykład stanowi mieszanina gazu ziemnego z wodorem. [13, 14, 15]. Główną zaletą takiej mieszaniny, jest możliwość jej aplikacji w już istniejących systemach zasilania gazu ziemnego. Wodór

będący składnikiem takiej mieszaniny, sam w sobie jest paliwem zerowęglowym, tzn. nie zawiera atomów węgla w swoim składzie. Przy jego spalaniu w silniku, nie powstają żadne związki węglowe, aczkolwiek emitowane są tlenki azotu [16, 17]. Ze względu na najmniejszą masę cząsteczkową oraz gęstość jest problematyczny w magazynowaniu. Jego produkcja jest skomercjalizowana, ale wiąże się z dużą energochłonnością procesu, przez co zastosowanie wodoru samodzielne, na tę chwilę jest ekonomicznie nieuzasadnione. Jednakże stosowany w mieszaninie, ma korzystny wpływ w ogólnym bilansie, dając możliwość uzyskania paliwa o porównywalnej wartości energetycznej, ale niższej zawartości węgla w porównaniu do konwencjonalnych paliw czy samego CNG (sprężony gaz ziemny). Spalanie w silniku gazu ziemnego wzbogaconego wodorem, powoduje skrócenie czasu spalania, zmniejszanie emisji CO₂ i CO, a także poprawia sprawność silnika [13].

Każde paliwo posiada grupę zalet oraz wad, ale przy zastosowaniu wybranych mieszanin paliw gazowych, istnieje możliwość łączenia niektórych zalet, jednocześnie ograniczając wady w ogólnym bilansie, podobnie jak ma to miejsce w inżynierii materiałowej i w zastosowaniu kompozytów.

Innym paliwem alternatywnym, które jest obiektem intensywnych badań, jest DME (eter dimetylowy). W środkach transportu, jego zastosowanie skupia się głównie do silnika ZS (zapłon samoczynny), ze względu na wysoką liczbę cetanową (wyższą od oleju napędowego) [18, 19, 20]. Może być produkowany zarówno z kopalnych źródeł, jak również z wykorzystaniem odnawialnych źródeł energii – biomasy, biometanolu. Wtedy posiada cechy biopaliwa przyczyniając się do wzrostu udziału paliw alternatywnych, produkowanych z odnawialnych źródeł energii. Dostrzega się również możliwości wykorzystania DME w silniku z zapłonem iskrowym, jako mieszaniny z LPG (skroplona mieszanina propanu i butanu), ze względu na podobne właściwości fizykochemiczne tych dwóch paliw [21, 22, 23]. Samodzielne zastosowanie DME w silniku ZI (zapłon iskrowy) nie jest możliwe, ze względu na skłonność do samozapłonu – brak możliwości kontroli procesu spalania. Przy zastosowaniu mieszaniny z LPG, wykorzystuje się ten sam system zasilania gazem, jak w przypadku zasilania czystego LPG, co znacząco ogranicza koszt takiej aplikacji.

Badania mieszanin LPG/DME potwierdzają również możliwość spełnienia obowiązujących norm emisji spalin w samochodzie z silnikiem ZI, przy zachowaniu podobnych właściwości trakcyjnych [24, 25, 31]. Wyniki zrealizowanych badań wskazują na możliwość zwiększenia udziału DME w mieszaninie do 30% masy. Takie paliwo może być również stosowane w systemach zasilania wtrysku fazy ciekłej [26, 31]. Dodatkowym atrybutem DME jest fakt, że może stanowić ono element łańcucha paliwowego, opartego na wykorzystaniu, tzw. zielonego

wodoru [27, 31]. W tym systemie, DME jest produktem otrzymanym z wykorzystaniem H₂ i CO₂. Podstawowy atrybut to uzyskanie wysokoenergetycznego paliwa, którego magazynowanie i dystrybucja są znacznie mniej energochłonne, niż w przypadku wodoru. Dodatkowo, pojawia się też możliwość wtórnego zagospodarowania emitowanego CO₂ [28, 31]. Z uwagi na powyższe aspekty, badania nad wykorzystaniem DME, w różnych gałęziach gospodarki, są intensywnie prowadzone. Wykorzystanie DME jako paliwa, wymaga jednak poznania procesu spalania oraz jego produktów, w odniesieniu do parametrów użytkowych silnika [29, 30, 31], stąd podjęto niniejszy temat pracy.

2. Mieszanki paliw gazowych

2.1. Kryteria oceny paliw

W zakresie transformacji energetycznej i ogólnej dekarbonizacji badane są różne paliwa alternatywne jako potencjalne substytuty konwencjonalnych paliw kopalnych. Określono kryteria przydatności paliw, które decydują w praktyce o wykorzystaniu paliwa na szerszą skalę.

Omówiono szczegółowo następujące kryteria:

Kryterium dostępności

Definiuje z jakiego surowca będzie produkowane paliwo – czy z wykorzystaniem nośników kopalnych czy źródeł odnawialnych, jeśli z obu źródeł to w jakich proporcjach. Ocenie podlega dostępność substratów, możliwa podaż, a także zdolność wytwarzania. Ocena uwzględnia sposób produkcji uwzględniając istniejące już linie produkcyjne. Kryterium pozwala określić również czy wytwarzanie paliwa wpływa korzystnie na bezpieczeństwo energetyczne. Dotyczy to oceny stopnia uzależnienia od innych państw w przypadku importu surowca, a także sytuacji geopolitycznej [2].

Kryterium ekonomiczności

Ocenia jakie są koszty produkcji oraz dystrybucji paliwa. Na koszty produkcji, składa się koszt surowca, a także energii potrzebnej do procesu produkcyjnego. Istotnym jest, czy produkcja paliwa będzie się odbywała za pośrednictwem już istniejących linii technologicznych, jaki będzie koszt ewentualnej modernizacji lub czy wymagane będzie uruchomienie nowych linii technologicznych. Ważnym elementem w kryterium ekonomiczności jest również uwzględnienie kosztów ewentualnego zwiększenia zdolności produkcyjnych [2].

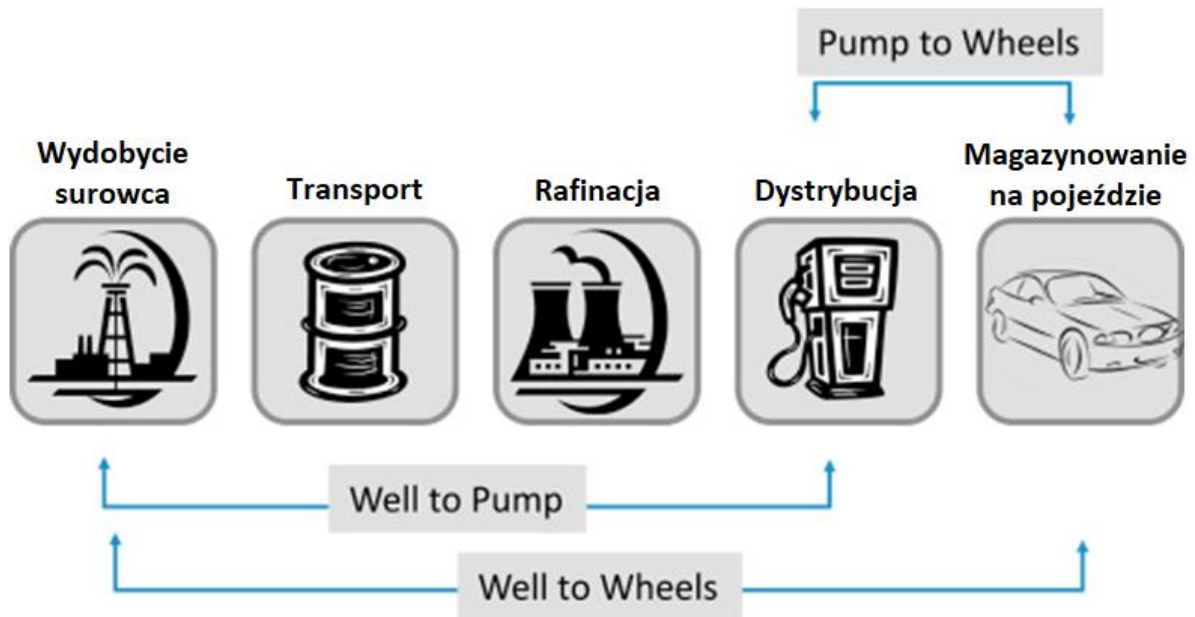
Kryterium akceptacji

Określa jaki będzie wpływ paliwa na efekt cieplarniany. Dotyczy również akceptacji przez użytkowników. Punktem odniesienia są stosowane paliwa konwencjonalne, do których użytkownicy porównują sposób i czas tankowania, obsługi pojazdu, a także możliwy maksymalny zasięg przy pełnym zbiorniku. Dodatkowym motywem stosowania nowego paliwa, mogą być wprowadzone ulgi podatkowe oraz nieograniczony wjazd do Stref Czystego Transportu [2].

Kryterium oddziaływania na środowisko

Ocenia czy paliwo stanowi zagrożenie dla człowieka i zwierząt. W przypadku wykorzystania paliw, bierze się przede wszystkim pod uwagę emisję składników toksycznych spalin i CO₂.

Dodatkowo analizuje się jaki wpływ na środowisko ma jego dystrybucja, zgodnie z filozofią „Well to tank” [10] (rysunek 2.1).



Rys. 2.1. Ocena przydatności paliw alternatywnych ze względu na ogół emisji w rozumieniu „WTW”[40]

Kryterium technologiczne

Ocenia opracowaną technologię do wytwarzania paliwa w tym przede wszystkim jej sprawność w przetwarzaniu surowca. Ponadto określa się możliwości wykorzystania ewentualnych odpadów lub sposobu ich magazynowania. Jeśli istnieją już skomercjalizowane technologie, to koszty produkcji nowego paliwa będą niższe [2].

Kryterium uniwersalności

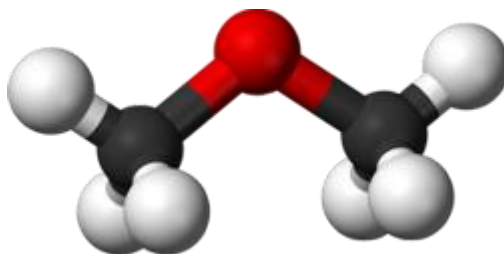
Określa, czy paliwo umożliwi wszechstronne zastosowanie – zarówno w transporcie drogowym jak i w gospodarstwie domowym, na przykład jako źródło ogrzewania. Dodatkowo bierze się pod uwagę czy jest możliwość produkcji paliwa z różnych surowców. [2]

Wydaje się, że obecnie nie ma możliwości określenia jednego paliwa alternatywnego, które mogłoby w sposób kompletny zaspokoić potrzeby rozwijającej się gałęzi transportu, jednocześnie zastępując benzynę i olej napędowy. Transformacja energetyczna oraz zaostrzające się legislacje w kwestii emisji spalin, wymusiły rozwój całego rynku motoryzacyjnego, który umożliwił bardziej zrównoważony rozwój różnych typów napędu. To z kolei spowodowało dywersyfikację wykorzystywanych paliw, co sprzyja również rozwijaniu mieszanin paliw gazowym, tym bardziej jeśli ich zastosowanie posiada korzystny aspekt ekologiczny – wykorzystanie paliw niskowęglowych, a także biosurowców do produkcji.

Stosowanie takich paliw w oparciu o istniejące systemy zasilania paliwami gazowymi, może przyczynić się do zmniejszenia śladu węglowego nie tylko nowych pojazdów, ale również pojazdów na rynku wtórnym, które pierwotnie były zasilane benzyną. W związku z powyższym ocena nowego paliwa jest złożona i nie zawsze jednoznaczna.

2.2. Eter dimetylowy

Eter dimetylowy ($\text{CH}_3\text{-O-CH}_3$) to eter najprostszej formuły chemicznej. Jest gazem bezbarwnym o charakterystycznym zapachu (rysunek 2.1). Jego właściwości fizykochemiczne są zbliżone do LPG (porównanie właściwości w tabeli nr 2.1 i 2.2), w związku z tym istnieje możliwość wytworzenia mieszaniny tych dwóch paliw. DME ma obojętne działanie na środowisko przez co jest uznawany za czyste paliwo. Nie wpływa w sposób szkodliwy na stan zdrowia ludzi, nie wykazuje właściwości kancerogennych czy mutagennych. Stosowany jest głównie do zasilania silników ZS ze względu na wysoką liczbę cetanową. Spalany, nie powoduje emisji tlenków siarki czy cząstek stałych. Podczas magazynowania jest chemicznie stabilny. Współczynnik dyfuzji oraz niebezpieczeństwo eksplozji zbiornika podczas ogrzewania, stanowi podobne zagrożenie jak w przypadku LPG.[4] Najczęściej jest magazynowany w zbiornikach stalowych, w postaci ciekłej, pod ciśnieniem powyżej 0,6 MPa. [2, 3]



Rys. 2.1. Schemat cząsteczki DME [1]

Tabela 2.1. Wybrane właściwości fizykochemiczne DME [3]

Właściwości	Wartość	Jednostka
Względna masa cząsteczkowa	46,07	-
Zawartość węgla	52,2	% [m/m]
Zawartość tlenu	34,8	% [m/m]
Zawartość wodoru	13,0	% [m/m]
Barwa	bezbarwny	-
Stan skupienia	gaz	-
Rozpuszczalność w metanolu, etanolu	rozpuszczalny	-

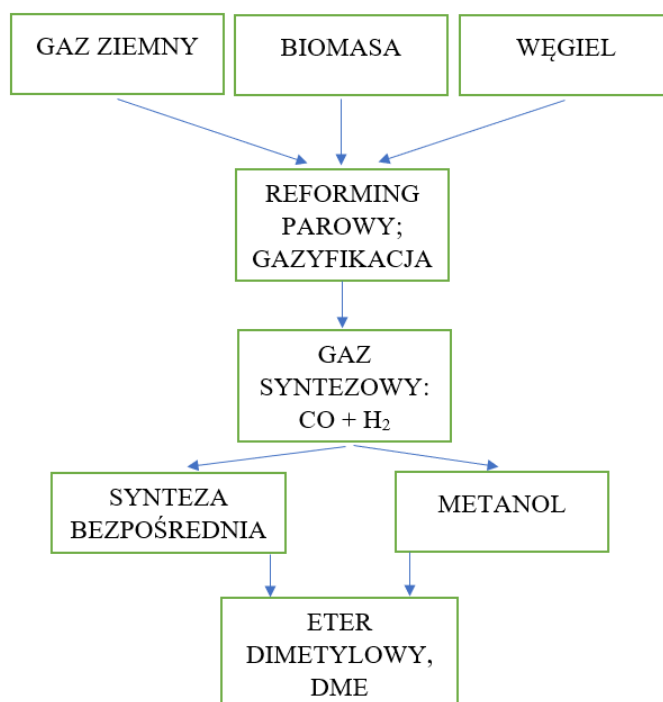
Rozpuszczalność w wodzie w 20°C	$3,28 \times 10^3$	[kg/m ³]
UN nr	UN 1033	-
CAS nr	115-10-6	-

Tabela 2.2. Wybrane właściwości fizykochemiczne DME, propanu i n-butanu [2]

Właściwość	DME (CH ₃) ₂ O	Propan C ₃ H ₈	N-butan C ₄ H ₁₀	Jednostki
Gęstość gazu skroplonego	667	582	579	[kg/m ³]
Masa cząsteczkowa	46,07	44,1	58,12	[g/mol]
Ciśnienie parowania	530	830	210	[kPa]
Ciepło parowania	467	370	358	[kJ/kg]
Temperatura wrzenia	-25	-42	-0,5	[°C]
A/F	9	15,7	15,46	[kg/kg]
Dolna wartość opałowa LHV	28,8	46,4	48	[MJ/kg]
Liczba cetanowa	55-60	5	10	-
Liczba oktanowa	niewymierzalna	112	88,9	-

DME jest wytwarzane z gazu syntezowego (CO+H₂) metodą syntezy pośredniej (przez metanol) lub syntezą bezpośrednią (rysunek 2.2.). Można go produkować przez gaz syntezowy [4] z surowców:

- biometanol
- biogaz
- biomasa
- węgiel kamienny
- gaz ziemny
- węgiel brunatny
- łupki bitumiczne
- odpady komunalne
- odpady z tworzyw sztucznych [3]

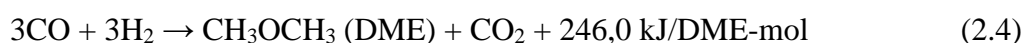


Rys. 2.2. Sposoby otrzymywania DME [3]

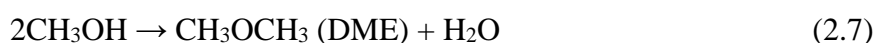
Gaz syntezowy, który otrzymuje się podczas reformingu parowego z wielu surowców oraz biosurowców, można wykorzystać do bezpośredniej syntezy DME. Proces produkcji to składa się z trzech reakcji (2.1-2.3). Połączenie tych reakcji, odbywają się w jednym reaktorze. [5]



Przebieg sumaryczny procesu (4) [5]:



W przypadku syntezy pośredniej, proces odbywa się w dwóch oddzielnych etapach. W pierwszym etapie przeprowadza się proces syntezy metanolu (2.5, 2.6), a następnie przez jego odwodnienie otrzymuje się DME (2.7). Jednocześnie następuje proces konwersji tlenku węgla oraz wody (2.8). Reakcje syntezy pośredniej – przez metanol, przedstawiono w reakcjach 2.5-2.8 [3].



Mimo, że DME nie występuje w zasobach naturalnych, możliwa jest jego produkcja z kopalnych źródeł energii oraz biomasy, biometanolu bądź biogazu. Dzięki temu nie ma bezpośrednich ograniczeń w źródłach jego pozyskiwania. Rozwijające się technologie produkcji DME z biomasy, mają korzystny wpływ na dostępność tego paliwa, a także na jego cenę. Wykorzystanie odpadów z produkcji rolnej, leśnej, a także odpadów z przemysłu celulozowego przyczynia się do zmniejszenia śladu węglowego w całym cyklu życia paliwa, zgodnie z filozofią Well to Wheel. Produkcja DME z wykorzystaniem takich surowców, pozwala uznać ten związek za biopaliwo (BioDME). [6]

Wykorzystanie BioDME jako paliwa w transporcie samochodowym, może zmniejszyć emisję GHG (gazów cieplarnianych) o 92 – 95 % w zależności od zastosowanego surowca [3,7], przy porównywalnych parametrach użytkowych jak w przypadku oleju napędowego.

2.3. Zastosowania DME jako paliwa w mieszaninie z LPG

Analiza badań literaturowych na temat wykorzystania DME w jednoznaczny sposób wskazuje, że znajduje ono zastosowanie w wielu gałęziach gospodarki. Dimetyloeter ze względu na swoją uniwersalność może być uznany również za pełnowartościowe paliwo alternatywne do silników spalinowych. Zawdzięcza to swoim właściwościom fizykochemicznym, jako przyjazdy dla środowiska, nietoksyczny, biodegradowalny produkt. DME może być wytwarzane z gazu ziemnego, węgla lub biomasy. Jako paliwo syntetyczne jest uważane za doskonały zamiennik konwencjonalnego oleju napędowego i LPG.

W ciągu ostatnich dwóch dziesięcioleci pojawiło się wiele zastosowań eteru dimetylowego. Przed 1990 rokiem używano go komercyjnie, jedynie jako propelent w aerozolach. Obecnie znalazł on zastosowanie w gospodarstwach domowych, jako mieszanina z LPG do ogrzewania i gotowania w Indiach oraz Chinach [49, 52].

Wiele jednostek badawczych rozpoczęło badania, nad wykorzystaniem DME, w pierwszej kolejności w silniku ZS [44, 47, 48, 50, 57, 58, 59, 60], a następnie w silniku ZI. [41, 42, 43, 45, 46, 48, 51, 53, 54, 61] Właściwości tego paliwa pozwalają na zasilanie silnika ZS, ze względu na wysoką liczbę cetanową i niską temperaturę samozapłonu. Ponadto, jego prosta struktura chemiczna oraz zawartość tlenu w paliwie wpływają korzystnie na sprawność napełniania. Natomiast dobre właściwości palne, sprzyjają inicjacji zapłonu i wywiązywania energii w procesie spalania. W obecnych konstrukcjach układu paliwowego, wykorzystujących układ common-rail, zastosowanie paliwa jakim jest DME, jest możliwe po niewielkich modyfikacjach. Wynika to z faktu, iż paliwo to ma mniejszą gęstość oraz lepkość w porównaniu

z olejem napędowym, co może powodować gorsze smarowanie układu paliwowego. Podczas zasilania DME elementy układu, są narażone na korozję. [44, 47]. Korzyści płynące z zastosowania tego paliwa, to niższa emisja HC, CO oraz cząstek stałych. Wynika to między innymi z mniejszego udziału węgla (struktura molekularna) w paliwie oraz z wcześniejszym zapłonem w porównaniu do oleju napędowego. Ze względu na bardzo niską emisję cząstek stałych podczas spalania DME, możliwy jest wysoki wskaźnik recyrkulacji spalin (EGR) w celu zmniejszenia emisji tlenków azotu [50, 59, 60].

Konkretne rozwiązania aplikacyjne dotyczą głównie silników ZS, ale w okresie kilku ostatnich lat podjęto próby zasilenia silnika ZI. Wysoka liczba cetanowa, uniemożliwia zastosowanie DME jako paliwa zamiennego, natomiast nadaje się ono do zasilenia silnika w postaci mieszaniny z benzyną [43, 45, 46, 48, 51, 53, 54, 61] lub LPG [41, 42].

Przeprowadzone badania w zespole Changwei Ji, Chen Liang, Shuofeng Wang [46] wykazały, iż stosowanie eteru dimetylowego w postaci mieszaniny z benzyną, poprawia wydajność cieplną oraz stabilność spalania, jednocześnie obniżając emisję NO_x i HC – dla udziału DME do 10%. Badania przeprowadzono w warunkach stechiometrycznych [46]. Wcześniejsze badania, prowadzone w zespole reprezentowanym przez Changwei Ji dowiodły, że mieszanina benzyny z niewielką ilością eteru dimetylowego, poprawia osiągi silnika ZI przy zasilaniu mieszkankami ubogimi. Wnioski płynące z tej pracy, określiły konieczność dalszych badań przy różnych wyprzedzeniach zapłonu. Ponadto dodanie eteru dimetylowego spowodowało wzrost średniego ciśnienia efektywnego [45]. Ostatnie badania zespołu Lei Shi, Changwei Ji, Shuofeng Wang, Teng Su, Xiaoyu Cong, Du Wang, Chuanqi Tang rozszerzono o eksperyment zasilenia silnika ZI mieszaniną DME z benzyną przy wtrysku bezpośrednim. Wyniki pokazały, że zastosowanie mieszaniny do zasilenia silnika z wtryskiem bezpośrednim polepszyły osiągi w zakresie mieszanek ubogich, tym samym zmniejszając niepowtarzalność procesu spalania w kolejnych cyklach pracy, co w efekcie zmniejszyło emisję HC, NO_x oraz cząstek stałych [51].

Interesującym zagadnieniem badanym przez Changwei Ji, wraz z zespołem, w tematyce wykorzystania mieszanin DME, było zasilenie silnika ZI w celu ułatwienia jego rozruchu w niskich temperaturach. W rezultacie przeprowadzonych badań eksperymentalnych, stwierdzono znaczne obniżenie emisji CO i NO_x w porównaniu do zasilania silnika benzyną. Dodatkowo średnie ciśnienie efektywne zwiększyło się w początkowych cyklach pracy [53].

Zespół badaczy Seokhwan Lee, Seungmook Oh, Young Choi, przeprowadził badania eksperymentalne silnika ZI zasilanego mieszaniną technicznego LPG z DME. W pracy badano parametry pracy silnika oraz emisję (HC, CO, NO_x), a także stabilność pracy silnika dla dwóch

prędkości obrotowych silnika 1800 i 3600 obr/min. Wyniki wykazały, że stabilna praca silnika była możliwa przy mieszaninie z udziałem masowym DME do 20%. Ponadto wykazano, że przy zasilaniu mieszaniną z udziałem DME do 10%, moc silnika była porównywalna jak w przypadku zasilania czystym LPG. Wykazało że emisję węglowodorów i tlenków azotu uległy nieznacznemu zwiększeniu przy stosowaniu mieszaniny paliwowej, przy niskich prędkościach obrotowych silnika. Powyżej mieszaniny z udziałem DME 10%, moc silnika zmniejszyła się, a zużycie paliwa wzrosło, ponieważ zawartość energii w DME jest niższa niż w przypadku LPG. Ponadto ze względu na zbyt małą liczbę oktanową, zaobserwowano tendencję do niekontrolowanego zapłonu mieszanki. Autorzy we wnioskach stwierdzili, że mieszanina LPG z DME (o udziałach masowych do 10%), może być wykorzystywana jako paliwo alternatywne do zasilania silnika ZI [42].

Dalsze badania wykonane przez Seokhwan Lee z zespołem, dotyczyły pojazdu z silnikiem ZI zasilanego mieszaniną LPG z DME (o udziale 20%) jednak przy różnych proporcjach propanu i butanu. Określono, że moc silnika była wyższa przy zasilaniu mieszaniną DME i propanu, aniżeli DME i butanu, ze względu na większą liczbę oktanową propanu. Pojazd zbadano na stanowisku hamowni podwoziowej, według cyklu jezdny FTP-75. Nie stwierdzono znaczących różnic w emisji oraz zużyciu paliwa przy zasilaniu paliwem o równych udziałach propanu i butanu oraz udziale DME 20%. Autorzy sformułowali wnioski, w których wskazali, że zarówno mieszanina o udziale masowym butanu 80% i DME 20% oraz butanu 56%, propanu 24%, DME 20% mogą stanowić w pełni wartościowe paliwo alternatywne do silnika ZI [41].

Wyżej wymienione badania silnika ZI zasilanego mieszaniną paliw LPG+DME przeprowadzono jedynie dla maksymalnych obciążeń oraz bez zmiany nastaw zapłonu. To sprawa, że niniejsza praca, może stanowić nie tylko weryfikację aktualnego stanu wiedzy, ale również kontynuację badań wykorzystania mieszanin paliw gazowych do zasilania silników spalinowych ZI.

W ciągu ostatnich kilku lat, wiele ośrodków badawczych podjęło tematykę poza silnikowego procesu spalania mieszanin LPG+DME, co świadczy o rosnącym zainteresowaniu tego paliwa [62 – 66]. Głównym sektorem wykorzystania dimetyloeteru jest transport [55, 56, 58].

3. Cel i zakres pracy

Zasadniczym celem pracy jest wykazanie, że mieszaniny paliw gazowych mogą pełnić rolę pełnowartościowego paliwa w silnikach ZI, wykorzystywanych do napędu środków transportu. Potwierdzenie przydatności tego rodzaju paliwa określa się w oparciu o analizę wyników badań eksperymentalnych, ukierunkowanych na kilka zasadniczych aspektów, które cechują pracę silnika spalinowego. Cele cząstkowe, składające się na realizację celu głównego, obejmują:

1. Zbadanie wpływu wielkości udziału DME w mieszaninie z LPG, na moc silnika.
2. Pomiar zużycia paliwa, przy zasilaniu silnika mieszaninami paliwowymi o zmiennych proporcjach LPG/DME.
3. Analizę zmian ciśnienia indykowanego i granic procesu spalania przy zasilaniu mieszaninami o różnych udziałach składników.
4. Porównanie parametrów dynamicznych pojazdu zasilanego mieszaninami z udziałem DME, w stosunku do wartości osiąganych przy zasilaniu LPG.
5. Określenie możliwości poprawy parametrów użytkowych silnika zasilanego mieszaninami LPG/DME poprzez korektę kąta wyprzedzenia zapłonu.

Do osiągnięcia założonego celu pracy, zaplanowano przeprowadzić cykl badań na wybranym przykładzie pojazdu samochodowego z silnikiem ZI, fabrycznie zasilanego benzyną, który został przystosowany do zasilania paliwem gazowym LPG.

Cykl badawczy obejmował pomiar mocy, pomiar zużycia paliwa, rejestrację przebiegu ciśnienia wewnątrz cylindra oraz pomiar stężenia składników spalin, pojazdu zasilanego mieszaninami paliw gazowych LPG i DME o różnych udziałach masowych. Pomiar wykonano dla wybranych prędkości obrotowych (2000, 2500, 3000 obr/min) oraz dla sześciu stopni obciążenia silnika (21, 33, 48, 69, 90, 100%), co umożliwiło wyznaczenie parametrów użytkowych w całym zakresie jego pracy. Do realizacji obciążeń częściowych posłużył autorski przyrząd [32], który został wykonany indywidualnie w oparciu o charakterystykę kąta uchylecia przepustnicy silnika wybranego pojazdu.

Pierwszy etap pracy polegał na skonstruowaniu stanowiska do wytwarzania mieszanin paliw gazowych w oparciu o projekt [33]. Stanowisko umożliwiło bezpieczne i szybkie wytworzenie mieszaniny LPG+DME o dowolnych proporcjach.

Drugi etap obejmował przeprowadzenie badań wstępnych, które umożliwiły wytypowanie mieszaniny do badań zasadniczych. Realizacja tych badań pozwoliła przede wszystkim określić mieszaninę o możliwie maksymalnym udziale masowym DME, przy zasilaniu której, praca

silnika była prawidłowa, tzn. proces spalania był kontrolowany zgodnie z zadanym kątem wyprzedzenia zapłonu.

Etap zasadniczych badań doświadczalnych, realizowano w Wydziale Transportu i Inżynierii Lotniczej Politechniki Śląskiej, w laboratorium Badań Napędów Pojazdów, z wykorzystaniem stanowiska hamowni podwoziowej. Hamownia obciążeniowa umożliwiła realizację badań przy symulacji obciążeń drogowych, dla wybranych punktów pomiarowych, dając w pełni powtarzalne warunki pomiaru. Przed każdą serią badań, wytwarzano mieszaninę w oparciu o przyjęte założenia. Równoległe z pomiarem mocy, mierzono chwilowe zużycie paliwa, a także rejestrowano ciśnienie wewnątrz cylindra. Badania stężeń składników spalin, zrealizowano za pomocą wieloskładnikowego analizatora, dla dwóch prędkości obrotowych bez obciążenia silnika.

Ostatni etap prac obejmował opracowanie oraz analizę zebranych danych pomiarowych. Oprócz porównania wyników mocy, zużycia paliwa oraz stężeń składników spalin, wyznaczono próbkę reprezentatywną dla każdego punktu pomiarowego, na podstawie której wyznaczono średnie ciśnienie indykowane. Ponadto przeprowadzono identyfikację granic procesu spalania w oparciu o model, a także obliczono sprawność ogólną. Za pomocą powyższego wskaźnika, porównano efektywność konwersji energii w postaci mieszanin paliw gazowych, dla badanego środka transportu.

Sformułowano następującą tezę pracy:

Wykorzystanie DME jako składnika mieszaniny paliwowej z LPG umożliwia utrzymanie parametrów użytkowych silnika na zbliżonym lub wyższym poziomie w pełnym zakresie jego pracy.

Hipotezy pomocnicze:

- Kompensację obniżenia wartości opałowej ładunku można uzyskać poprzez korektę kąta wyprzedzenia zapłonu
- Zbliżone właściwości fizykochemiczne LPG i BioDME umożliwiają zastosowanie mieszaniny tych dwóch paliw w istniejących systemach zasilania LPG – aspekt użytkowy

Realizację przyjętego zakresu działań, przedstawiono na schemacie blokowym (rys. 3.1.):

Funkcja rozdziału	Tytuł rozdziału i zawartość	Numer rozdziału	
Wstęp i geneza pracy	<p>Wstęp i ogólna charakterystyka pracy</p> <ul style="list-style-type: none"> – Kryteria oceny paliw – Mieszanki paliw gazowych jako paliwa alternatywne do zasilania silników ZI w środkach transportu – Charakterystyka paliwa DME 	1, 2	
Analiza stanu wiedzy i postawienie problemu	<p>Kierunki zmian w grupie paliw wykorzystywanych do napędu środków transportu</p> <ul style="list-style-type: none"> – Zastosowanie paliw niskowęglowych – obniżenie udziału węgla w paliwie, a w konsekwencji w produktach spalania – Zastosowanie paliw odnawialnych – ograniczenie emisji CO₂ w odniesieniu do całego cyklu życia paliwa 	1, 2	
Teza pracy	<p>Cel, zakres oraz teza pracy</p> <p>Określenie składu wybranych mieszanin, w pełnym zakresie zmian parametrów regulacyjnych i warunków pracy badanego silnika/pojazdu</p> <p>Teza pracy: Wykorzystanie DME jako składnika mieszaniny paliwowej z LPG umożliwia utrzymanie parametrów użytkowych silnika na zbliżonym lub wyższym poziomie w pełnym zakresie jego pracy.</p>	3	
Badania analityczne i eksperymentalne	<p>Badania eksperymentalne</p> <ul style="list-style-type: none"> – Badania wstępne – wyznaczenie minimalnego oraz maksymalnego udziału DME w mieszaninie – Wytworzenie mieszanin paliw gazowych – Przeprowadzenie badań pojazdu na hamowni podwoziowej przy obciążeniach częściowych – Rejestracja ciśnienia wewnątrz cylindra (ciśnienie indykowane) – Badania zużycia paliwa, mocy oraz momentu dla wybranych prędkości obrotowych, obciążenia, korekty KWZ – Badania dynamiki pojazdu – Badania stężenia składników spalin 	<p>Badania modelowe</p> <ul style="list-style-type: none"> – Model analizy wykresu indykatorowego : identyfikacja procesu spalania – początków oraz długości trwania 	4, 5
Weryfikacja słuszności tezy pracy	<ul style="list-style-type: none"> – Wyznaczenie próbki reprezentatywnej ciśnienia indykowanego dla każdego punktu pomiarowego – Porównanie IMEP dla każdego punktu pomiarowego – Identyfikacja procesu spalania – Obliczenie sprawności ogólnej badanego silnika 	5	
Wnioski	<p>Podsumowanie i kierunki dalszych badań</p> <ul style="list-style-type: none"> – wnioski – kierunki dalszych badań 	6	

Rys. 3.1. Układ pracy wraz ze schematem postępowania

4. Metodyka badań

4.1. Przedmiot badań

Jednym z najważniejszych etapów prac, przed przystąpieniem do każdej serii badań, było przygotowanie mieszaniny paliwowej LPG/DME. Paliwem wyjściowym wykorzystywanym podczas badań było LPG techniczne (mieszanina propanu i butanu w proporcjach 1:1). Kolejnymi paliwami, którymi został zasilany pojazd, były mieszaniny LPG technicznego z DME o udziałach masowych: 7, 11, 14, 17, 21, 26, 30 %. Przyjęte udziały DME, pierwotnie określono na podstawie przeprowadzonej analizy stanu wiedzy – realizowanych badań w innych jednostkach, a następnie uzupełniono je po wykonaniu wstępnych badań własnych dla wybranego obiektu.

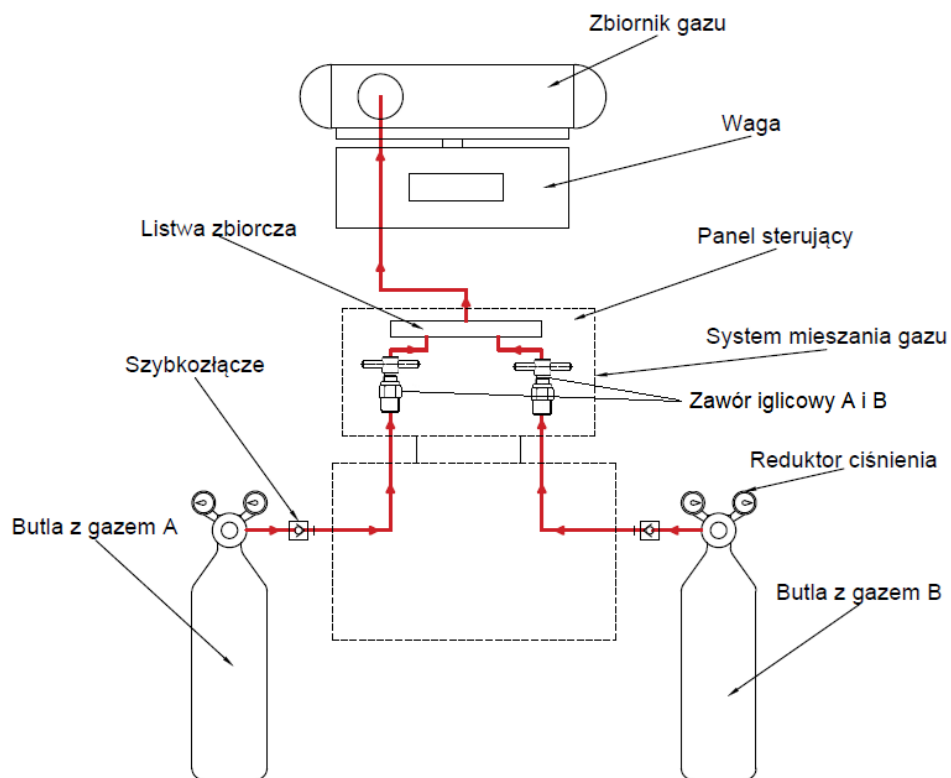
4.1.1. Stanowisko do wytwarzania mieszanin paliw gazowych

Ze względu na potrzebę aplikacji mieszanin o różnym składzie, zgodnie z przyjętą metodyką badań, zaprojektowano oraz wykonano stanowisko do wytwarzania mieszanin (rys. 4.1, 4.2, 4.3). Umożliwiło ono bezpieczne i szybkie przygotowanie wybranych mieszanin, bezpośrednio przed prowadzoną serią badań. Pomiar ilości składników, wykorzystywanych w procesie wytwarzania mieszaniny, mierzono w sposób wagowy. Głównymi elementami stanowiska są:

- zbiorniki z paliwami gazowymi – składniki mieszaniny
- reduktory ciśnienia
- przewody elastyczne
- szybkozłącza
- zawory iglicowe
- manometry
- listwa zbiorcza
- waga platformowa tensometryczna
- zbiornik na mieszaninę

Za pomocą reduktorów zainstalowanych na zaworach butli A i B (rys. 4.1.), regulowano ciśnienie paliwa na wejściu do stanowiska. Wartość ciśnienia dla każdej sekcji (A i B) mierzono za pomocą manometrów sprężynowych, które umieszczono przed zaworami. Kontrola ciśnienia była konieczna ze względu na weryfikację poprawności działania reduktorów, a także w celu identyfikacji zbyt niskiego ciśnienia spowodowanego brakiem paliwa w zbiorniku.

Zastosowanie zaworów iglicowych umożliwiło dokładne sterowanie przepływem paliwa. Ilość przepływającego ładunku jest zależna od stopnia uchylenia iglicy zaworu. W związku z tym niewielkie uchylenia, umożliwiły przepływ minimalnych ilości paliwa, co znacznie poprawiło precyzję wytwarzania mieszaniny zgodnie z obliczonymi proporcjami. Trzeci manometr zainstalowany na panelu sterującym, wskazywał ciśnienie w listwie zbiorczej, w której przepływ paliwa do zbiornika regulowano osobnym zaworem.



Rys. 4.1. Schemat koncepcji stanowiska do wytwarzania mieszanin paliwowych

W końcowej wersji zamontowano dodatkowy zawór i manometr na linii wypływu mieszaniny paliwowej ze zbiornika. Zwiększyło to funkcjonalność urządzenia.



Rys. 4.2. Rysunek w programie graficznym ramy stanowiska z panelem sterującym



Rys. 4.3. Kompletnie stanowisko do wytwarzania mieszanin paliwowych

4.1.2. Obliczenie udziału składników w mieszaninie paliwowej

Do obliczenia udziałów masowych poszczególnych paliw posłużyły wzory:

Wyznaczenie udziału procentowego mieszaniny:

$$A = \frac{m_A}{m_F} \times 100\% \quad (4.1)$$

Wyznaczenie masy składnika w mieszaninie o określony stężeniu:

$$m_A = \frac{m_B \times A}{100\% - A} \quad (4.2)$$

Ilość składnika w mieszaninie o określonym stężeniu.

$$m_B = \frac{m_f \times (100\% - A)}{100\%} \quad (4.3)$$

m_A – masa pierwszego składnika [g]

m_B – masa drugiego składnika [g]

m_f – masa mieszaniny [g]

A – udział procentowy [%]

4.1.3. Procedura wytwarzania mieszanin

Wytwarzanie mieszanin polegało na zatankowaniu paliw gazowych do wspólnego zbiornika. W pierwszej kolejności podłączano zbiorniki do stanowiska za pomocą przewodów. Jeden zbiornik na mieszaninę na wyjściu ze stanowiska oraz dwa z paliwami (składnikami mieszaniny) na wejściu. Zbiornik na gotową mieszaninę umieszczano na wadze platformowej, a następnie tarowano wskazania, co w dalszym kroku umożliwiało pomiar masy wytwarzanej mieszaniny. Za pomocą reduktorów ciśnienia umieszczonych na zaworach butli A i B (rys. nr 4.1.) ustalano maksymalne ciśnienie z którym gaz w formie ciekłej przepływał do zbiornika na wadze. Po kontroli ciśnienia podłączonych zbiorników, rozpoczynano tankowanie pierwszego składnika mieszaniny, który stanowił większy udział obliczonej mieszaniny. Po zatankowaniu pierwszego składnika, zakręcano zawory na wejściu oraz wyjściu ze stanowiska, a następnie otwierano przepływ drugiego składnika, kontrolując wskazania na wyświetlaczu wagi. Po uzyskaniu wymaganych proporcji, zakręcano wszystkie zawory. Gotowy zbiornik z mieszaniną łączono z instalacją gazową badanego pojazdu. W tabeli 4.1 przedstawiono obliczone proporcje składników mieszaniny.

Tabela 4.1. Udziały masowe poszczególnych mieszanin.

Mieszanina	Udział masowy LPG	Udział masowy DME	Masa LPG	Masa DME	Masa mieszaniny
7 % DME	93 %	7 %	5580 g	420 g	6000 g
11 % DME	89 %	11 %	5340 g	660 g	6000 g
14 % DME	86 %	14 %	5160 g	840 g	6000 g
17 % DME	83 %	17 %	4980 g	1020 g	6000 g
21 % DME	79 %	21 %	4740 g	1260 g	6000 g
26 % DME	74 %	26 %	4440 g	1560 g	6000 g
30 % DME	70 %	30 %	4200 g	1800 g	6000 g

4.2. Obiekt badań

Obiektem badań był samochód marki Opel Astra F z silnikiem spalinowym o zapłonie iskrowym. Pojazd ten należy do grupy samochodów osobowych klasy kompaktowej. Silnik pojazdu o oznaczeniu X16SZR to 4-cylindrowa rzędowa jednostka z pojedynczym wałkiem rozrządu (SOHC) z dwoma zaworami na cylinder. Pojazd przystosowano do zasilania paliwem

gazowym, wykorzystując instalację do wtrysku fazy gazowej produkowaną przez firmę Tartarini – model Etagas w wersji LPG. Podczas zasilania paliwem alternatywnym, instalacja dawkuje paliwo symultanicznie do kanałów dolotowych.



Rys. 4.4. Pojazd na stanowisku badawczym

Instalacja składa się z takich elementów jak: przyłącze przewodu zbiornika, elektrozawór z filtrem paliwa, reduktor/regulator ciśnienia, dystrybutor/rozdzielacz paliwa z wtryskiwaczami, sterownik, zbiornik na paliwo gazowe z wielozaworem, przewody paliwa, przewody cieczy chłodzącej. Ze względu na charakter badań – wykorzystanie mieszanin paliw gazowych o różnych udziałach, zbiornik paliwa wchodzący w skład instalacji gazowej, nie został zamontowany w pojeździe. Jego umiejscowienie na zewnątrz pojazdu, ułatwiło proces wytwarzania mieszanin, do którego wykorzystywano osobne stanowisko z wagą platformową. Podczas prowadzenia badań, silnik pojazdu zasilany był mieszaniną zmagazynowaną w zbiorniku, który połączony był z przyłączem instalacji za pośrednictwem miedzianego przewodu. Szczegółowe dane techniczne silnika badanego pojazdu przedstawiono w tabeli 4.2.

Tabela 4.2. Dane techniczne badanego silnika

Oznaczenie silnika	X16SZR
Liczba/układ cylindrów	4 R
Pojemność skokowa	1596 cm ³
Stopień sprężania	9,6
Średnica cylindra	79,0 mm

Skok tłoka	81,5 mm
Moc max.	55 kW
Obroty mocy max.	5200 obr/min
Moment obr. max.	128 N·m
Obroty momentu max.	2800/min

Jedyną zmianą wprowadzoną w budowę instalacji zasilania paliwem gazowym, była wymiana uszczelnień w reduktorze/regulatorze ciśnienia. Wynikała ona z niekorzystnego wpływu DME na stosowane seryjnie uszczelnienia gumowe.

Sposób zasilania silnika w mieszaninę za pośrednictwem wykorzystanej instalacji gazowej jest w pełni uniwersalny w przypadku wszystkich silników z zapłonem iskrowym, z układami zasilania bazującym na wtrysku paliwa do kolektora dolotowego (tzw. wtrysku pośrednim). Daje to możliwość implementacji powyższego rozwiązania w większości już eksploatowanych pojazdów, zasilanych fabrycznie benzyną w których powszechnie montowane są alternatywne systemy zasilania LPG.

4.3.Procedury badawcze

4.3.1. Pomiar mocy i momentu obrotowego na hamowni podwoziowej

W celu pomiaru mocy i momentu obrotowego badanego pojazdu, wykorzystano stanowisko hamowni podwoziowej znajdujące się w budynku Wydziału Transportu i Inżynierii Lotniczej, Politechniki Śląskiej. Hamownia typu obciążeniowego, marki Bosch, model FLA 203 umożliwiła pomiar mocy na kołach, mocy silnika pojazdu, prędkości pojazdu oraz przyspieszeń.

Przed umiejscowieniem obiektu badań na stanowisku, pojazd przeszedł podstawową weryfikację stanu technicznego polegającą na sprawdzeniu poziomu płynów eksploatacyjnych, sprawdzeniu poprawności działania układu napędowego, a także weryfikację ogumienia pojazdu w celu usunięcia ewentualnych zanieczyszczeń z bieżnika opon. Następnie pojazd został umieszczony na stanowisku – przednią osią między rolkami hamowni. Zgodnie z instrukcją producenta hamowni [36], przednia i tylna część pojazdu zostały spięte pasami z uchwytami zakotwionymi w posadce pomieszczenia. Przed rozpoczęciem każdej serii badań, korygowano ciśnienie powietrza w ogumieniu do wartości określonych przez producenta pojazdu. Badania rozpoczynano po ówczesnym rozgrzaniu silnika do nominalnej temperatury jego pracy. Podczas badań na hamowni podwoziowej, uruchamiano mechaniczny obieg

powietrza w pomieszczeniu laboratorium. Przed oraz za pojazdem umieszczano wentylator powietrza w celu odprowadzenia ciepła z chłodnicy, miski olejowej oraz układu wydechowego pojazdu. Na końcu układu wydechowego umieszczano wyciąg spalin.



Rys. 4.5. Przednia oś pojazdu na rolkach hamowni



Rys. 4.6. Pojazd na stanowisku z dodatkowym chłodzeniem układu wydechowego raz wyciągiem spalin

4.3.2. Pomiar ciśnienia wewnątrz cylindra

Silnik pojazdu wyposażono w aparaturę do pomiaru ciśnienia wewnątrz cylindra. W tym celu wykorzystano czujnik ciśnienia zespolony z świecą zapłonową Kistler 6121 wraz z wzmacniaczem ładunku Kistler 2613B. Dodatkowo na wale korbowym silnika zamontowano fotooptyczny znacznik położenia typu DPA Kistler. Wyżej wymieniona aparatura umożliwiła pomiar zmian ciśnienia w funkcji obrotu wału korbowego w jednym cylindrze. Akwizycję danych prowadzono za pomocą karty National Instruments PCI-6143 sterowanej programem opracowanym w środowisku LabView.



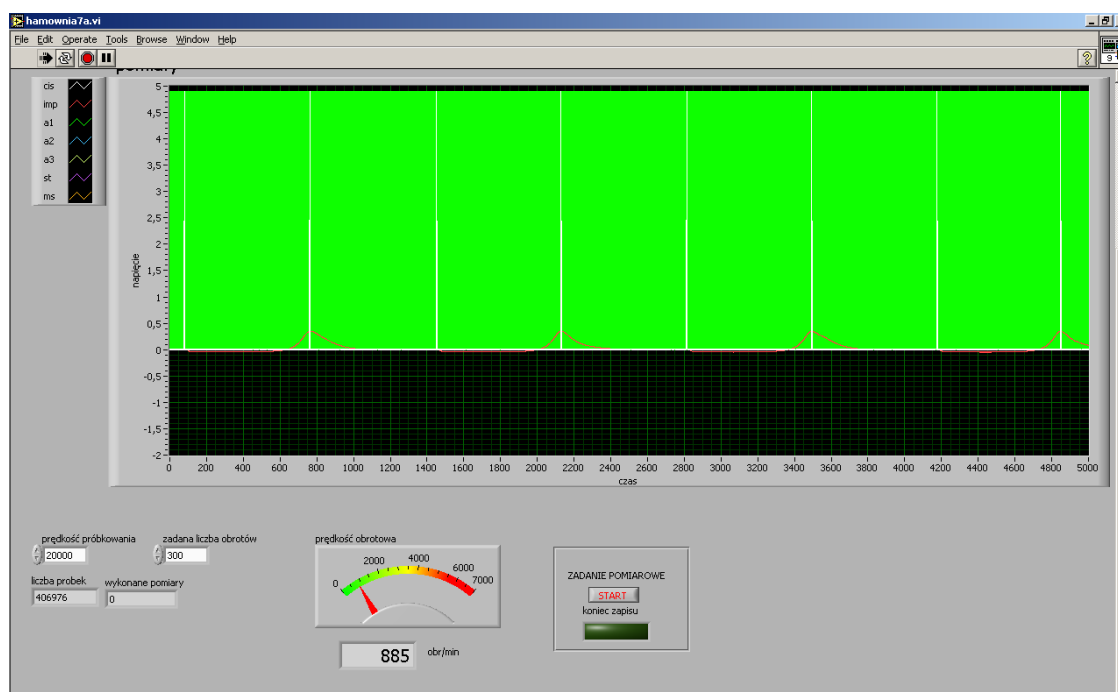
Rys. 4.7. Czujnik ciśnienia Kistler 6121 wbudowany w świecę zapłonową [39]



Rys. 4.8. Wzmacniacz ładunku 2613B Kistler [39]



Rys. 4.9. Znacznik z czujnikiem fotooptycznym Kistler 2613B



Rys. 4.10. Interfejs programu do akwizycji danych

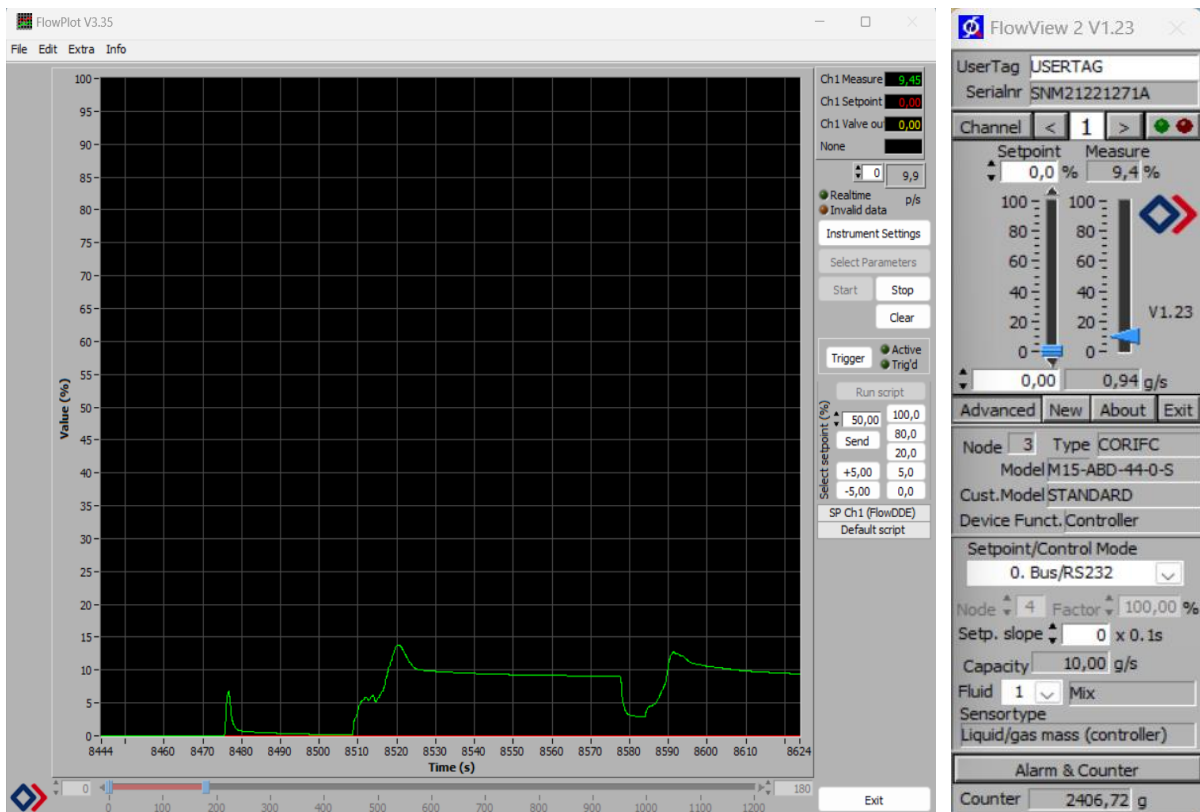
4.3.3. Pomiar masowego zużycia paliwa

W celu pomiaru zużycia paliwa wykorzystano przepływomierz masowy Coriolisa firmy Bronkhorst o zakresie pomiarowym od 300 do 30000 g/h. Został on umieszczony pomiędzy zbiornikiem gazu, a złączem w pojeździe. Wyniki przepływu rejestrowano za pośrednictwem przeznaczonych do tego celu aplikacji FlowPlots. Dodatkowo wykorzystano aplikację FlowView, która umożliwia podgląd chwilowej wartości przepływu, a także zliczenia ilości przepływu paliwa w serii badawczej. Zakres pomiarowy urządzenia ustalono na 0-10 gram/sekundę.

Zakres dobrano w taki sposób aby obejmował maksymalne zużycie tj. zużycie przy największym obciążeniu i najwyższej prędkości obrotowej.



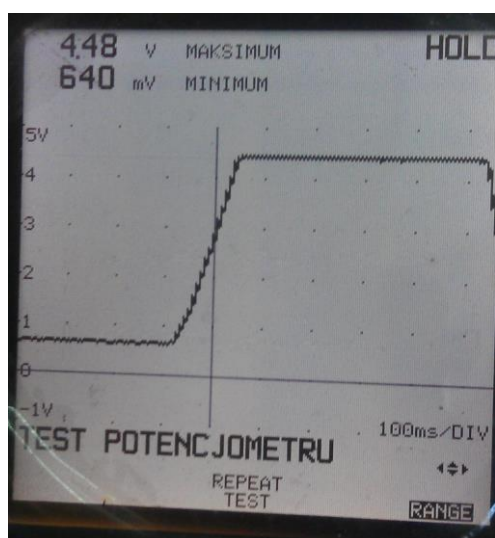
Rys. 4.11. Przepływomierz masowy Bronkhorst mini Cori Flow na stanowisku badawczym



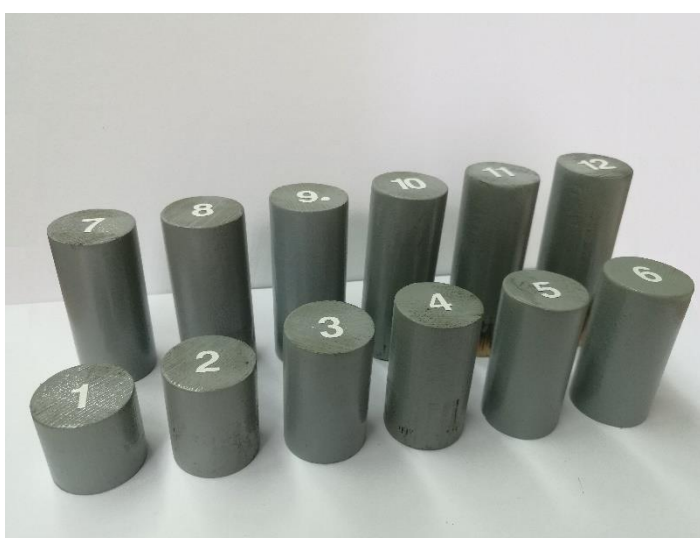
Rys. 4.12. Interfejs programu do akwizycji danych – FlowPlot oraz FlowView

4.3.4. Realizacja obciążeń częściowych

Program badań zakładał wykonanie pomiarów dla obciążeń częściowych silnika. W celu zasymulowania drogowych warunków jazdy, wykorzystano opcje hamowni „Symulacja warunków jazdy”. Dzięki symulacji, hamownia dobierała obciążenie w funkcji prędkości jazdy. Dodatkowo, aby przeprowadzić pomiary dla wcześniej przyjętych stanów ustalonych – obciążeń częściowych silnika, wykorzystano autorski system ograniczający kąt uchylenia przepustnicy. Polegał on na wykonaniu ogranicznika pedału przyspieszenia. Przyrząd składał się z podstawy umieszczanej w zamian za odbój w podłodze kabiny oraz wymiennych trzpieni. Wysokość trzpieni ustalono na podstawie charakterystyki napięciowej czujnika TPS. W tabeli nr 4.3. zamieszczono wartości wysokości oraz napięciowe, dla trzpieni wykorzystywanych podczas badań [32].



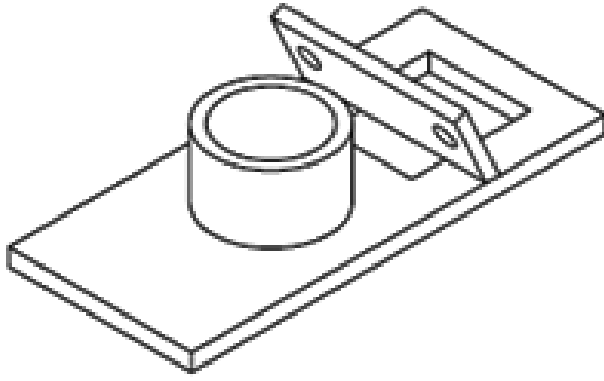
Rys. 4.13. Przebieg napięciowy czujnika TPS



Rys. 4.14. Wymienne trzpień o różnej wysokości odpowiadające różnym uchyleniom przepustnicy

Tabela 4.3. Zestawienie trzpieni użytych w badaniach z podaniem ich wysokości oraz wartości napięcia dla TPS

Nr	Wartość na pięciu na czujniku TPS [V]	Wysokość trzpieni [mm]	Procent uchylenia przepustnicy [%]
1.	0,94	73	21
2.	1,44	71	33
3.	2,09	61	48
4.	3,03	46	69
5.	3,95	33	90
6.	4,48	Oryginalny odbój	100



Rys. 4.15. Rysunek projektowy podkładki



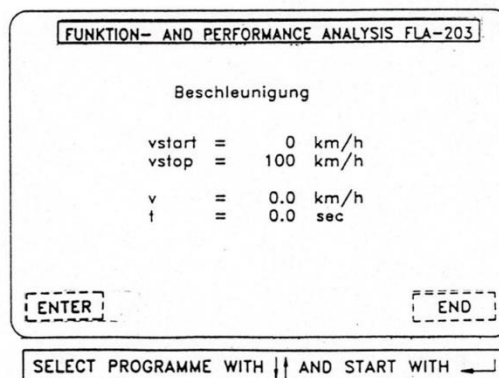
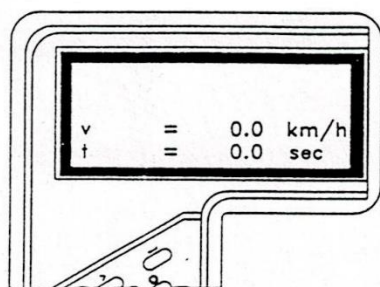
Rys. 4.16. Podkładka z trzpieniem zmontowana w miejscu oryginalnego odboju

Badania przeprowadzane dla obciążeń częściowych realizowano przez wymianę trzpienia w podkładce. Im większe obciążenie, tym niższa wysokość trzpienia oraz głębiej wciśnięty pedał przyspieszenia.

Badania w zakresie obciążeń częściowych miały na celu weryfikację najbardziej użytkowych parametrów pracy silnika.

4.3.5. Pomiary dynamiki pojazdu

Pomiary dynamiki wykonano wykorzystując funkcje hamowni symulującą obciążenie drogowe, to znaczy z naniesieniem obciążeń przez obciążenie zadawane na rolkach hamowni. Dynamikę pojazdu badano na podstawie czasów rozpędzania pojazdu. Czasy mierzono w dwóch przedziałach prędkości. Pierwsza seria dla przełożenia trzeciego w zakresie prędkości 30 – 70 km/h oraz druga seria badań dla biegu czwartego w zakresie prędkości 40 – 90 km/h. Pomiaru czasów rozpędzania dokonywano również dla obciążeń częściowych. Czasy mierzono za pomocą stopera. Dla każdego punktu pomiarowego wykonano pojedynczy przejazd.



Rys. 4.17. Widok funkcji w pilocie sterującym hamownią podwoziową

4.3.6. Pomiary stężenia składników spalin

Do badań stężenia składu spalin wykorzystano wieloskładnikowy analizator spalin Enerac 700AV, który umożliwił monitorowanie stężeń węglowodorów, tlenków węgla, dwutlenków węgla, tlenków azotu oraz tlenu. Sondę analizatora umieszczano w końcówce układu wydechowego.



Rys. 4.18. Analizator spalin



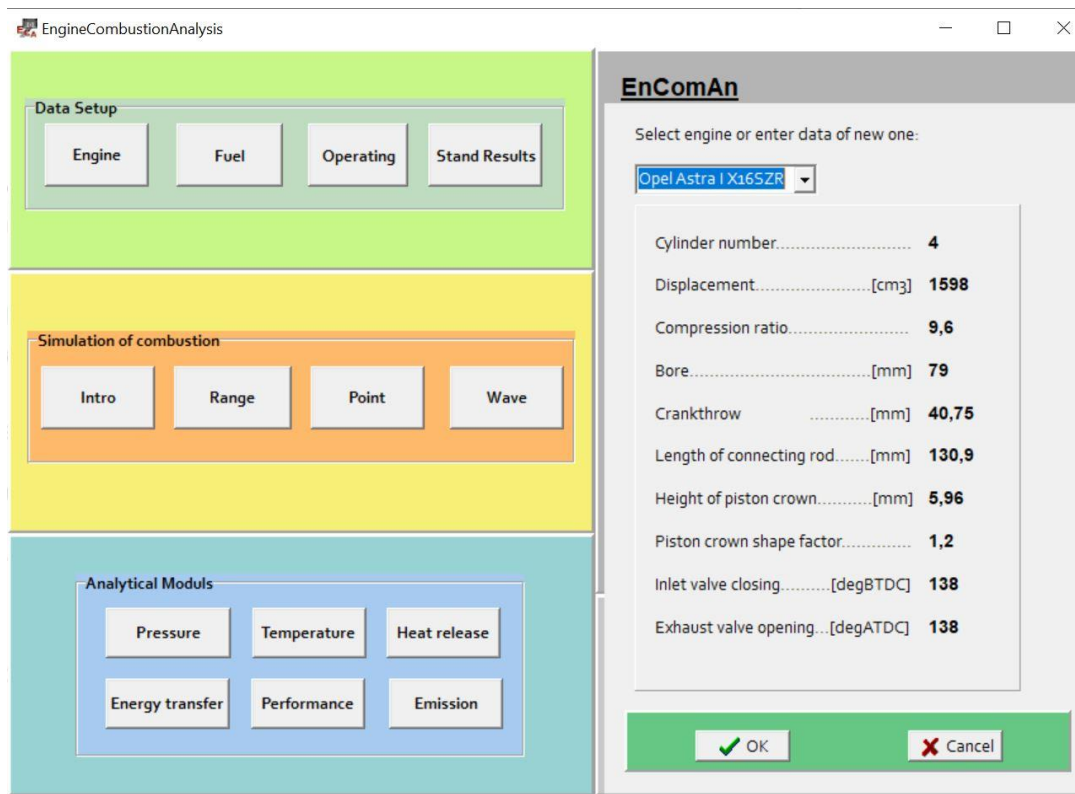
Rys. 4.19A. Sonda analizatora umieszczona w końcówce układu wydechowego



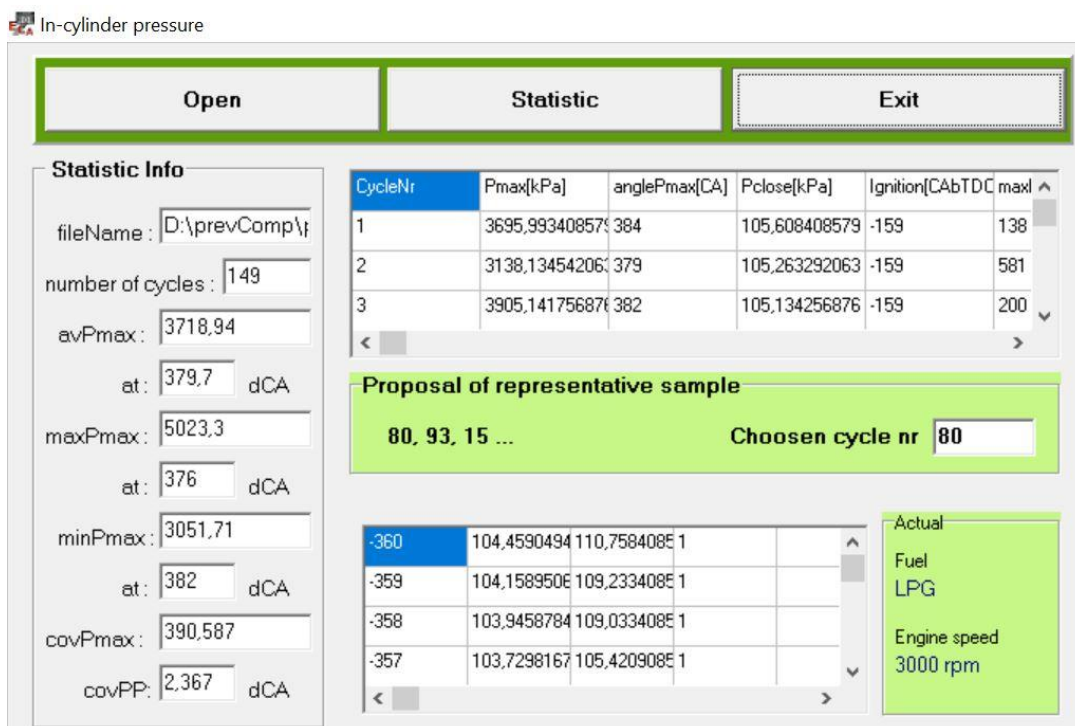
Rys. 4.19B. Sonda analizatora umieszczona w końcówce układu wydechowego

4.4. Wyznaczenie próbki reprezentatywnej

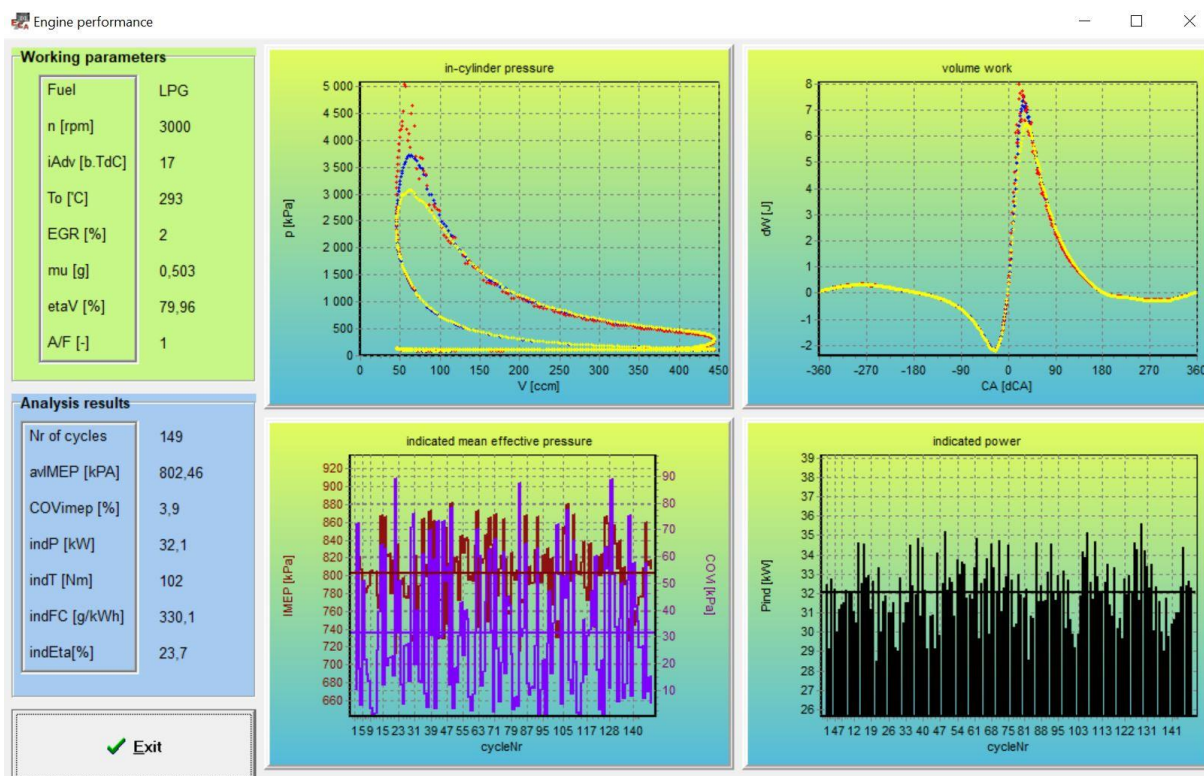
Dla każdego punktu pomiarowego (3 prędkości obrotowe \times 6 obciążeń silnika \times 8 mieszanin \times 3 regulacje zapłonu = 432) zarejestrowano 150 cykli pracy silnika w jednym ciągu. Aby zarejestrowane zmiany ciśnienia poddać dalszej analizie, opracowano próbkę reprezentatywną dla każdego punktu. „Surowe” dane, zarejestrowane za pomocą karty akwizycji danych oraz programu LabView, skatalogowano, a następnie zaimportowano do programu EnComAn (4.21). Jest to autorski program, opracowany w zespole naukowym na Wydziale Transportu i Inżynierii Lotniczej Politechniki Śląskiej, który umożliwił obróbkę statystyczną sygnału ciśnienia w cylindrze silnika. Po określeniu szczegółowych danych dotyczących silnika oraz paliwa (rys. 4.20), program umożliwił wyznaczenie próbki reprezentatywnej, jej kowariancji, średniego ciśnienia indykowanego, a także obliczył moment i moc indykowaną.



Rys. 4.20. Widok okna programu EnComAn z zaimportowanymi danymi badanego silnika

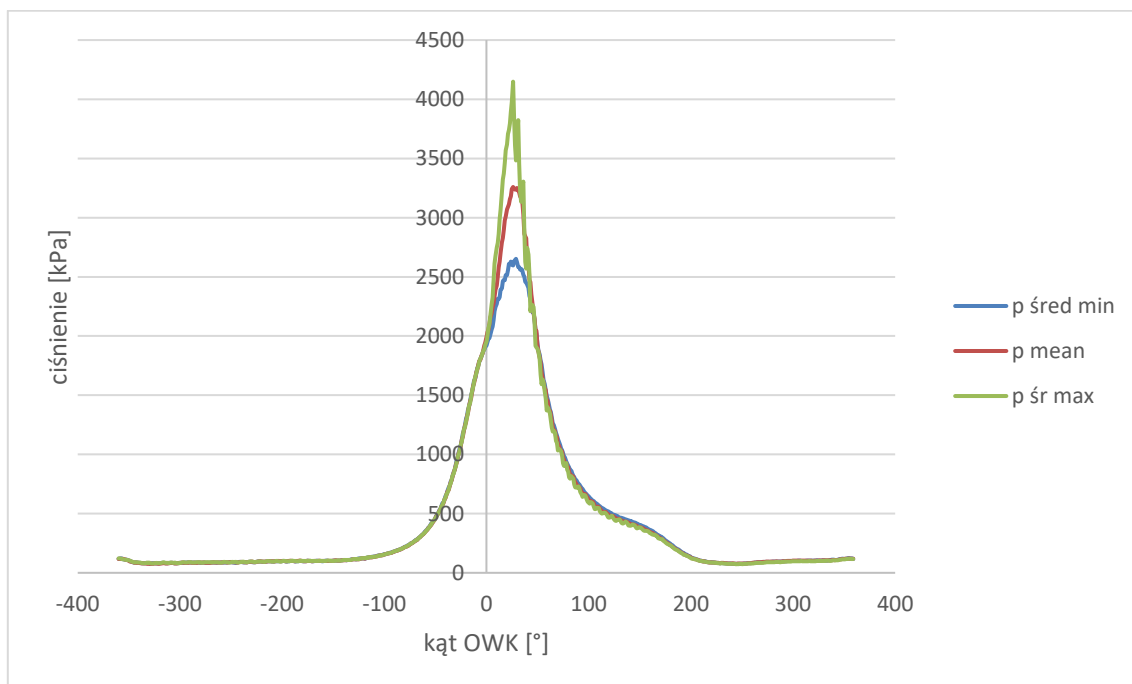


Rys. 4.21. Widok okna programu EnComAn podczas analizy danych

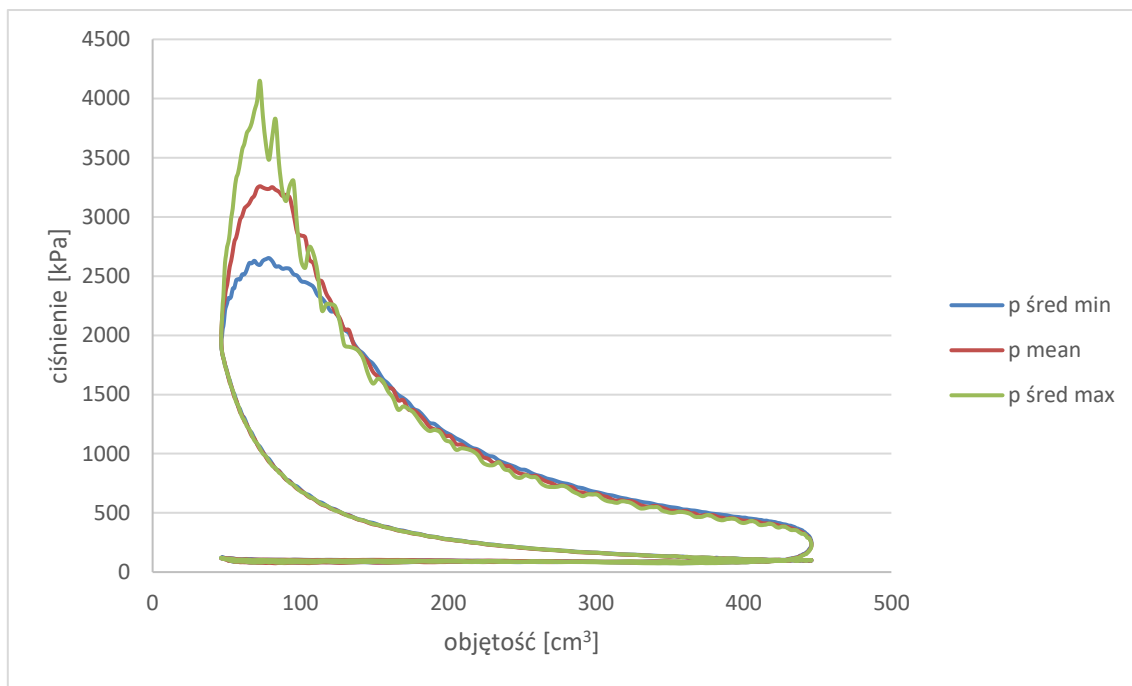


Rys. 4.22. Widok okna programu EnComAn – wyniki analizy

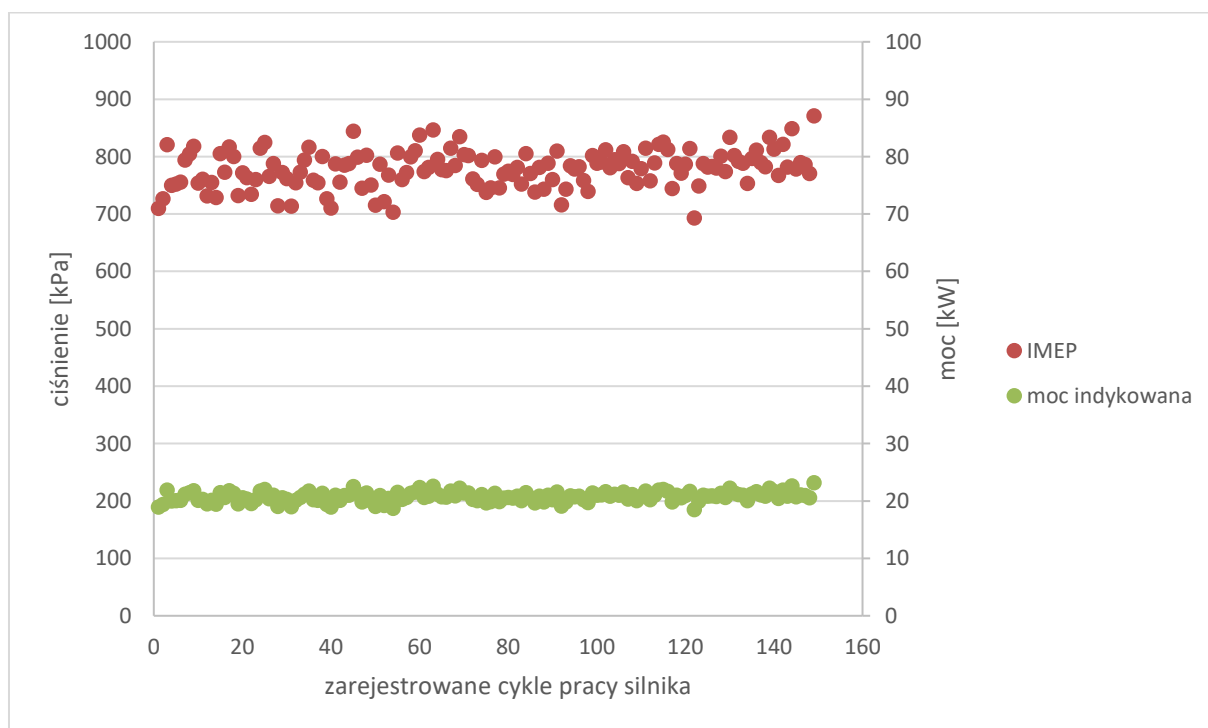
Podczas analizy, program wyznaczył próbkę reprezentatywną średniego przebiegu ciśnienia oraz przebiegi skrajne z uwzględnieniem wartości odchylenia standardowego dla każdego kąta obrotu wału korbowego (rys. 4.21, 4.22).



Rys. 4.23. Otwarty wykres indykatorowy z porównaniem przebiegu próbki reprezentatywnej oraz średnich skrajnych z uwzględnieniem wartości odchylenia standardowego dla każdego kąta OWK

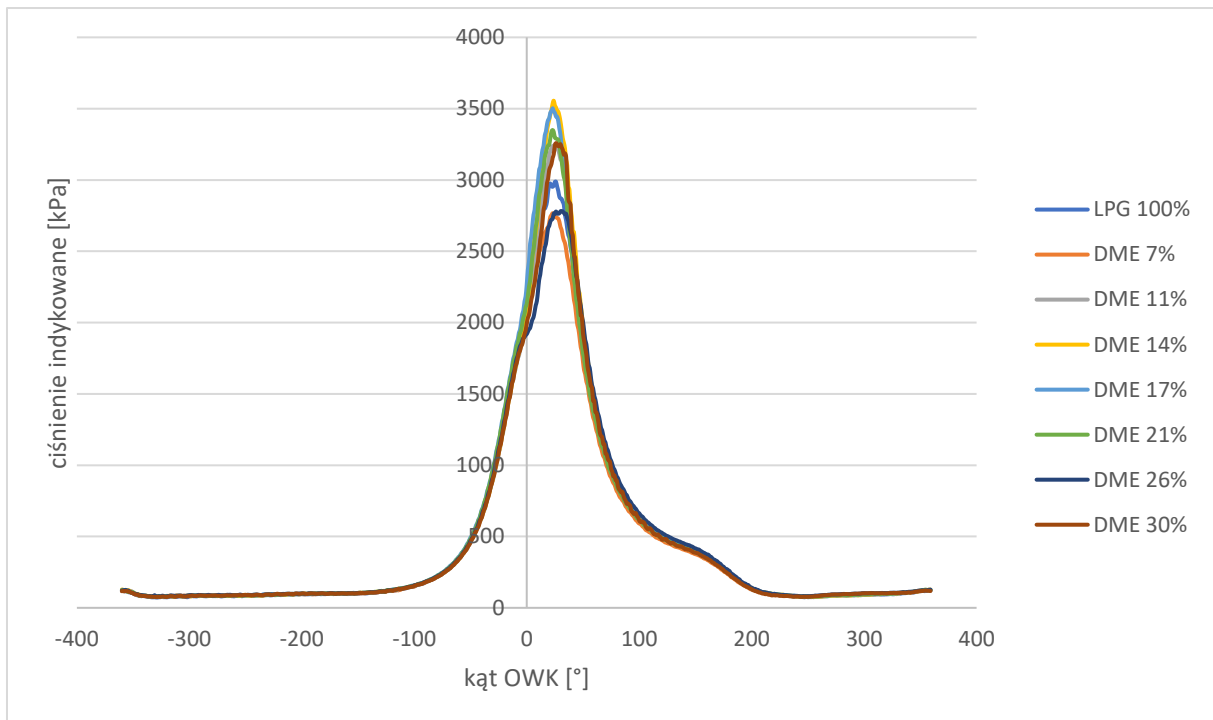


Rys. 4.24. Zamknięty wykres indykatorowy z porównaniem przebiegu próbki reprezentatywnej oraz średnich skrajnych z uwzględnieniem wartości odchylenia standardowego dla każdego kąta OWK

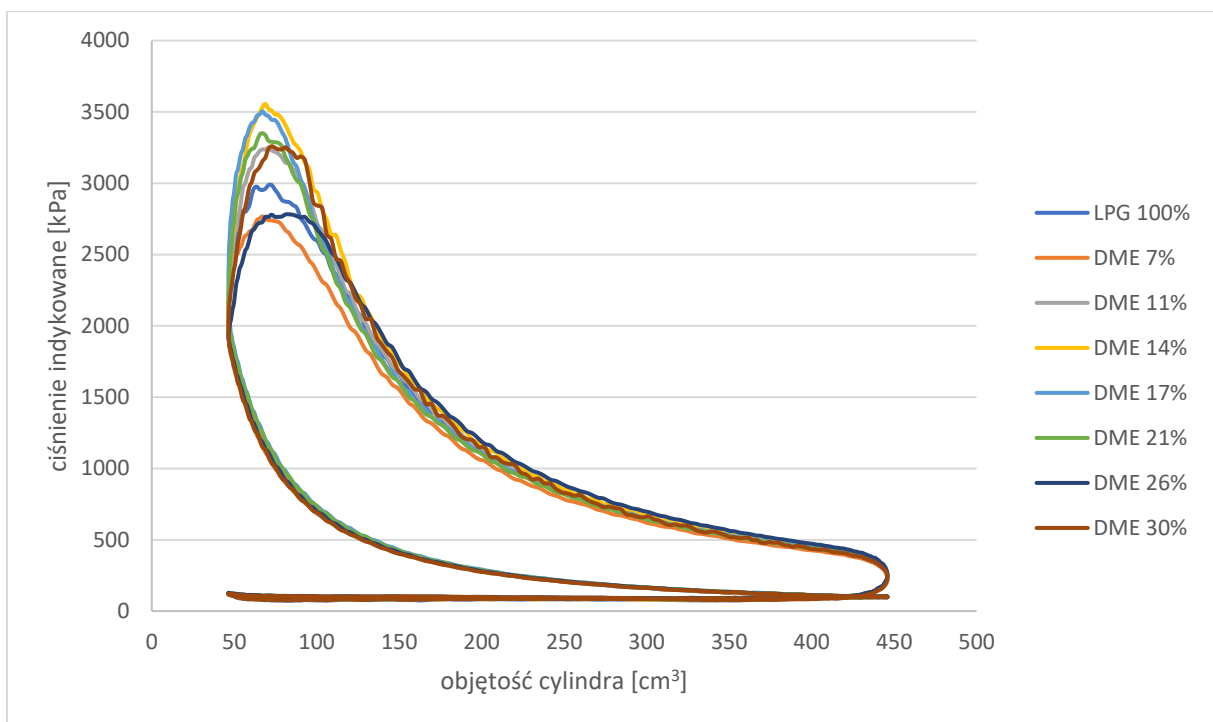


Rys. 4.25. Wykres punktowy średnich wartości ciśnienia indykowanego oraz mocy indykowanej dla kolejnych 150-ciu cykli pracy silnika

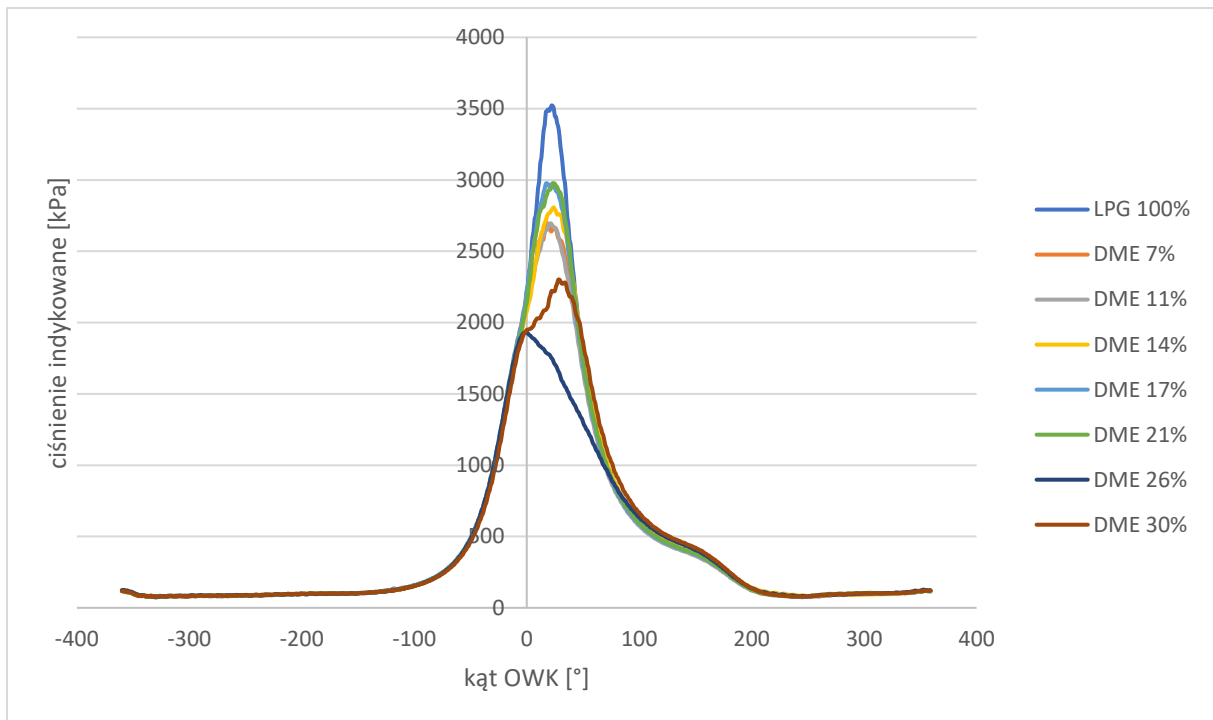
Spośród wyznaczonych próbek reprezentatywnych, zebrano przebiegi zarejestrowane dla różnych mieszanin, które przedstawiono za pomocą przebiegów rzeczywistych (rys. 4.26-4.31).



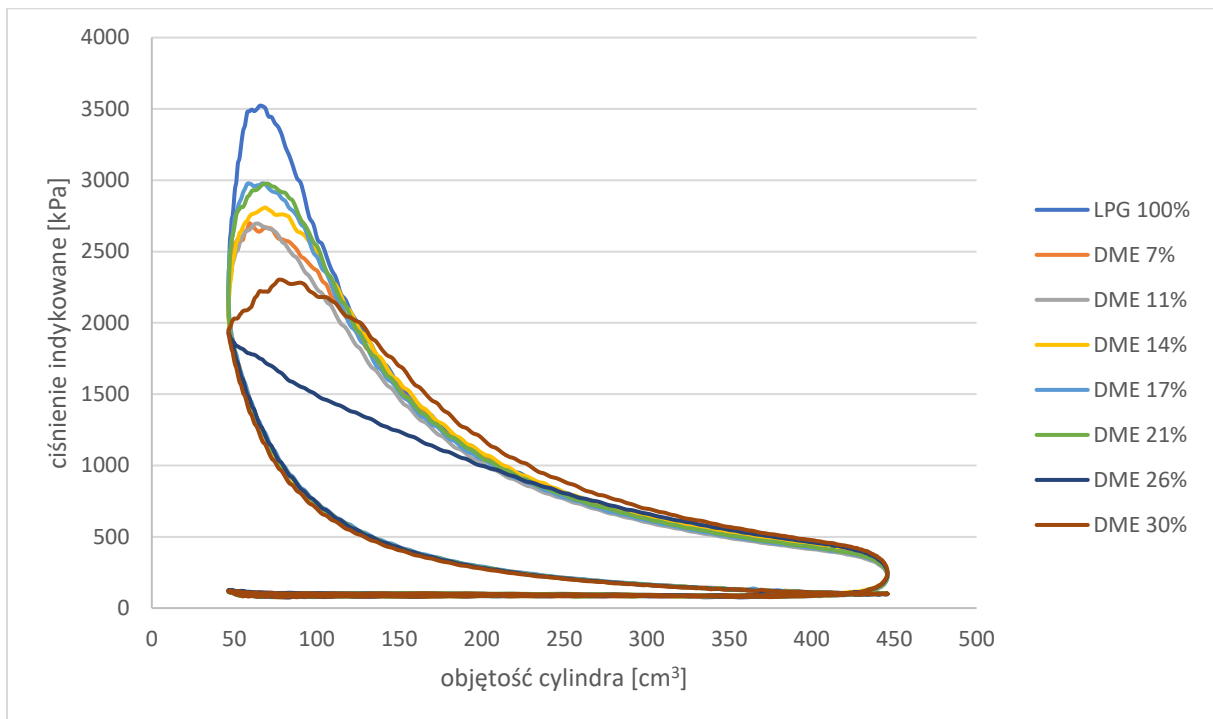
Rys. 4.26. Otwarty wykres indykatorowy próbek reprezentatywnych przy zasilaniu mieszanką LPG/DME o różnych proporcjach przy maksymalnym obciążeniu silnika oraz prędkości obrotowej 2000 obr/min.



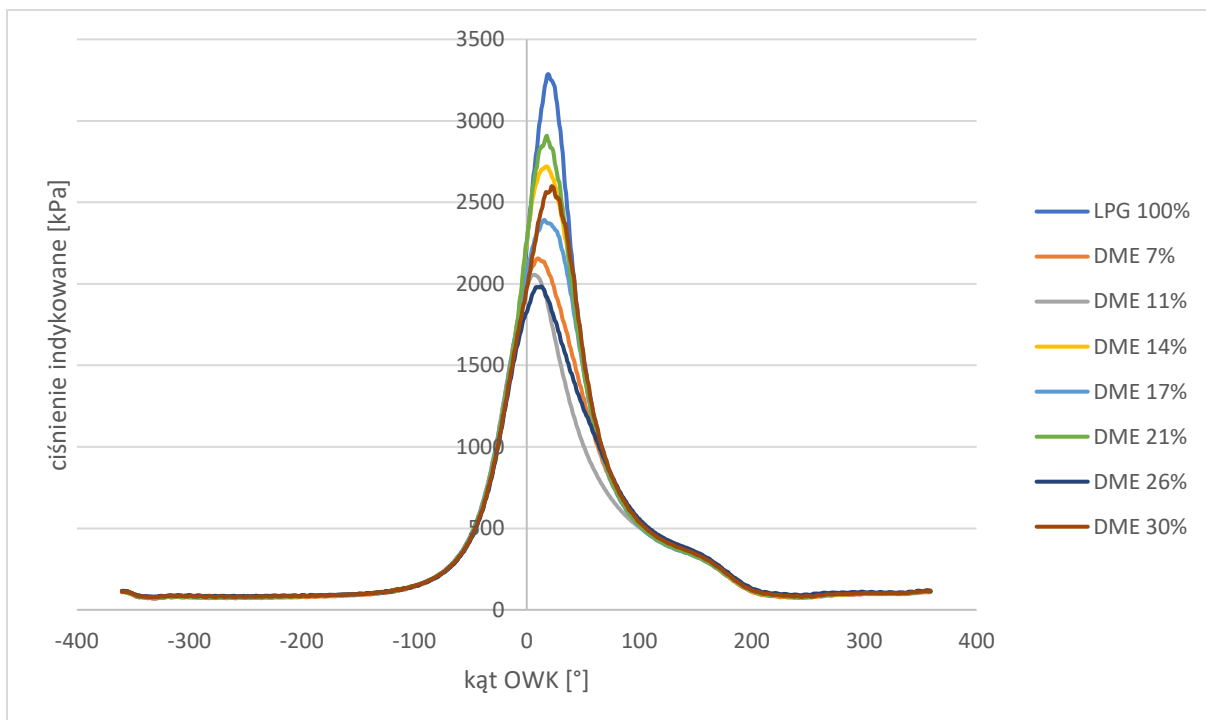
Rys. 4.27. Zamknięty wykres indykatorowy próbek reprezentatywnych przy zasilaniu mieszanką LPG/DME, o różnych proporcjach przy maksymalnym obciążeniu silnika oraz prędkości obrotowej 2000 obr/min.



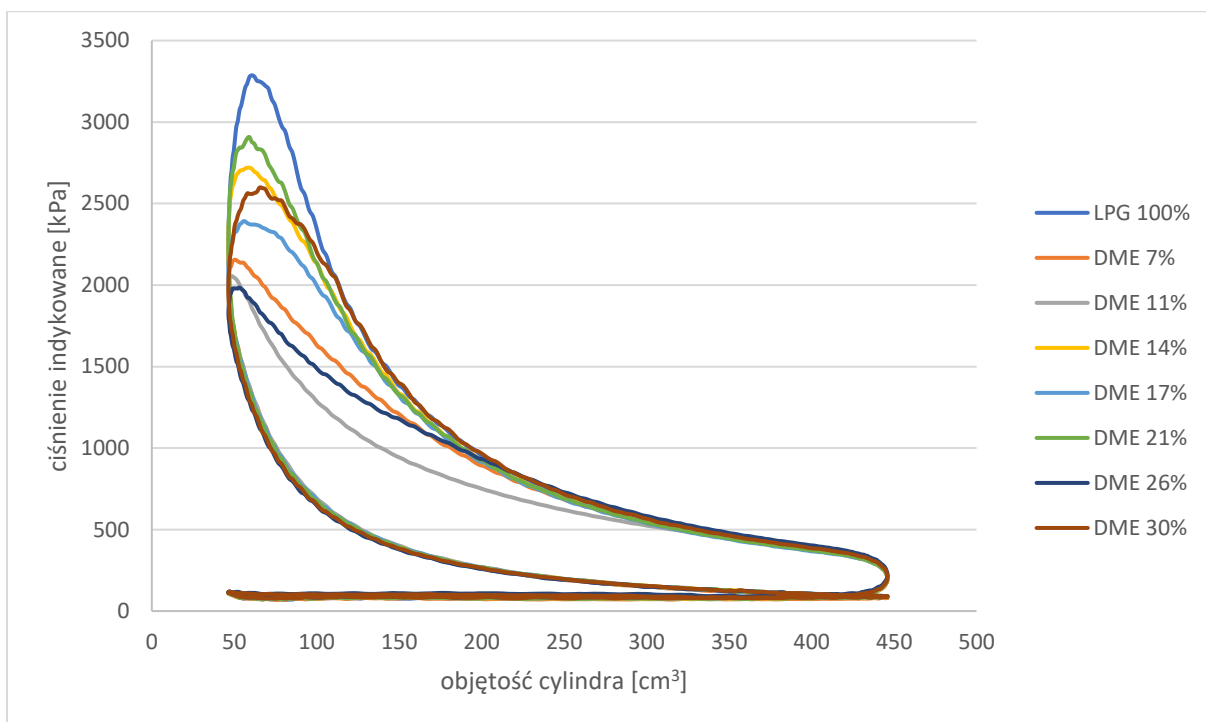
Rys. 4.28. Otwarty wykres indykatorowy próbek reprezentatywnych przy zasilaniu mieszanką LPG/DME o różnych proporcjach przy częściowym obciążeniu silnika (69%) oraz prędkości obrotowej 2000 obr/min



Rys. 4.29. Zamknięty wykres indykatorowy próbek reprezentatywnych przy zasilaniu mieszanką LPG/DME, o różnych proporcjach przy obciążeniu częściowym silnika (69%) oraz prędkości obrotowej 2000 obr/min.



Rys. 4.30. Otwarty wykres indykatorowy próbek reprezentatywnych przy zasilaniu mieszaniną LPG/DME o różnych proporcjach przy częściowym obciążeniu silnika (33%) oraz prędkości obrotowej 2000 obr/min



Rys. 4.31. Zamknięty wykres indykatorowy próbek reprezentatywnych przy zasilaniu mieszaniną LPG/DME, o różnych proporcjach przy obciążeniu częściowym silnika (33%) oraz prędkości obrotowej 2000 obr/min.

Na rysunkach 4.26 – 4.31 zaprezentowano przebiegi ciśnienia dla wszystkich badanych paliw. Przebiegi rzeczywiste zaprezentowane w dwóch rodzajach – na wykresie indykatorowym otwartym oraz zamkniętym. Otwarty wykres zaprezentował maksymalne ciśnienie w cylindrze w funkcji obrotu wału korbowego, natomiast zamknięty wykres przedstawiał zmiany ciśnienia w funkcji zmieniającej się objętości. Różnice w zarejestrowanym ciśnieniu są widoczne między zasilaniem mieszaninami paliw z DME oraz paliwem referencyjnym – technicznym LPG. Dalsza analiza wyników w oparciu o średnie ciśnienie indykowane, została przedstawiona w rozdziale 5.1.2 „Średnie ciśnienie indykowane”.

5. Opracowanie wyników badań

5.1. Badania eksperymentalne

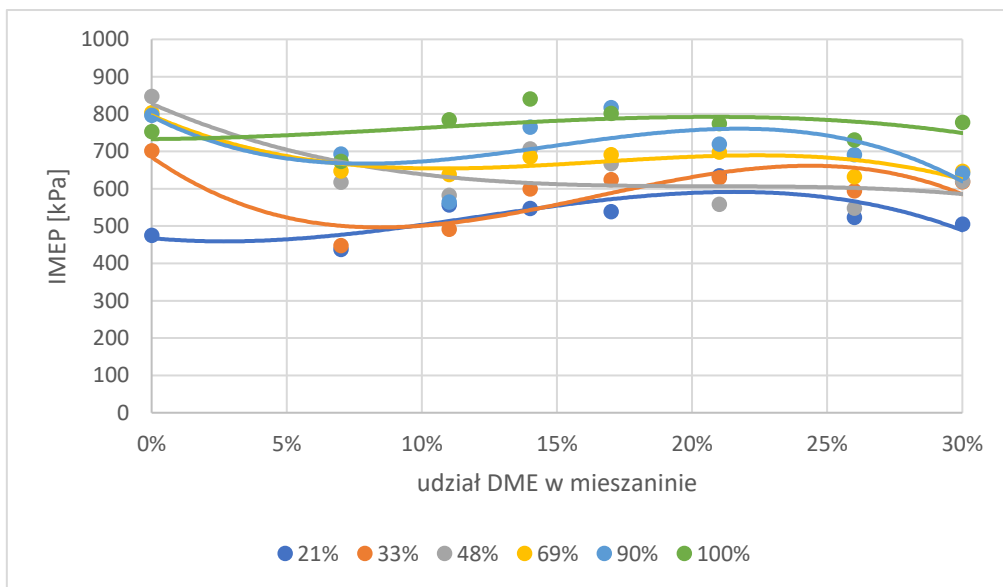
5.1.1. Średnie ciśnienie indykowane

Podczas opracowania zarejestrowanego ciśnienia indykowanego, wyznaczono średnie ciśnienie na podstawie kolejnych 150-ciu cykli pracy silnika w danym punkcie pomiarowym. Średnie, porównano ze sobą za pomocą dwóch typów wykresów. W pierwszym, dane zaprezentowano za pomocą wykresu punktowego z statystyczną obróbką wielomianową, natomiast w drugim średnie umieszczono na wykresach powierzchniowych tworząc mapę zmian względem zmiennego obciążenia oraz udziału DME w mieszaninie.

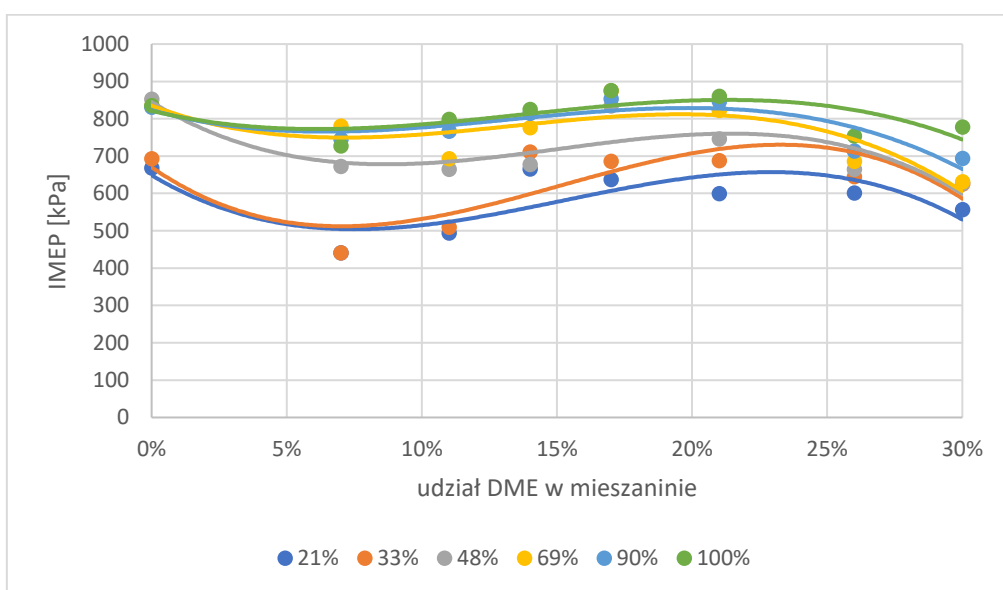
W przypadku fabrycznych nastaw silnika (rys. 5.1.) oraz zasilania LPG, średnie ciśnienie indykowane narastało równomiernie w zakresie średnich i wysokich obciążeń silnika. W przypadku średnich obliczonych dla mieszanin, najkorzystniej wypadły mieszaniny z kilkunasto procentowym udziałem DME. Średnie ciśnienia zmniejszają się przy zasilaniu mieszaninami 26 i 30% DME.

Przy wprowadzonej korekcie zapłonu o dodatkowe 3° (rys. 5.2.), zauważalnie wzrosło średnie ciśnienie dla minimalnego obciążenia dla LPG. W przypadku mieszanin, można zauważyć tendencje wzrostu średniego ciśnienia wraz z zwiększającym się udziałem DME ale do udziału DME 17%, gdzie następnie średnie ciśnienie obniża się wraz ze wzrostem udziału DME. Tendencja ta utrzymuje się również przy dodatkowej korekcie 6° . W zakresie mieszanin 14 – 21%, średnie ciśnienie indykowane odpowiada średniemu ciśnieniu zarejestrowanemu na mieszaninach LPG.

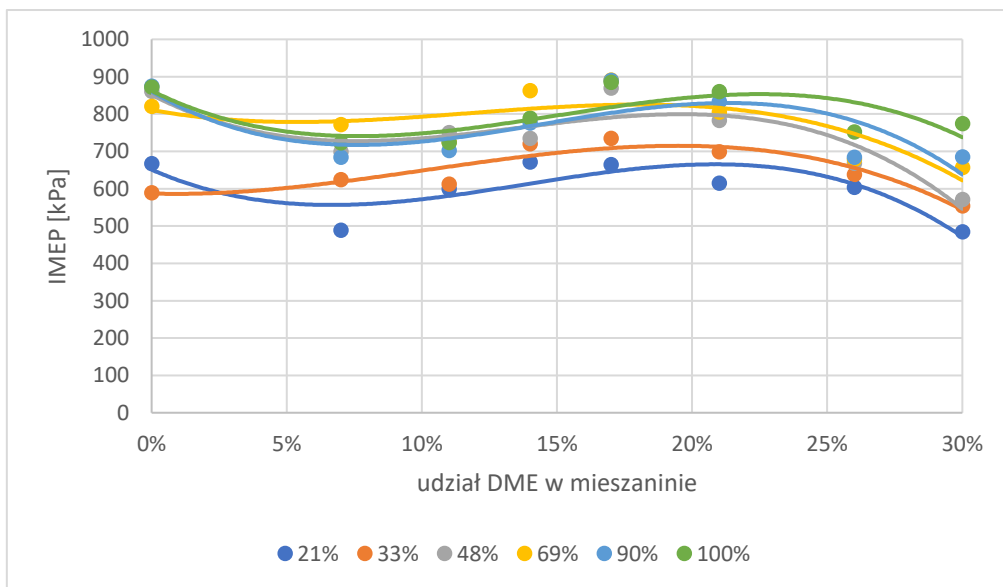
W przypadku wykresów powierzchniowych (rys. 5.4 – 5.6) można zauważyć, że wraz z wprowadzoną korektą wzrasta średnie ciśnienie IMEP dla paliwa referencyjnego przy maksymalnych obciążeniach silnika. Dla mieszanin średnie ciśnienie wzrasta najpłynniej w funkcji obciążenia przy dodatkowej korekcie zapłonu 3° , gdzie również osiąga najwyższe wartości dla serii badań z prędkością obrotową silnika 2000 obr/min. Niezależnie od korekty KWZ, najmniej korzystnie wypadają mieszaniny 7, 26, 30% DME.



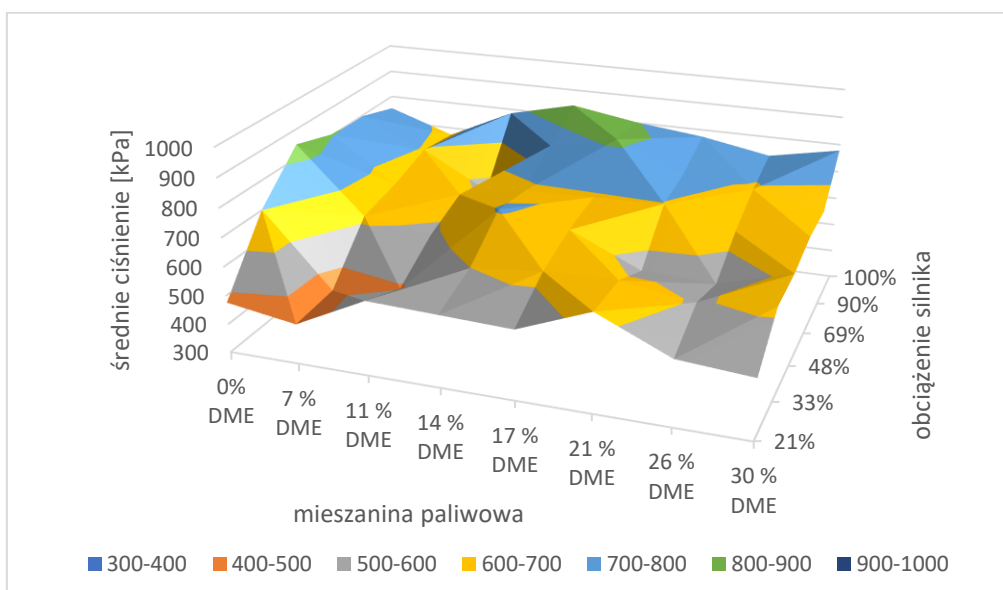
Rys. 5.1. Średnie ciśnienie indykowane przy różnych obciążeniach silnika dla prędkości 2000 obr/min i fabrycznych nastaw zapłonu w funkcji zmieniającego się udziału DME w mieszaninie



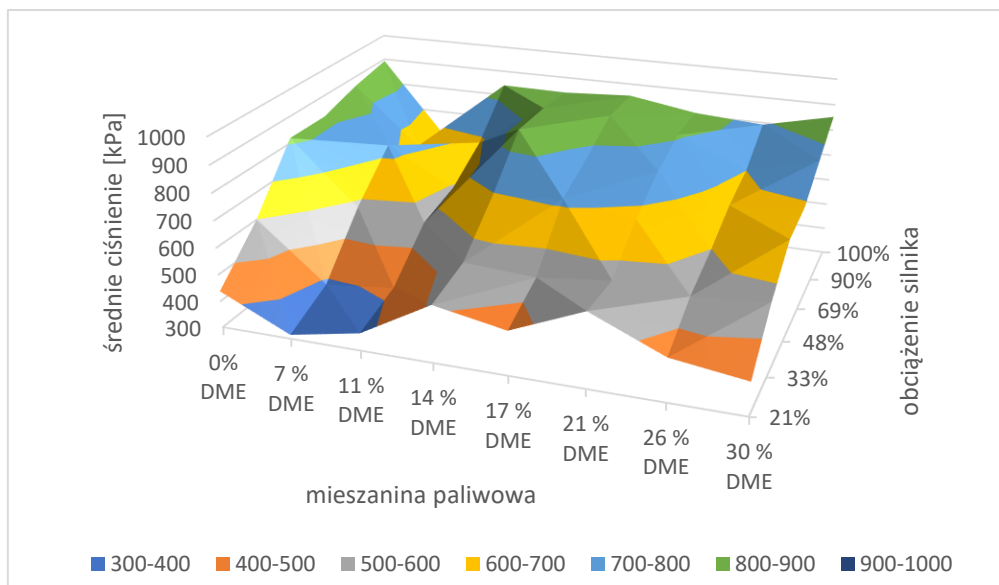
Rys. 5.2. Średnie ciśnienie indykowane przy różnych obciążeniach silnika dla prędkości 2000 obr/min i dodatkowej korekcie zapłonu o 3° w funkcji zmieniającego się udziału DME w mieszaninie



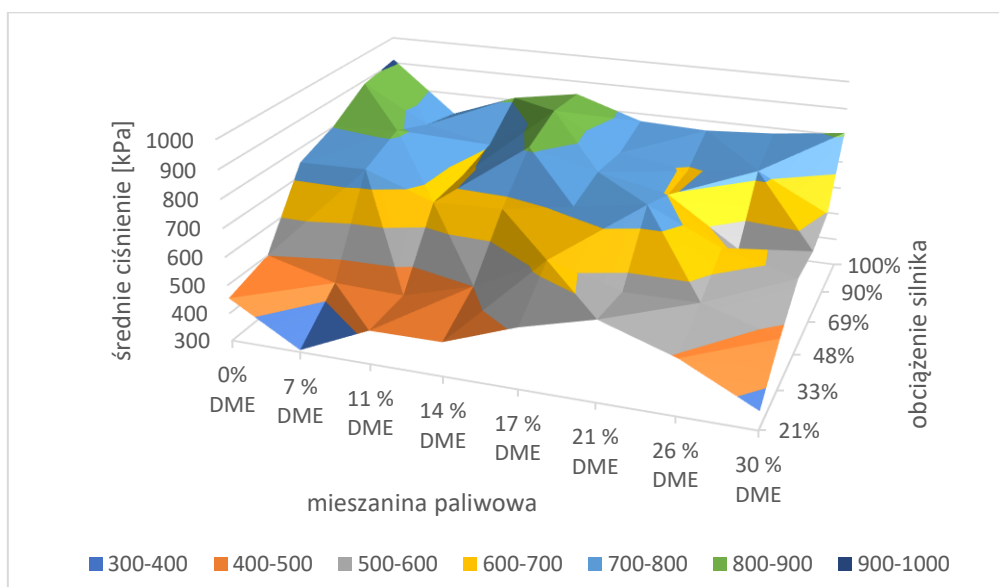
Rys. 5.3. Średnie ciśnienie indykowane przy różnych obciążeniach silnika dla prędkości 2000 obr/min i dodatkowej korekcie zapłonu o 6° w funkcji zmieniającego się udziału DME w mieszaninie



Rys. 5.4. Wykres powierzchniowy średnich ciśnień w funkcji zmieniającego się obciążenia oraz udziału DME w mieszaninie przy prędkości 2000 obr/min z fabrycznymi nastawami kąta zapłonu



Rys. 5.5. Wykres powierzchniowy średnich ciśnień w funkcji zmieniającego się obciążenia oraz udziału DME w mieszaniu przy prędkości 2000 obr/min z dodatkową korektą kąta zapłonu o 3°

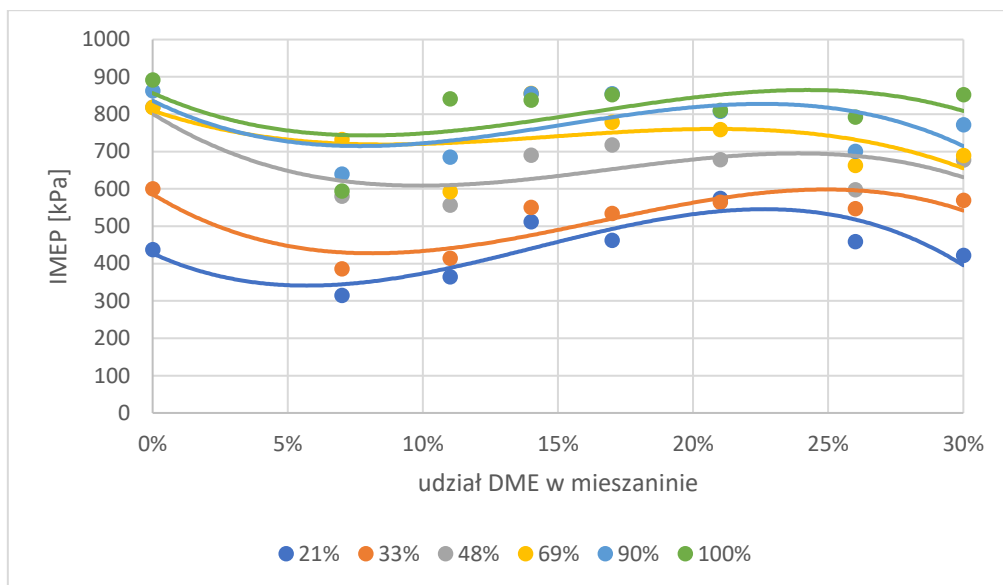


Rys. 5.6. Wykres powierzchniowy średnich ciśnień w funkcji zmieniającego się obciążenia oraz udziału DME w mieszaniu przy prędkości 2000 obr/min z dodatkową korektą kąta zapłonu o 6°

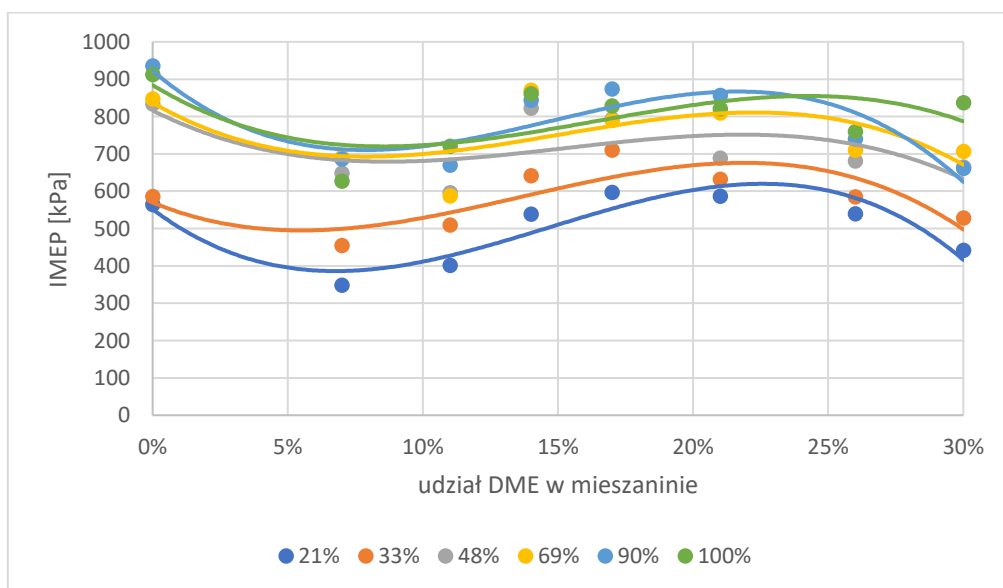
Niezależnie od wprowadzonej korekty zapłonu, dla prędkości 2500 obr/min, najwyższe średnie ciśnienie zarejestrowano dla paliwa LPG, przy maksymalnych obciążeniach silnikach. W przypadku mieszanin, maksymalne średnie ciśnienia bez zmiany korekty zapłonu, zarejestrowano dla obciążenia silnika 100%, przy udziale DME 11, 14, 17 i 30%. Przy wprowadzeniu korekty 3°, najmniej korzystnie wypadła mieszanka 7% DME. Zwiększenie udziału DME w mieszance w przedziale 7 – 21%, zwiększyło średnie ciśnienia. Po korektach zapłonu, dla dwóch mieszanin o największym udziale DME, średnie ciśnienie było zauważalnie mniejsze jak w przypadku pozostałych mieszanin.

Dla wykresów powierzchniowych (rys. 5.10 – 5.12), korekta zapłonu o 3° zwiększyła maksymalne średnie ciśnienie dla LPG i DME 30% oraz obniżyła dla DME 7%. Dodatkowo korekta zmniejszyła średnie ciśnienie we wszystkich badanych paliwach przy minimalnym obciążeniu silnika.

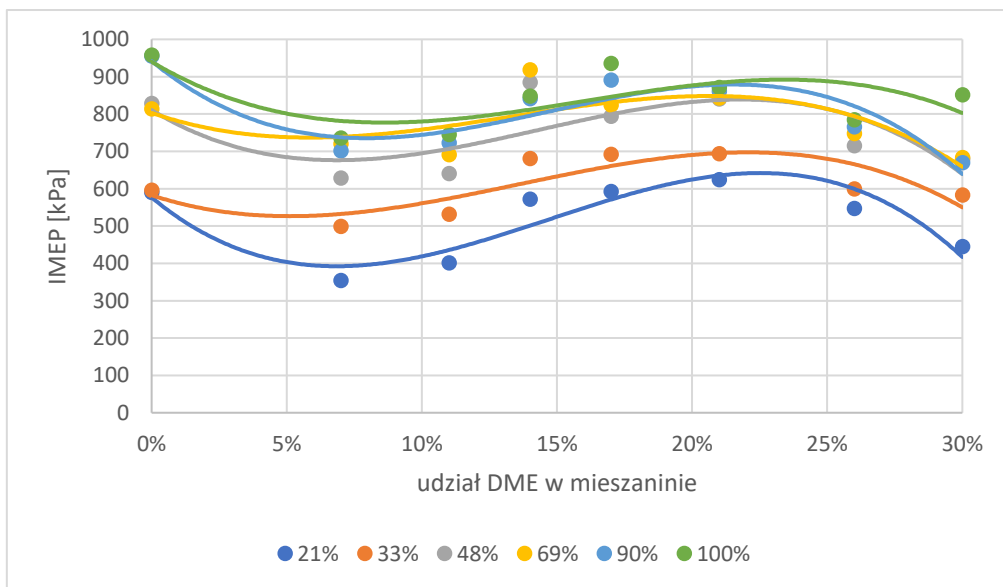
Dodatkowa korekta o 6°, zmniejszyła najwyższe średnie ciśnienia dla mieszanin 17 i 21% DME. Wprowadzona korekta wyrównała średnie ciśnienia dla niskich obciążeń silnika w zakresie udziału DME 0 – 21%.



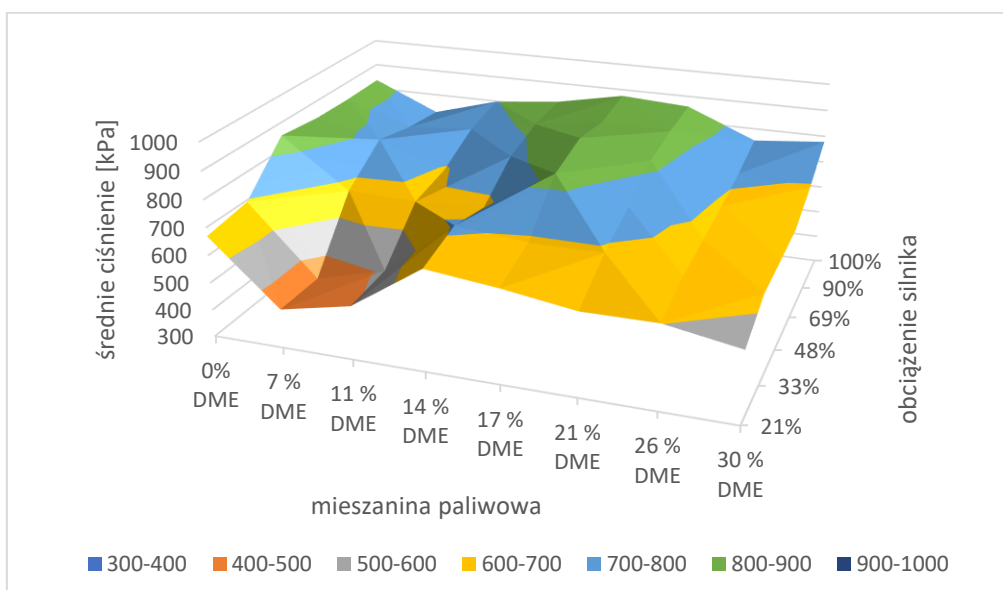
Rys. 5.7. Średnie ciśnienie indykowane przy różnych obciążeniach silnika dla prędkości 2500 obr/min i fabrycznych nastaw zapłonu w funkcji zmieniającego się udziału DME w mieszaninie



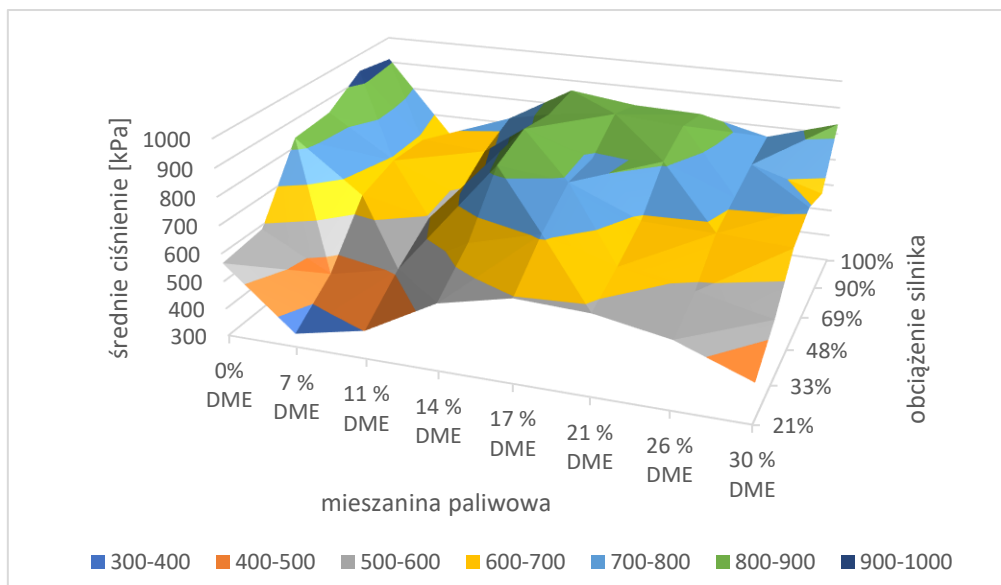
Rys. 5.8. Średnie ciśnienie indykowane przy różnych obciążeniach silnika dla prędkości 2500 obr/min i dodatkowej korekcie zapłonu o 3° w funkcji zmieniającego się udziału DME w mieszaninie



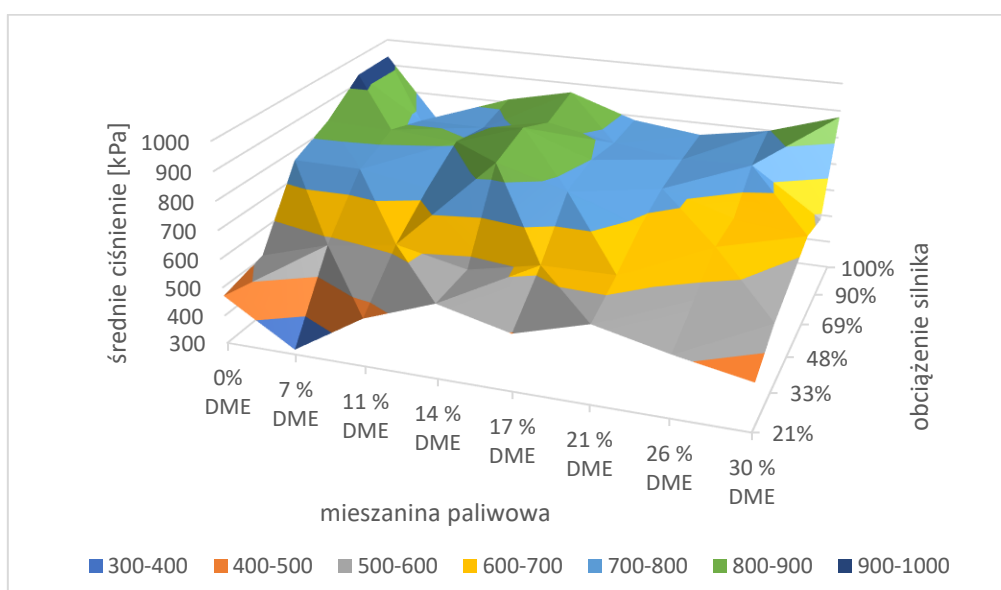
Rys. 5.9. Średnie ciśnienie indykowane przy różnych obciążeniach silnika dla prędkości 2500 obr/min i dodatkowej korekcie zapłonu o 6° w funkcji zmieniającego się udziału DME w mieszaniu



Rys. 5.10. Wykres powierzchniowy średnich ciśnień w funkcji zmieniającego się obciążenia oraz udziału DME w mieszaniu przy prędkości 2500 obr/min z fabrycznymi nastawami kąta zapłonu



Rys. 5.11. Wykres powierzchniowy średnich ciśnień w funkcji zmieniającego się obciążenia oraz udziału DME w mieszaniu przy prędkości 2500 obr/min z dodatkową korektą kąta zapłonu o 3°

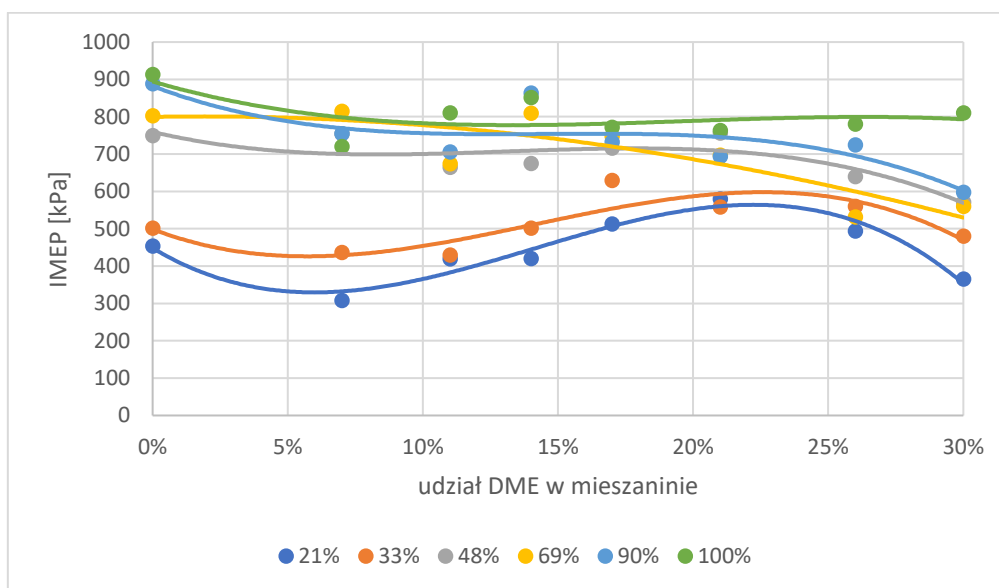


Rys. 5.12. Wykres powierzchniowy średnich ciśnień w funkcji zmieniającego się obciążenia oraz udziału DME w mieszaniu przy prędkości 2500 obr/min z dodatkową korektą kąta zapłonu o 6°

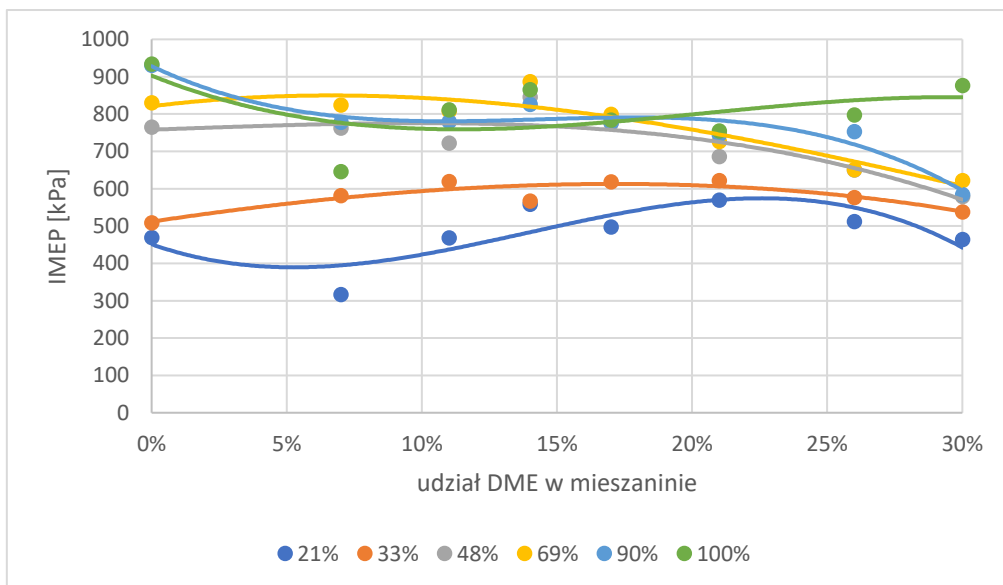
Dla serii pomiarowej wykonanej przy prędkości 3000 obr/min (rys. 5.13 – 5.15), największe średnie ciśnienie zarejestrowano również przy maksymalnych obciążeniach silnika zasilanego LPG, niezależnie od korekty zapłonu. Przy fabrycznej korekcie zapłonu oraz obciążeniach silnika 69, 90, 100% zwiększanie udziału DME w mieszaniu, zmniejszało średnie ciśnienie próbki reprezentacyjnej. Przy dodatkowej korekcie zapłonu o 3°, tendencja ta była zachowana w zakresie obciążeń silnika 48 – 90%, natomiast przy korekcie o 6° w zakresie obciążeń 69 – 90%. W przypadku niskich obciążeń silnika oraz fabrycznych nastaw silnika, zwiększanie

udziału DME w zakresie 7 – 21% powoduje wzrost średniego ciśnienia. Dla serii z dodatkową korektą zapłonu, zależność ta pozostaje niezmienna ale tylko przy obciążeniu silnika 33%.

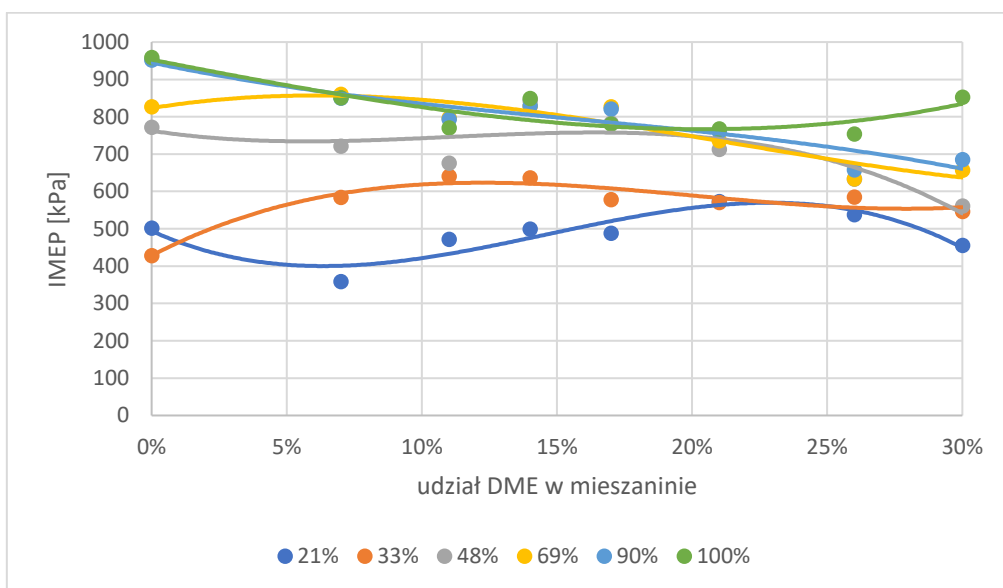
Dla wykresu powierzchniowego (rys. 5.16), gdzie korekty kąta zapłonu były fabryczne, przy zasilaniu LPG zarejestrowano dynamiczny wzrost średniego ciśnienia podczas zwiększenia obciążenia z 33 na 48%. W przypadku zasilania mieszaninami, najniższe średnie uzyskano z udziałem DME 7, 11, 26 i 30%. W przypadku reszty mieszanin, wzrost średnich ciśnień w funkcji obciążenia silnika, był łagodniejszy niż w przypadku zasilania paliwem referencyjnym. Korekta zapłonu o dodatkowe 3° (rys 5.17), zwiększyła wartość średniego ciśnienia w zakresie maksymalnych obciążeń, przy zasilaniu LPG oraz mieszaninami 14, 17, 30% DME. Jednocześnie, wprowadzona korekta, zauważalnie zmniejszyła średnie przy najniższych obciążeniach silnika dla mieszanin 7 i 11% DME. Dodatkowa korekta KWZ o 6° (rys. 5.18) zwiększyła średnie ciśnienia przy wysokich obciążeniach silnika dla mieszaniny z najniższym udziałem DME, jednak zmniejszyła maksymalne ciśnienia dla mieszanin z udziałem DME w zakresie 14 – 21% DME.



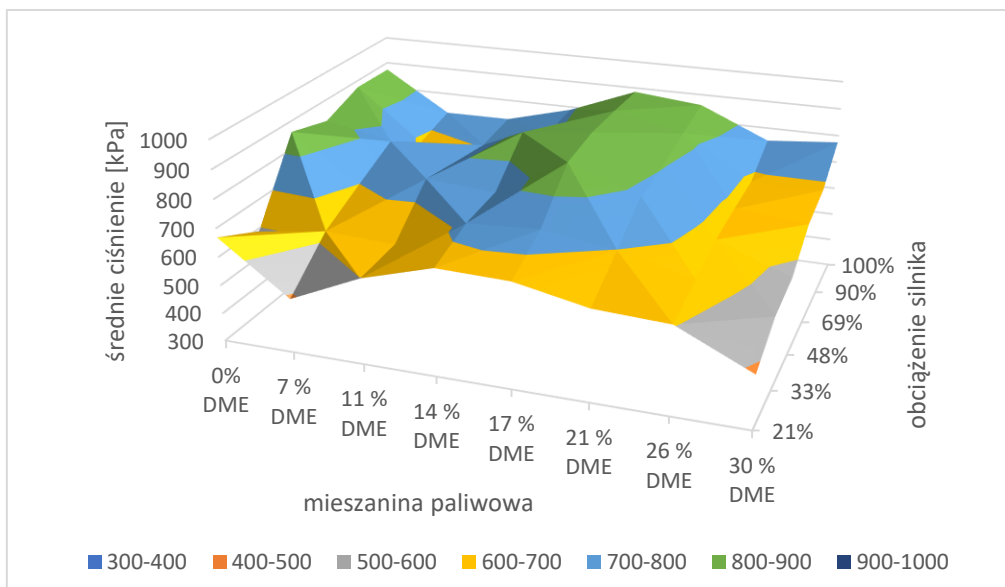
Rys. 5.13. Średnie ciśnienie indykowane przy różnych obciążeniach silnika dla prędkości 3000 obr/min i fabrycznych nastaw zapłonu w funkcji zmieniającego się udziału DME w mieszance



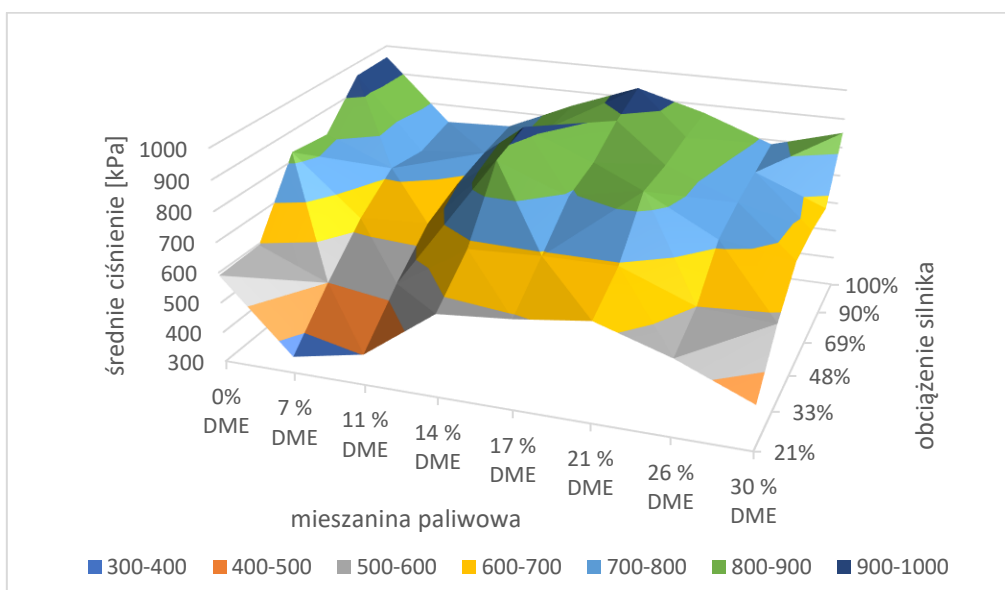
Rys. 5.14. Średnie ciśnienie indykowane przy różnych obciążeniach silnika dla prędkości 3000 obr/min i dodatkowej korekcie zapłonu o 3° w funkcji zmieniającego się udziału DME w mieszaniu



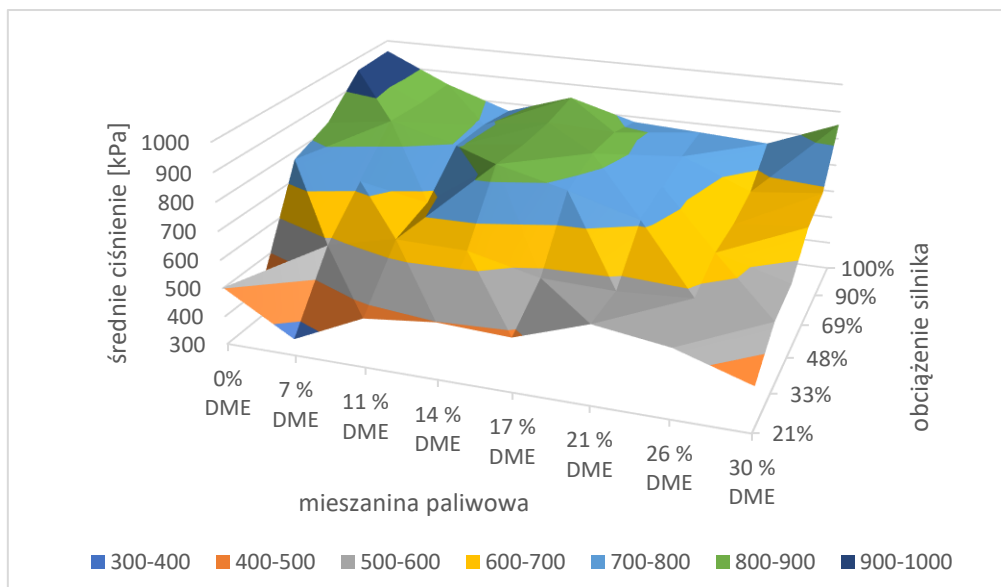
Rys. 5.15. Średnie ciśnienie indykowane przy różnych obciążeniach silnika dla prędkości 3000 obr/min i dodatkowej korekcie zapłonu o 6° w funkcji zmieniającego się udziału DME w mieszaniu



Rys. 5.16. Wykres powierzchniowy średnich ciśnień w funkcji zmieniającego się obciążenia oraz udziału DME w mieszance przy prędkości 3000 obr/min z fabrycznymi nastawami kąta zapłonu



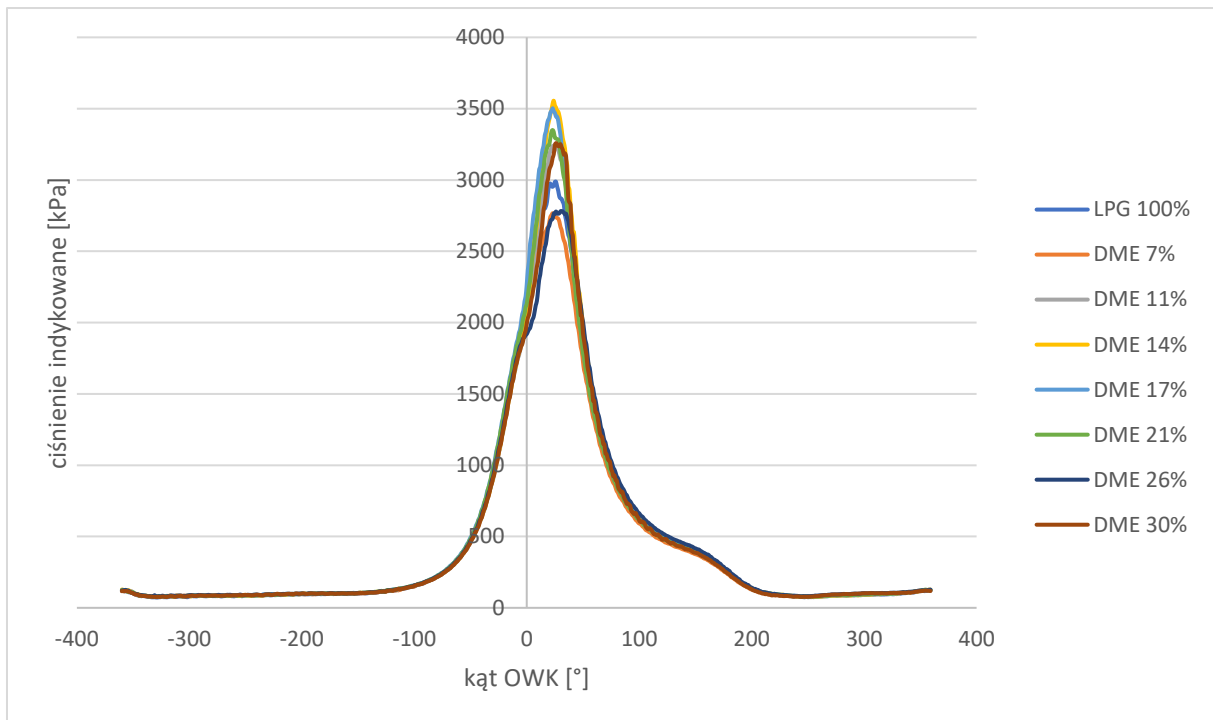
Rys. 5.17. Wykres powierzchniowy średnich ciśnień w funkcji zmieniającego się obciążenia oraz udziału DME w mieszance przy prędkości 3000 obr/min z dodatkową korektą kąta zapłonu o 3°



Rys. 5.18. Wykres powierzchniowy średnich ciśnień w funkcji zmieniającego się obciążenia oraz udziału DME w mieszaniu przy prędkości 3000 obr/min z dodatkową korektą kąta zapłonu o 6°

5.1.2. Identyfikacja granic procesu spalania

Podstawowym parametrem odzwierciedlającym przemiany termodynamiczne zachodzące w cylindrze silnika jest ciśnienie indykowane. Zarejestrowany przebieg zmian ciśnienia przedstawiono w formie otwartego wykresu indykatorowego (Rys. 5.19.). Wyraźny wzrost ciśnienia występujący po GMP jest wywołany procesem spalania. Obserwacja jednostkowych przyrostów ciśnienia, uzyskanych po różniczkowaniu funkcji ciśnienia, daje dokładniejszą informację odnośnie kierunku zmian ciśnienia, czyli jego wzrostu i spadku. Nie pozwala to jednak na precyzyjne wskazanie granic procesu spalania, ponieważ na zmianę ciśnienia mają także wpływ inne procesy [34].



Rys. 5.19. Otwarty wykres indykatorowy, zarejestrowany w trakcie badań hamownianych

Zgodnie z równaniem Clapeyrona (5.1) zmiana ciśnienia jest wywołana także zmianą objętości cylindra [34].

$$pV = nRT \quad (5.1)$$

p – ciśnienie gazu,
 V – objętość,
 n – liczba moli,
 R - stała gazowa,
 T – temperatura.

Zmiany objętości cylindra silnika w funkcji kąta położenia wału korbowego przedstawia zależność:

$$V(\varphi) = V_{\min} \cdot \left[1 + \frac{\varepsilon - 1}{2} \cdot \left(1 - \cos \varphi + \frac{\lambda_k \cdot \sin^2 \varphi}{2} \right) \right] \quad (5.2)$$

V_{\min} - objętość komory spalania

ε - stopień sprężania

λ_k - współczynnik korbowodowy

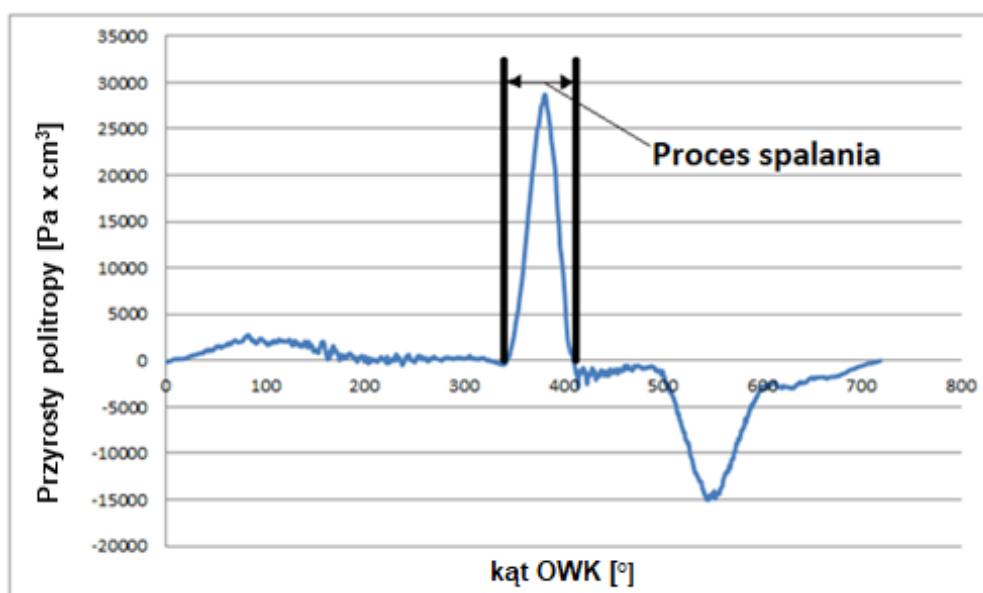
$$\lambda_k = \frac{R_w}{L_k} \quad (5.3)$$

R_w - promień wykorbienia,

L_k - długość korbowodu

φ - kąt obrotu wału korbowego OWK

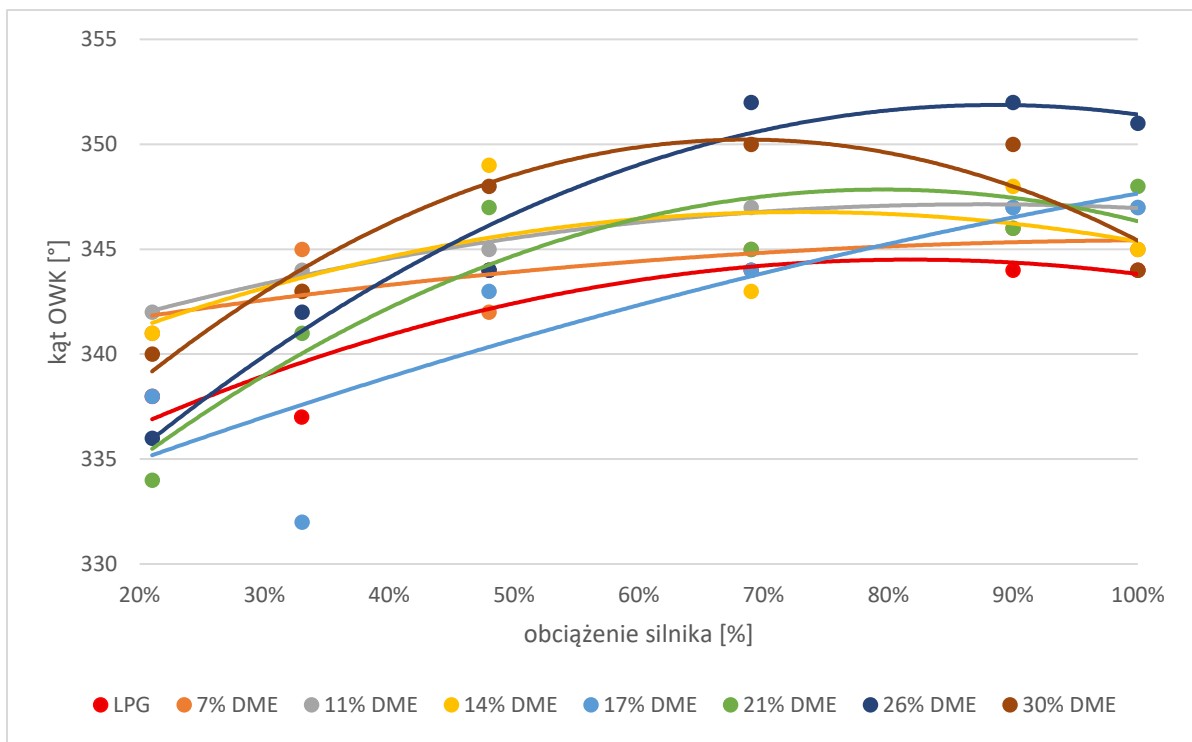
Uwzględniając wpływ jaki wywiera zmiana objętości cylindra na ciśnienie indykowane, należy obliczyć iloczyn pV , tak jak w przypadku przemiany politropowej. Przedstawienie tego parametru w funkcji kąta obrotu wału korbowego, pozwala zaobserwować wyraźniej nagły wzrost wartości ciśnienia wywołany wydzielaniem ciepła w procesie spalania. Po zróżniczkowaniu wartości funkcji, można dokładnie wyznaczyć granice procesu spalania, a także fazy wymiany ładunku w realizowanym cyklu roboczym silnika [34] (Rys. 5.20).



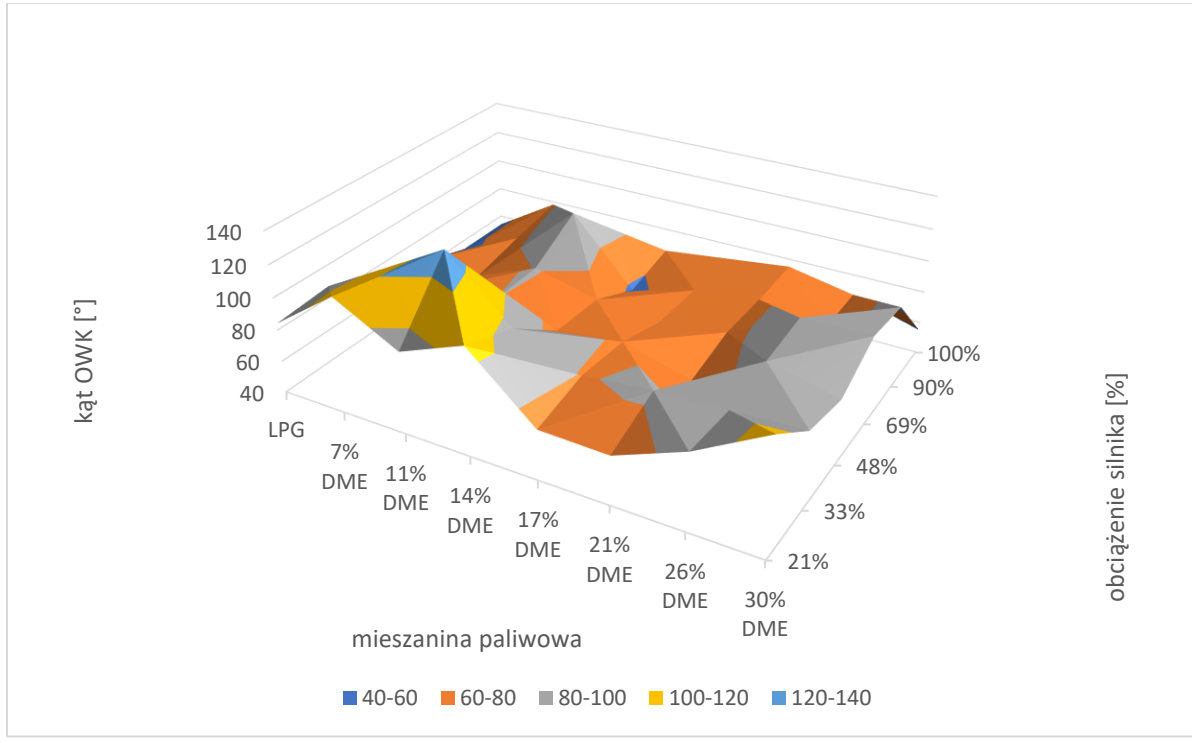
Rys.5.20. Różniczka pV w funkcji kąta OWK dla obciążenia 100% i prędkości silnika 3000 [obr/min], przy zasilaniu mieszaniną 7% DME

Przedstawiona metoda identyfikacji procesu spalania jest w rzeczywistości uproszczeniem metody Rassweilera – Withrowa, która pozwala na obliczenie stopnia masy wypalenia ładunku (MFB – Mass Fraction Burned). Uproszczenie polega na tym, że wyznacza się tutaj jedynie granice procesu spalania, bez określania bieżącego stopnia wypalenia ładunku [34].

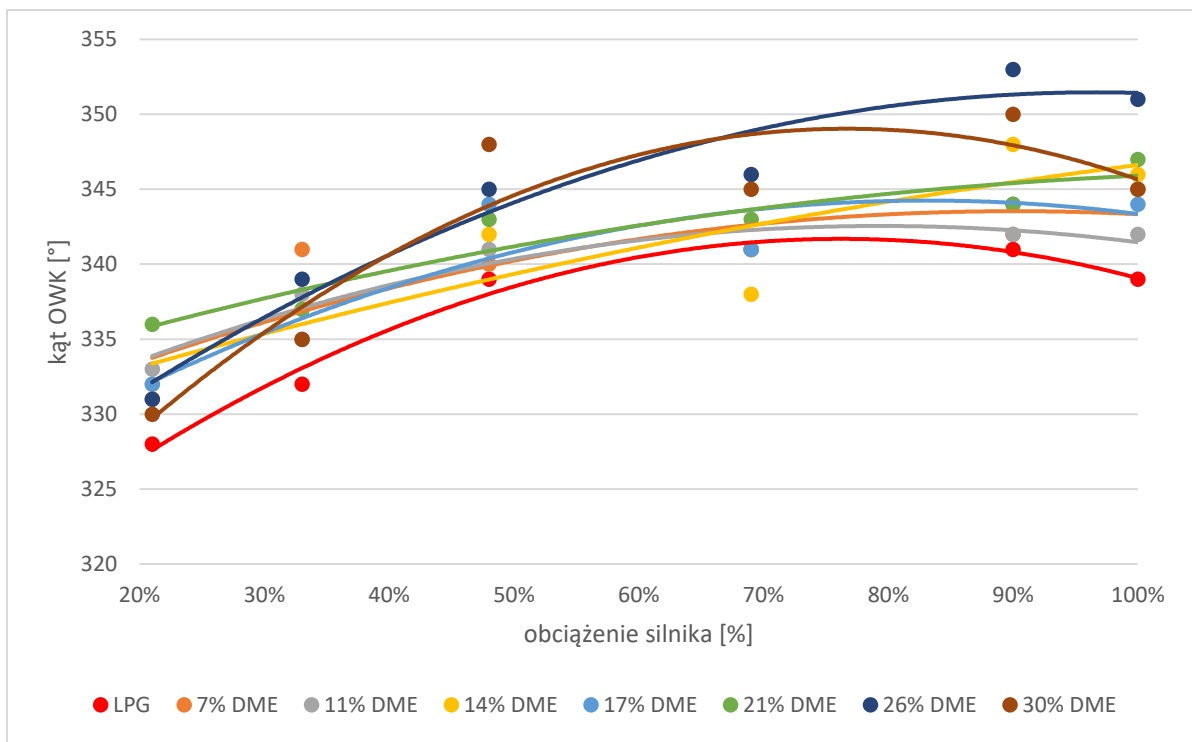
Na rysunku 5.20 – 5.26 zaprezentowano początki procesu spalania oraz długości procesu spalania dla wybranej prędkości obrotowej (rys 5.21 – 5.26).



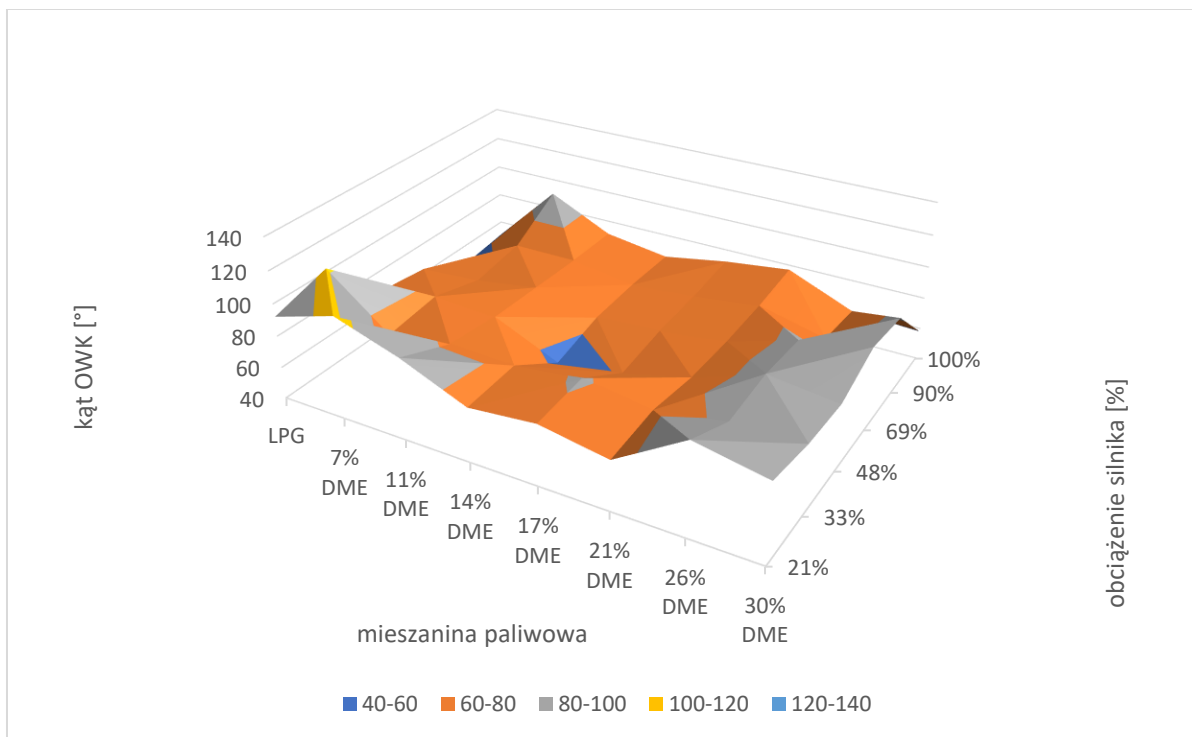
Rys. 5.21. Początki procesu spalania dla mieszanin LPG+DME przy prędkości 3000 obr/min z fabrycznymi nastawami KWZ



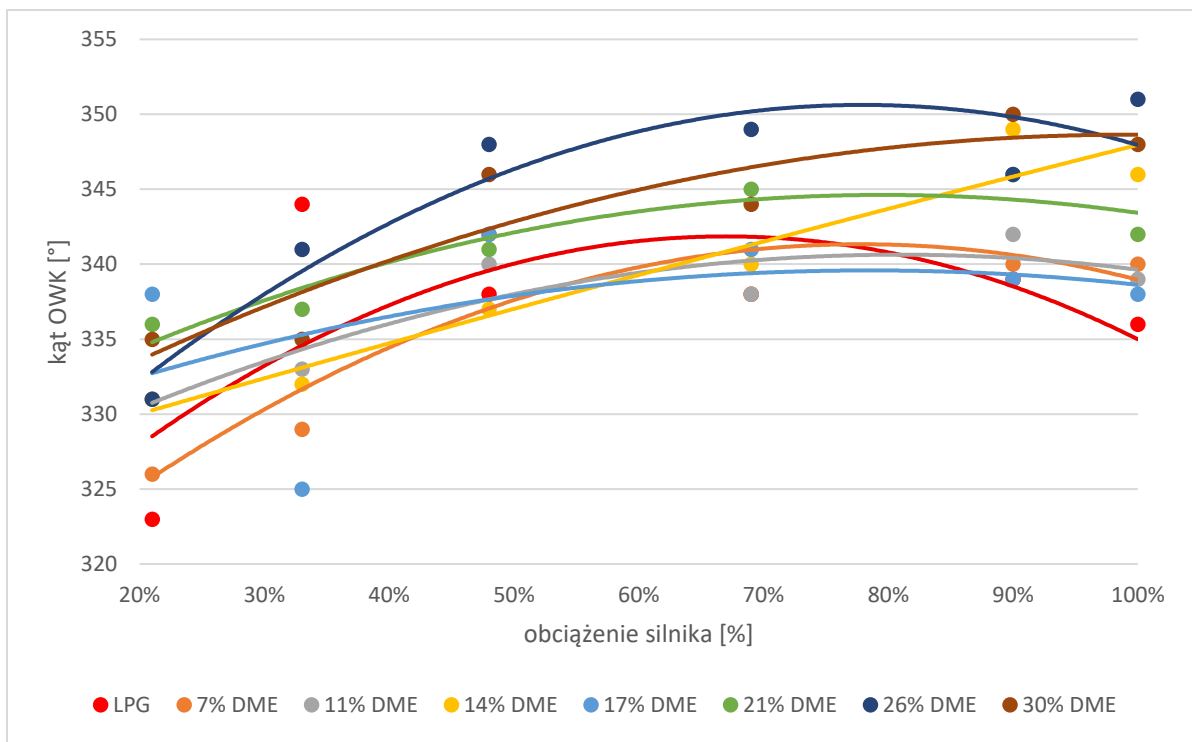
Rys. 5.22. Długość trwania procesu spalania dla mieszanin LPG+DME przy prędkości 3000 obr/min z fabrycznymi nastawami KWZ



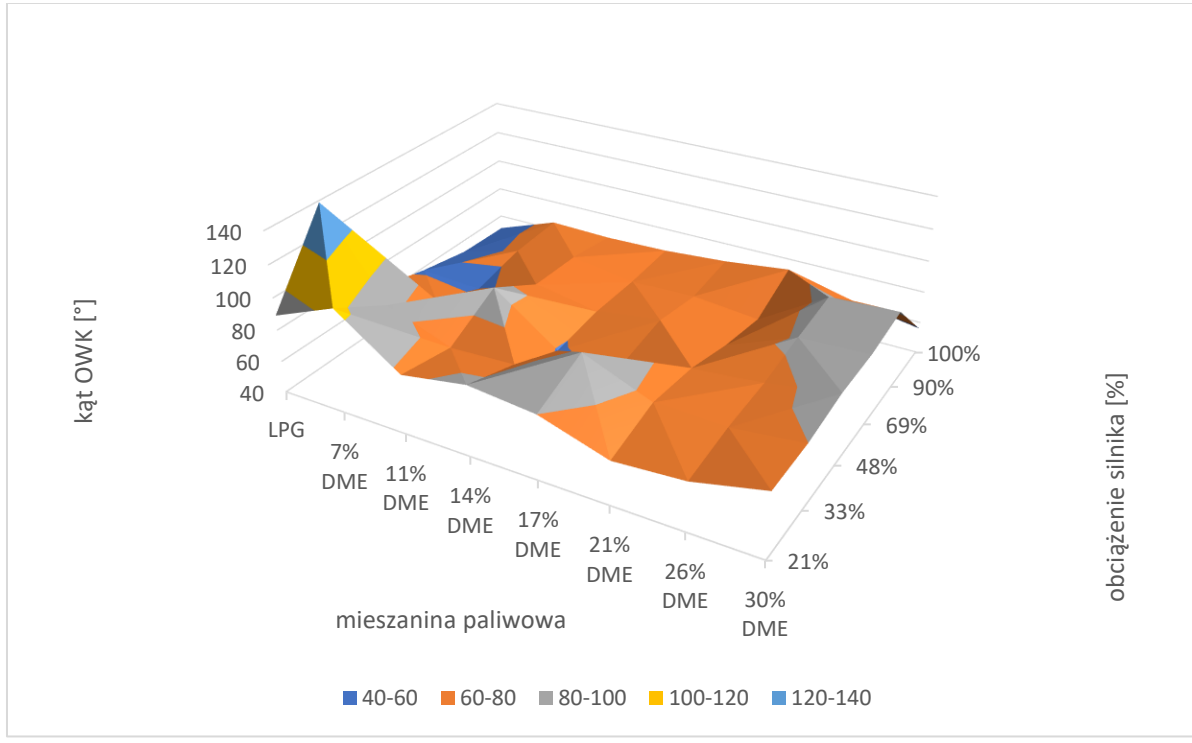
Rys. 5.23. Początki procesu spalania dla mieszanin LPG+DME przy prędkości 3000 obr/min z dodatkową korektą KWZ o 3°



Rys. 5.24. Długość trwania procesu spalania dla mieszanin LPG+DME przy prędkości 3000 obr/min z dodatkową korektą KWZ o 3°



Rys. 5.25. Początki procesu spalania dla mieszanin LPG+DME przy prędkości 3000 obr/min z dodatkową korektą KWZ o 6°



Rys. 5.26. Długość trwania procesu spalania dla mieszanin LPG+DME przy prędkości 3000 obr/min z dodatkową korektą KWZ o 6°

Na podstawie przeprowadzonej analizy początków procesu spalania można stwierdzić, że przy fabrycznych nastawach kąta wyprzedzenia zapłonu (rys. 5.22), proces rozpoczynał się wcześniej dla niskich oraz średnich obciążeń silnika. Zależność tą można zaobserwować dla wszystkich badanych mieszanin, gdzie proces rozpoczynał się między 335 a 345° obrotu wału korbowego. Biorąc pod uwagę cały zakres obciążeń, proces spalania rozpoczynał się najwcześniej przy zasilaniu LPG oraz DME 17%, a najpóźniej dla mieszaniny 26 i 30% DME, szczególnie w wyższym zakresie obciążeń. Proces spalania trwał najdłużej przy zasilaniu mieszaniną 7 i 11% DME w zakresie najniższych obciążeń silnika (rys. 5.22).

Przy wprowadzeniu dodatkowej korekty zapłonu o 3° (rys. 5.23), proces spalania rozpoczynał się wcześniej, co najłatwiej zaobserwować przy najniższych obciążeniach silnika. Ponadto proces spalania czystego LPG rozpoczynał się wcześniej od wszystkich mieszanin z DME. Korekta skróciła długość procesu spalania przy zasilaniu mieszaniną 7 i 11% DME (rys. 5.24).

Dodatkowa korekta kąta wyprzedzania zapłonu o 6° (rys. 5.25) można zaobserwować, że proces początku spalania był najbardziej zróżnicowany w zależności od zastosowanej mieszaniny. Przykładowo, różnica początków procesu spalania między mieszaniną 17%DME a czystym LPG przy obciążeniu 33% wyniosła 19°. Przy najniższych obciążeniach początek procesu spalania przypadał najwcześniej dla mieszanin 7 – 14% DME. W przypadku maksymalnego obciążenia silnika najszybciej zaczynał się proces spalania czystego LPG, a najwolniej mieszaniny DME 26 i 30%, podobnie jak w seriach pomiarowych bez korekty kąta zapłonu. Wprowadzona korekta wydłużyła proces spalania mieszaniny 7% DME przy najmniejszym obciążeniu, natomiast skróciła proces spalania dla mieszaniny 30% przy niskich obciążeniach, a w przypadku mieszaniny 11% zarówno w niskich jak i najwyższych obciążeniach silnika.

5.1.3. Wpływ udziału DME w mieszaninie na uzyskaną moc

Pomiar mocy wykonywano za pomocą hamowni podwoziowej. Badanie odbywało się równoległe z pomiarem zużycia paliwa. Zarejestrowane dane to tak zwana „moc na kołach”.

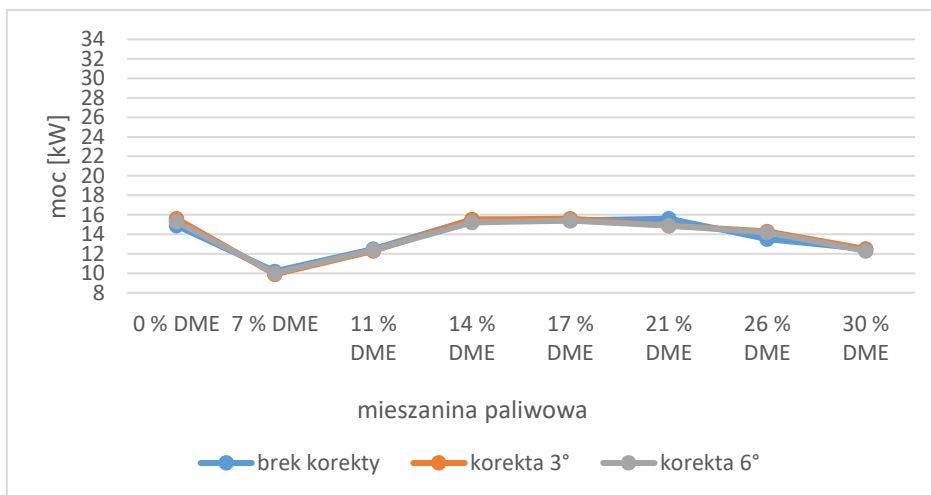
Pomiar mocy wykonano dla wszystkich badanych mieszanin LPG + DME, dodatkowo rozszerzając zakres o zasilanie silnika czystym LPG.

Na rysunku 5.27 – 5.32 przedstawiono wpływ korekty kąta zapłonu, na uzyskaną moc dla różnych udziałów DME w mieszaninie. Wyniki zebrano dla prędkości obrotowej silnika 2000 obr/min oraz zmiennego obciążenia silnika.

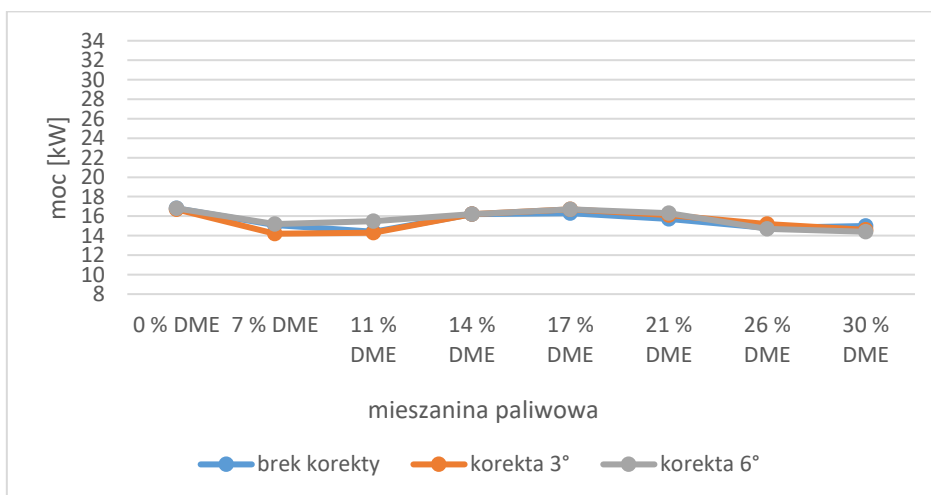
W przypadku obciążeń silnika 21, 48, 90%, nie zarejestrowano zauważalnych zmian w wyniku zastosowania dodatkowej korekty kąta wyprzedzenia zapłonu. Przy obciążeniu silnika 33%, korekta zapłonu o dodatkowe 3° nieznacznie zmniejszyła moc dla mieszaniny 7% DME, natomiast korekta 6° zwiększyła moc dla mieszaniny 11% DME. W przypadku obciążenia 69%, korekta KWZ 6° zwiększyła moc dla mieszanin 7 i 11% DME, jednocześnie zmniejszając moc dla mieszanin 14, 21, 26, 30% DME. Korekta KWZ 3° oraz tego samego obciążenia, zwiększyła moc jedynie dla mieszaniny o najniższym udziale DME. Dla maksymalnego obciążenia silnika, dodatkowa korekta kąta wyprzedzenia zapłonu, zwiększyła moc silnika dla wszystkich badanych paliw. Największy przyrost mocy odnotowano dla mieszaniny 11% DME.

Na rysunkach 5.33 – 5.40 przedstawiono analizę tych samych wyników mocy, jednak w funkcji zmieniającego się obciążenia silnika. Wyniki zebrano kolejno dla wszystkich badanych paliw, przy prędkości silnika 2000 obr/min.

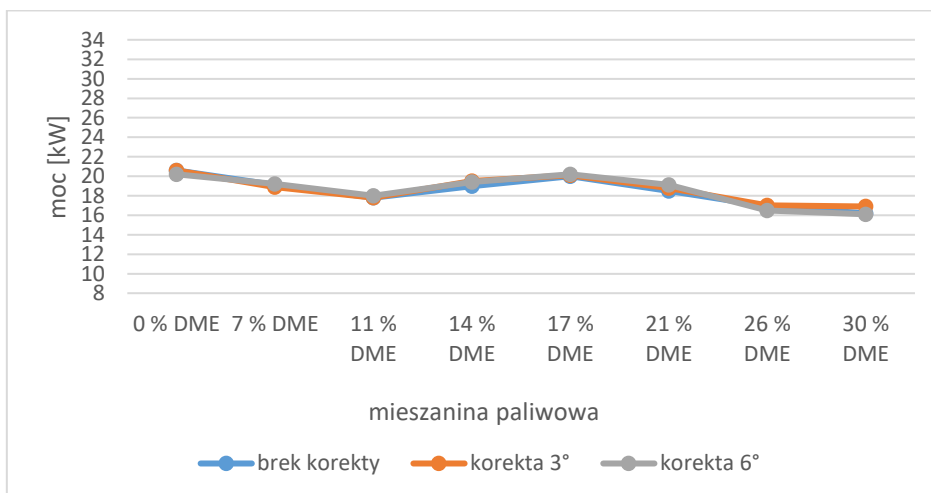
W przypadku zasilania silnika czystym LPG, korekta kąta zapłonu miała korzystny wpływ na uzyskaną moc dla najniższego i najwyższego obciążenia silnika. Dla mieszaniny 7% DME korekta zapłonu o 3° zmniejszyła moc w zakresie niskich obciążeń silnika, natomiast zwiększyła moc powyżej obciążenia 69%. Podczas zasilania silnika mieszaniną 11% DME, korekta zapłonu o 6°, zwiększyła moc silnika w całym zakresie obciążeń, a szczególnie powyżej 69%. Dla mieszaniny 17 i 21% DME, dodatkowa korekta zapłonu nie miała znaczącego wpływu na generowaną moc. Przy zasilaniu mieszaniną DME 14 i 30% korekta zapłonu przyniosła nieznaczną korzyść zwiększenia mocy, tylko dla maksymalnego obciążenia. Dla mieszaniny 26%, dodatkowa korekta KWZ zwiększyła moc tylko dla najniższego i najwyższego obciążenia.



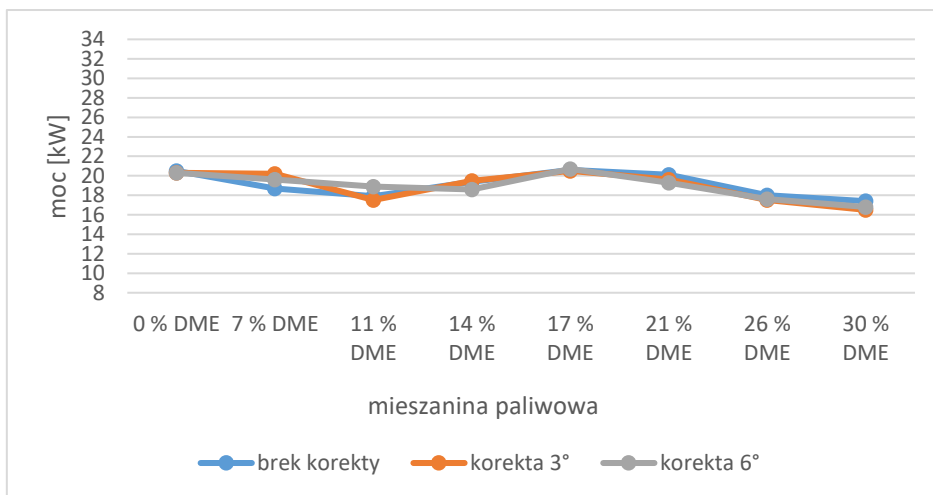
Rys. 5.27. Wpływ korekty kąta wyprzedzenia zapłonu na uzyskaną moc przy zasilaniu mieszaninami o zmiennym udziale DME dla obciążenia silnika 21% oraz prędkości obrotowej 2000 obr/min



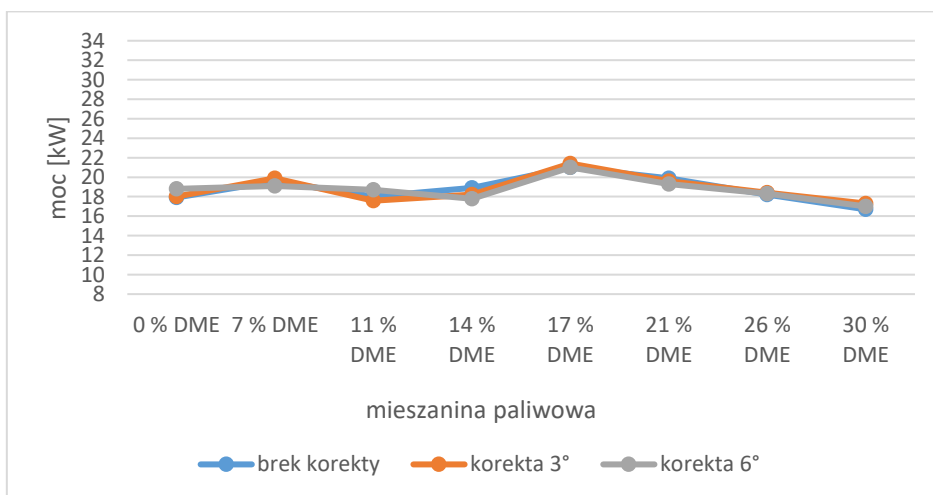
Rys. 5.28. Wpływ korekty kąta wyprzedzenia zapłonu na uzyskaną moc przy zasilaniu mieszaninami o zmiennym udziale DME dla obciążenia silnika 33% oraz prędkości obrotowej 2000 obr/min



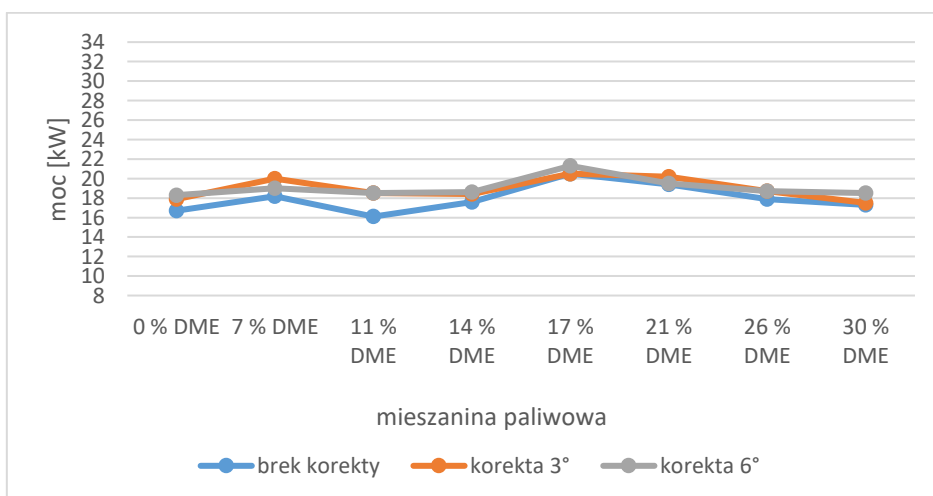
Rys. 5.29. Wpływ korekty kąta wyprzedzenia zapłonu na uzyskaną moc przy zasilaniu mieszaninami o zmiennym udziale DME dla obciążenia silnika 48% oraz prędkości obrotowej 2000 obr/min



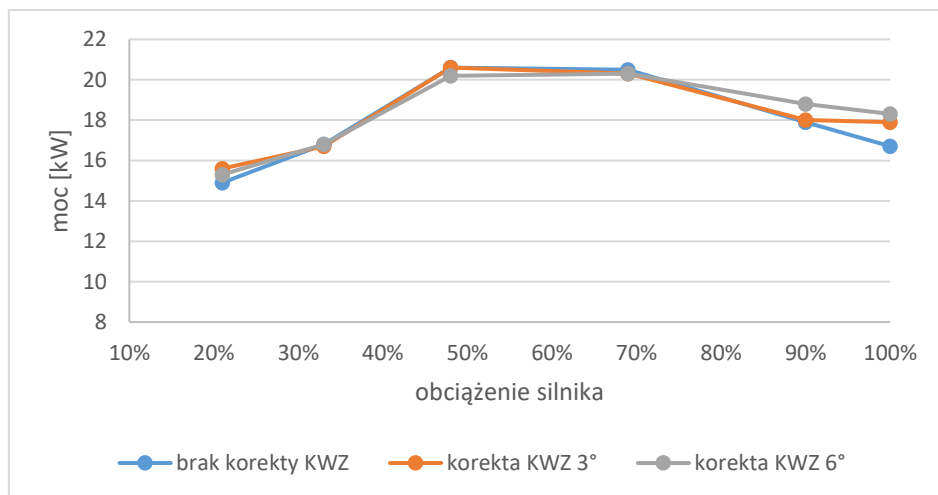
Rys. 5.30. Wpływ korekty kąta wyprzedzenia zapłonu na uzyskaną moc przy zasilaniu mieszaninami o zmiennym udziale DME dla obciążenia silnika 69% oraz prędkości obrotowej 2000 obr/min



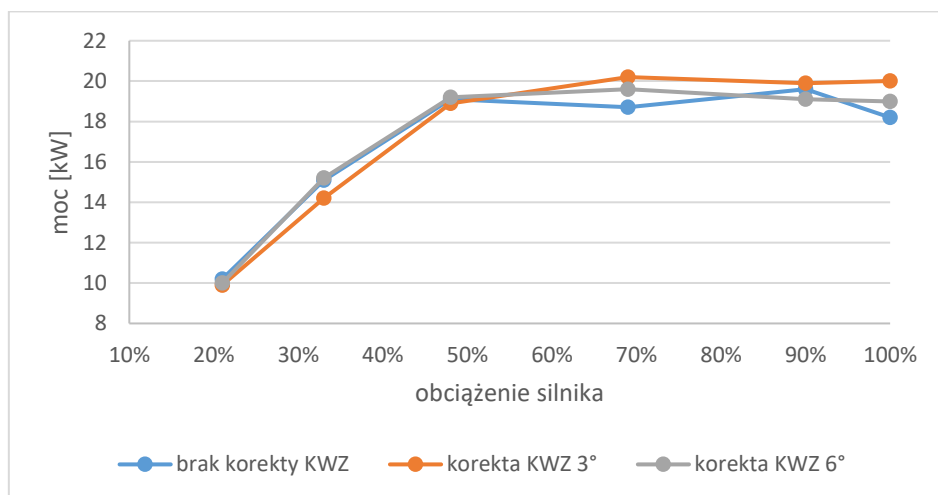
Rys. 5.31. Wpływ korekty kąta wyprzedzenia zapłonu na uzyskaną moc przy zasilaniu mieszaninami o zmiennym udziale DME dla obciążenia silnika 90% oraz prędkości obrotowej 2000 obr/min



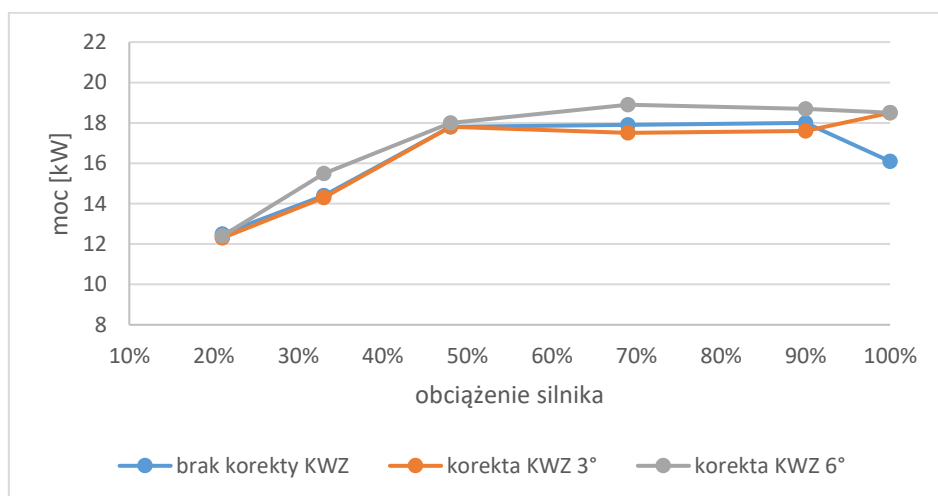
Rys. 5.32. Wpływ korekty kąta wyprzedzenia zapłonu na uzyskaną moc przy zasilaniu mieszaninami o zmiennym udziale DME dla obciążenia silnika 100% oraz prędkości obrotowej 2000 obr/min



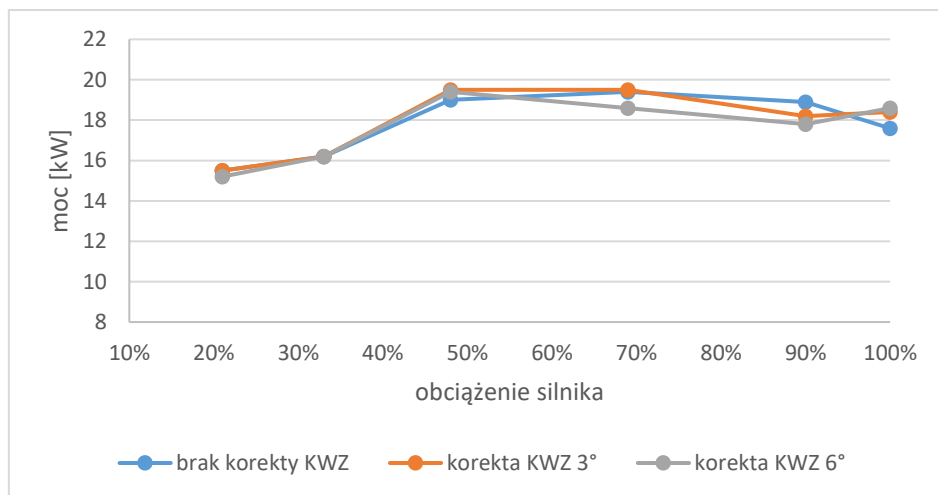
Rys. 5.33. Charakterystyka uzyskanej mocy w funkcji obciążenia silnika, przy zasilaniu czystym LPG dla prędkości obrotowej 2000 obr/min i różnych nastaw kąta wyprzedzenia zapłonu



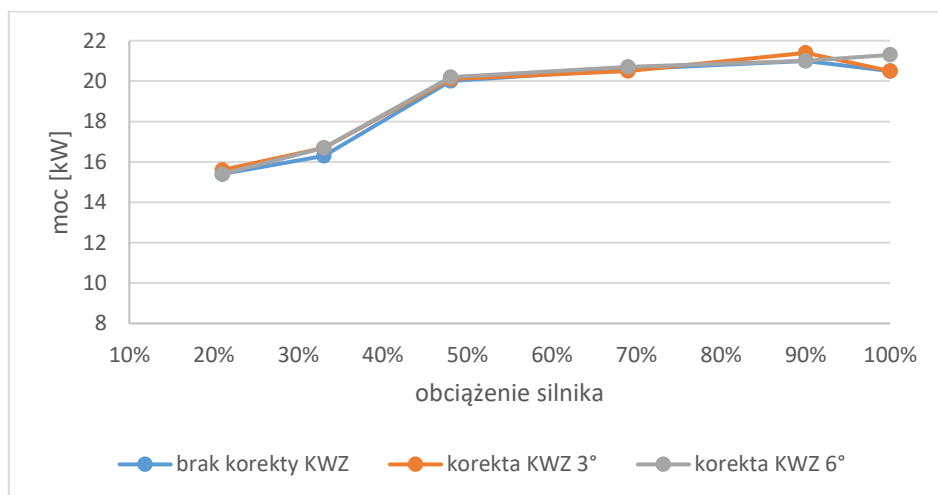
Rys. 5.34. Charakterystyka uzyskanej mocy w funkcji obciążenia silnika, przy zasilaniu mieszaniną DME 7% dla prędkości obrotowej 2000 obr/min i różnych nastaw kąta wyprzedzenia zapłonu



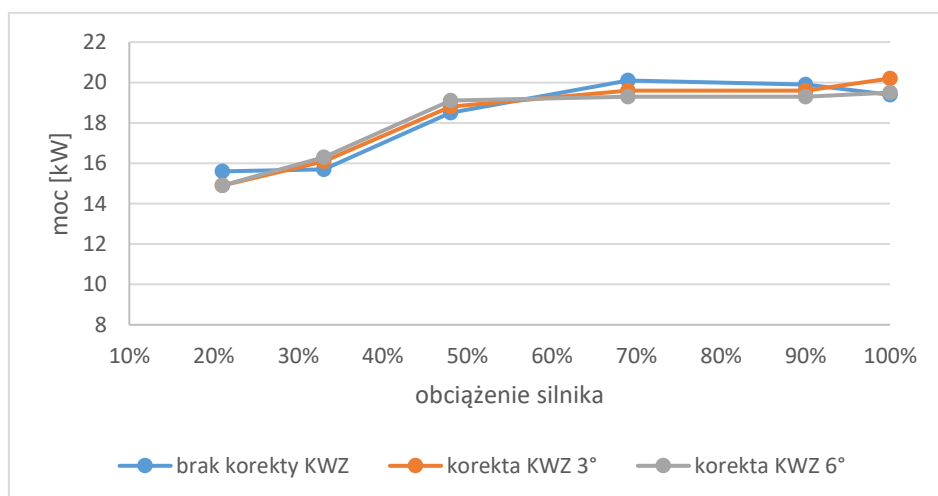
Rys. 5.35. Charakterystyka uzyskanej mocy w funkcji obciążenia silnika, przy zasilaniu mieszaniną DME 11% dla prędkości obrotowej 2000 obr/min i różnych nastaw kąta wyprzedzenia zapłonu



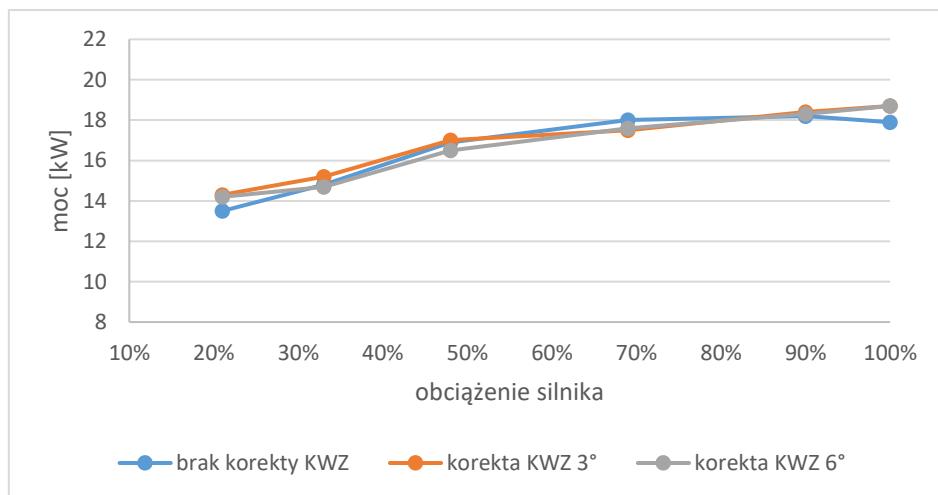
Rys. 5.36. Charakterystyka uzyskanej mocy w funkcji obciążenia silnika, przy zasilaniu mieszaniną DME 14% dla prędkości obrotowej 2000 obr/min i różnych nastaw kąta wyprzedzenia zapłonu



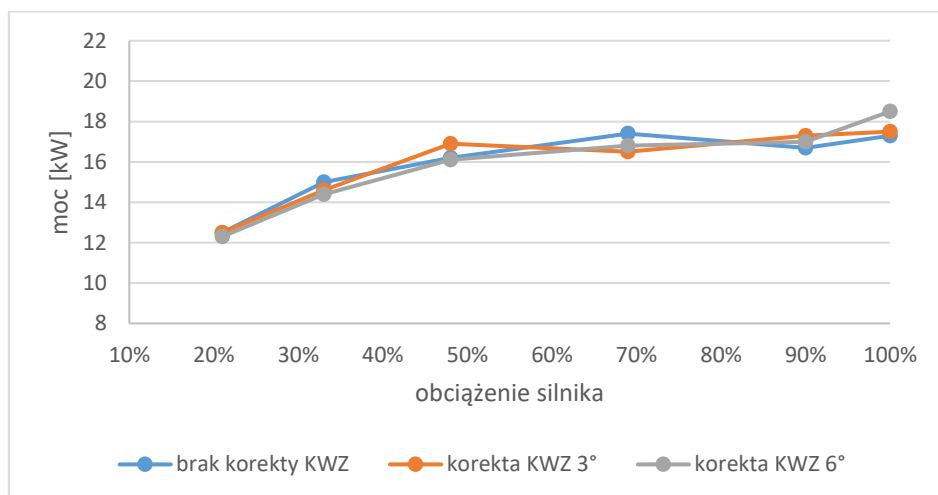
Rys. 5.37. Charakterystyka uzyskanej mocy w funkcji obciążenia silnika, przy zasilaniu mieszaniną DME 17% dla prędkości obrotowej 2000 obr/min i różnych nastaw kąta wyprzedzenia zapłonu



Rys. 5.38. Charakterystyka uzyskanej mocy w funkcji obciążenia silnika, przy zasilaniu mieszaniną DME 21% dla prędkości obrotowej 2000 obr/min i różnych nastaw kąta wyprzedzenia zapłonu

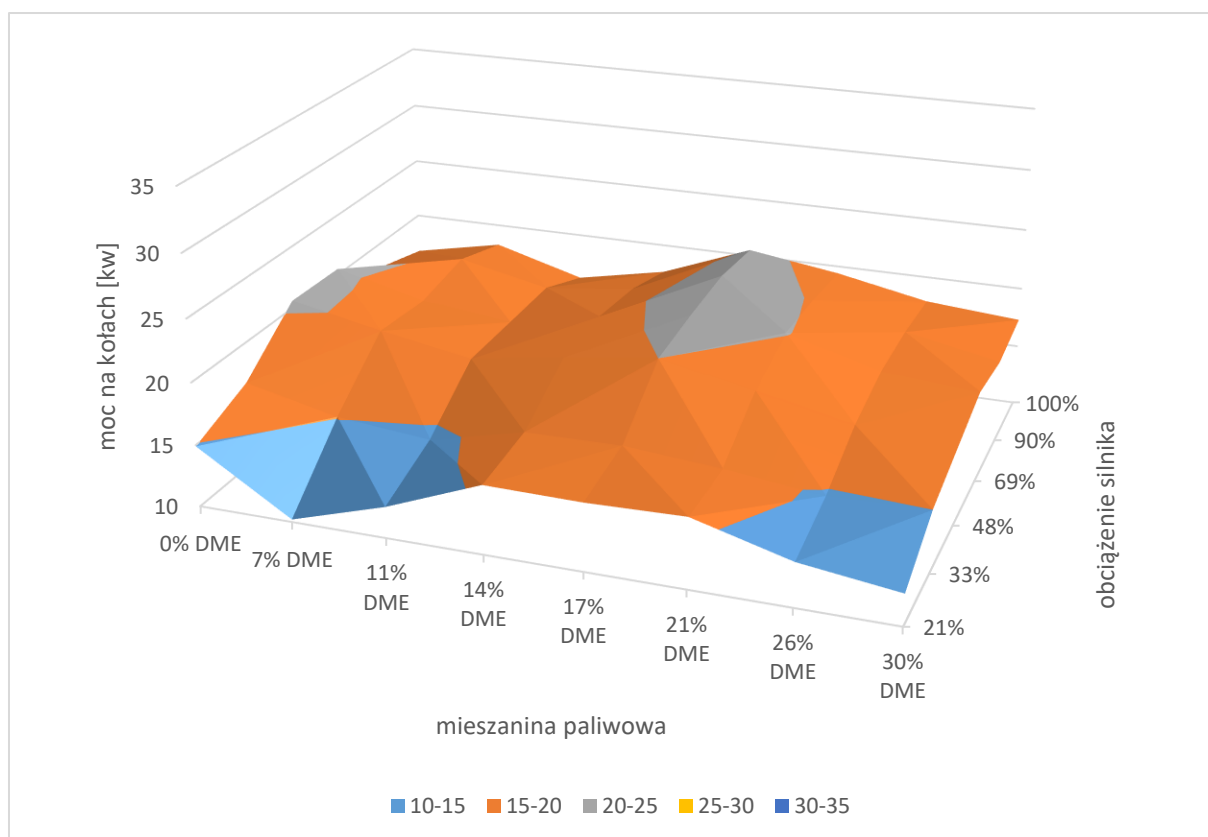


Rys. 5.39. Charakterystyka uzyskanej mocy w funkcji obciążenia silnika, przy zasilaniu mieszaniną DME 26% dla prędkości obrotowej 2000 obr/min i różnych nastaw kąta wyprzedzenia zapłonu



Rys. 5.40. Charakterystyka uzyskanej mocy w funkcji obciążenia silnika, przy zasilaniu mieszaniną DME 30% dla prędkości obrotowej 2000 obr/min i różnych nastaw kąta wyprzedzenia zapłonu

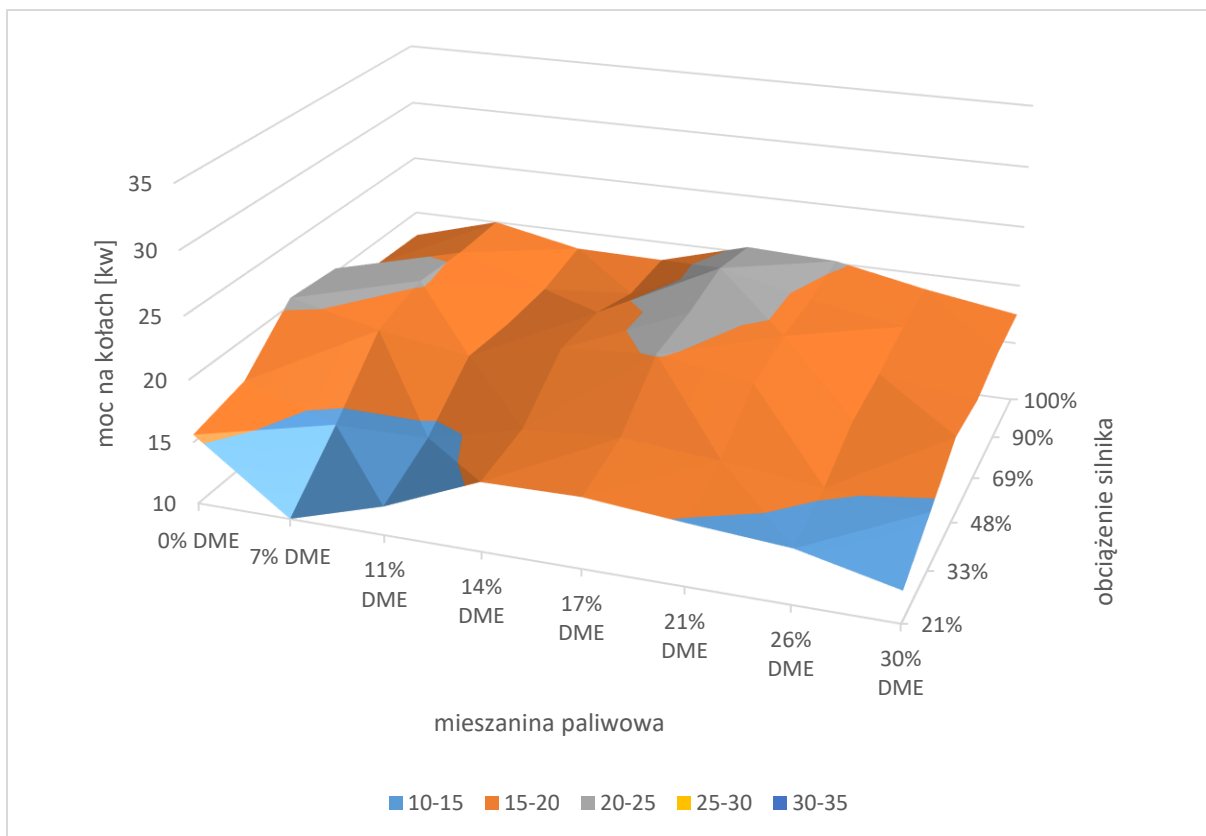
Na poniższych wykresach powierzchniowych, zaprezentowano wyniki uzyskanej mocy dla prędkości silnika 2000 obr/min dla seryjnych nastaw silnika (rys. 5.41.) oraz korekty zapłonu o dodatkowe 3° (rys. 5.42) i 6° (rys. 5.43). Ten rodzaj wykresów, pozwala przedstawić w sposób graficzny tendencje zmian mocy silnika, w zależności od udziału DME w mieszaninie oraz obciążenia silnika.



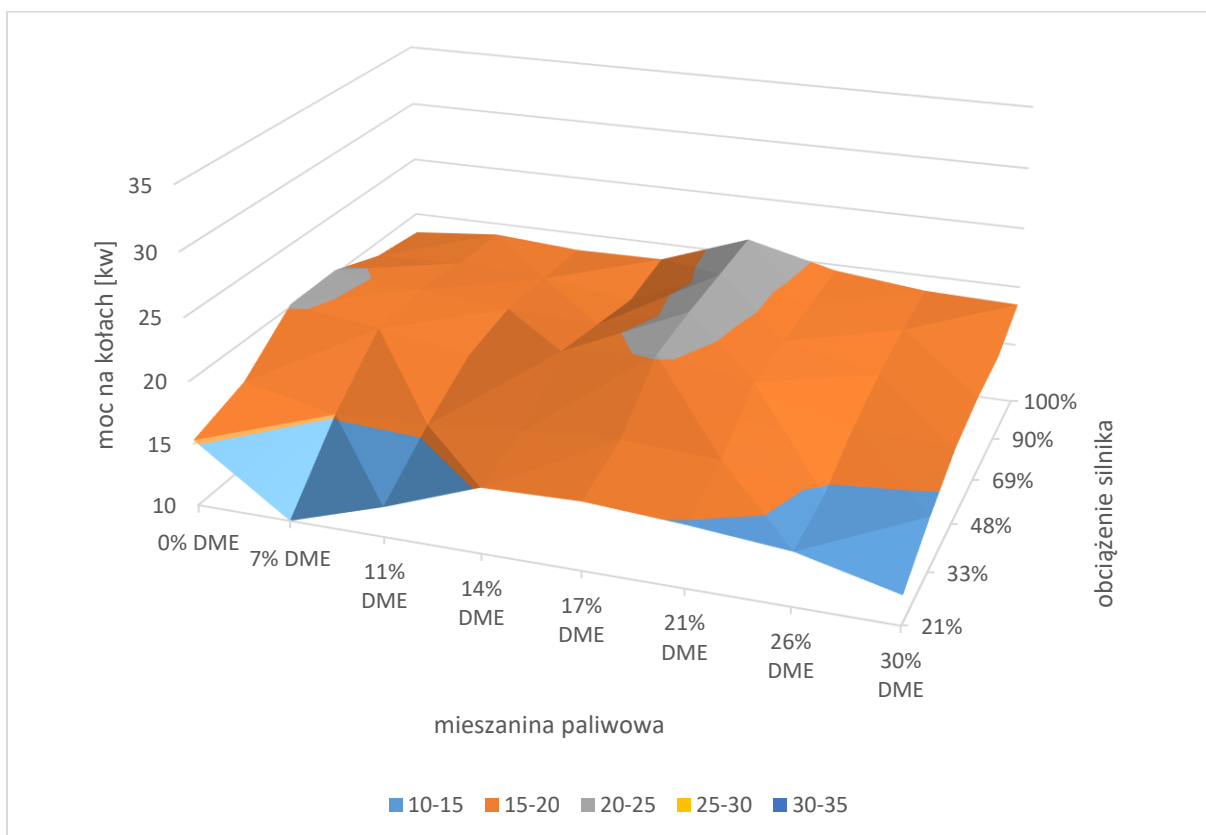
Rys. 5.41. Moc na kołach w zależności od składu mieszanki i obciążenia, dla prędkości silnika 2000 obr/min z fabrycznymi nastawami wyprzedzenia kąta zapłonu

W przypadku serii badań wykonanych bez korekty kąta zapłonu najwyższą moc uzyskano dla mieszanin 14 – 21% DME w zakresie średnich i najwyższych obciążeń. Dla LPG zarejestrowano nieco niższą moc w zakresie wyższych obciążeń, jednak z tendencją spadku mocy dla maksymalnych obciążeń.

Korekta zapłonu o dodatkowe 3° zwiększyła moc dla mieszanki 7% DME średnich i wysokich obciążeniach silnika. Korekta zapłonu o 6° zwiększyła moc przy zasilaniu mieszaniną 11% DME, co ujednoliciło charakterystykę uzyskanej mocy dla mieszanin o niskim udziale DME w mieszaninie. Jednocześnie powyższa korekta, zmniejszyła moc przy zasilaniu mieszaninami 14 i 21% DME, przez co na wykresie widać wyraźny wzrost maksymalnej mocy zarejestrowanej dla mieszanki 17%.



Rys. 5.42. Moc na kołach w zależności od składu mieszaniny i obciążenia, dla prędkości silnika 2000 obr/min z korektą kąta zapłonu o dodatkowe 3°



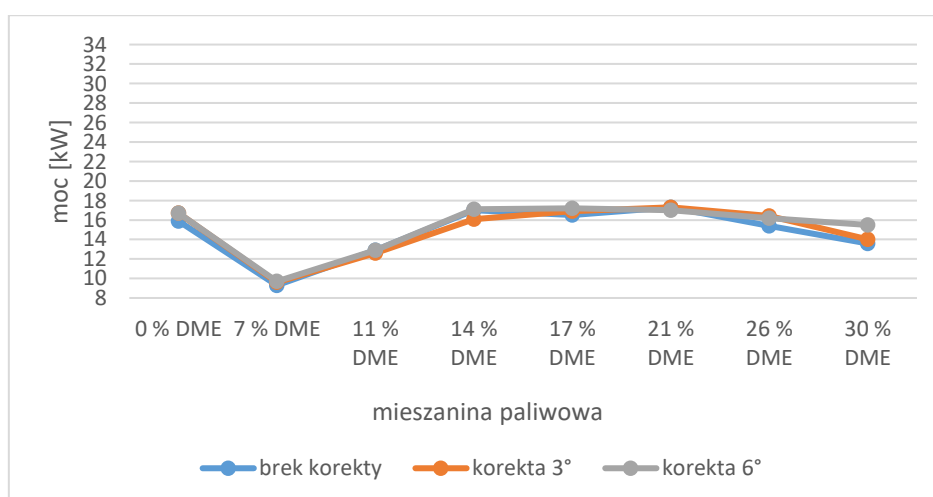
Rys. 5.43. Moc na kołach w zależności od składu mieszaniny i obciążenia, dla prędkości silnika 2000 obr/min z korektą kąta zapłonu o dodatkowe 6°

Na rysunku 5.44 – 5.49 przedstawiono wpływ korekty kąta zapłonu, na uzyskaną moc dla różnych udziałów DME w mieszaninie. Wyniki zebrano dla prędkości obrotowej silnika 2500 obr/min oraz zmiennego obciążenia silnika.

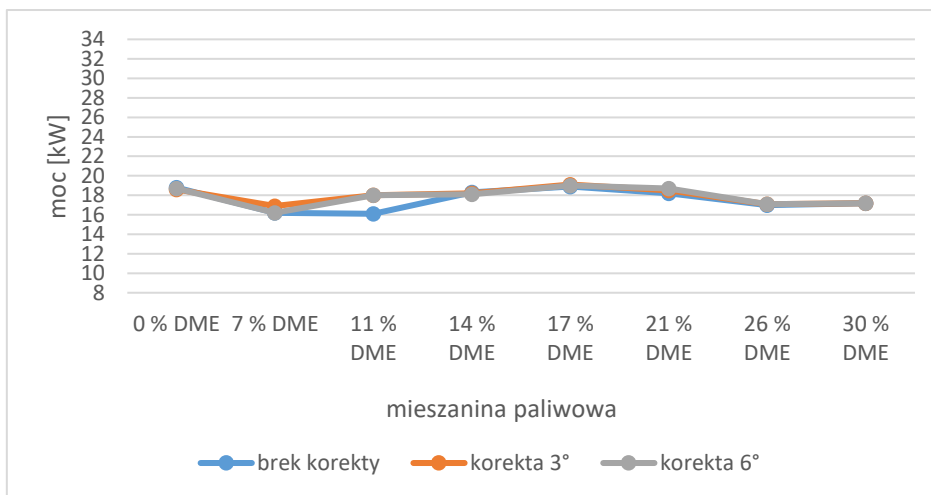
Przy najniższym obciążeniu, korekta zapłonu o dodatkowe 6° zwiększyła moc przy zasilaniu LPG oraz mieszaniną z DME o udziale 30%. W przypadku obciążenia silnika 33%, korekta zapłonu zwiększyła moc silnika o 2 kW. Dla obciążenia 48 i 69%, korekta zapłonu nieznacznie zwiększyła moc dla mieszanin o udziale DME minimum 11%. Podczas obciążenia silnika w 90% korekty zapłonu miały wpływ na zwiększenie mocy dla LPG oraz mieszaniny 7 i 11%. Ponadto dla mieszaniny DME 11%, pierwsza korekta zapłonu zwiększyła moc o 2,7 kW. Przy maksymalnym obciążeniu silnika, korekta KWZ zwiększyła moc przy zasilaniu LPG, mieszaniną 7 i 26% DME.

Na rysunkach 5.44 – 5.50 przedstawiono analizę tych samych wyników mocy, jednak w funkcji zmieniającego się obciążenia silnika. Wyniki zebrano kolejno dla wszystkich badanych paliw, przy prędkości silnika 2500 obr/min.

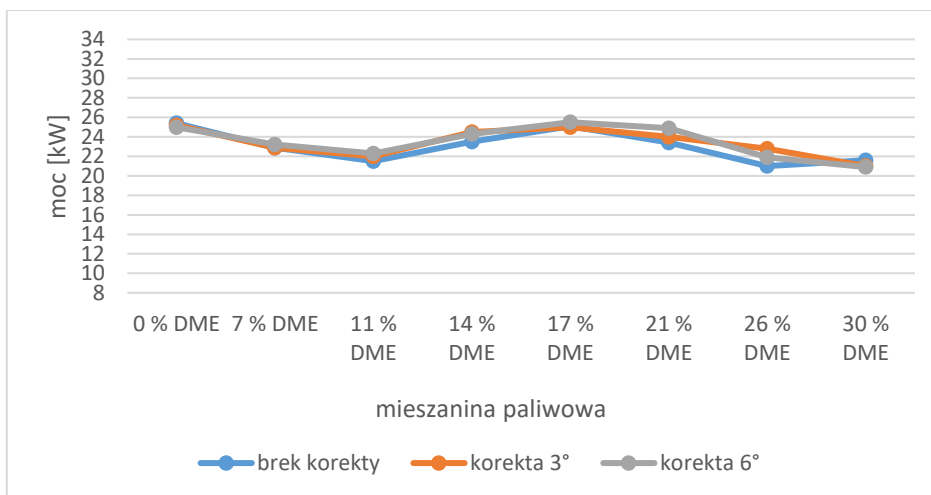
Dla paliwa LPG, korekta zapłonu zwiększyła moc silnika przy najniższych i najwyższych obciążeniach silnika. Przy zasilaniu mieszaniną o najniższym udziale DME, zarejestrowano niewielki wzrost mocy przy maksymalnych obciążeniach silnika. Z kolei dla mieszaniny 11% DME, korekta KWZ zwiększyła moc silnika dla obciążeń za wyjątkiem skrajnych obciążeń. Dla mieszanin 14 – 26% DME, korekta zapłonu zwiększyła moc silnika przy średnich obciążeniach. Przy zasilaniu mieszaniną o największym udziale DME, moc silnika nieznacznie wzrosła przy dodatkowej korekcie zapłonu o 6° , jednak tylko dla skrajnych obciążeń.



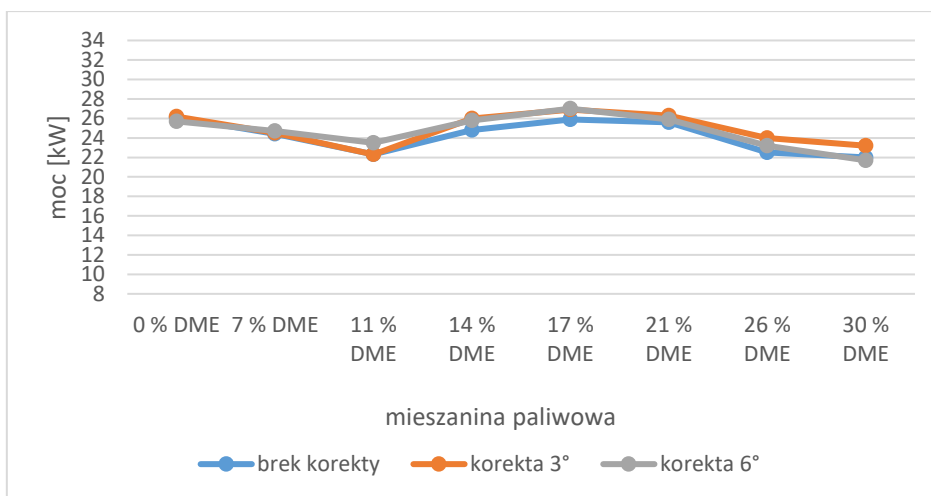
Rys. 5.44. Wpływ korekty kąta wyprzedzenia zapłonu na uzyskaną moc przy zasilaniu mieszaninami o zmiennym udziale DME dla obciążenia silnika 21% oraz prędkości obrotowej 2500 obr/min



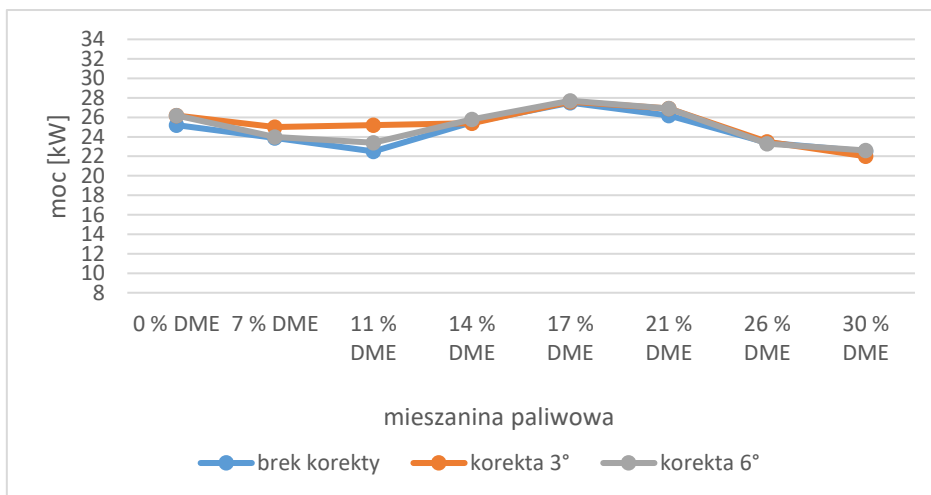
Rys. 5.45. Wy wpływ korekty kąta wyprzedzenia zapłonu na uzyskaną moc przy zasilaniu mieszaninami o zmiennym udziale DME dla obciążenia silnika 33% oraz prędkości obrotowej 2500 obr/min



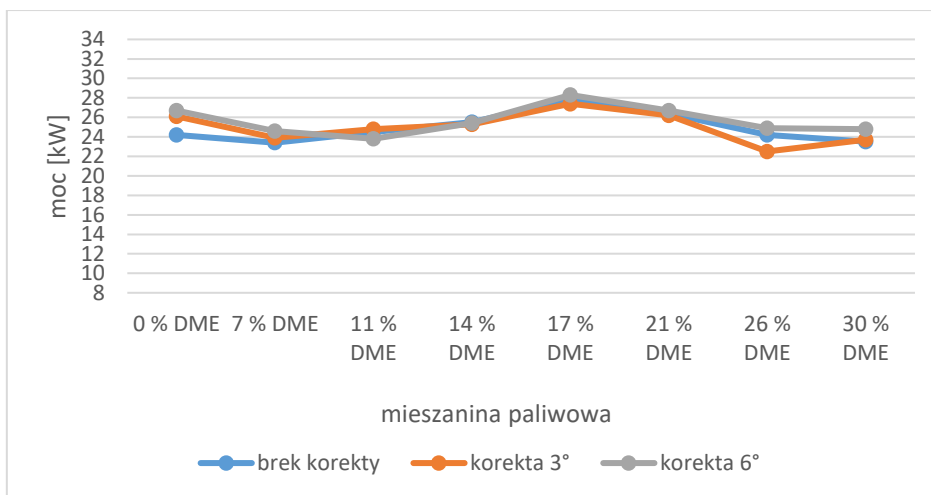
Rys. 5.46. Wy wpływ korekty kąta wyprzedzenia zapłonu na uzyskaną moc przy zasilaniu mieszaninami o zmiennym udziale DME dla obciążenia silnika 48% oraz prędkości obrotowej 2500 obr/min



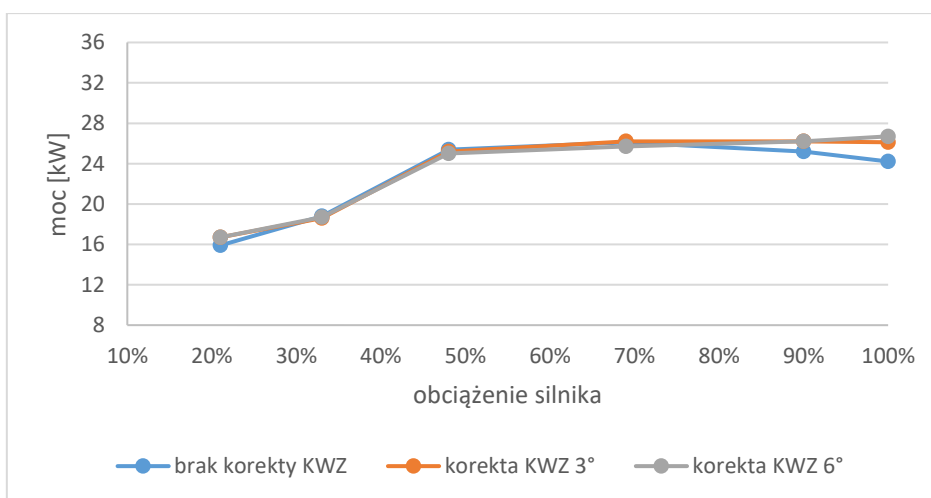
Rys. 5.47. Wy wpływ korekty kąta wyprzedzenia zapłonu na uzyskaną moc przy zasilaniu mieszaninami o zmiennym udziale DME dla obciążenia silnika 69% oraz prędkości obrotowej 2500 obr/min



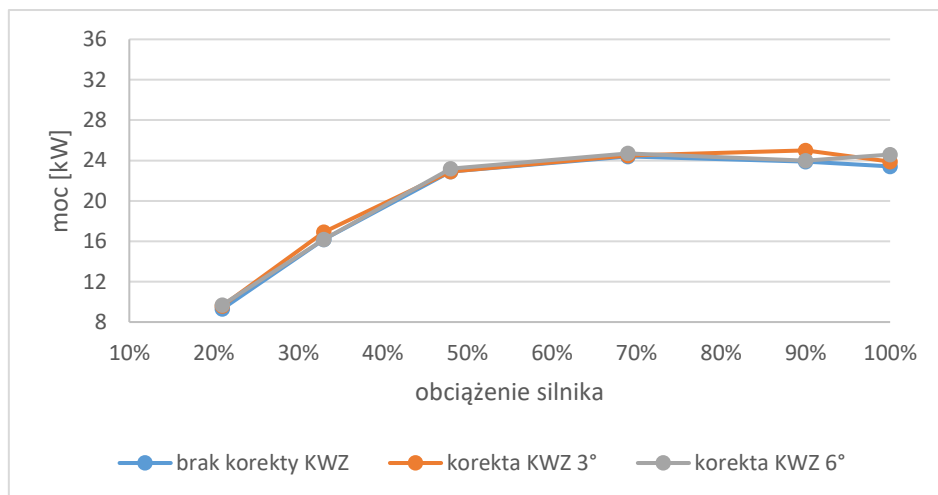
Rys. 5.48. Wpływ korekty kąta wyprzedzenia zapłonu na uzyskaną moc przy zasilaniu mieszaninami o zmiennym udziale DME dla obciążenia silnika 90% oraz prędkości obrotowej 2500 obr/min



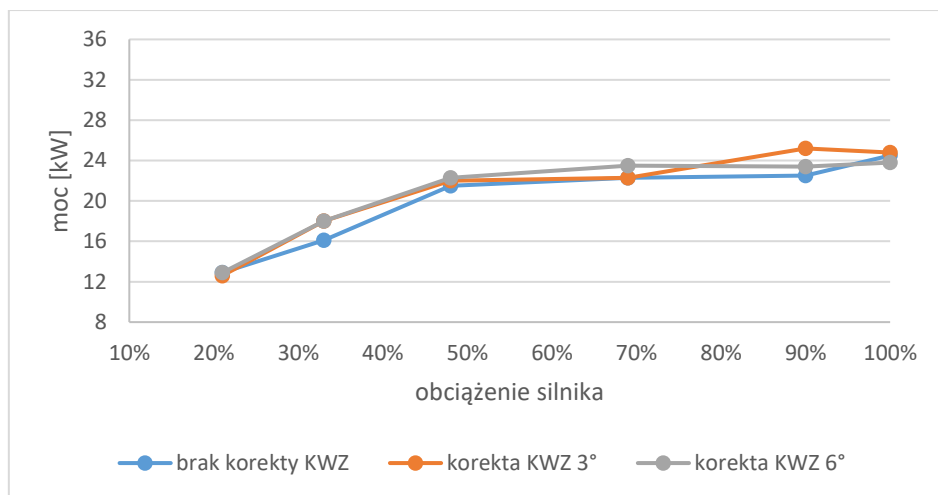
Rys. 5.49. Wpływ korekty kąta wyprzedzenia zapłonu na uzyskaną moc przy zasilaniu mieszaninami o zmiennym udziale DME dla obciążenia silnika 100% oraz prędkości obrotowej 2500 obr/min



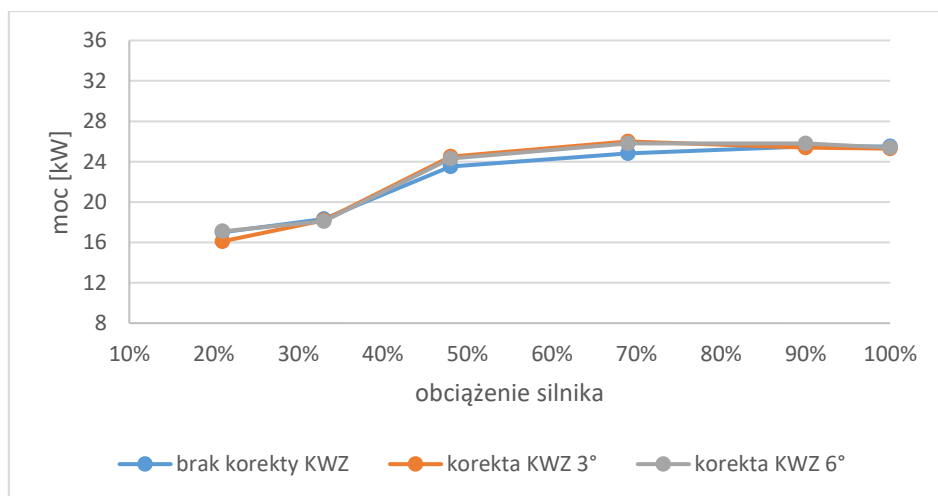
Rys. 5.50. Charakterystyka uzyskanej mocy w funkcji obciążenia silnika, przy zasilaniu czystym LPG dla prędkości obrotowej 2500 obr/min i różnych nastaw kąta wyprzedzenia zapłonu



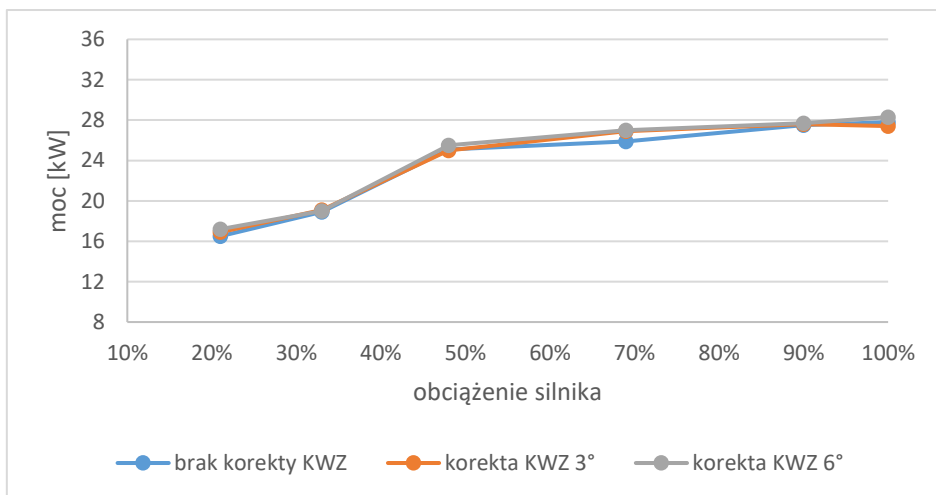
Rys. 5.51. Charakterystyka uzyskanej mocy w funkcji obciążenia silnika, przy zasilaniu mieszaniną DME 7% dla prędkości obrotowej 2500 obr/min i różnych nastaw kąta wyprzedzenia zapłonu



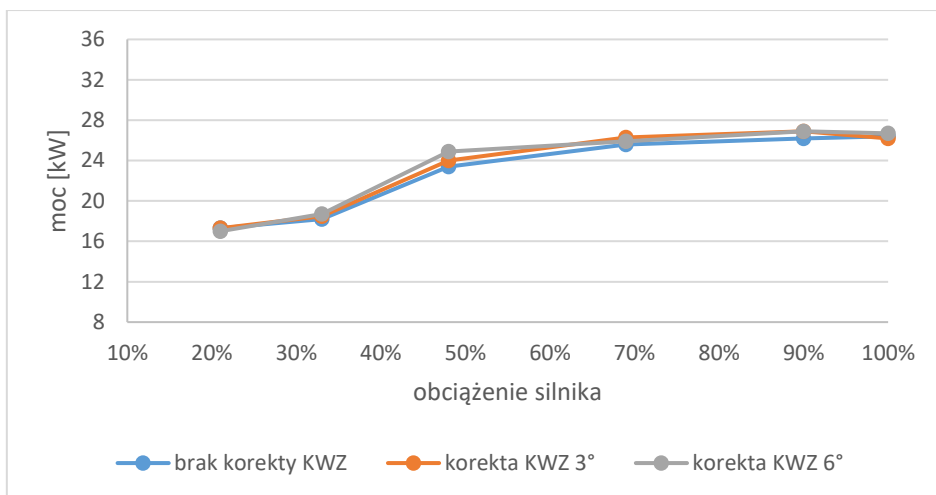
Rys. 5.52. Charakterystyka uzyskanej mocy w funkcji obciążenia silnika, przy zasilaniu mieszaniną DME 11% dla prędkości obrotowej 2500 obr/min i różnych nastaw kąta wyprzedzenia zapłonu



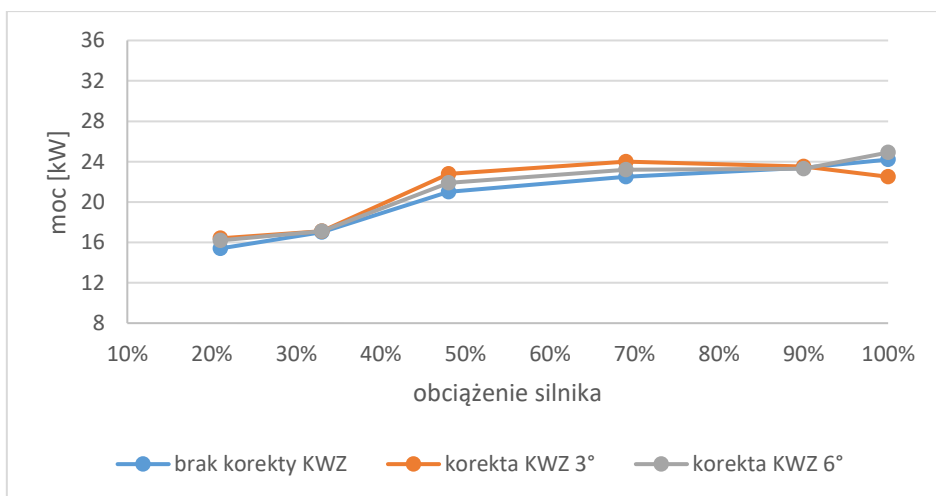
Rys. 5.53. Charakterystyka uzyskanej mocy w funkcji obciążenia silnika, przy zasilaniu mieszaniną DME 14% dla prędkości obrotowej 2500 obr/min i różnych nastaw kąta wyprzedzenia zapłonu



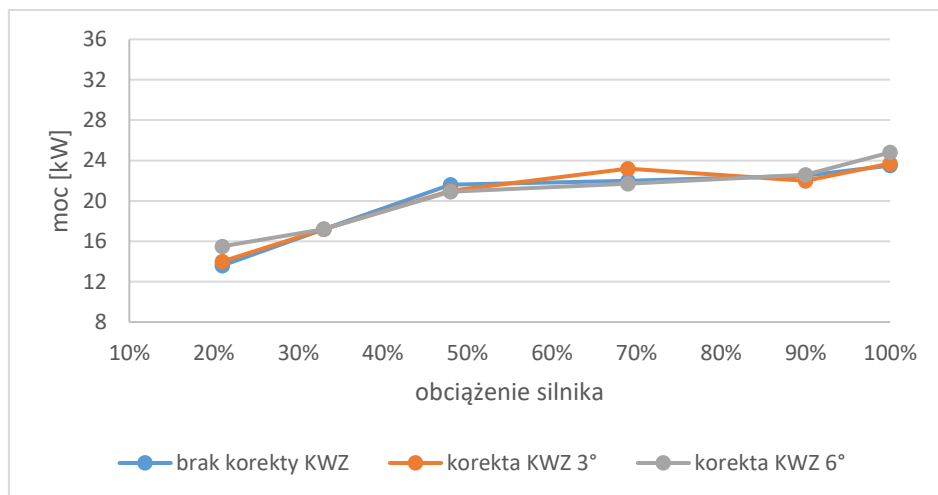
Rys. 5.54. Charakterystyka uzyskanej mocy w funkcji obciążenia silnika, przy zasilaniu mieszaniną DME 17% dla prędkości obrotowej 2500 obr/min i różnych nastaw kąta wyprzedzenia zapłonu



Rys. 5.55. Charakterystyka uzyskanej mocy w funkcji obciążenia silnika, przy zasilaniu mieszaniną DME 21% dla prędkości obrotowej 2500 obr/min i różnych nastaw kąta wyprzedzenia zapłonu

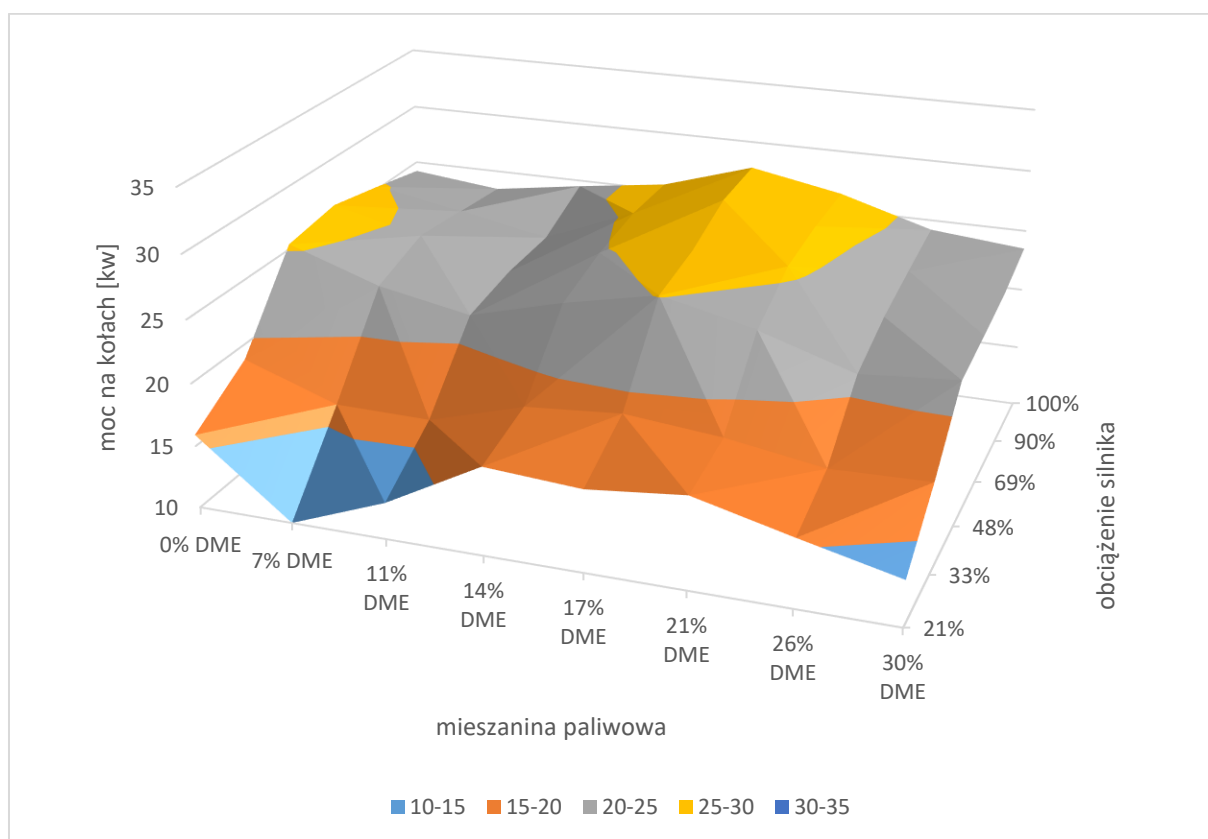


Rys. 5.56. Charakterystyka uzyskanej mocy w funkcji obciążenia silnika, przy zasilaniu mieszaniną DME 26% dla prędkości obrotowej 2500 obr/min i różnych nastaw kąta wyprzedzenia zapłonu



Rys. 5.57. Charakterystyka uzyskanej mocy w funkcji obciążenia silnika, przy zasilaniu mieszaniną DME 30% dla prędkości obrotowej 2500 obr/min i różnych nastaw kąta wyprzedzenia zapłonu

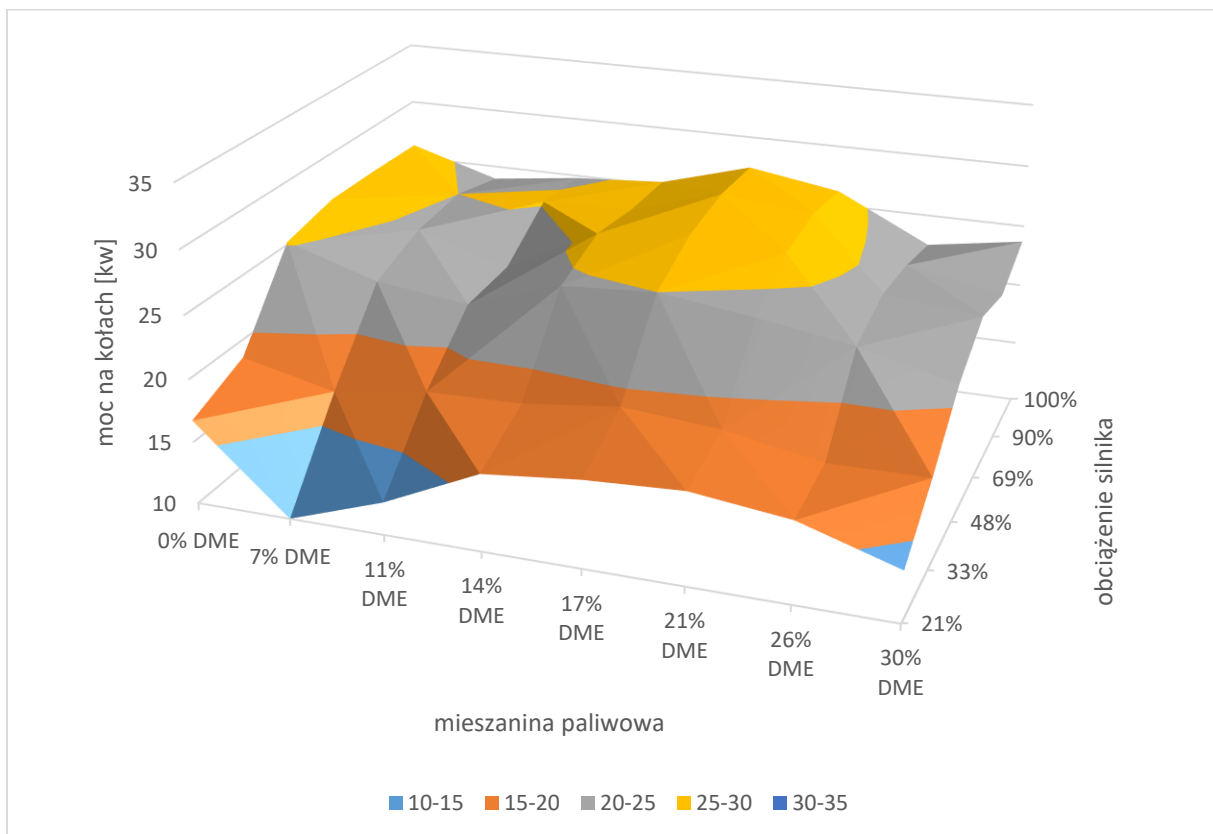
Na rysunkach zaprezentowano wyniki uzyskanej mocy dla prędkości silnika 2500 obr/min dla seryjnych nastaw silnika (rys. 5.58) oraz korekty zapłonu o dodatkowe 3° (rys. 5.59) i 6° (rys. 5.60).



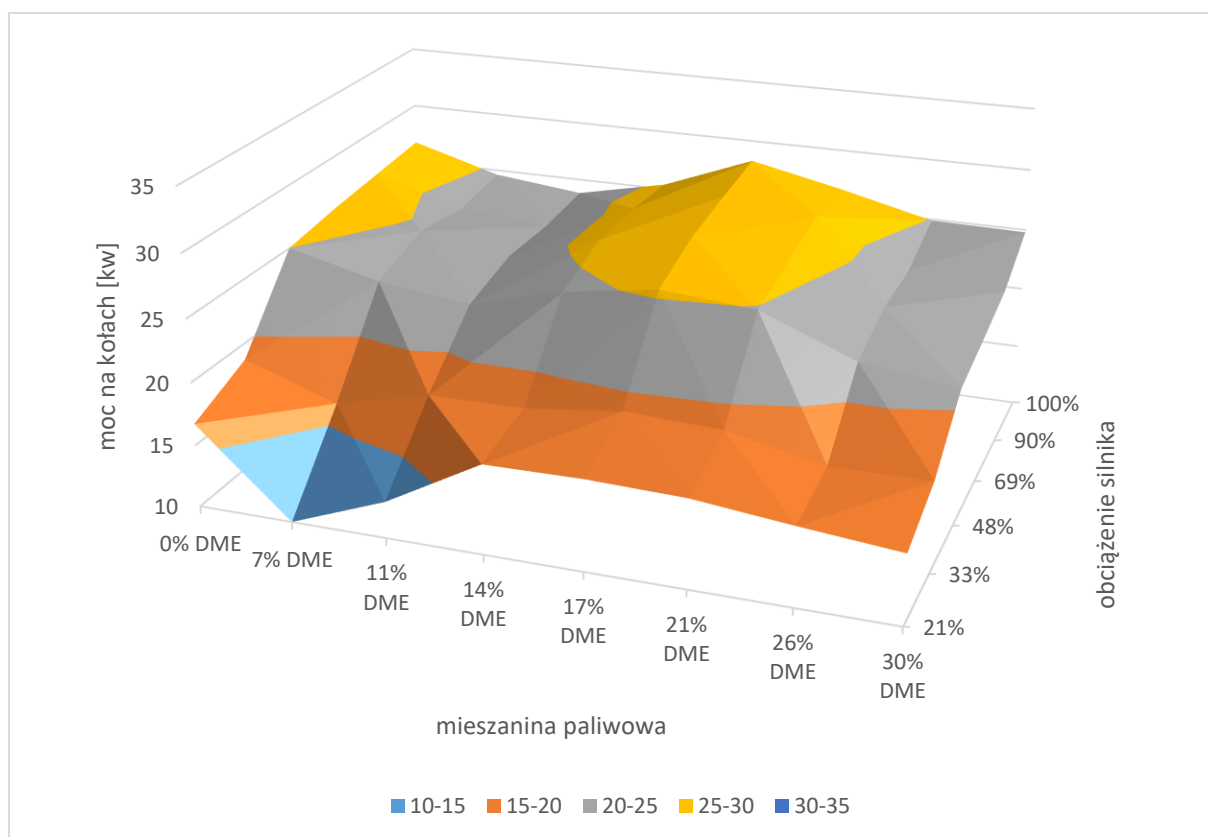
Rys. 5.58. Moc na kołach w zależności od składu mieszaniny i obciążenia, dla prędkości silnika 2500 obr/min z fabrycznymi nastawami wyprzedzenia kąta zapłonu

Dla fabrycznych nastaw silnika, najmniejszą moc zarejestrowano dla minimalnego obciążenia przy zasilaniu mieszaniną 7% DME. Podobnie jak w przypadku poprzedniej serii

pomiarowej, dla prędkości 2500 obr/min najwyższą moc zarejestrowano dla mieszanin 14 – 21% DME w zakresie wyższych obciążeń silnika. Dla paliwa referencyjnego, silnik generował największą moc w zakresie średnich wyższych obciążeń, jednak przy maksymalnym obciążeniu moc malała. W przypadku serii badań z korektą kąta zapłonu o dodatkowe 3°, moc wzrosła dla LPG oraz mieszaniny 7 – 11% DME w zakresie najwyższych obciążeń silnika. Z kolei dla korekty KWZ o 6°, moc zmniejszyła się dla mieszaniny 11% DME przy maksymalnych obciążeniach. Dodatkowo, zakres mocy powyżej 25 kW, jest generowany przez silnik z mniejszym obciążeniem w przypadku mieszanin 14 – 21% DME.



Rys. 5.59. Moc na kołach w zależności od składu mieszaniny i obciążenia, dla prędkości silnika 2500 obr/min z korektą kąta zapłonu o dodatkowe 3°



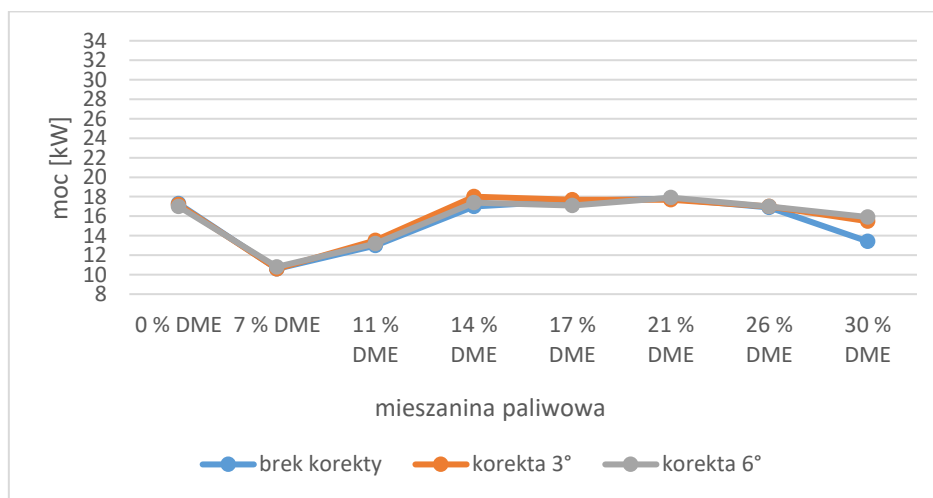
Rys. 5.60. Moc na kołach w zależności od składu mieszanki i obciążenia, dla prędkości silnika 2500 obr/min z korektą kąta zapłonu o dodatkowe 6°

Na rysunku 5.61 – 5.66 przedstawiono wpływ korekty kąta zapłonu, na uzyskaną moc dla różnych udziałów DME w mieszance. Wyniki zebrano dla prędkości obrotowej silnika 3000 obr/min oraz zmiennego obciążenia silnika.

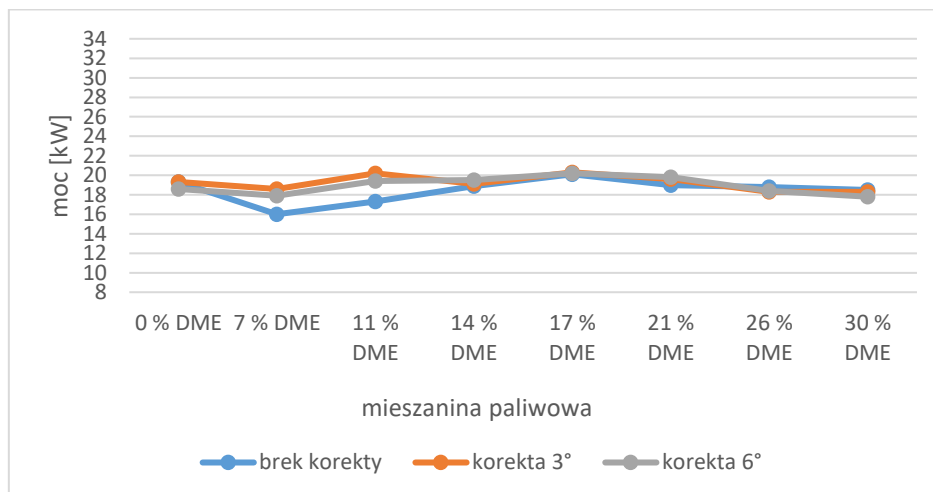
Przy najniższym badanym obciążeniu, dodatkowa korekta zapłonu nie miała wpływu na generowaną moc z wyjątkiem mieszanki z udziałem DME 30%. Dla obciążenia 33% korekta KWZ zwiększyła moc przy zasilaniu mieszankami 7 i 11%. W przypadku korekty 3°, różnica względem mocy uzyskanej na seryjnych parametrach, była największa – odpowiednio 2,6 i 2,9 kW. Przy obciążeniu silnika 48% obie korekty KWZ zwiększyły moc podczas pracy na mieszance 21% DME. Dla obciążenia 69 i 90% korekta zwiększyła moc przy zasilaniu mieszanką 11, 26 i 30% DME. Przy maksymalnym obciążeniu silnika, korekty zapłonu zwiększyły zauważalnie moc dla mieszanki 11% DME.

Na rysunkach 5.67 – 5.74 przedstawiono analizę tych samych wyników mocy, jednak w funkcji zmieniającego się obciążenia silnika. Wyniki zebrano kolejno dla wszystkich badanych paliw, przy prędkości silnika 3000 obr/min.

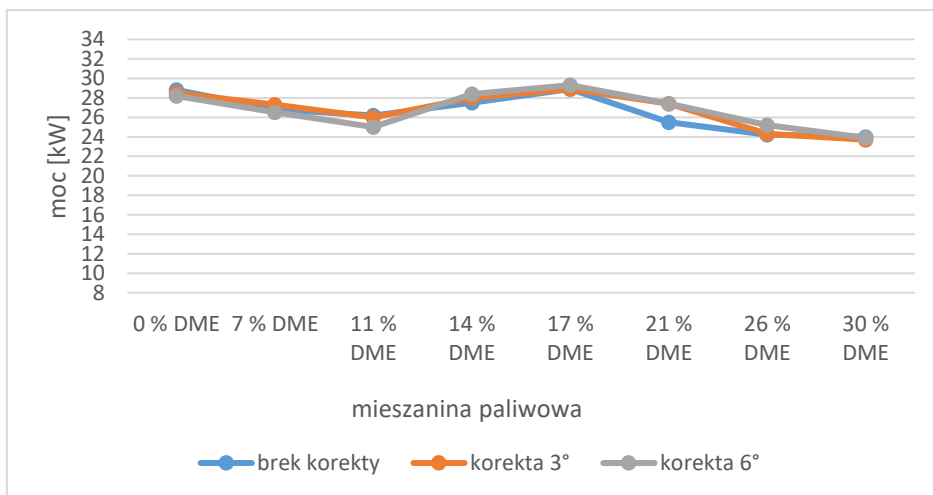
W przypadku paliwa referencyjnego oraz DME 17%, korekta zapłonu nie miała wpływu na generowaną moc, za wyjątkiem maksymalnego obciążenia. Dla 7% DME większą moc uzyskano przy wprowadzeniu korekty KWZ przy obciążeniu 33, 90 i 100%. Podobnie w mieszaninie 11%, jednak uzyskane korzyści zwiększenia mocy, były bardziej zauważalne. Przy zasilaniu mieszaniną 21% DME, obie wprowadzone korekty zwiększyły moc porównywalnie przy połowicznym obciążeniu silnika. Dla mieszaniny 26%, korekta zapłonu zwiększyła moc w zakresie wyższych obciążeń. Przy maksymalnym badanym udziale DME, korekta KWZ zwiększyła moc przy minimalnym obciążeniu, jak również dla obciążeń powyżej 69%.



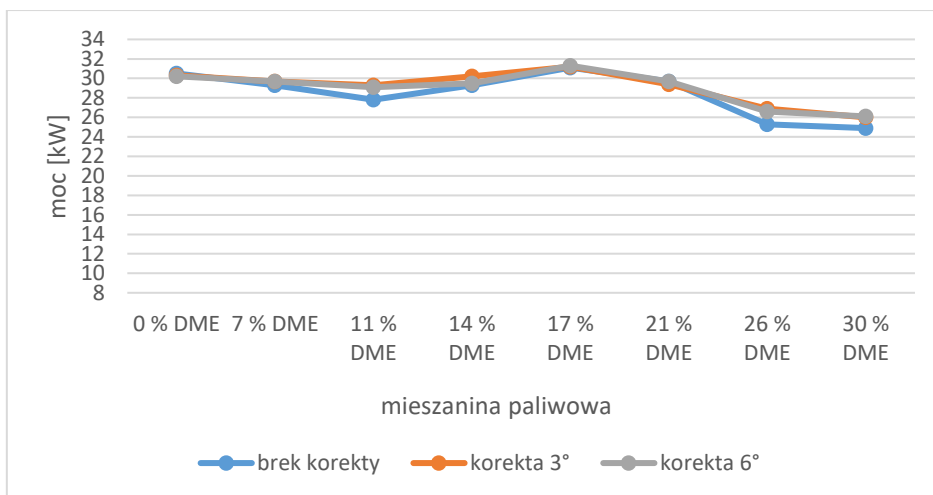
Rys. 5.61. Wpływ korekty kąta wyprzedzenia zapłonu na uzyskaną moc przy zasilaniu mieszaninami o zmiennym udziale DME dla obciążenia silnika 21% oraz prędkości obrotowej 3000 obr/min



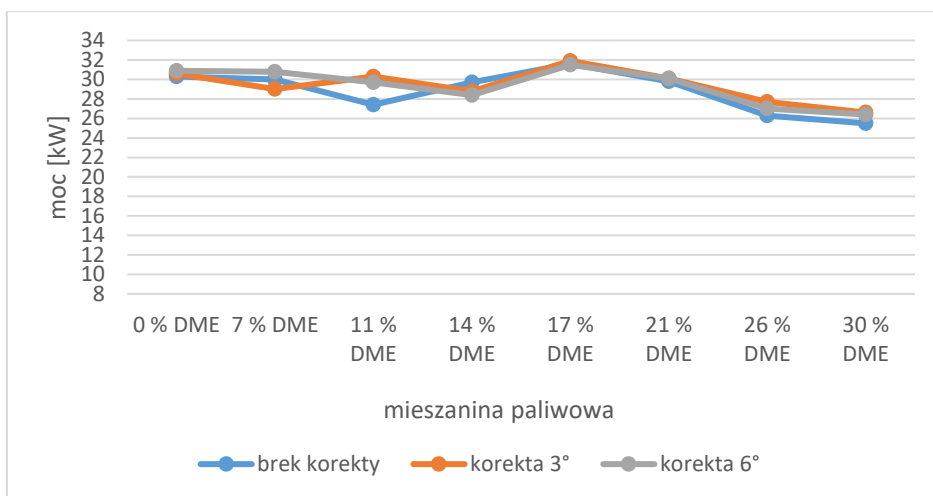
Rys. 5.62. Wpływ korekty kąta wyprzedzenia zapłonu na uzyskaną moc przy zasilaniu mieszaninami o zmiennym udziale DME dla obciążenia silnika 33% oraz prędkości obrotowej 3000 obr/min



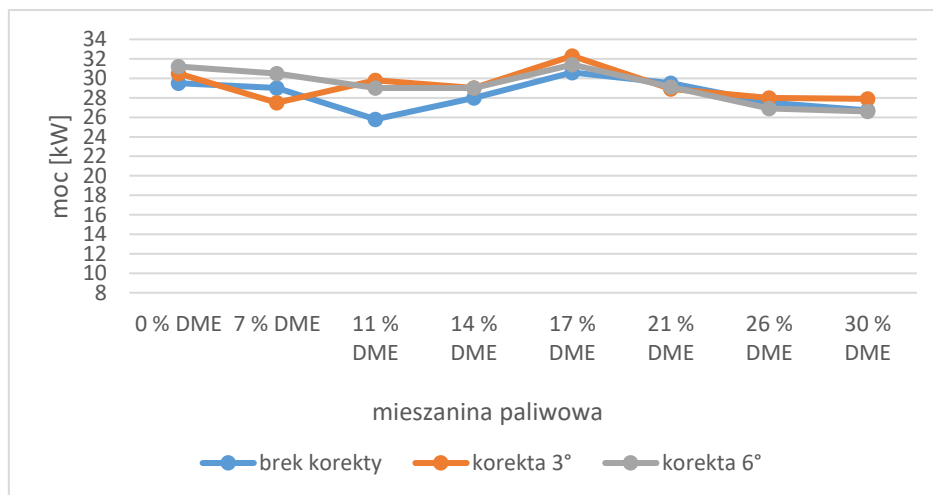
Rys. 5.63. Wpływ korekty kąta wyprzedzenia zapłonu na uzyskaną moc przy zasilaniu mieszaninami o zmiennym udziale DME dla obciążenia silnika 48% oraz prędkości obrotowej 3000 obr/min



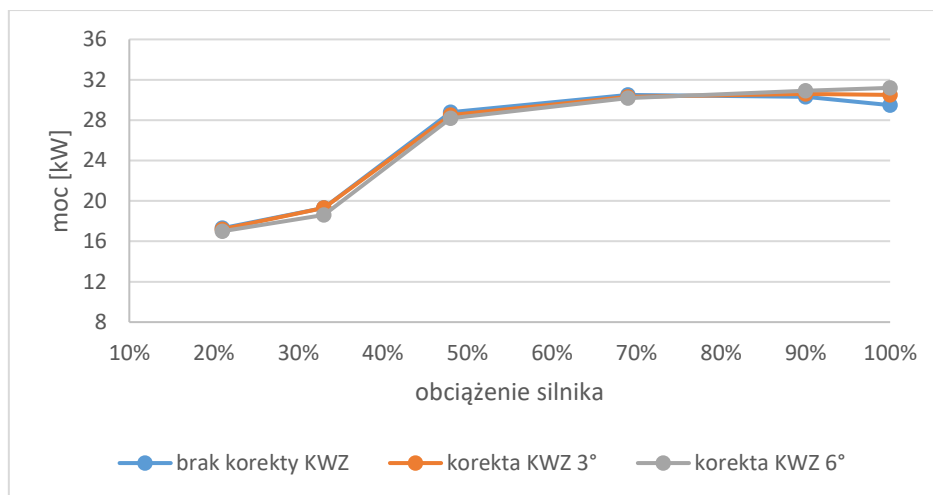
Rys. 5.64. Wpływ korekty kąta wyprzedzenia zapłonu na uzyskaną moc przy zasilaniu mieszaninami o zmiennym udziale DME dla obciążenia silnika 69% oraz prędkości obrotowej 3000 obr/min



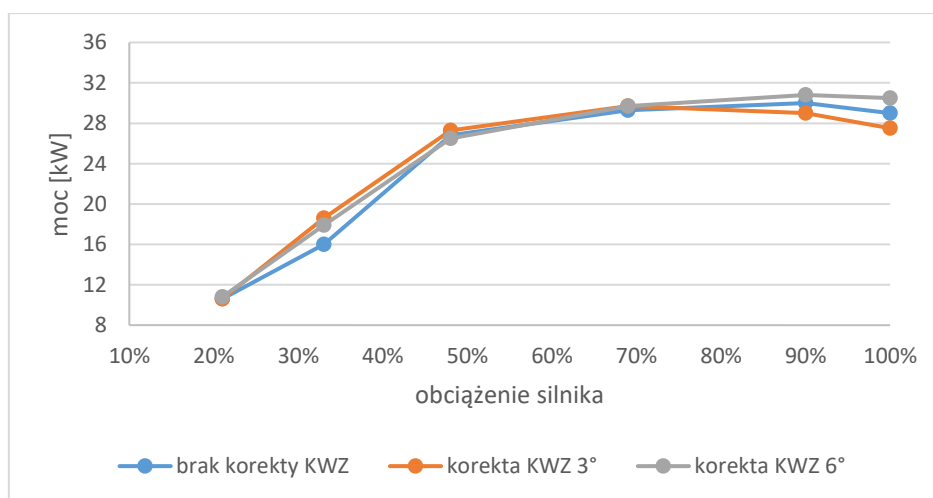
Rys. 5.65. Wpływ korekty kąta wyprzedzenia zapłonu na uzyskaną moc przy zasilaniu mieszaninami o zmiennym udziale DME dla obciążenia silnika 90% oraz prędkości obrotowej 3000 obr/min



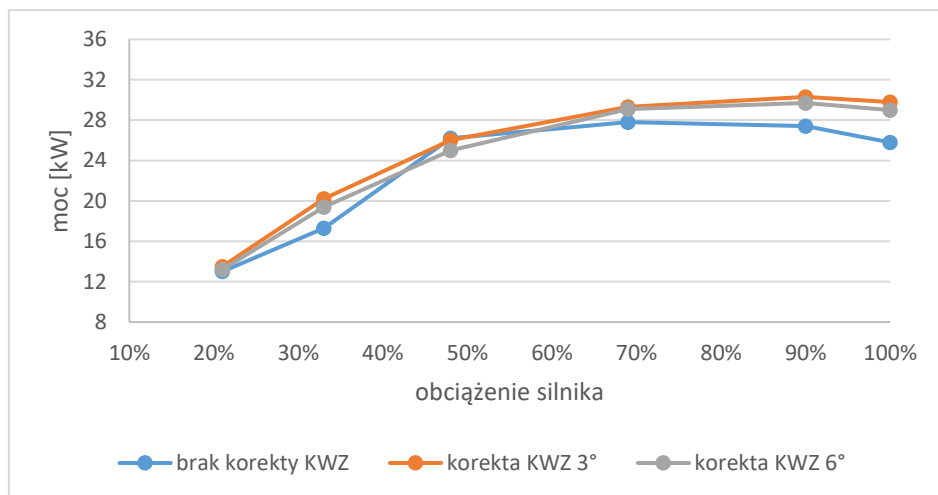
Rys. 5.66. Wpływ korekty kąta wyprzedzenia zapłonu na uzyskaną moc przy zasilaniu mieszaninami o zmiennym udziale DME dla obciążenia silnika 100% oraz prędkości obrotowej 3000 obr/min



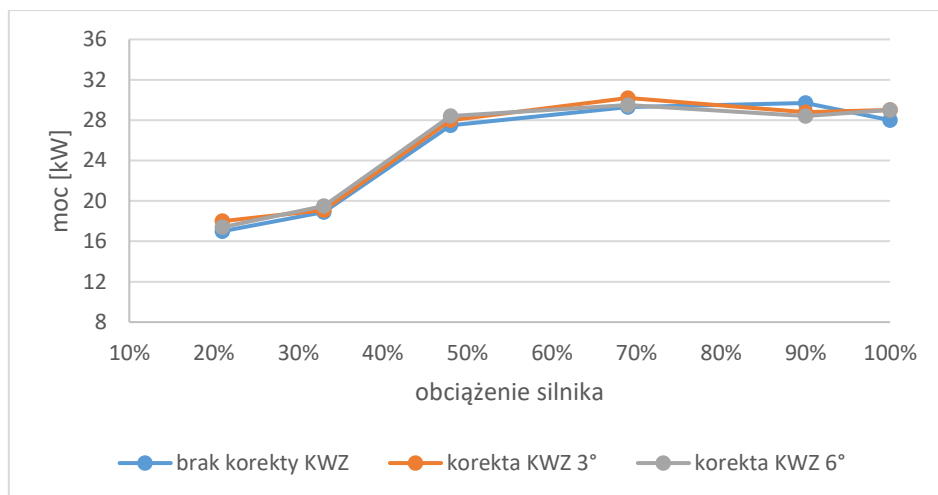
Rys. 5.67. Charakterystyka uzyskanej mocy w funkcji obciążenia silnika, przy zasilaniu czystym LPG dla prędkości obrotowej 3000 obr/min i różnych nastaw kąta wyprzedzenia zapłonu



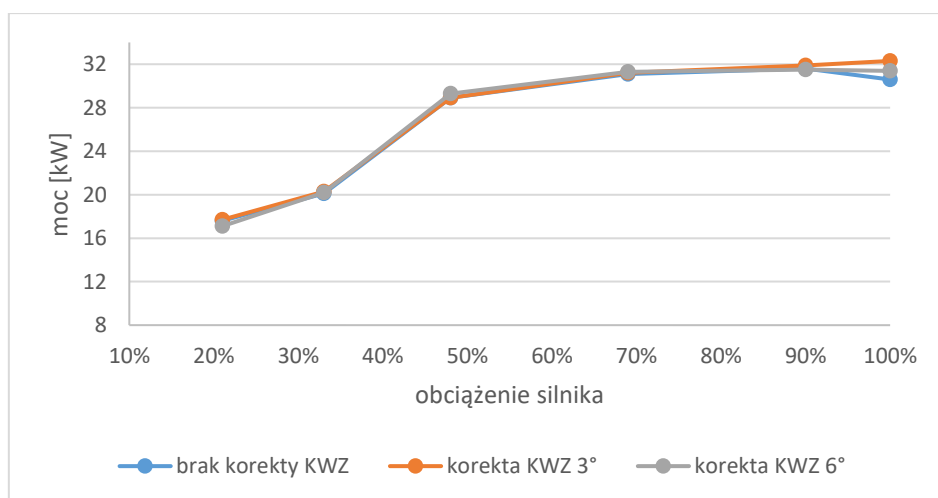
Rys. 5.68. Charakterystyka uzyskanej mocy w funkcji obciążenia silnika, przy zasilaniu mieszanicą DME 7% dla prędkości obrotowej 3000 obr/min i różnych nastaw kąta wyprzedzenia zapłonu



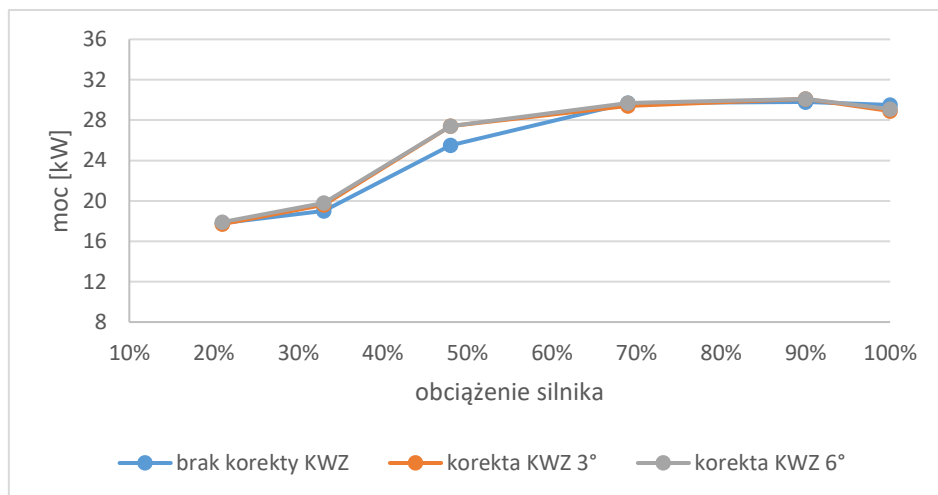
Rys. 5.69. Charakterystyka uzyskanej mocy w funkcji obciążenia silnika, przy zasilaniu mieszaniną DME 11% dla prędkości obrotowej 3000 obr/min i różnych nastaw kąta wyprzedzenia zapłonu



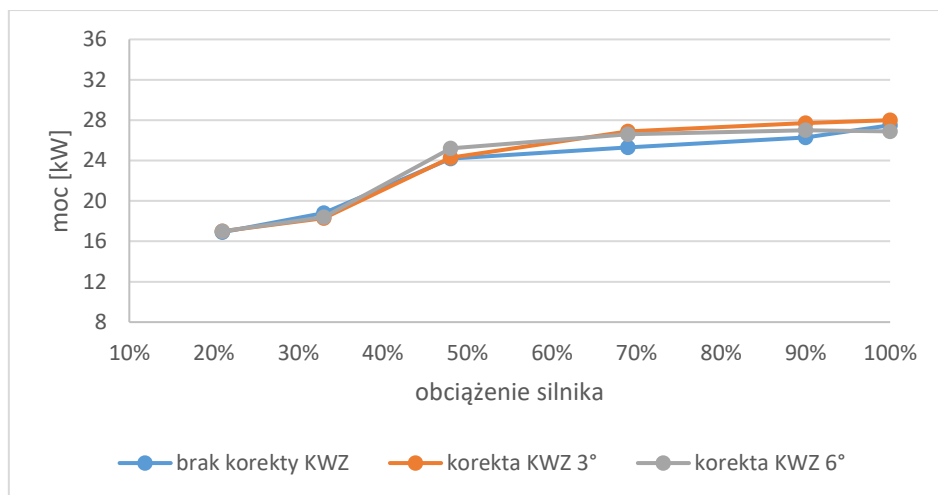
Rys. 5.70. Charakterystyka uzyskanej mocy w funkcji obciążenia silnika, przy zasilaniu mieszaniną DME 14% dla prędkości obrotowej 3000 obr/min i różnych nastaw kąta wyprzedzenia zapłonu



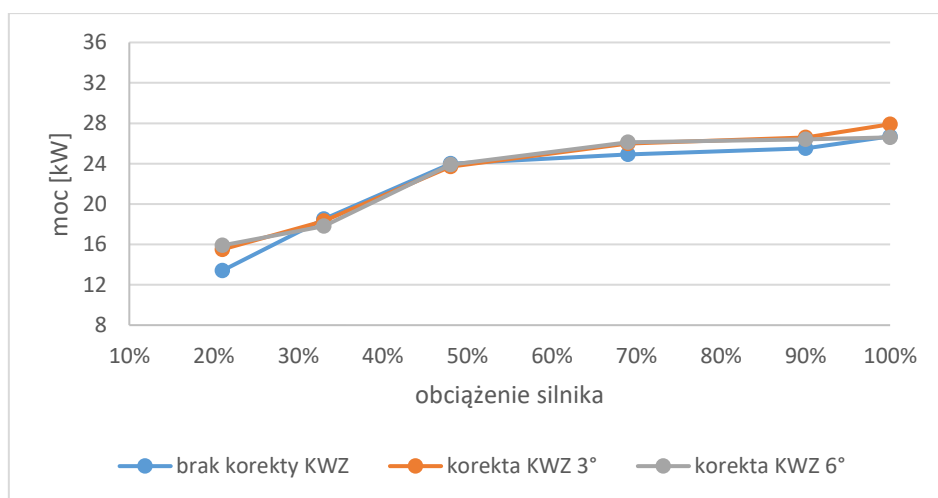
Rys. 5.71. Charakterystyka uzyskanej mocy w funkcji obciążenia silnika, przy zasilaniu mieszaniną DME 17% dla prędkości obrotowej 3000 obr/min i różnych nastaw kąta wyprzedzenia zapłonu



Rys. 5.72. Charakterystyka uzyskanej mocy w funkcji obciążenia silnika, przy zasilaniu mieszaniną DME 21% dla prędkości obrotowej 3000 obr/min i różnych nastaw kąta wyprzedzenia zapłonu

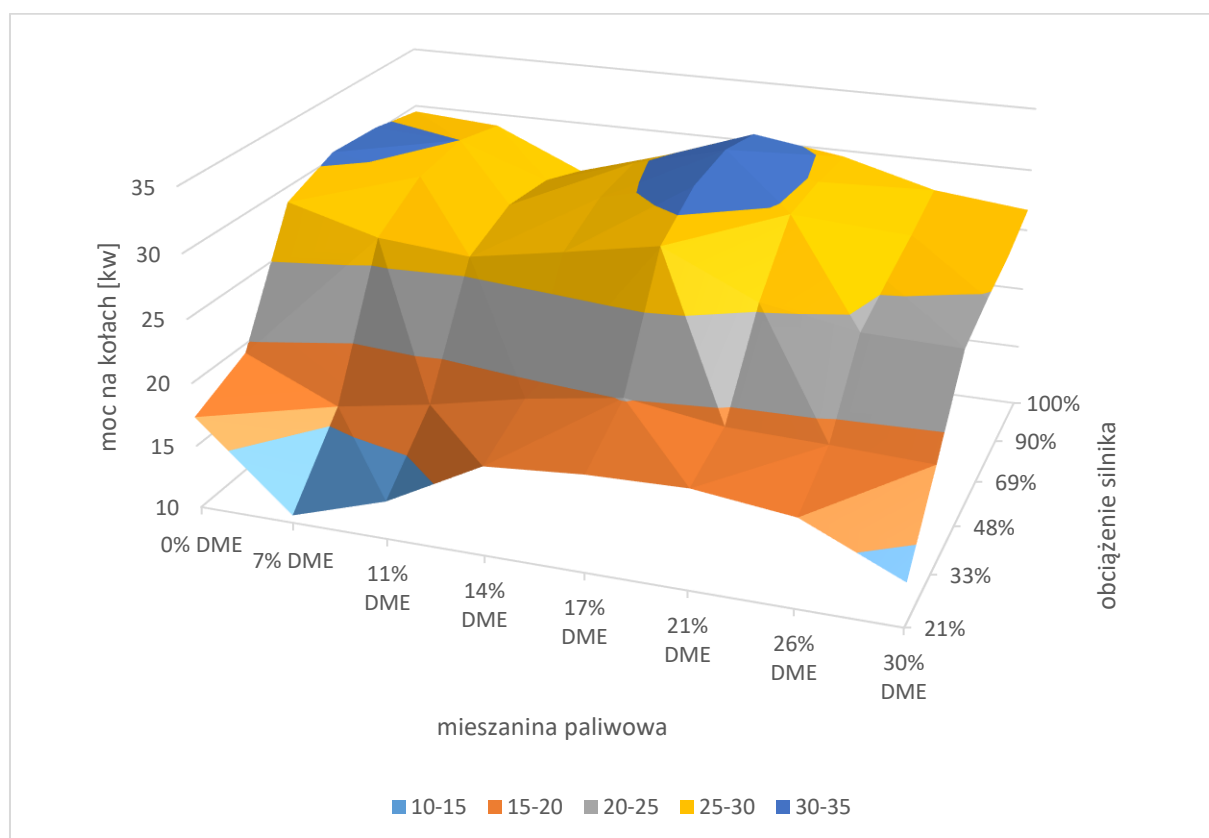


Rys. 5.73. Charakterystyka uzyskanej mocy w funkcji obciążenia silnika, przy zasilaniu mieszaniną DME 26% dla prędkości obrotowej 3000 obr/min i różnych nastaw kąta wyprzedzenia zapłonu



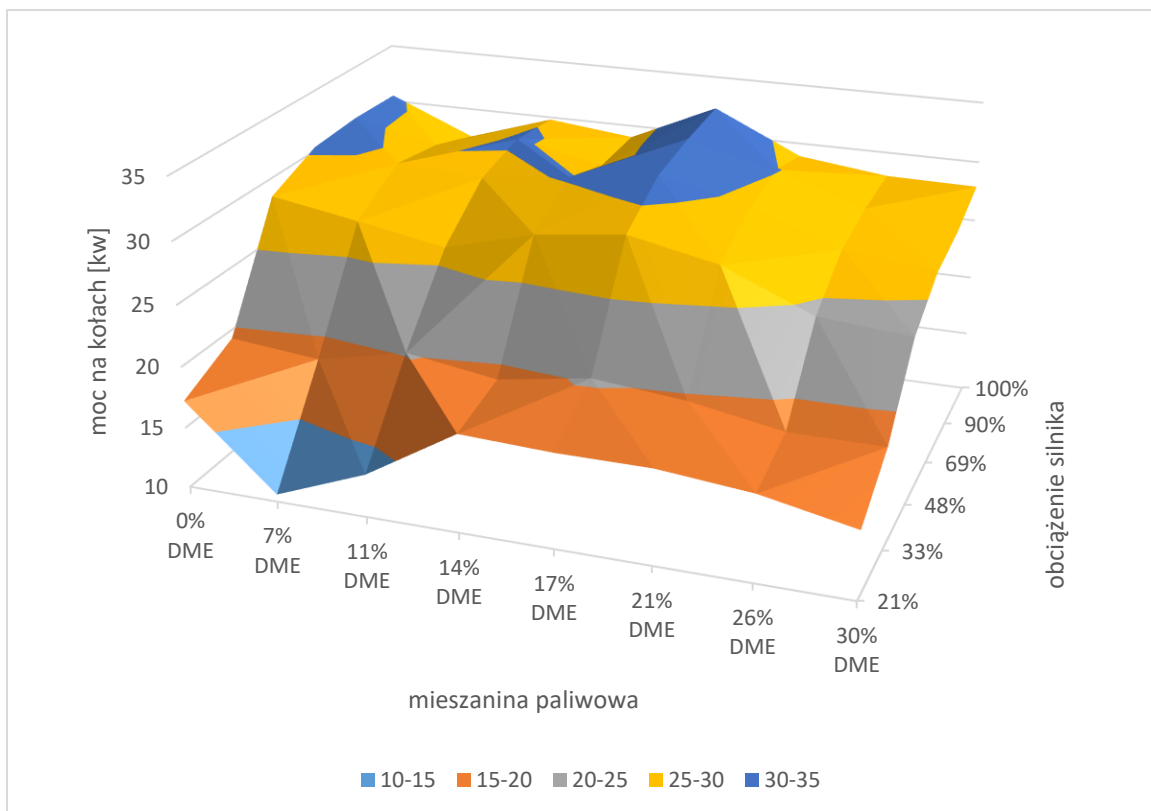
Rys. 5.74. Charakterystyka uzyskanej mocy w funkcji obciążenia silnika, przy zasilaniu mieszaniną DME 30% dla prędkości obrotowej 3000 obr/min i różnych nastaw kąta wyprzedzenia zapłonu

Na rysunkach zaprezentowano wyniki uzyskanej mocy dla prędkości silnika 3000 obr/min dla seryjnych nastaw silnika (rys. 5.75) oraz korekty zapłonu o dodatkowe 3° (rys. 5.76) i 6° (rys. 5.77).

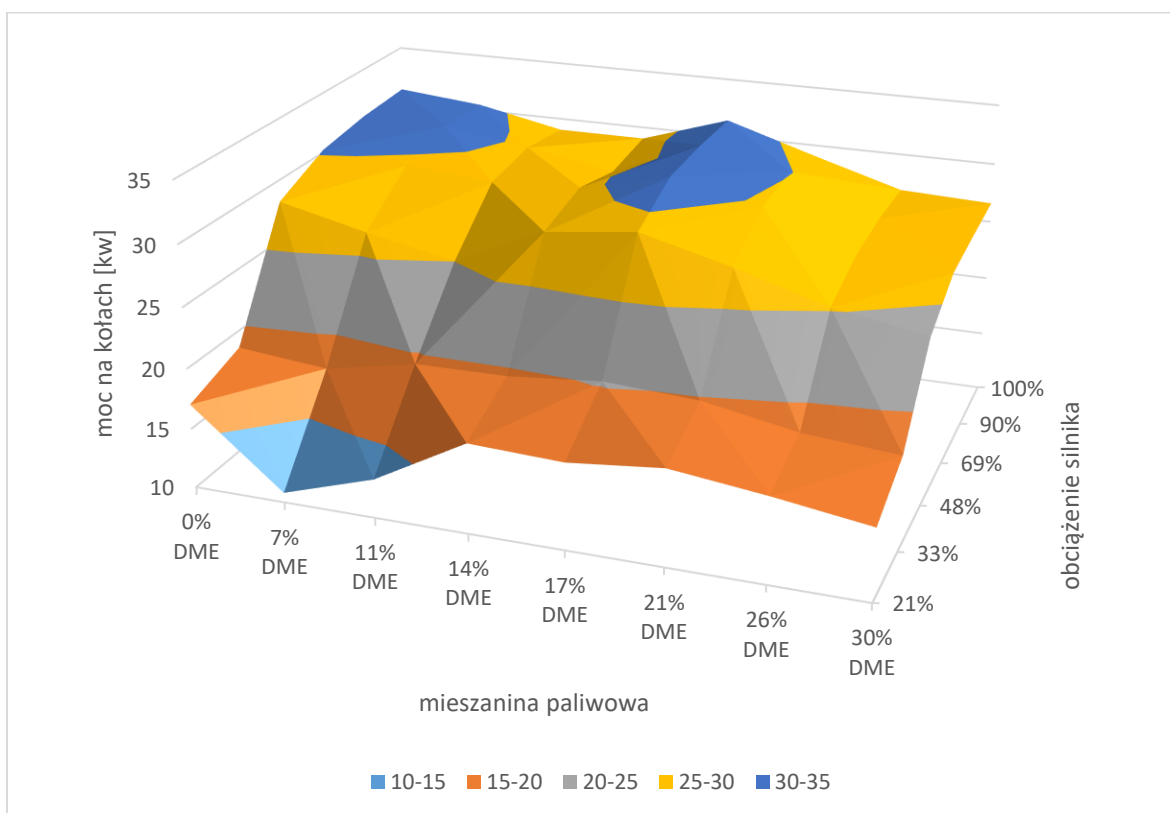


Rys. 5.75. Moc na kołach w zależności od składu mieszaniny i obciążenia, dla prędkości silnika 3000 obr/min z fabrycznymi nastawami wyprzedzenia kąta zapłonu

Przy prędkości silnika 3000 obr/min generowana moc dynamicznie wzrasta w zakresie średnich obciążeń. Podobnie jak w przypadku dwóch wcześniejszych prędkości obrotowych, najwyższą moc odnotowano dla mieszaniny 17% DME natomiast najniższą dla mieszaniny 7% DME. Korekta kąta wyprzedzenia zapłonu o dodatkowe 3° zwiększyła moc przy zasilaniu paliwem referencyjnym z zakresie maksymalnych obciążeń silnika. Podobną korzyść zarejestrowano dla mieszaniny 11 i 14% DME. W przypadku mieszaniny DME 30%, moc wzrosła dla najniższego i najwyższego obciążenia silnika. Korekta KWZ o dodatkowe 6° zwiększyła moc przy zasilaniu mieszaniną 7% DME w zakresie wysokich obciążeń oraz zmniejszyła dla 11 i 14% DME w zakresie tych samych obciążeń. Ponadto, wprowadzona korekta KWZ zminimalizowała zmiany generowanej mocy w zakresie średnich obciążeń silnika, niezależnie od stosowanego paliwa.



Rys. 5.76. Moc na kołach w zależności od składu mieszaniny i obciążenia, dla prędkości silnika 3000 obr/min z korektą kąta zapłonu o dodatkowe 3°



Rys. 5.77. Moc na kołach w zależności od składu mieszaniny i obciążenia, dla prędkości silnika 3000 obr/min z korektą kąta zapłonu o dodatkowe 6°

5.1.4. Wpływ korekty KWZ na zużycie paliwa oraz parametry pracy silnika

Podczas badań hamownianych pojazdu, oprócz rejestracji ciśnienia wewnątrz komory spalania, rejestrowano także uzyskaną moc oraz zużycie paliwa. Pomiary wykonywano dla pojazdu zasilanego mieszaninami paliw gazowych, przy różnych obciążeniach silnika oraz różnych prędkościach obrotowych, zgodnie z wcześniej przyjętą metodyką badań. Badano także wpływ korekty kąta zapłonu na zużycie paliwa. Masowy pomiar zużycia paliwa, odbywał się w interwałach czasowych ($\Delta t = 60$ sekund).

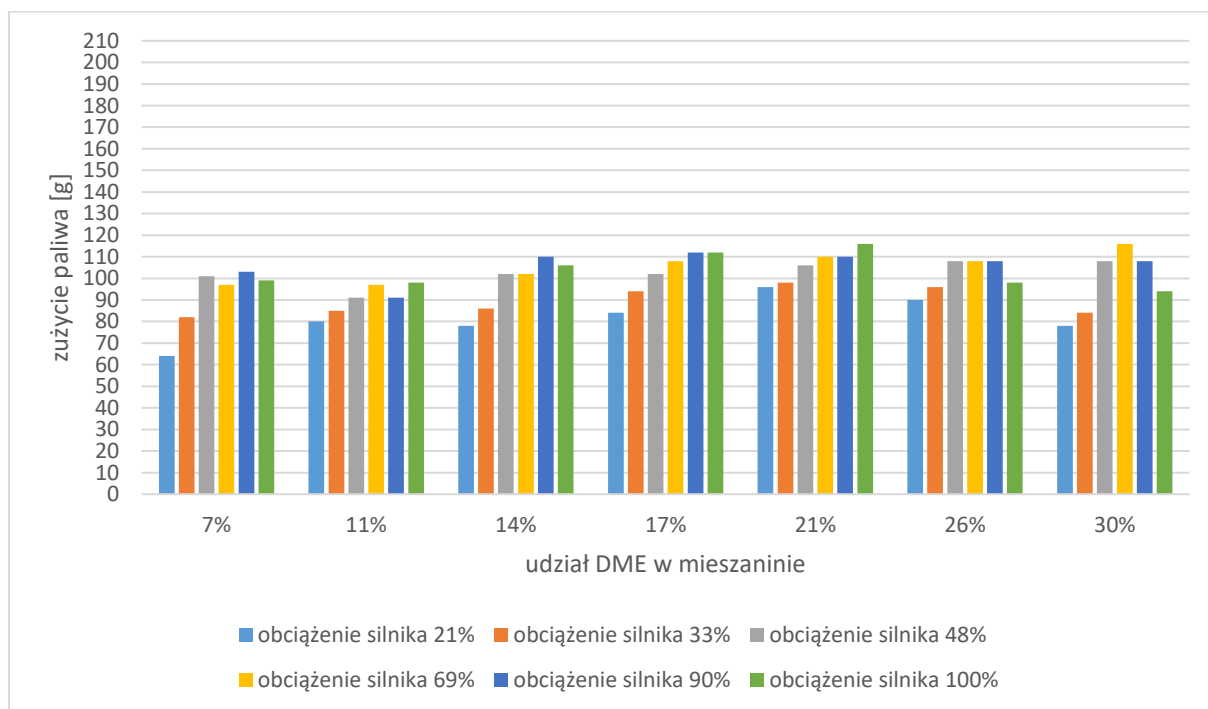


Rys. 5.58. Pojazd na stanowisku badawczym

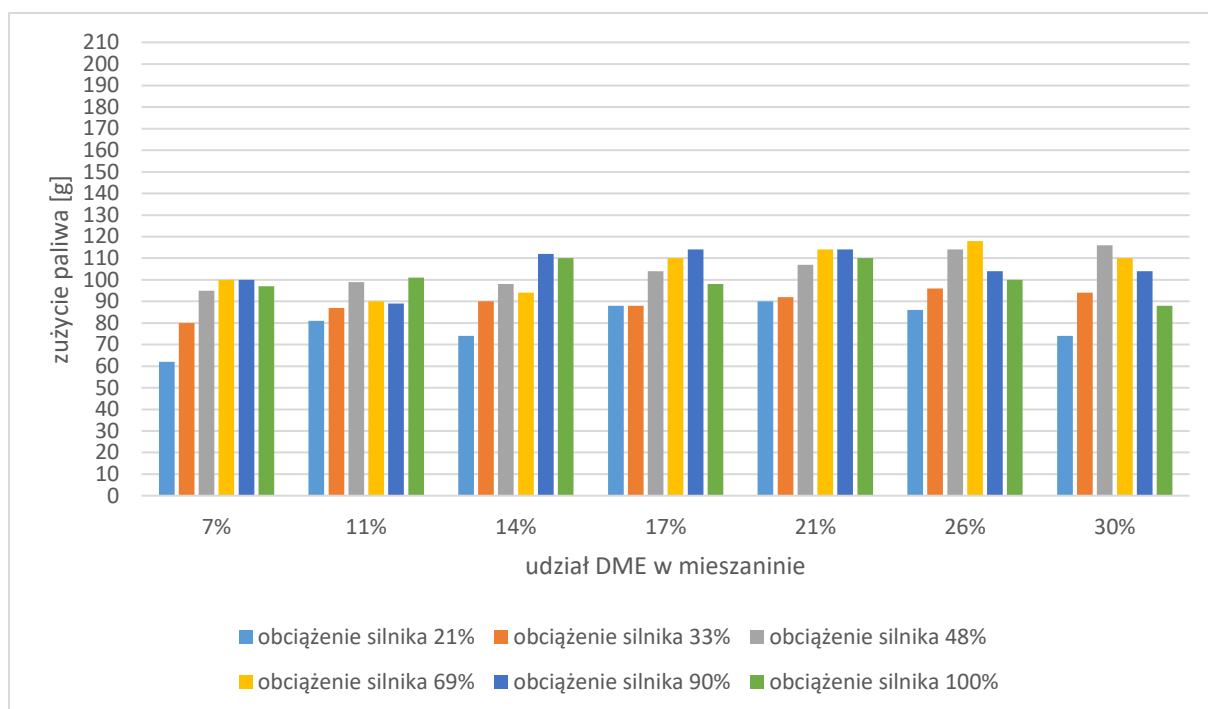
Silnik zasilany był paliwem gazowym z zewnętrznego zbiornika. Pomiedzy zbiornikiem, a przewodem doprowadzającym paliwo do silnika, zainstalowany był przepływomierz masowy Coriolisa, do którego obsługi wykorzystywano dwie aplikacje – FlowPlot i FlowView. Pomiary wykonywano w seriach, dla różnych nastaw zapłonu, zwiększając kolejno obciążenie silnika, a następnie zmieniając prędkość obrotową.

Na rysunkach 5.59 – 5.61 przedstawiono zużycie paliwa dla wszystkich punktów pomiarowych w zakresie prędkości obrotowej silnika 2000 obr/min. Kategorie osi poziomej przedstawiają serie badań dla wybranych mieszanin paliw gazowych, natomiast dla kolejnych serii danych przedstawiono obciążenia silnika. Pierwszy wykres przedstawia zużycie paliwa silnika pracującego z fabrycznymi nastawami kąta wyprzedzenia zapłonu.

Podczas zasilania silnika mieszaniną 17 i 21% (5.59) zużycie paliwa narastało w miarę jednostajnie przy zwiększaniu obciążenia. W przypadku zasilania mieszaniną 11 i 14% zużycie w większości kolejnych obciążen silnika, również wzrastało, jednak bez równomiernego wzrostu. Silnik pojazdu zasilany mieszaniną 7 i 26% cechował się zbliżonym zużyciem paliwa w zakresie średnich i wysokich obciążeń. Zużycie paliwa podczas zasilania silnika mieszaniną DME o udziale 30% było najwyższe dla średnich obciążeń silnika. Ta nieregularność wzrostu zużycia paliwa, mogła wynikać z faktu, że przy zwiększaniu udziału DME zaczęto obserwować symptomy wskazujące na możliwość występowania spalania stukowego.

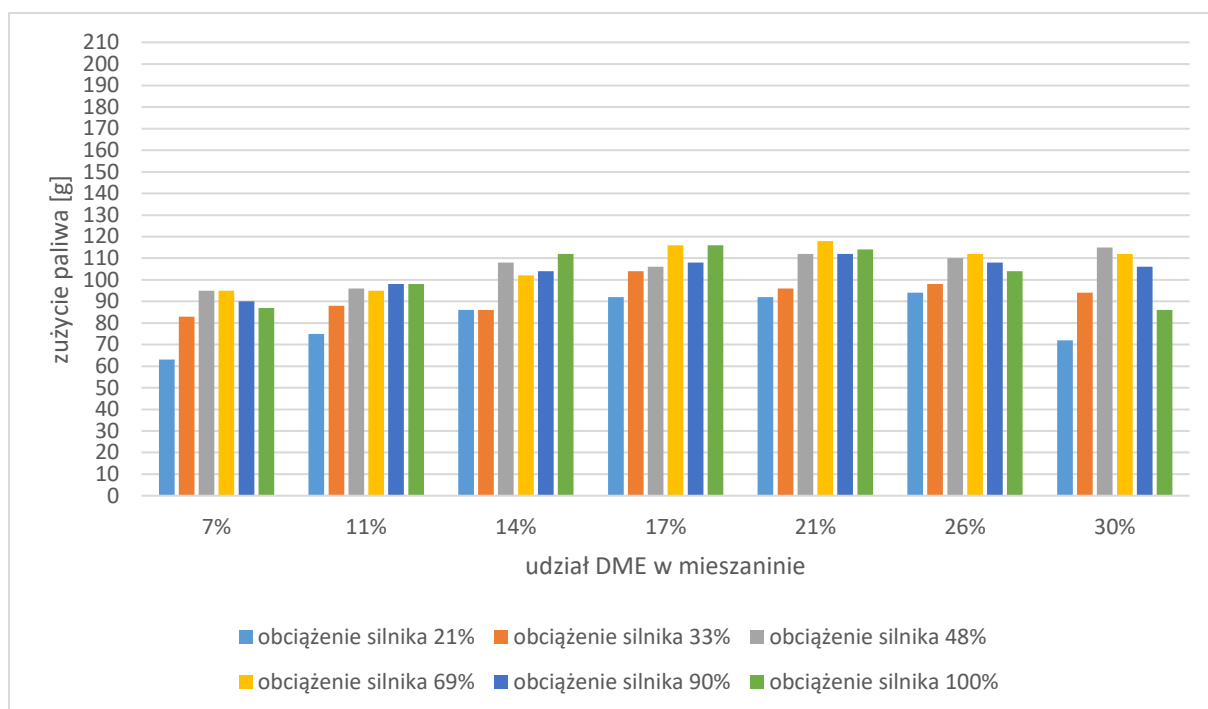


Rys. 5.59. Zarejestrowane zużycie paliwa, dla zasilania mieszaninami o różnym udziale DME oraz różnych obciążen silnika przy prędkości silnika 2000 obr/min z fabrycznymi nastawami zapłonu



Rys. 5.60. Zarejestrowane zużycie paliwa, dla zasilania mieszaninami o różnym udziale DME oraz różnych obciążeń silnika przy prędkości silnika 2000 obr/min z korektą wyprzedzenia kąta zapłonu o dodatkowe 3°

Podczas badań zużycia paliwa, dla silnika z korektą wyprzedzenia kąta zapłonu o dodatkowe 3° (rys. 5.60.), można zauważyć większą nieregularność wzrostu zużycia paliwa dla wszystkich badanych mieszanin w porównaniu do fabrycznych nastaw silnika, oprócz zasilania mieszaniną 7% DME. W przypadku zasilania mieszaniną o najmniejszym udziale DME, zużycie nieznacznie zmalało, jednocześnie wykazując jednolity wzrost w funkcji obciążenia silnika. Korekta zapłonu o 3°, nie wskazuje wyraźnej tendencji zmian zużycia dla udziału 26% DME. Dla takich nastaw silnika, największe zużycie paliwa zarejestrowano dla średnich obciążeń silnika przy zasilaniu mieszaniną 26 i 30% oraz najwyższymi obciążeniami dla mieszaniny 14 i 21%.



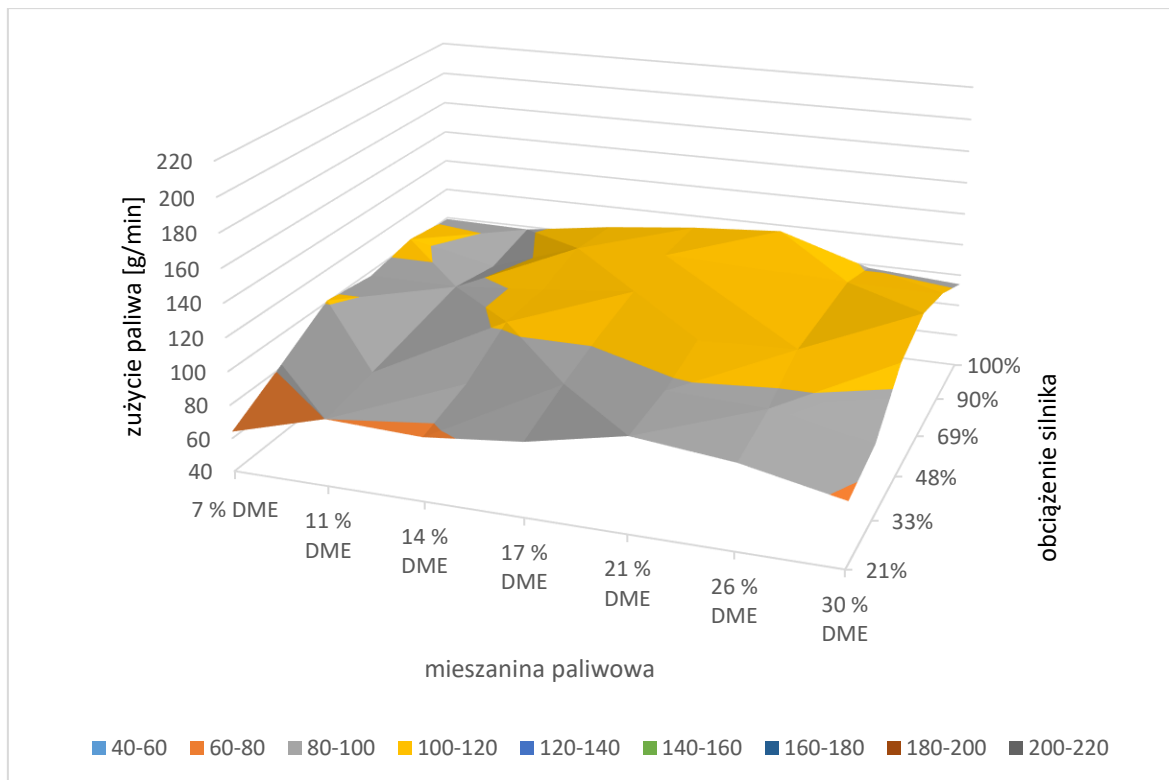
Rys. 5.61. Zarejestrowane zużycie paliwa, dla zasilania mieszaninami o różnym udziale DME oraz różnych obciążeń silnika przy prędkości silnika 2000 obr/min z korektą wyprzedzenia kąta zapłonu o dodatkowe 6°

Zmiana kąta wyprzedzenia zapłonu o dodatkowe 6° również nie wykazuje wyraźnej tendencji zmian zużycia paliwa przy narastającym obciążeniu, dla mieszanin 21 i 26% w zakresie średnich i wysokich obciążeń. Nie wpłynęła znacząco na zużycie paliwa (rys. 5.61.) w stosunku do zużycia zarejestrowanych przy nastawach seryjnych (rys. 5.59.) dla tej samej prędkości silnika. Jedyny wyjątek stanowi mieszanina z najniższym udziałem DME, gdzie największe zużycie paliwa zarejestrowano dla średnich obciążeń silnika.

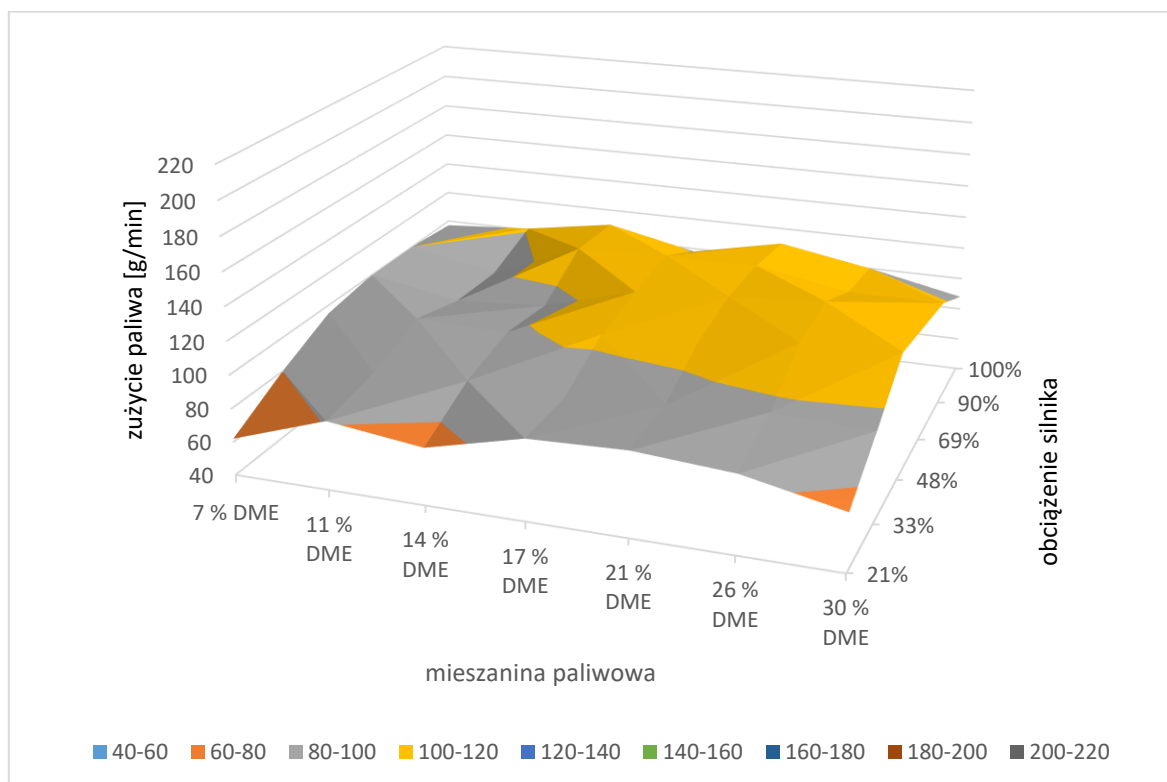
Na poniższych wykresach powierzchniowych, zaprezentowano wyniki zużycia paliwa dla prędkości silnika 2000 obr/min dla seryjnych nastaw silnika (rys. 5.62) oraz korekty zapłonu o dodatkowe 3° (rys. 5.63) i 6° (rys. 5.64). Ten rodzaj wykresów, pozwala przedstawić w sposób graficzny tendencje zmian zużycia paliwa, w zależności od udziału DME w mieszaninie oraz obciążenia silnika.

Dla seryjnych nastaw silnika (rys. 5.62) najkorzystniej pod względem zużycia paliwa wypada zasilanie mieszaniną o udziale DME 11%. W przypadku mieszaniny z najmniejszym udziałem DME widoczny jest, wcześniej wspomniany brak tendencji zmian zużycia paliwa, względem narastającego obciążenia silnika. Zasilanie mieszaninami 14, 17, 21% DME cechuje się największym zużyciem dla średnich i wysokich obciążeń silnia, spośród wszystkich badanych mieszanin. Przy zasilaniu mieszaniną 30% DME, zużycie paliwa wypada

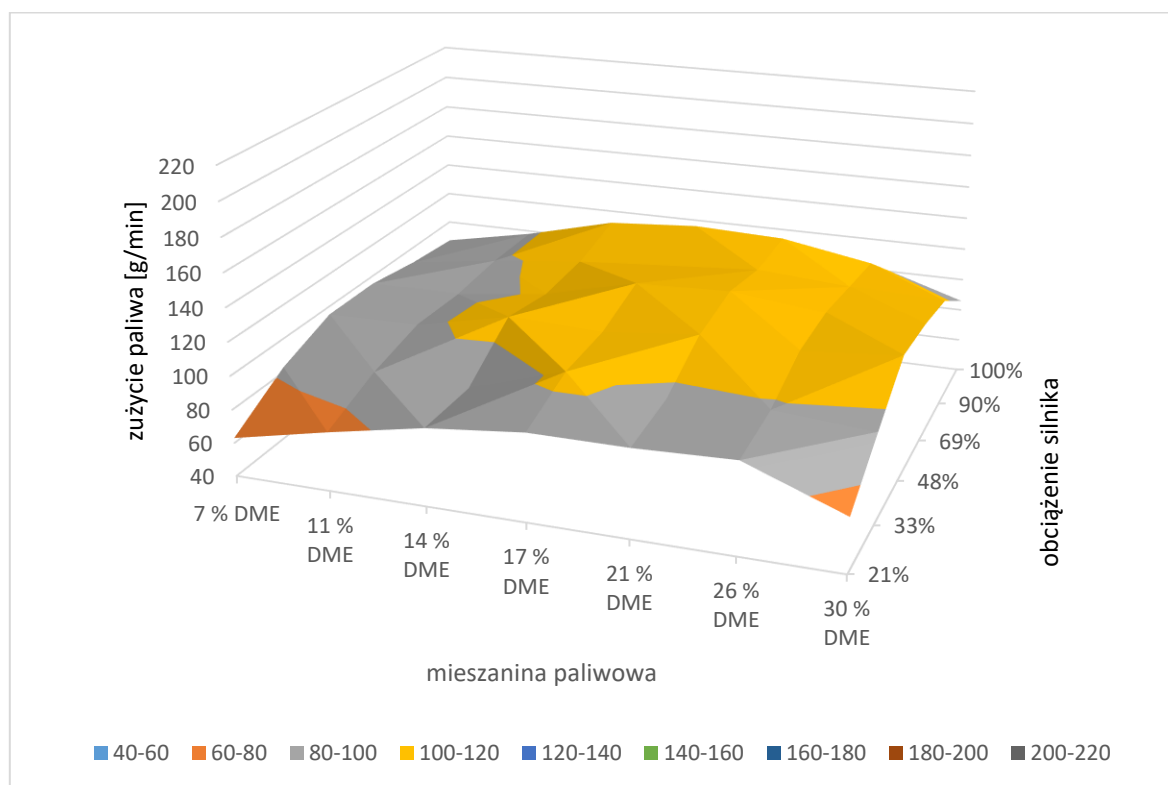
najkorzystniej dla niskich oraz wysokich obciążeń silnika i jest porównywalne do wartości zużycia przy zasilaniu mieszaniną 7% DME.



Rys. 5.62. Wykres powierzchniowy zużycia paliwa w zależności od składu mieszaniny oraz obciążenia silnika, dla prędkości silnika 2000 obr/min z fabrycznymi nastawami zapłonu



Rys. 5.63. Wykres powierzchniowy zużycia paliwa w zależności od składu mieszaniny oraz obciążenia silnika, dla prędkości silnika 2000 obr/min z korektą wyprzedzenia zapłonu o dodatkowe 3°



Rys. 5.64. Wykres powierzchniowy zużycia paliwa w zależności od składu mieszaniny oraz obciążenia silnika, dla prędkości silnika 2000 obr/min z korektą wyprzedzenia zapłonu o dodatkowe 6°

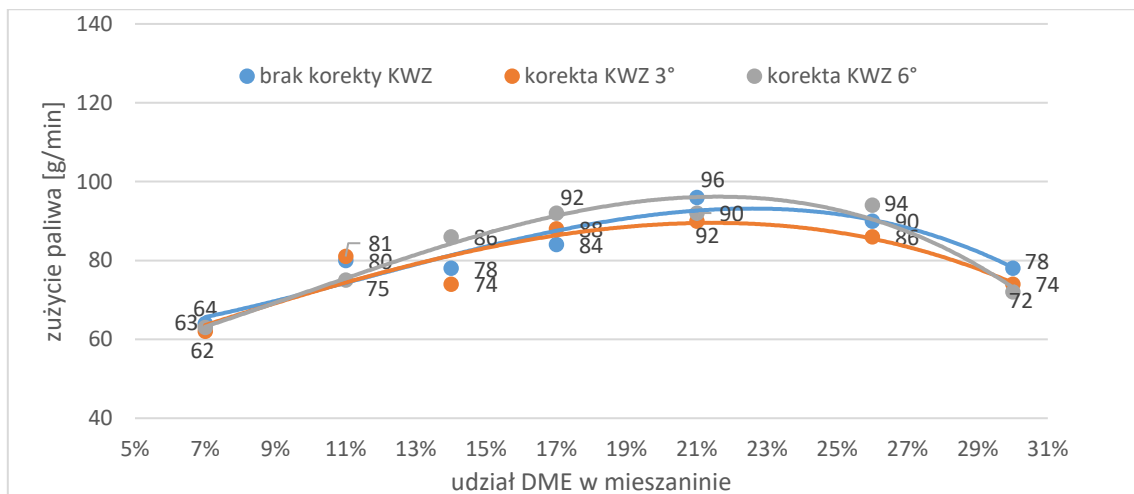
Inną możliwością analizy wyników, jest przedstawienie danych za pomocą wykresów punktowych wraz z analizą statystyczną. Wyznaczenie linii trendu pozwala zaobserwować tendencje zmian zużycia paliwa w zależności od takich parametrów jak obciążenie silnika, prędkość obrotowa, kąt wyprzedzenia zapłonu lub rodzaj wykorzystanego paliwa.

Na rysunkach 5.65 – 5.70 przedstawiono charakterystykę zużycia paliwa w funkcji zmieniającego się udziału DME dla trzech nastaw kąta wyprzedzenia zapłonu. Prezentowane wykresy zawierają charakterystyki dla kolejnych obciążeń silnika przy prędkości 2000 obr/min.

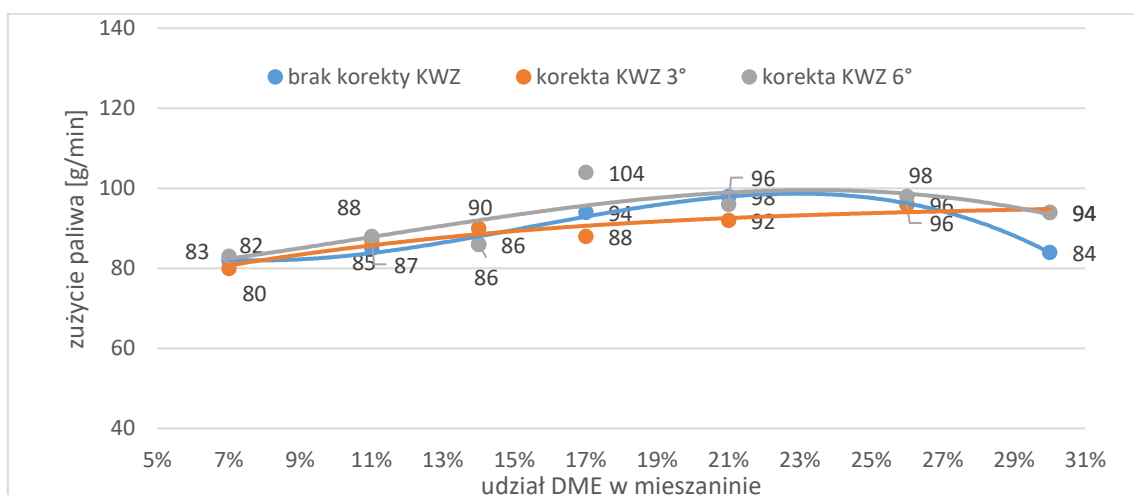
W przypadku najniższego badanego obciążenia, korekta zapłonu zmniejsza zużycie paliwa dla mieszanin gazowych o udziale DME minimum 14%. Przy obciążeniu 33% zmniejszenie zużycia występuje tylko dla korekty KWZ o dodatkowe 3° podczas zasilania mieszaninami 17, 21, 26%. Przy obciążeniu 48% korekta KWZ zwiększa zużycie podczas zasilania wszystkimi mieszaninami oprócz 7% DME. Dla 69% obciążenia korekta zapłonu obniżyła zużycie paliwa podczas zasilania mieszaniną 11 i 14% DME, natomiast zwiększyła zużycie dla reszty mieszanin. Najmniejszy wpływ korekty KWZ na zużycie paliwa przedstawia rysunek 5.69 –

dla obciążenia silnika 90%. Przy maksymalnym obciążeniu silnika, korekta KWZ o dodatkowe 3° zmniejsza zużycie paliwa przy zasilaniu mieszaninami powyżej 11% DME, natomiast korekta o 6° zwiększa zużycie paliwa dla mieszanin 14, 21% DME.

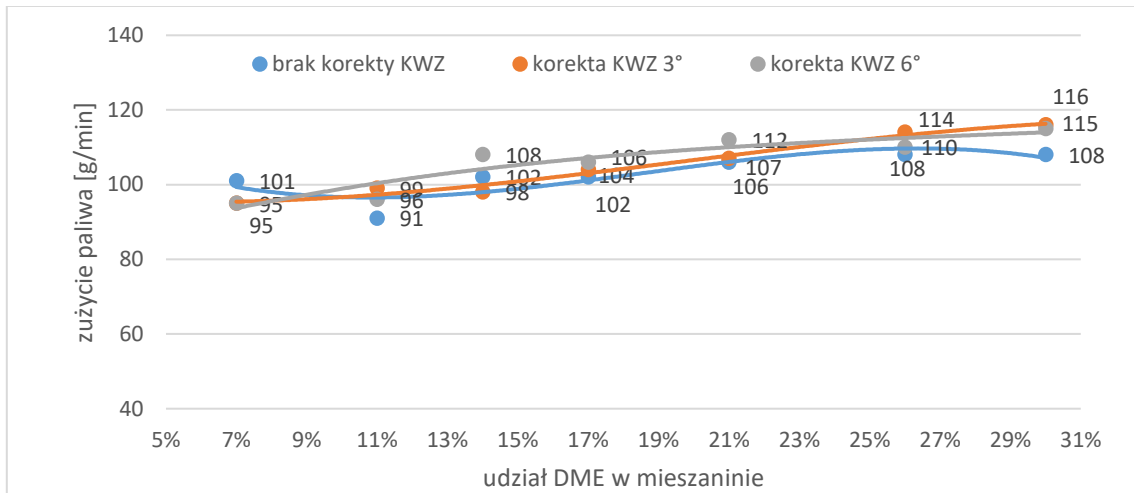
Przy zasilaniu mieszaniną 7% DME korekta kąta wyprzedzenia o 3° nie ma większego wpływu na zużycie paliwa, jednak dla korekty o dodatkowe 6° można zaobserwować zmniejszenie zużycia paliwa przy obciążeniu silnika powyżej 48%. Dla mieszaniny 11% DME zużycie paliwa nieznacznie zmalało dla korekty KWZ o 3°, ale tylko w zakresie wyższych obciążeń. Dla mieszanin w zakresie 14 – 26% DME, dodatkowa korekta zapłonu nie zmniejszyła zużycia paliwa. Podczas pracy silnika na mieszaninie 30% DME, dodatkowa korekta KWZ zwiększyła zużycie paliwa przy średnich obciążeniach silnika, natomiast zmniejszyła powyżej obciążenia 69%.



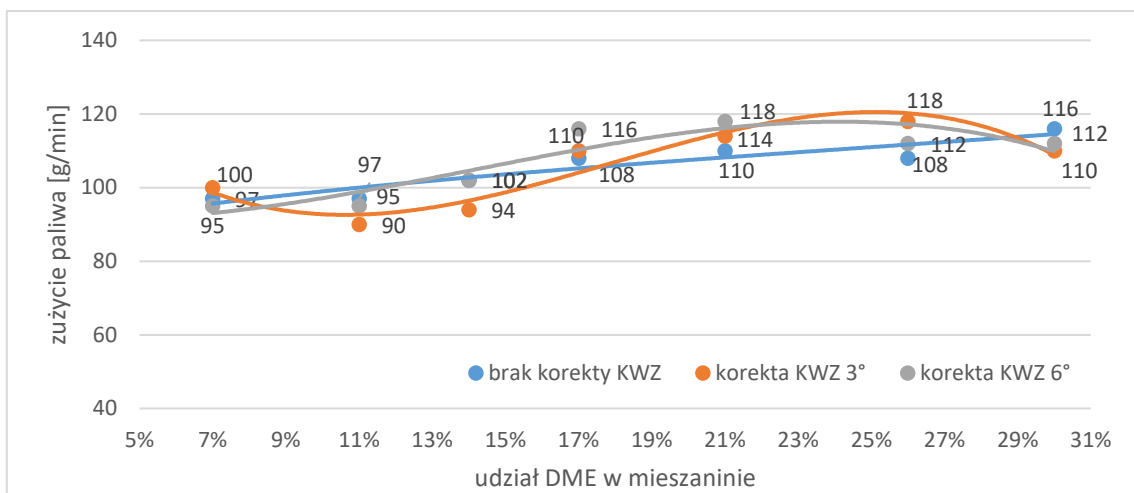
Rys. 5.65. Zużycie paliwa [g/min] w zależności od udziału DME w mieszaninie oraz korekty KWZ, dla obciążenia silnika 21% i prędkości obrotowej 2000 obr/min



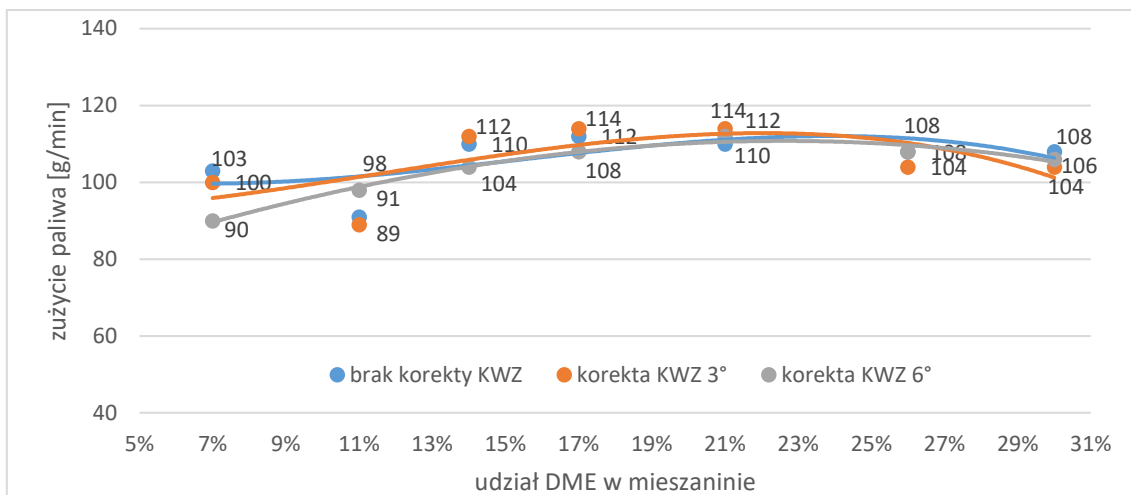
Rys. 5.66. Zużycie paliwa [g/min] w zależności od udziału DME w mieszaninie oraz korekty KWZ, dla obciążenia silnika 33% i prędkości obrotowej 2000 obr/min



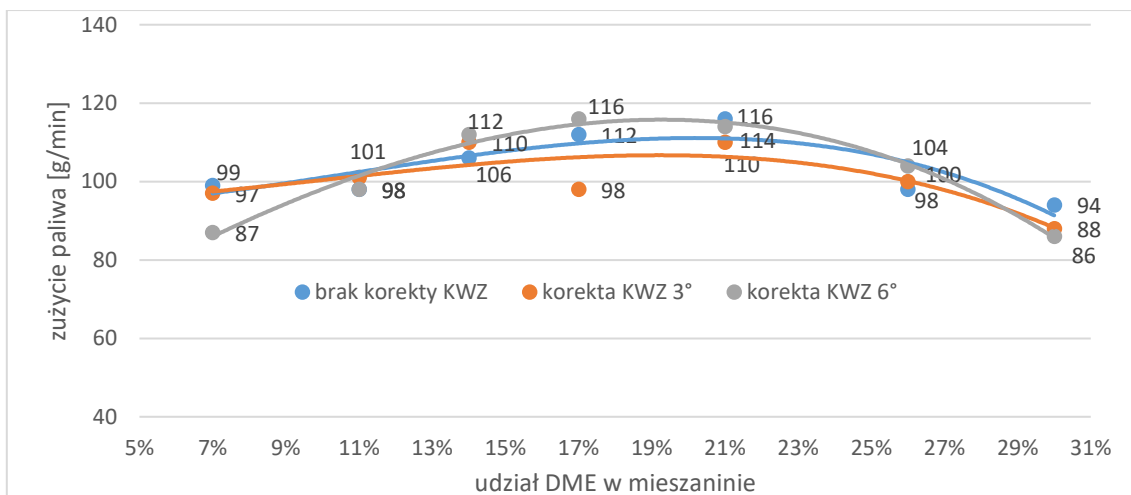
Rys. 5.67. Zużycie paliwa [g/min] w zależności od udziału DME w mieszaninie oraz korekty KWZ, dla obciążenia silnika 48% i prędkości obrotowej 2000 obr/min



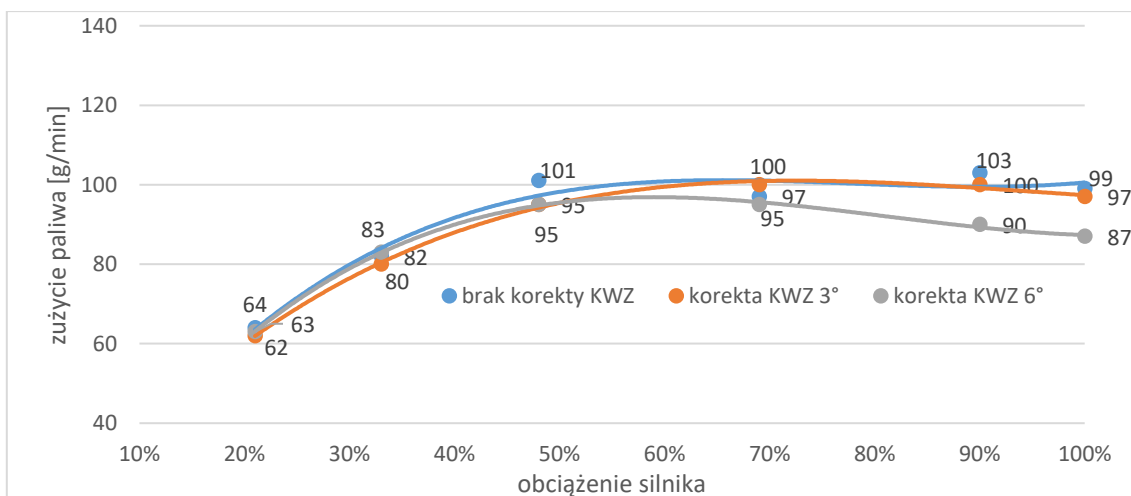
Rys. 5.68. Zużycie paliwa [g/min] w zależności od udziału DME w mieszaninie oraz korekty KWZ, dla obciążenia silnika 69% i prędkości obrotowej 2000 obr/min



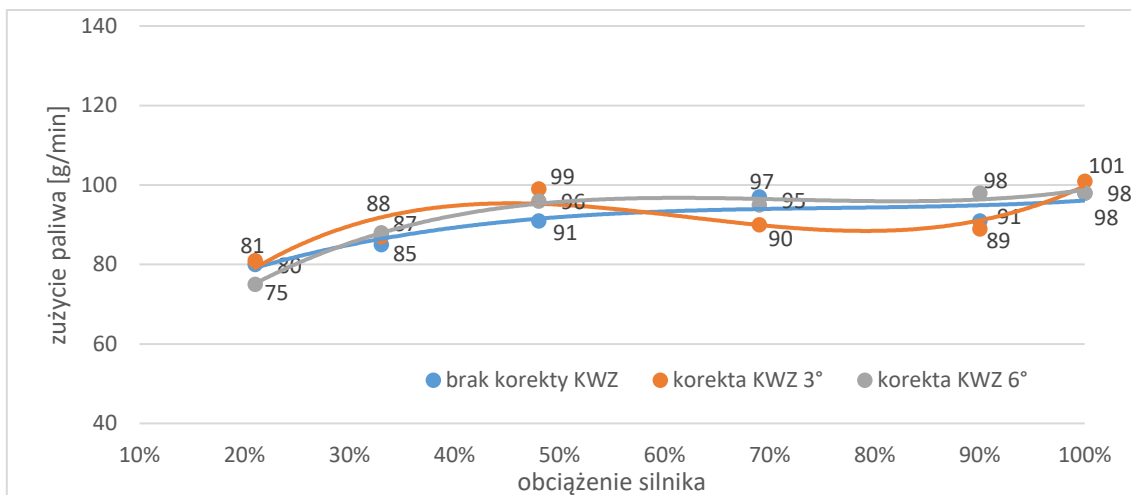
Rys. 5.69. Zużycie paliwa [g/min] w zależności od udziału DME w mieszaninie oraz korekty KWZ, dla obciążenia silnika 90% i prędkości obrotowej 2000 obr/min



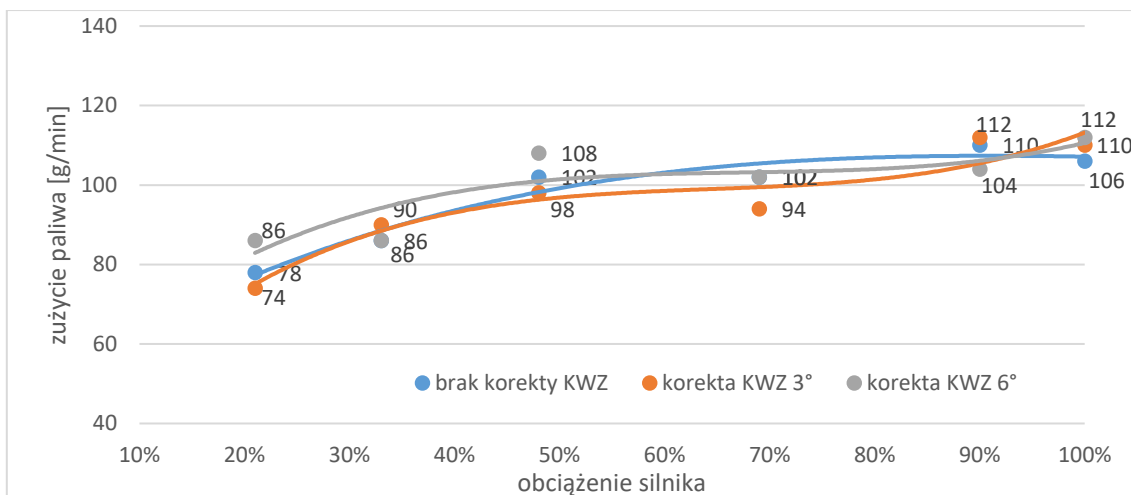
Rys. 5.70. Zużycie paliwa [g/min] w zależności od udziału DME w mieszaninie oraz korekty KWZ, dla obciążenia silnika 100% i prędkości obrotowej 2000 obr/min



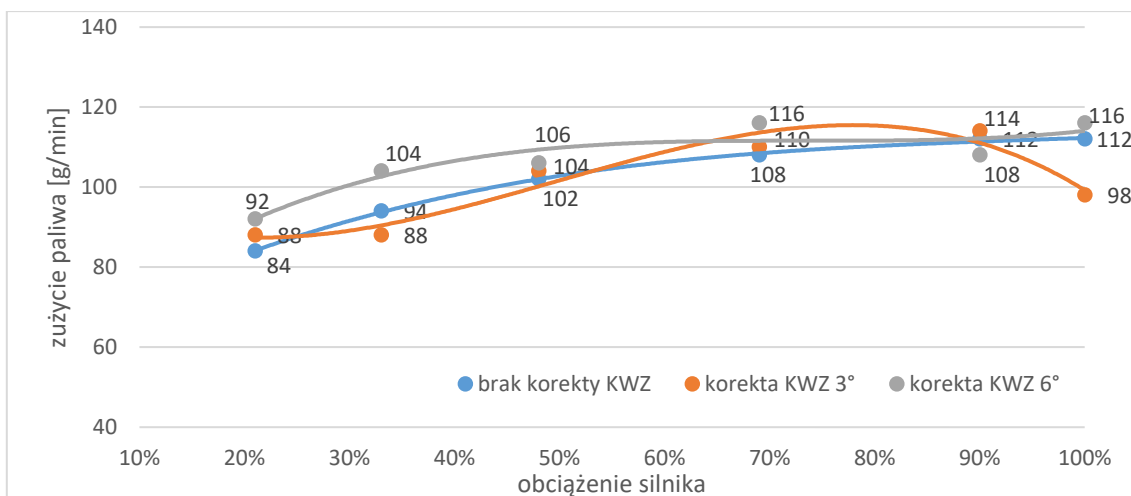
Rys. 5.71. Zużycie paliwa [g/min] przy zmiennym obciążeniu silnika i korygowanych nastawach KWZ przy zasilaniu DME 7% i prędkości obrotowej 2000 obr/min



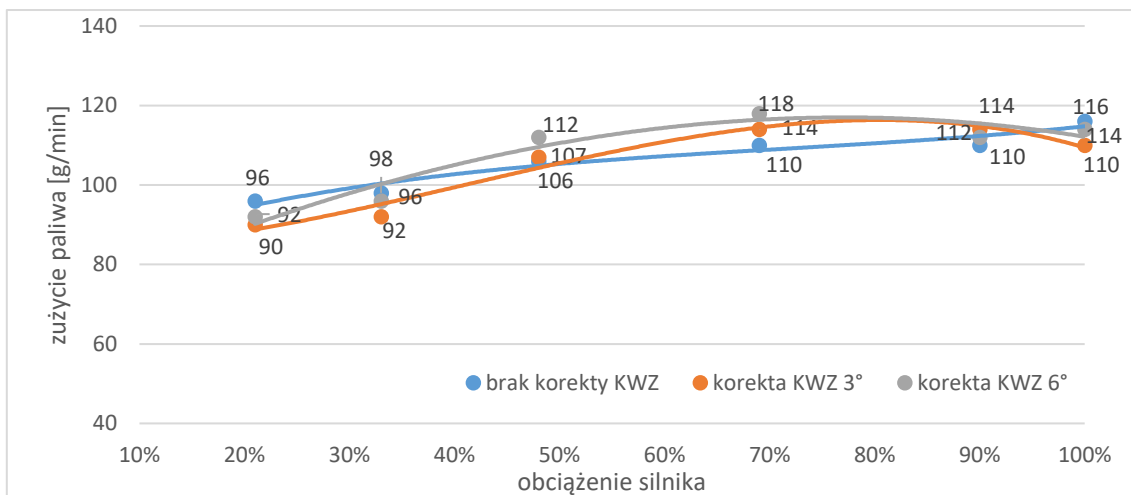
Rys. 5.72. Zużycie paliwa [g/min] przy zmiennym obciążeniu silnika i korygowanych nastawach KWZ przy zasilaniu **DME 11%** i prędkości obrotowej 2000 obr/min



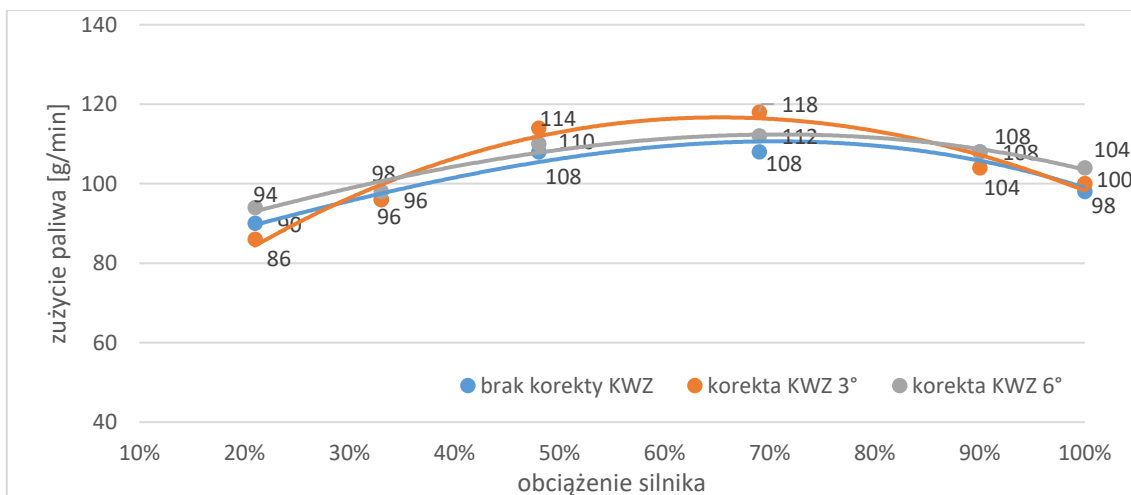
Rys. 5.73. Zużycie paliwa [g/min] przy zmiennym obciążeniu silnika i korygowanych nastawach KWZ przy zasilaniu **DME 14%** i prędkości obrotowej 2000 obr/min



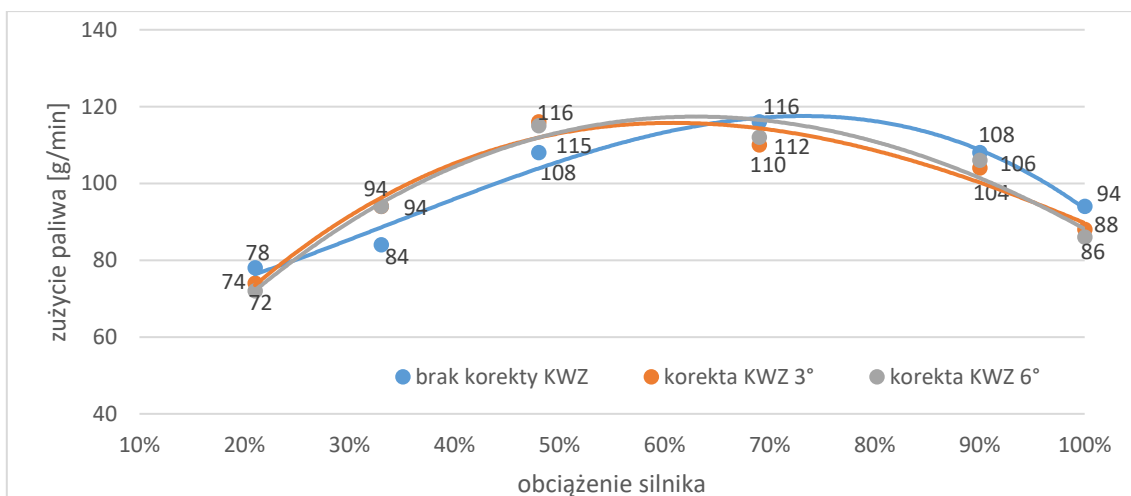
Rys. 5.74. Zużycie paliwa [g/min] przy zmiennym obciążeniu silnika i korygowanych nastawach KWZ przy zasilaniu **DME 17%** i prędkości obrotowej 2000 obr/min



Rys. 5.75. Zużycie paliwa [g/min] przy zmiennym obciążeniu silnika i korygowanych nastawach KWZ przy zasilaniu **DME 21%** i prędkości obrotowej 2000 obr/min

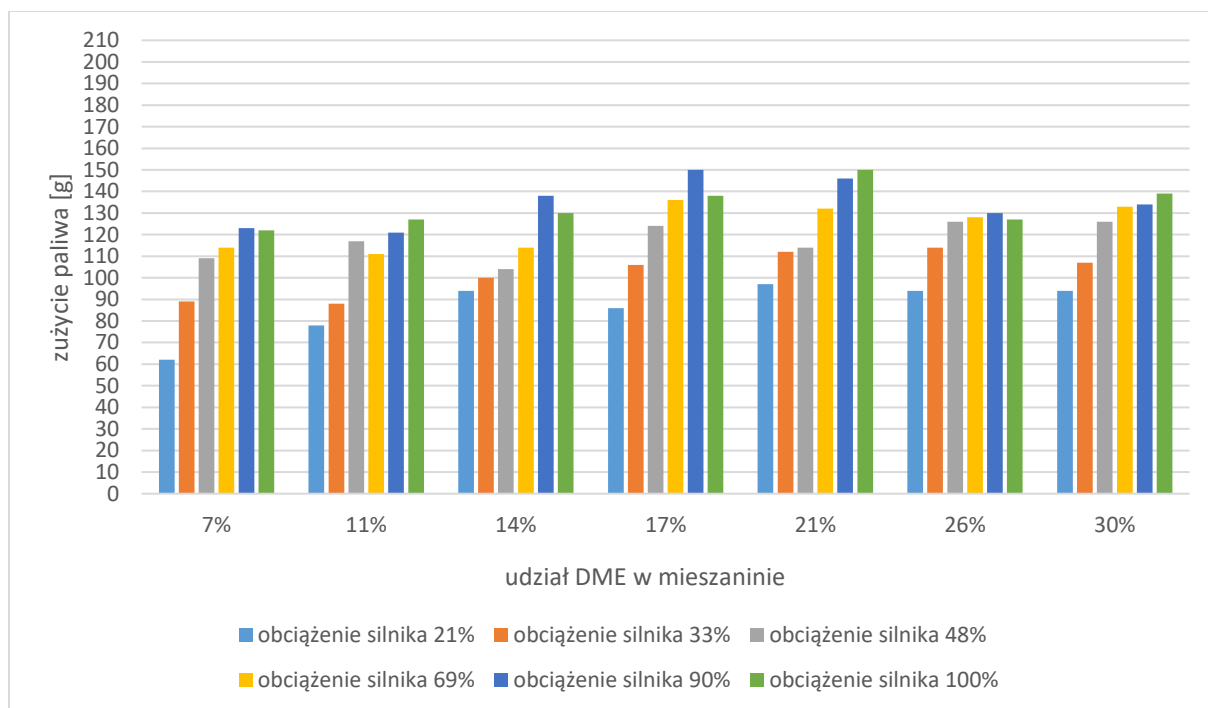


Rys. 5.76. Zużycie paliwa [g/min] przy zmiennym obciążeniu silnika i korygowanych nastawach KWZ przy zasilaniu **DME 26%** i prędkości obrotowej 2000 obr/min



Rys. 5.77. Zużycie paliwa [g/min] przy zmiennym obciążeniu silnika i korygowanych nastawach KWZ przy zasilaniu **DME 30%** i prędkości obrotowej 2000 obr/min

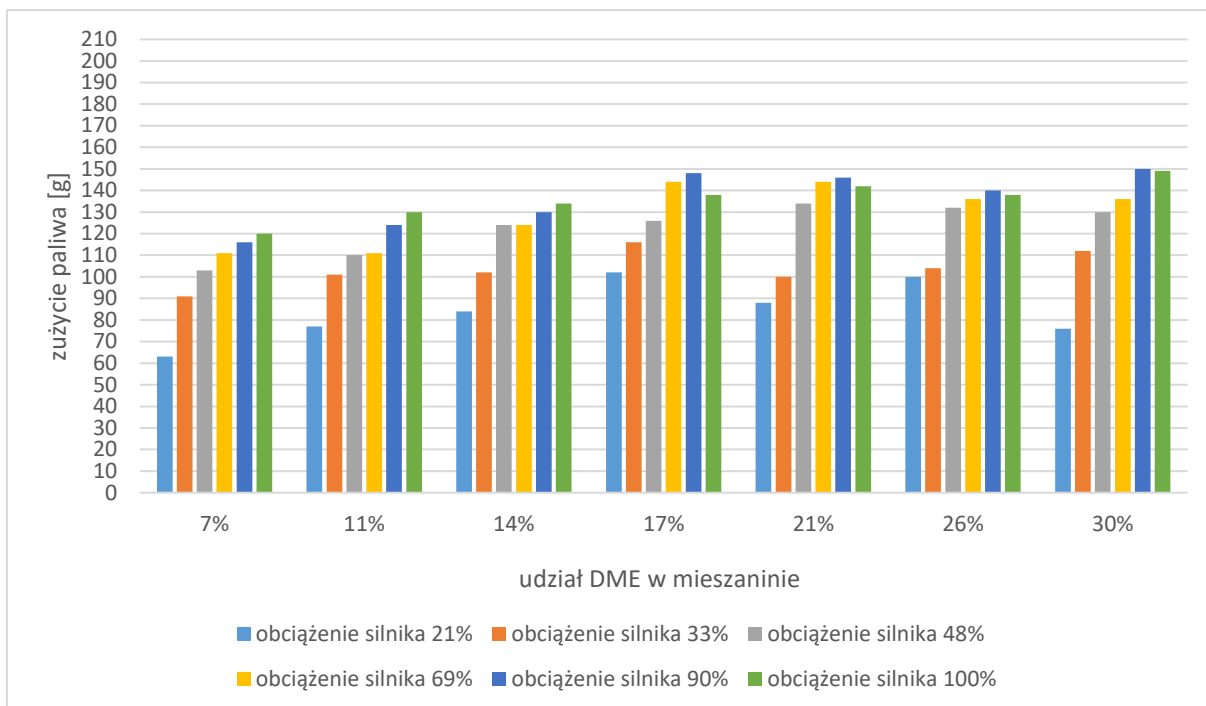
Na rysunkach 5.78 – 5.80 przedstawiono zużycie paliwa dla wszystkich punktów pomiarowych w zakresie prędkości obrotowej silnika 2500 obr/min. Kategorie osi poziomej przedstawiają serie badań dla wybranych mieszanin paliw gazowych, natomiast dla kolejnych serii danych przedstawiono obciążenia silnika. Pierwszy wykres przedstawia zużycie paliwa dla pracy silnika z fabrycznymi nastawami kąta wyprzedzenia zapłonu, natomiast kolejne dla dodatkowej korekty kąta.



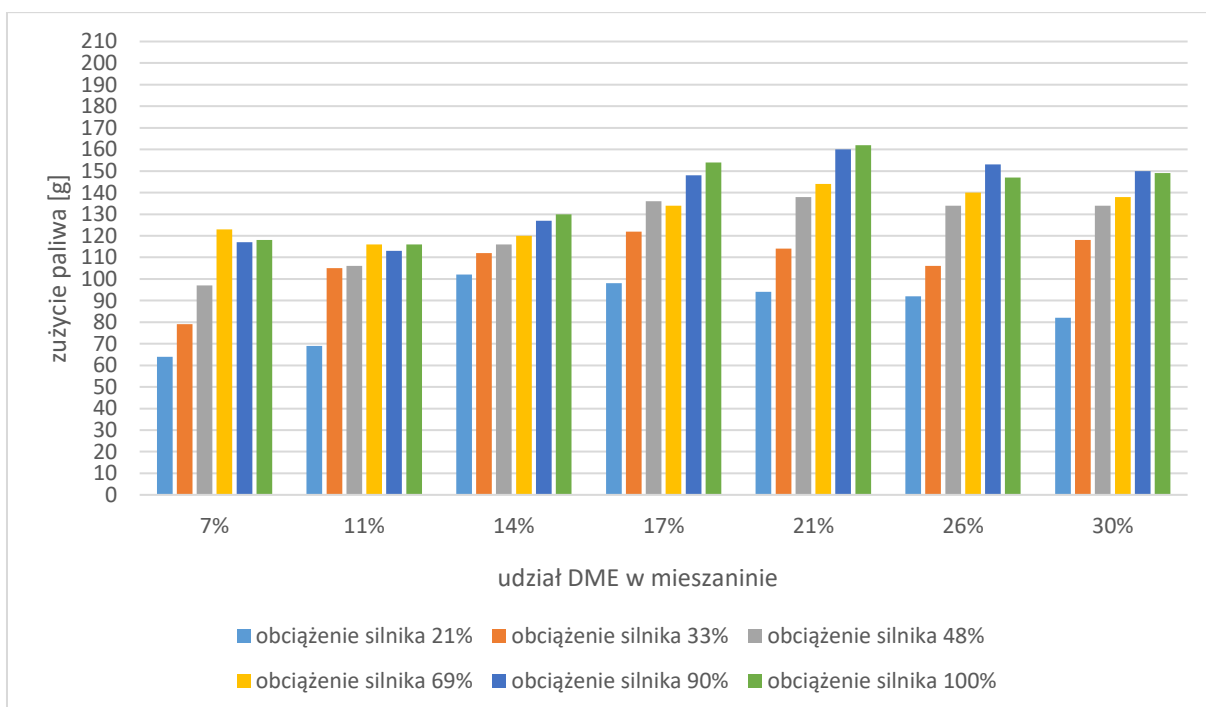
Rys. 5.78. Zarejestrowane zużycie paliwa, dla zasilania mieszaninami o różnym udziale DME oraz różnych obciążeniach silnika przy prędkości silnika 2500 obr/min z fabrycznymi nastawami zapłonu

Przy zasilaniu silnika mieszaniną 7 i 11% DME (rys.5.78) zużycie paliwa było najbardziej zbliżone w średnich oraz wysokich obciążeniach silnika. Dla mieszaniny 14, 17, 21% wzrost zużycia paliwa był równomierny w funkcji obciążeń za wyjątkiem maksymalnego uchylenia przepustnicy. Podczas zasilania mieszaniną 26 i 30% zużycie paliwa było zbliżone dla średnich i wysokich obciążeń silnika.

Korekta zapłonu o dodatkowe 3° (rys. 5.79), nie miała znaczącego wpływu na równomierność zużycia paliwa w funkcji obciążenia, jednak zwiększyła zużycie paliwa przy zasilaniu mieszaniną 26 i 30% DME w maksymalnych obciążeniach silnika.



Rys. 5.79. Zarejestrowane zużycie paliwa, dla zasilania mieszaninami o różnym udziale DME oraz różnych obciążeniach silnika przy prędkości silnika 2500 obr/min z korektą wyprzedzenia kąta zapłonu o dodatkowe 3°

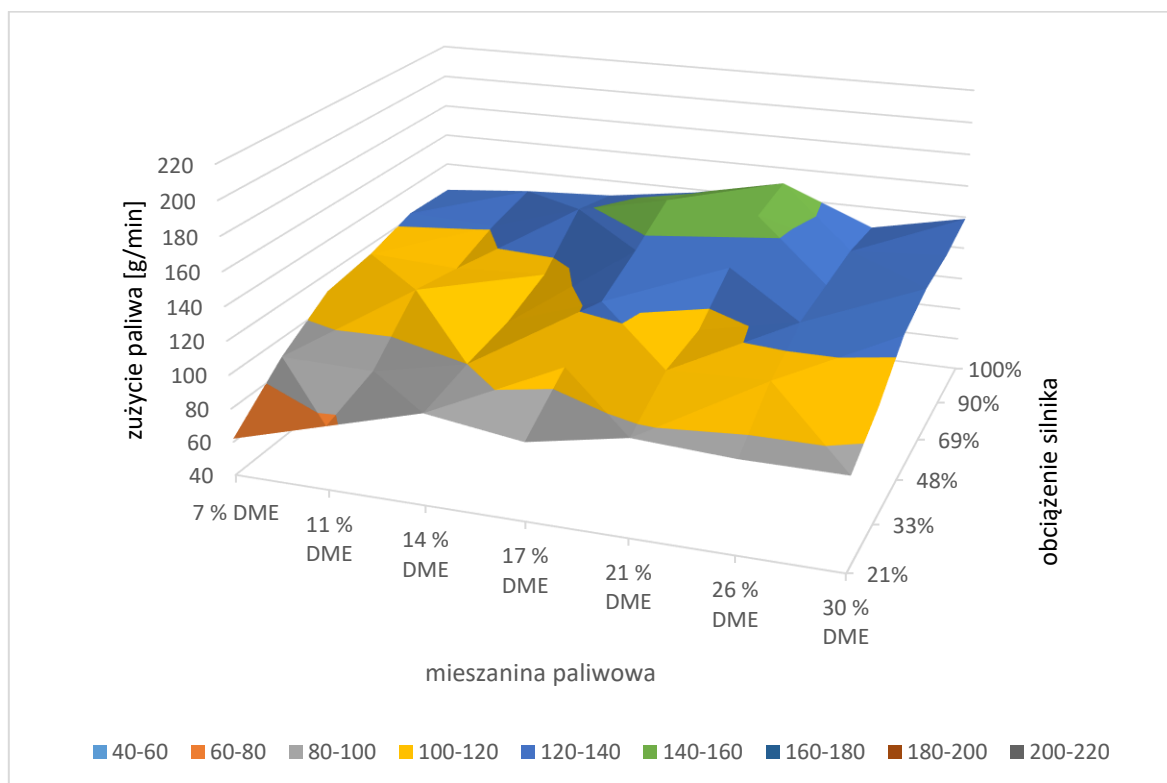


Rys. 5.80. Zarejestrowane zużycie paliwa, dla zasilania mieszaninami o różnym udziale DME oraz różnych obciążeniach silnika przy prędkości silnika 2500 obr/min z korektą wyprzedzenia kąta zapłonu o dodatkowe 6°

Korekta zapłonu o dodatkowe 6° (rys. 5.80) również nie miała większego wpływu na równomierność wzrostu zużycia paliwa w funkcji obciążenia, jednak zwiększyła zużycie paliwa w szczególności dla mieszanki 21 – 30% dla maksymalnych obciążeń.

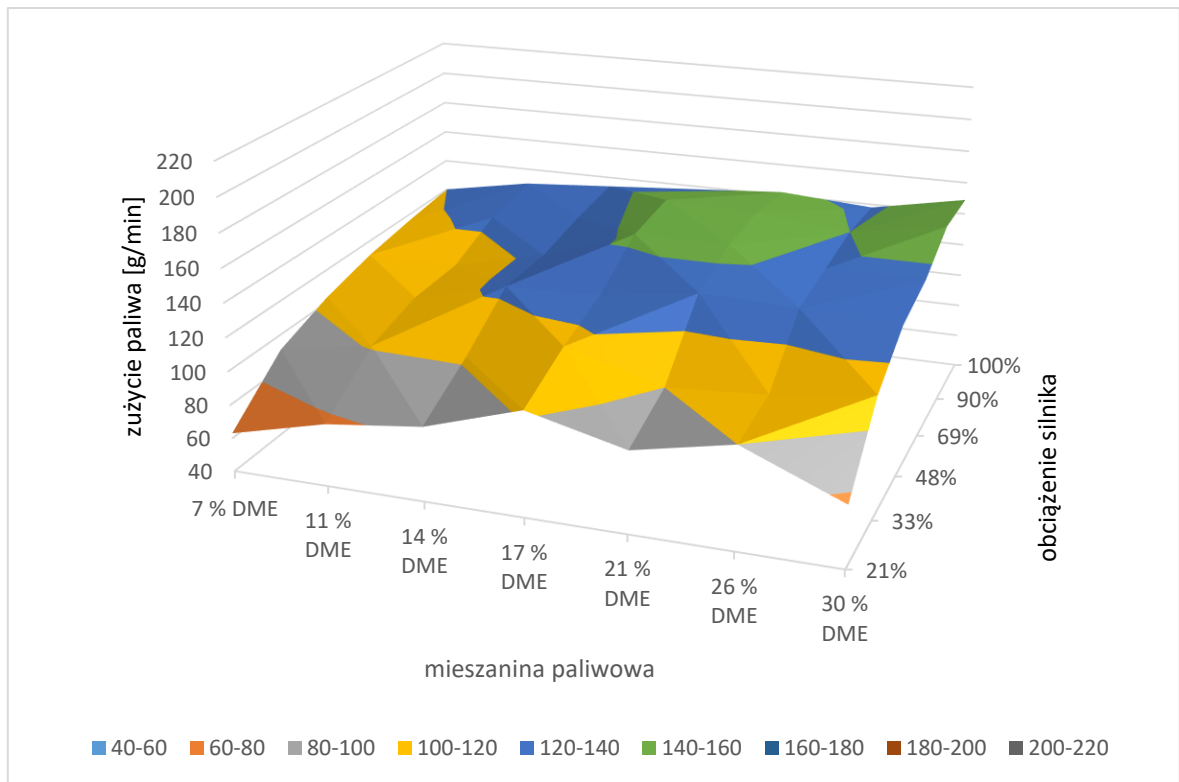
Na rysunkach zaprezentowano wyniki zużycia paliwa dla prędkości silnika 2500 obr/min dla seryjnych nastaw silnika (rys. 5.81) oraz korekty zapłonu o dodatkowe 3° (rys. 5.82) i 6° (rys. 5.83).

Dla seryjnych nastaw silnika (rys. 5.81) najkorzystniej pod względem zużycia wypada mieszanka z udziałem 7% DME. Im większy udział DME tym większy wzrost zużycia paliwa w zakresie niskich obciążeń. Największe zużycie dla tej serii badań, odnotowano przy zasilaniu mieszanką 14 – 21% w zakresie najwyższych obciążeń silnika.

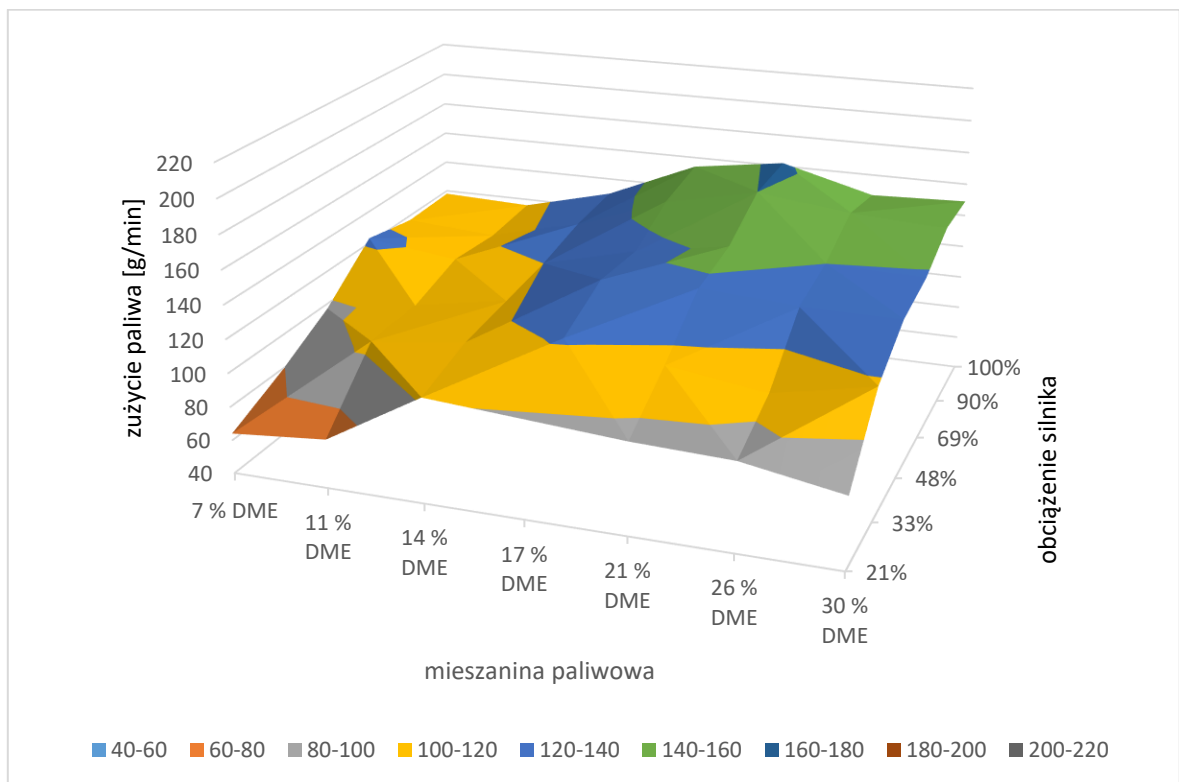


Rys. 5.81. Wykres powierzchniowy zużycia paliwa w zależności od składu mieszanki oraz obciążenia silnika, dla prędkości silnika 2500 obr/min z fabrycznymi nastawami zapłonu

Dla wprowadzonej korekty zapłonu o dodatkowe 3° (rys. 5.82) zużycie paliwa zmniejszyło się dla średnich obciążeń. Dodatkowo dla mieszanki o największym udziale DME, zużycie wzrosło w zakresie największych obciążeń silnika oraz zmniejszyło się przy minimalnym obciążeniu.



Rys. 5.82. Wykres powierzchniowy zużycia paliwa w zależności od składu mieszanki oraz obciążenia silnika, dla prędkości silnika 2500 obr/min z korektą wyprzedzenia zapłonu o dodatkowe 3°



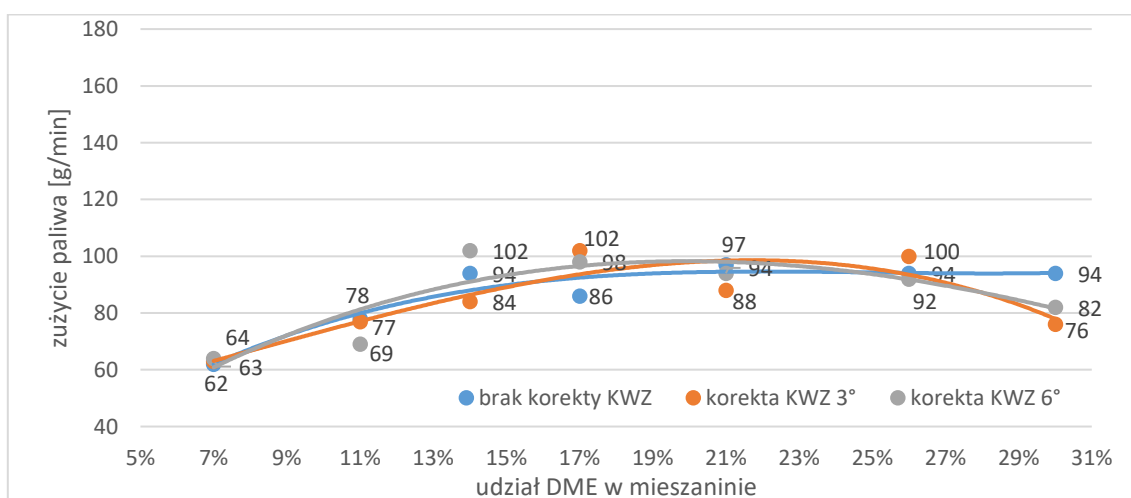
Rys. 5.83. Wykres powierzchniowy zużycia paliwa w zależności od składu mieszanki oraz obciążenia silnika, dla prędkości silnika 2500 obr/min z korektą wyprzedzenia zapłonu o dodatkowe 6°

Dla wprowadzonej korekty zapłonu o dodatkowe 6° (rys 5.83), zużycie paliwa wzrosło przy zasilaniu mieszaninami 14 – 30% DME praktycznie w całym zakresie obciążeń silnika. Dla mieszaniny 7 i 11% DME zużycie paliwa zmniejszyło się w zakresie niskich i wysokich obciążeń silnika.

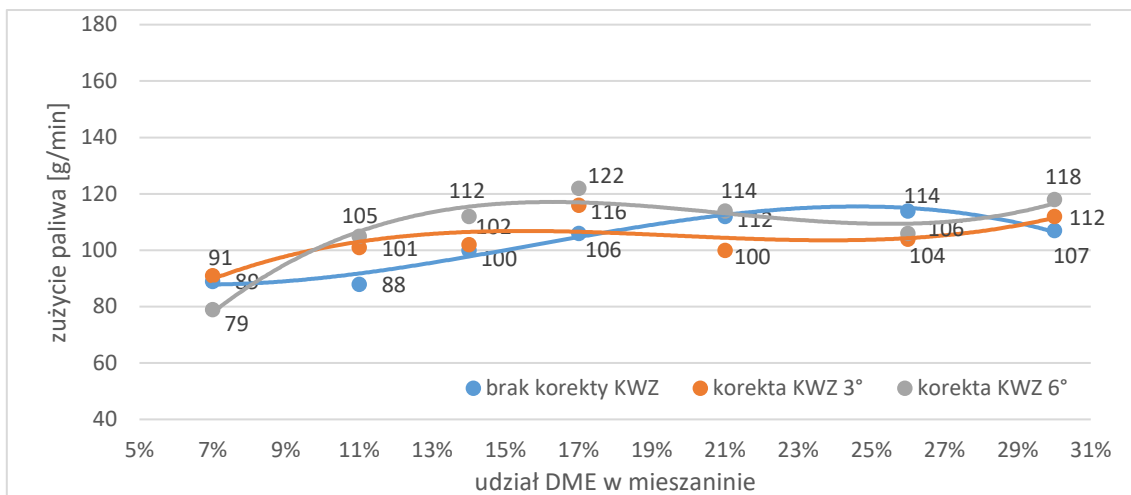
Na rysunkach 5.84 – 5.89 przedstawiono charakterystykę zużycia paliwa w funkcji zmieniającego się udziału DME dla trzech nastaw kąta wyprzedzenia zapłonu. Prezentowane wykresy zawierają charakterystyki dla kolejnych obciążeń silnika przy prędkości 2500 obr/min.

W przypadku najniższego badanego obciążenia, korekta zapłonu nie zmniejszyła zużycia paliwa dla wszystkich stosowanych mieszanin, oprócz 30% DME. Przy obciążeniu silnika 33%, korekta zapłonu zwiększyła zużycie paliwa dla mieszanin 11 i 17% DME, natomiast wprowadzona korekta zmniejszyła zużycie paliwa dla mieszanin 21 i 26%. Przy średnich obciążeniach silnika, wprowadzona korekta zapłonu, zmniejszyła zużycie paliwa dla zasilania mieszaninami o udziale DME 14% i więcej. Dla dwóch maksymalnych obciążeń silnika, korekta zapłonu o dodatkowe 3° , nie miała wpływu na zużycie paliwa dla mieszanin 7 – 21% DME, jednak przy zasilaniu mieszaninami 26 i 30% zużycie paliwa wzrosło. Dla tych samych obciążeń silnika, ale korekcie zapłonu o dodatkowe 6° , zużycie paliwa zmniejszyło się przy zasilaniu mieszaninami o udziale masowym DME do 14%, ale znacząco wzrosło dla pozostałych mieszanin.

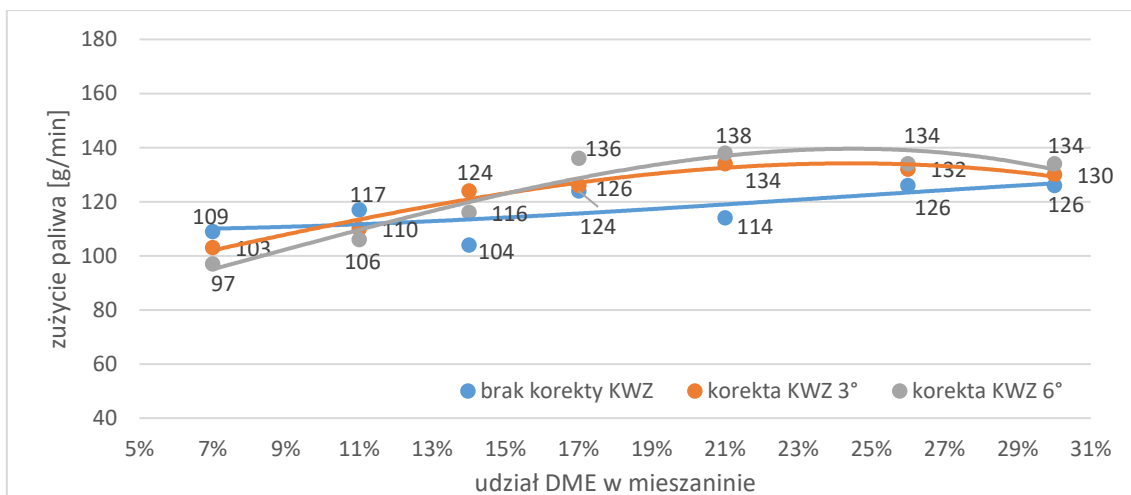
Na rysunkach 5.90 – 5.96 przedstawiono charakterystykę zużycia paliwa w funkcji zmieniającego się obciążenia silnika dla trzech nastaw kąta wyprzedzenia zapłonu. Prezentowane wykresy zawierają charakterystyki dla zasilania kolejnymi mieszaninami przy prędkości 2500 obr/min.



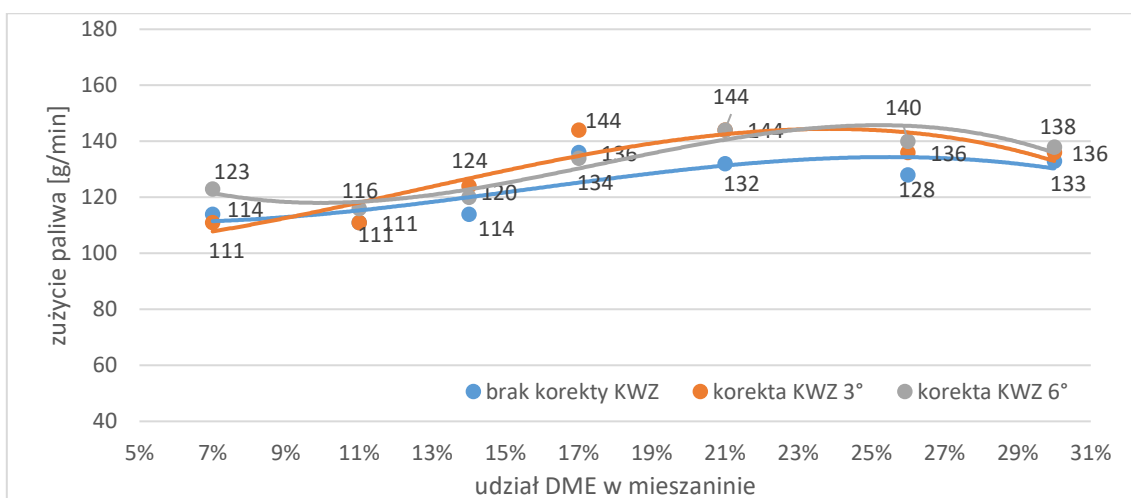
Rys. 5.84. Zużycie paliwa [g/min] w zależności od udziału DME w mieszaninie oraz korekty KWZ, dla obciążenia silnika 21% i prędkości obrotowej 2500 obr/min



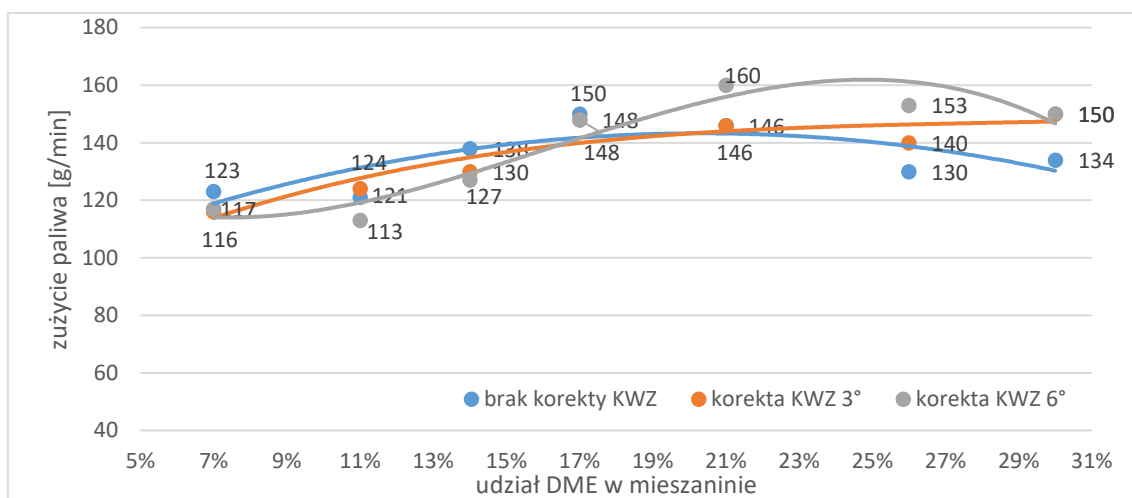
Rys. 5.85. Zużycie paliwa [g/min] w zależności od udziału DME w mieszaninie oraz korekty KWZ, dla obciążenia silnika 33% i prędkości obrotowej 2500 obr/min



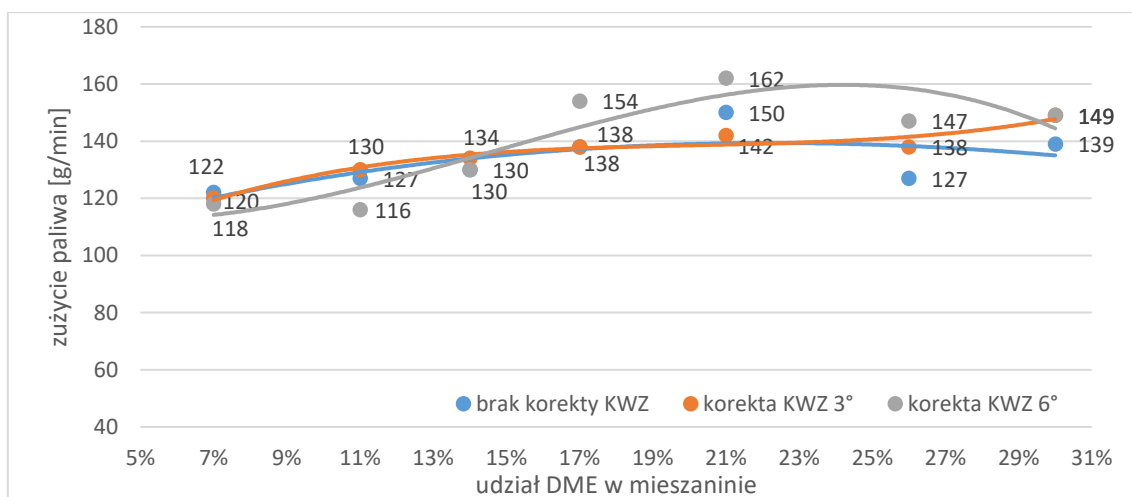
Rys. 5.86. Zużycie paliwa [g/min] w zależności od udziału DME w mieszaninie oraz korekty KWZ, dla obciążenia silnika 48% i prędkości obrotowej 2500 obr/min



Rys. 5.87. Zużycie paliwa [g/min] w zależności od udziału DME w mieszaninie oraz korekty KWZ, dla obciążenia silnika 69% i prędkości obrotowej 2500 obr/min



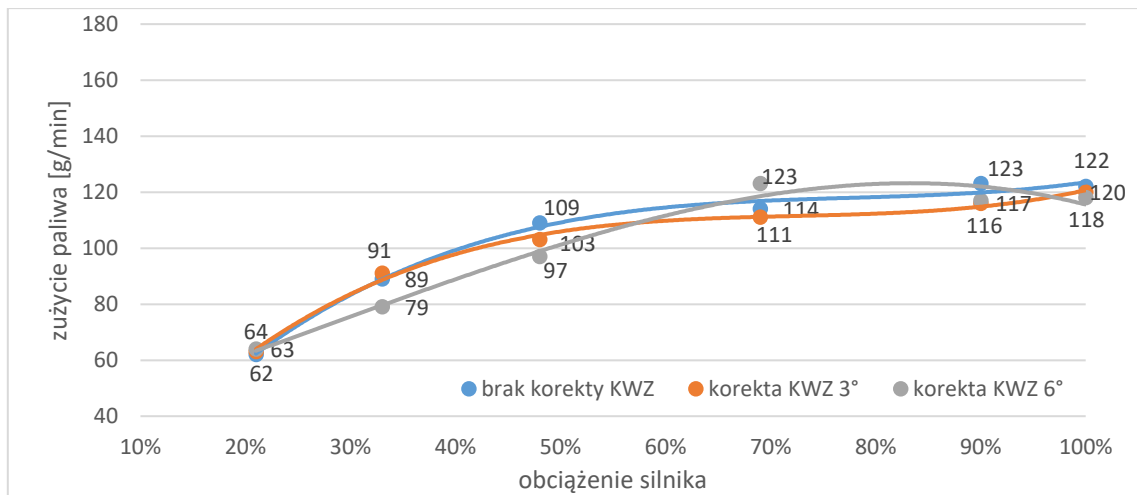
Rys. 5.88. Zużycie paliwa [g/min] w zależności od udziału DME w mieszaninie oraz korekty KWZ, dla obciążenia silnika 90% i prędkości obrotowej 2500 obr/min



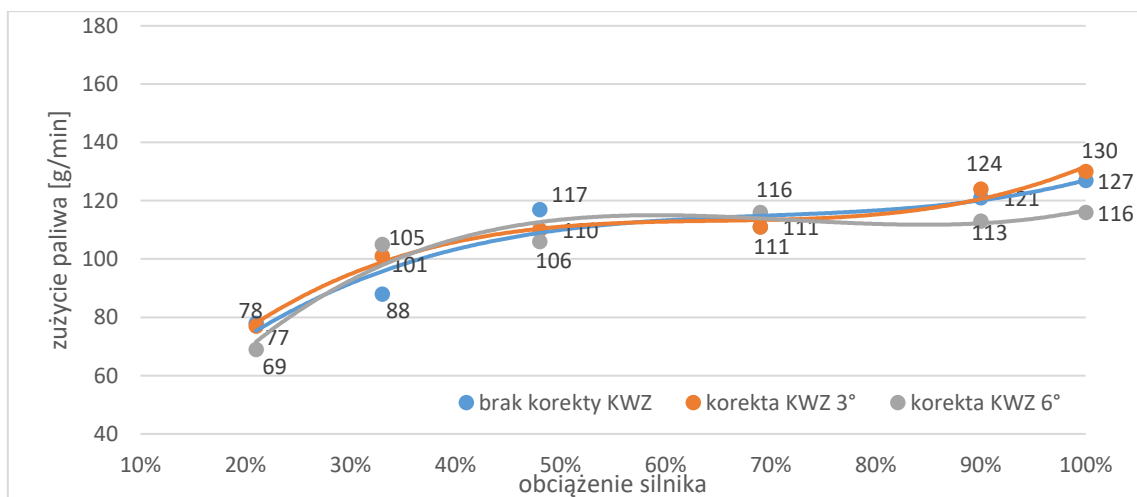
Rys. 5.89. Zużycie paliwa [g/min] w zależności od udziału DME w mieszaninie oraz korekty KWZ, dla obciążenia silnika 100% i prędkości obrotowej 2500 obr/min

Przy zasilaniu mieszaniną 7% DME, korekta KWZ o 3° zmniejszyła zużycie paliwa w zakresie obciążeń silnika 69 – 90%, natomiast korekta o dodatkowe 6° zmniejszyła zużycie paliwa w zakresie obciążeń silnika 33 – 48%. Dla zasilania mieszaniną 11% DME, korekta zapłonu nie spowodowała znaczących zmian w zużyciu paliwa, oprócz maksymalnych obciążeniach silnika przy korekcie 6°. Podczas pracy silnika na mieszaninie 14 i 17% DME, korekta zapłonu zwiększyła zużycie paliwa dla średnich obciążeń silnika. Dla mieszaniny 21% DME, korekta zauważalnie zwiększyła zużycie w zakresie średnich i wyższych obciążeń. Przy zasilaniu mieszaniną 26%, korekta KWZ również zwiększyła zużycie paliwa powyżej 48% obciążenia. Przy badaniu mieszaniny o maksymalnym udziale DME, wprowadzenie

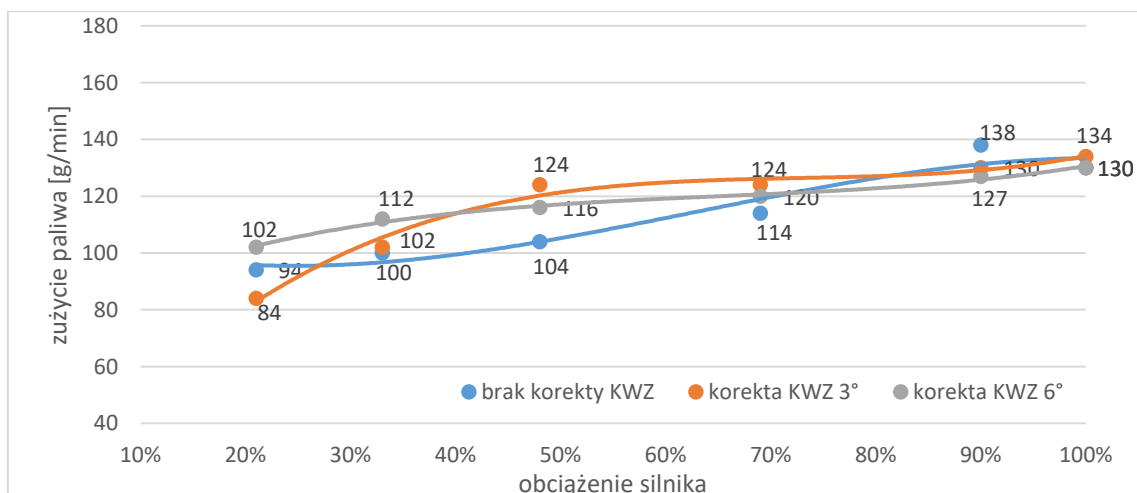
dotaddkowego kąta wyprzedzenia zapłonu, zmniejszylu zużycie paliwa dla najmniejszego obciążenia silnika oraz zwiększylu zużycie paliwa w zakresie pozostałych obciążeń.



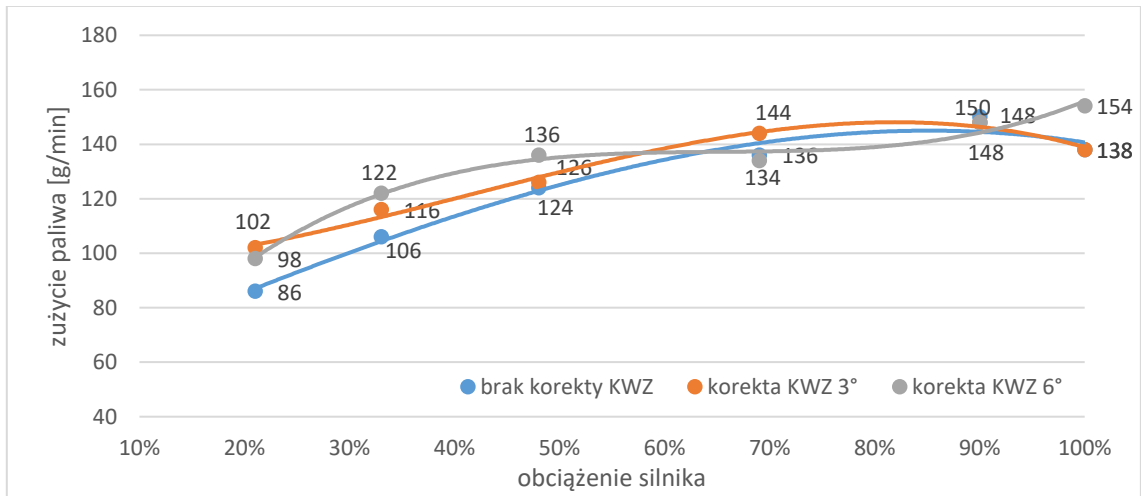
Rys. 5.90. Zużycie paliwa [g/min] przy zmiennym obciążeniu silnika i korygowanych nastawach KWZ przy zasilaniu **DME 7%** i prędkości obrotowej 2500 obr/min



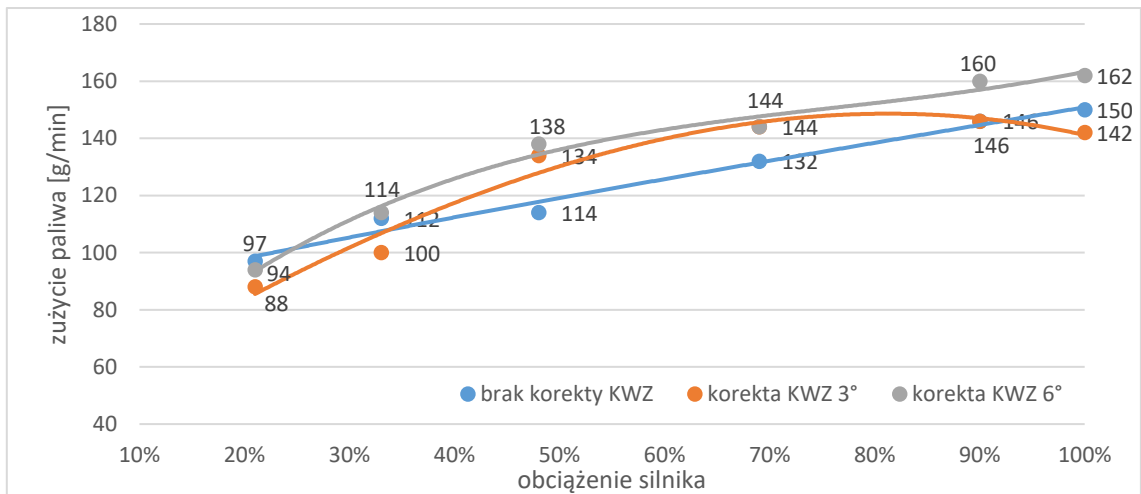
Rys. 5.91. Zużycie paliwa [g/min] przy zmiennym obciążeniu silnika i korygowanych nastawach KWZ przy zasilaniu **DME 11%** i prędkości obrotowej 2500 obr/min



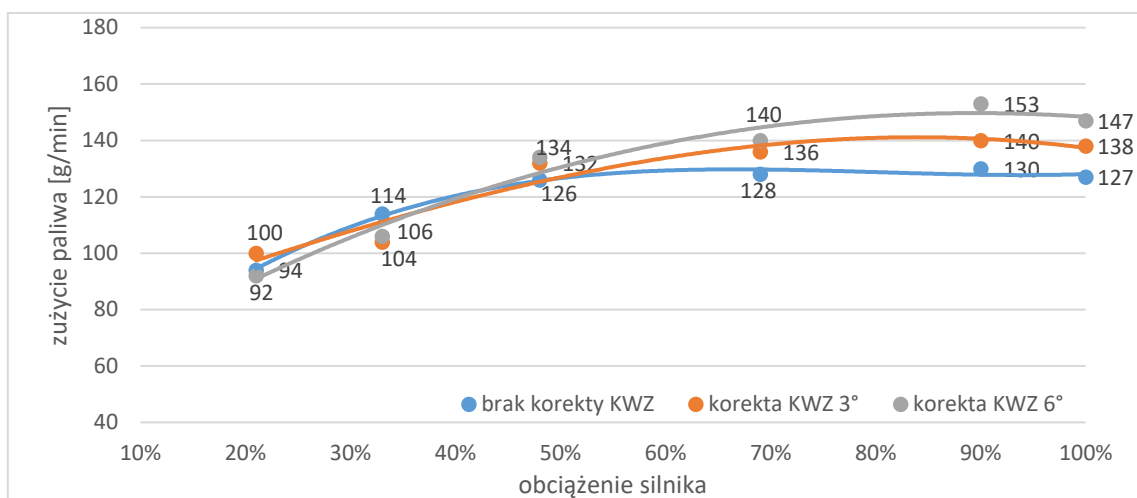
Rys. 5.92. Zużycie paliwa [g/min] przy zmiennym obciążeniu silnika i korygowanych nastawach KWZ przy zasilaniu **DME 14%** i prędkości obrotowej 2500 obr/min



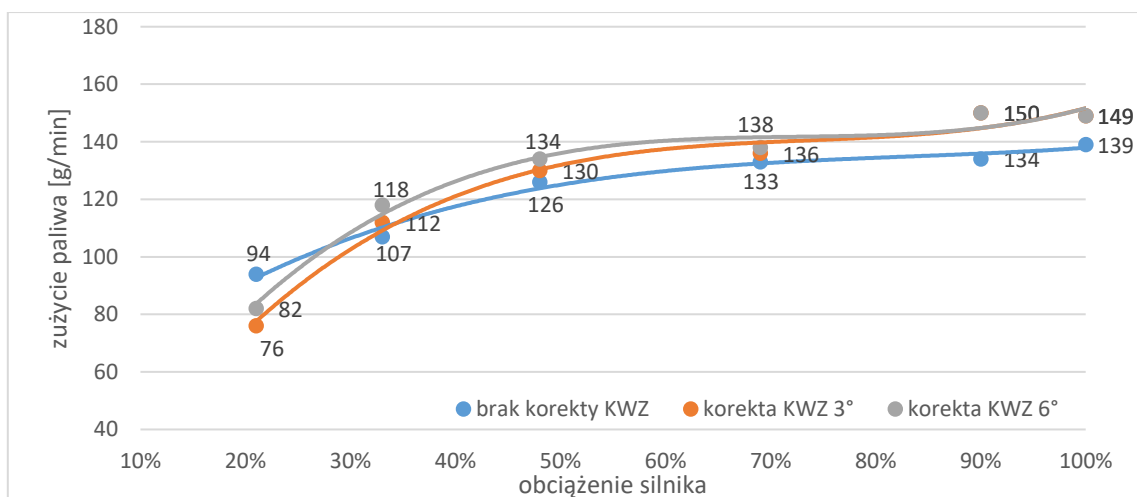
Rys. 5.93. Zużycie paliwa [g/min] przy zmiennym obciążeniu silnika i korygowanych nastawach KWZ przy zasilaniu **DME 17%** i prędkości obrotowej 2500 obr/min



Rys. 5.94. Zużycie paliwa [g/min] przy zmiennym obciążeniu silnika i korygowanych nastawach KWZ przy zasilaniu **DME 21%** i prędkości obrotowej 2500 obr/min

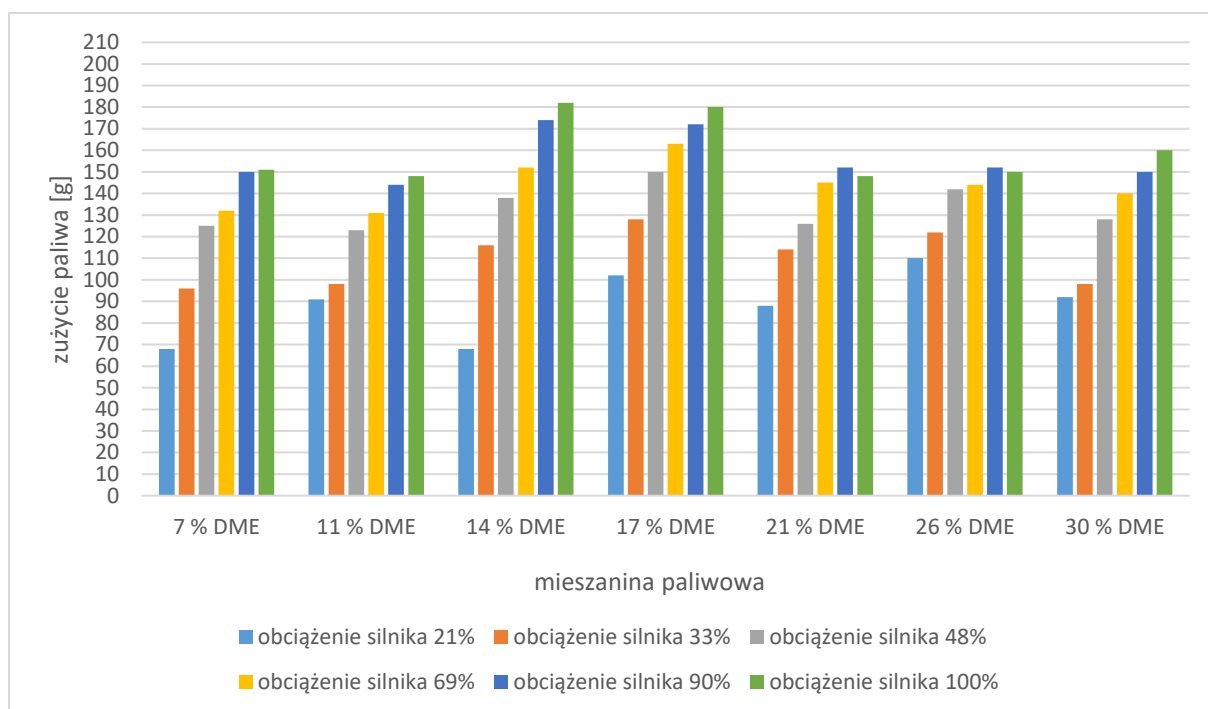


Rys. 5.95. Zużycie paliwa [g/min] przy zmiennym obciążeniu silnika i korygowanych nastawach KWZ przy zasilaniu **DME 26%** i prędkości obrotowej 2500 obr/min



Rys. 5.96. Zużycie paliwa [g/min] przy zmiennym obciążeniu silnika i korygowanych nastawach KWZ przy zasilaniu **DME 30%** i prędkości obrotowej 2500 obr/min

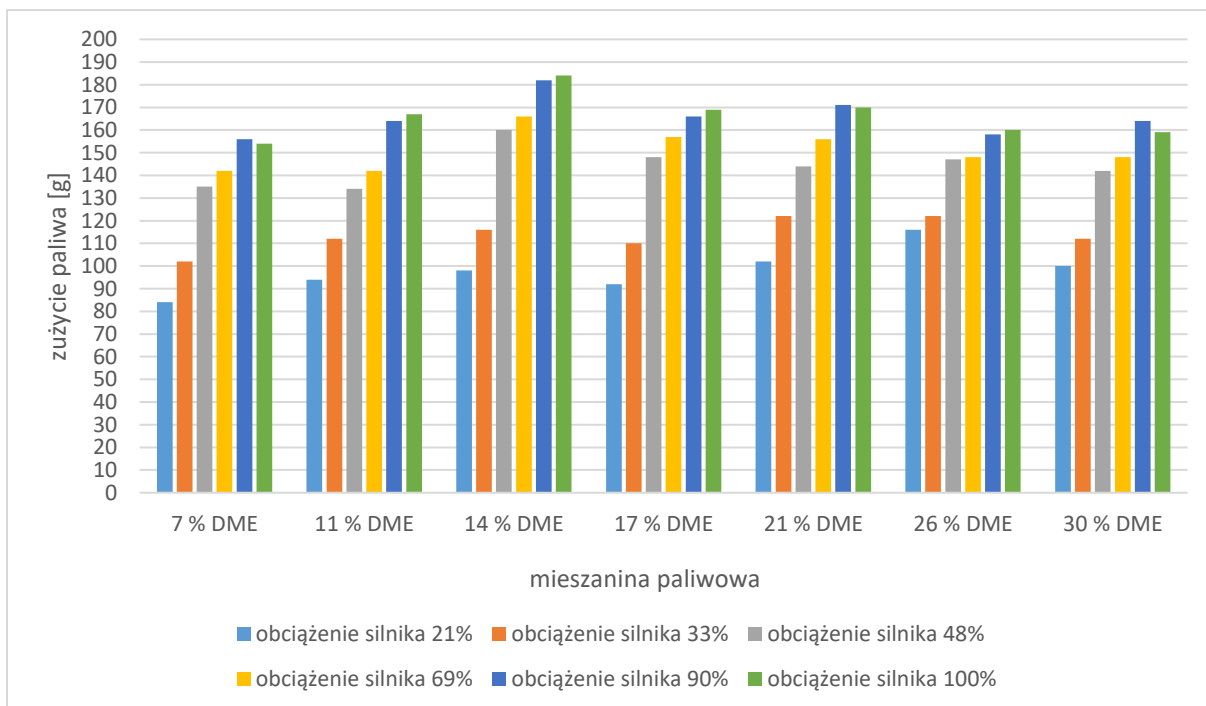
Na rysunkach 5.97 – 5.99 przedstawiono zużycie paliwa dla wszystkich punktów pomiarowych w zakresie prędkości obrotowej silnika 3000 obr/min. Kategorie osi poziomej przedstawiają serie badań dla wybranych mieszanin paliw gazowych, natomiast dla kolejnych serii danych przedstawiono obciążenia silnika. Pierwszy wykres przedstawia zużycie paliwa dla pracy silnika z fabrycznymi nastawami kąta wyprzedzenia zapłonu, natomiast kolejne dla dodatkowej korekty kąta.



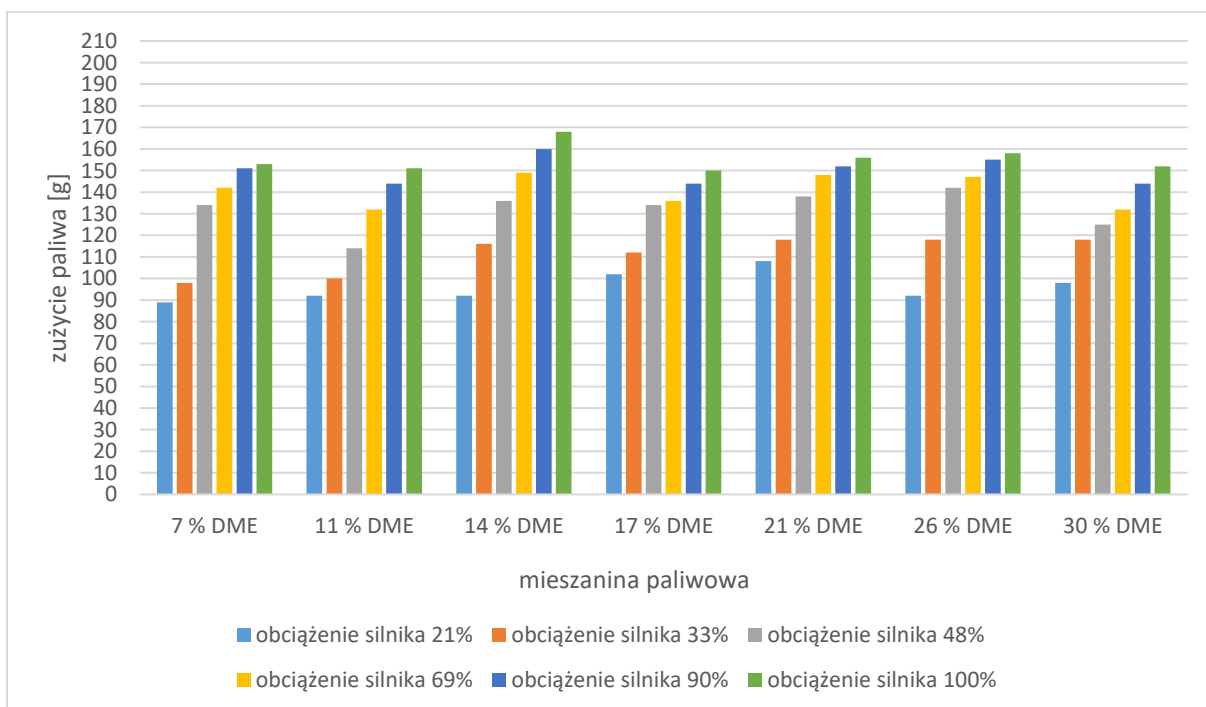
Rys. 5.97. Zarejestrowane zużycie paliwa, dla zasilania mieszaninami o różnym udziale DME oraz różnych obciążeń silnika przy prędkości silnika 3000 obr/min z fabrycznymi nastawami zapłonu

Spośród badanych mieszanin dla serii pomiarowej z fabrycznymi nastawami kąta zapłonu, największa różnica w zużyciu paliwa występuje między obciążeniem 21 a 33% oraz 33% a 48%. Najmniejsza dynamika zmian zużycia paliwa względem kolejnych obciążeń, występuje przy zasilaniu mieszaniną 26% DME, natomiast największa dla 14% DME.

W przypadku serii pomiarowej z korektą zapłonu o dodatkowe 3° (rys. 5.98), powyższe zależności nie zmieniają się. Jednak dla serii pomiarowej z korektą zapłonu o 6° (rys. 5.99), dynamika wzrostu zużycia paliwa, względem funkcji obciążenia silnika maleje, na co może mieć wpływ ogólne zmniejszenie zużycia paliwa w całym zakresie dla większości mieszanin.



Rys. 5.98. Zarejestrowane zużycie paliwa, dla zasilania mieszaninami o różnym udziale DME oraz różnych obciążeniach silnika przy prędkości silnika 3000 obr/min z korektą wyprzedzenia kąta zapłonu o dodatkowe 3°



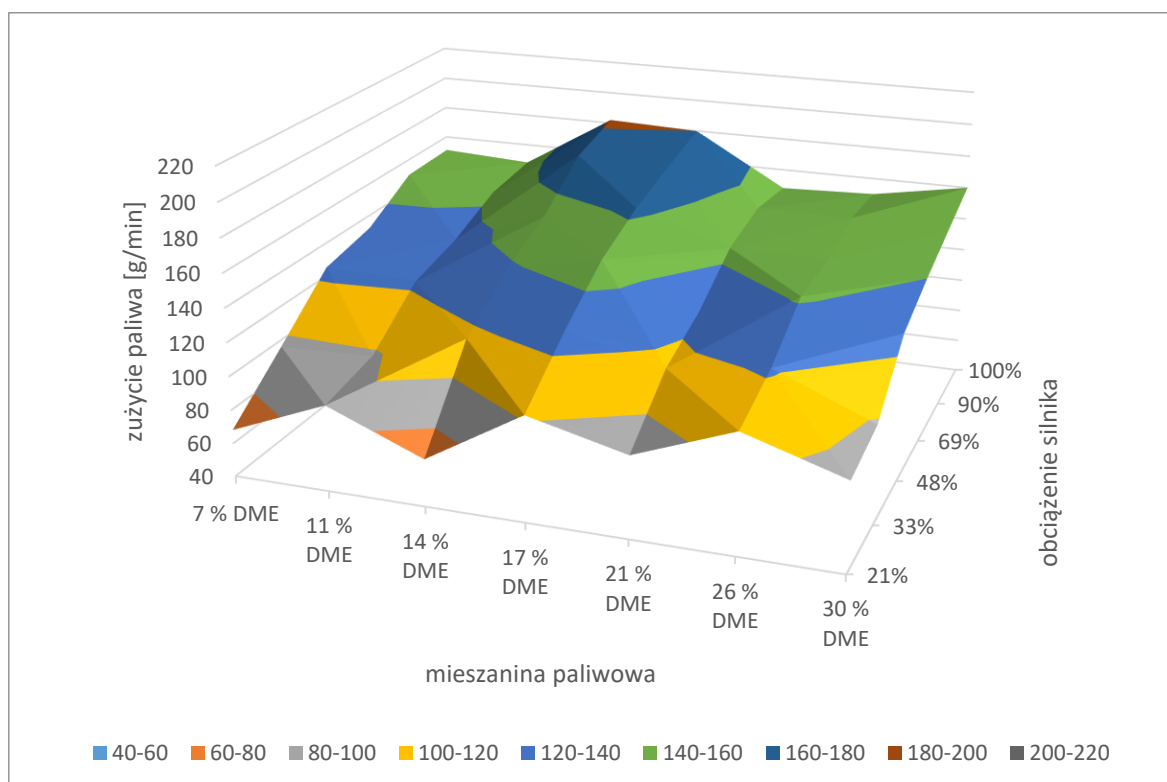
Rys. 5.99. Zarejestrowane zużycie paliwa, dla zasilania mieszaninami o różnym udziale DME oraz różnych obciążeniach silnika przy prędkości silnika 3000 obr/min z korektą wyprzedzenia kąta zapłonu o dodatkowe 6°

Na rysunkach zaprezentowano wyniki zużycia paliwa dla prędkości silnika 3000 obr/min dla seryjnych nastaw silnika (rys. 5.101) oraz korekty zapłonu o dodatkowe 3° (rys. 5.102) i 6° (rys. 5.103).

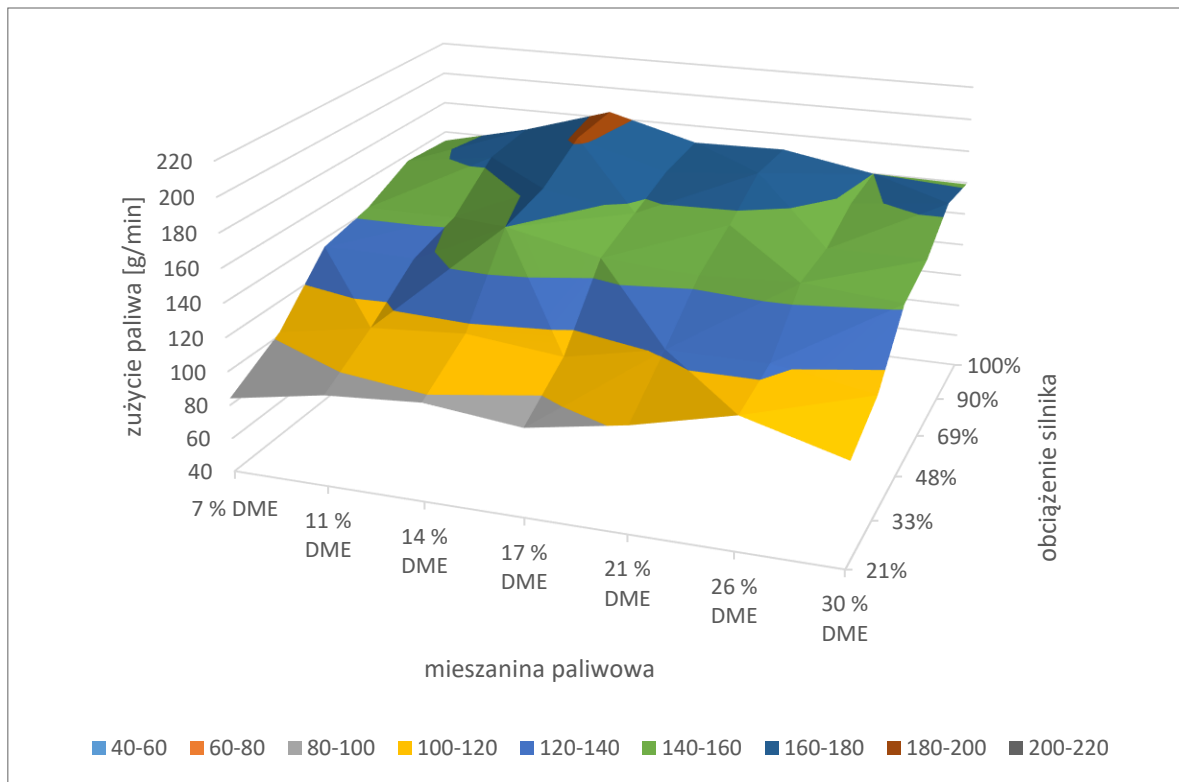
Najniższe zużycie paliwa dla serii pomiarowej z fabrycznymi nastawami silnika, zarejestrowano dla mieszanki 7 i 14% DME dla najniższego obciążenia silnika. Najwyższe zużycie paliwa odnotowano dla mieszanki 14 – 21% DME w zakresie najwyższych obciążeń silnika. Najniższe zużycie paliwa dla średnich obciążeń uzyskano dla mieszanki 7 i 11% DME.

Korekta zapłonu o 3° (rys. 5.102), spowodowała zwiększenie zużycia paliwa w zakresie najniższych obciążeń silnika dla każdej z badanych mieszanin. Dodatkowo zużycie paliwa wzrosło w zakresie wysokich obciążeń silnika dla wszystkich mieszanin oprócz mieszanki 17 % DME.

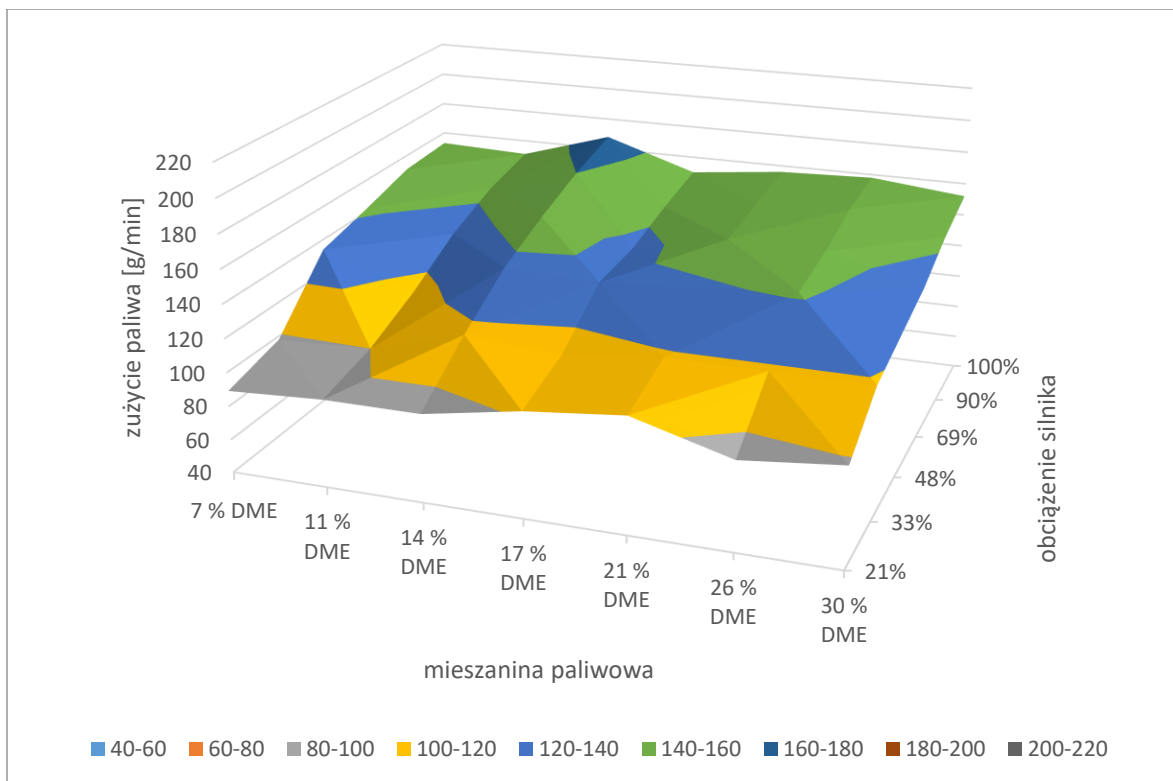
Korekta zapłonu o 6° (rys. 5.103) zwiększyła zużycie paliwa dla mieszanin 7 – 21% DME dla najniższego obciążenia silnika. Ponadto, zużycie paliwa zmniejszyło się dla wszystkich mieszanin w zakresie wysokich obciążeń silnika. Dla takich nastaw silnika oraz prędkości obrotowej, zarejestrowane zużycie paliwa jest zbliżone co do wartości, niezależnie od zastosowanej mieszanki.



Rys. 5.101. Wykres powierzchniowy zużycia paliwa w zależności od składu mieszanki oraz obciążenia silnika, dla prędkości silnika 3000 obr/min z fabrycznymi nastawami zapłonu



Rys. 5.102. Wykres powierzchniowy zużycia paliwa w zależności od składu mieszaniny oraz obciążenia silnika, dla prędkości silnika 3000 obr/min z korektą wyprzedzenia zapłonu o dodatkowe 3°

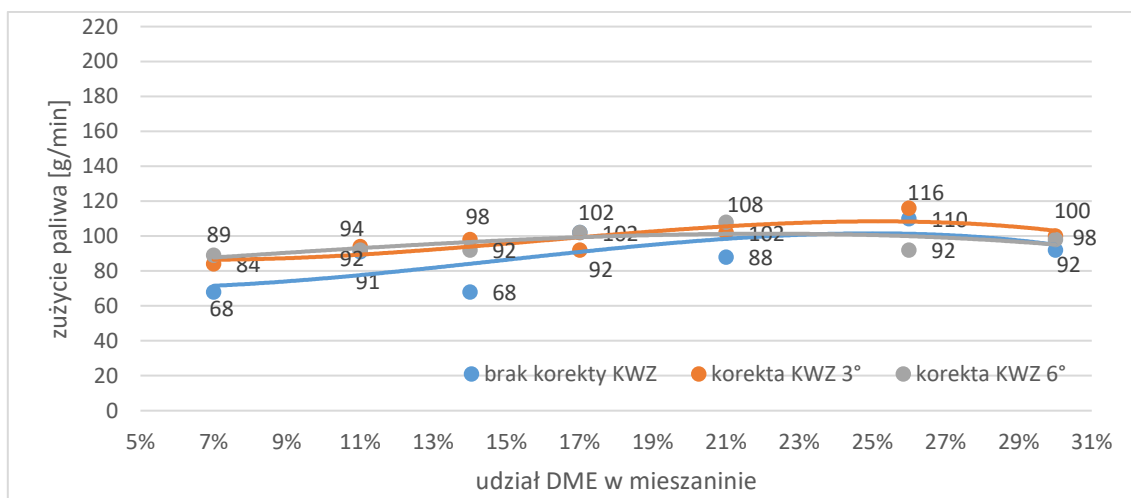


Rys. 5.103. Wykres powierzchniowy zużycia paliwa w zależności od składu mieszaniny oraz obciążenia silnika, dla prędkości silnika 3000 obr/min z korektą wyprzedzenia zapłonu o dodatkowe 6°

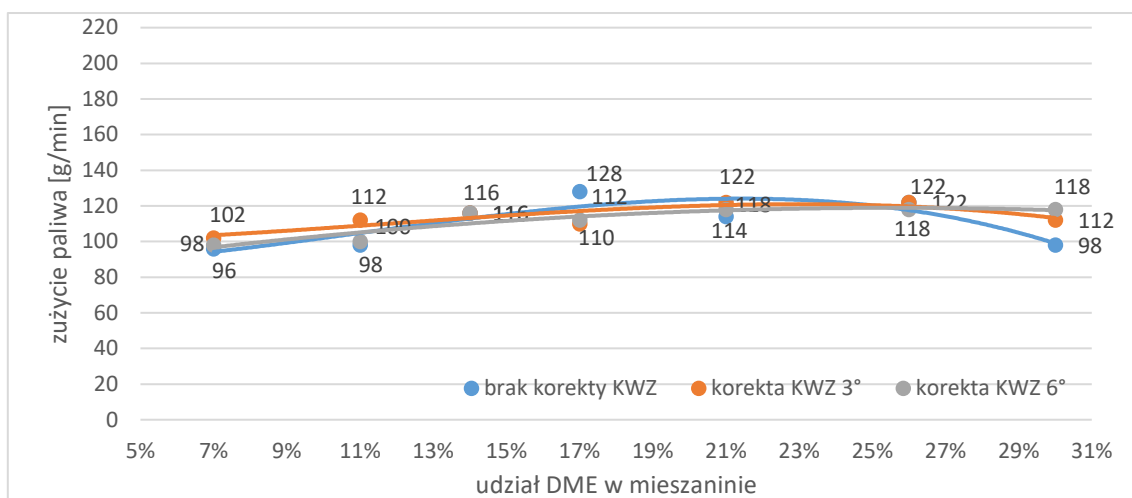
Na rysunkach 5.104 – 5.109 przedstawiono charakterystykę zużycia paliwa w funkcji zmieniającego się udziału DME dla trzech nastaw kąta wyprzedzenia zapłonu. Prezentowane wykresy zawierają charakterystyki dla kolejnych obciążeń silnika przy prędkości 3000 obr/min.

Przy najniższym obciążeniu silnika, korekta kąta zapłonu zwiększa zużycie paliwa. Dla obciążenia 33%, korekta zapłonu nie zmienia w sposób zauważalny zużycia paliwa, jednakże podczas zasilania mieszaniną 30% DME, najniższe zużycie zarejestrowano podczas pracy silnika na fabrycznych nastawach. Przy obciążeniu 48, 69 i 100% zużycie paliwa zmniejszyło się dla korekty zapłonu o 6°, jednak tylko dla mieszaniny 11 i 17% DME. W przypadku korekty o 3° zużycie paliwa wzrosło dla każdej mieszaniny. Dla obciążenia silnika 90% zużycie paliwa również spadło, przy dodatkowej korekcie zapłonu o 6° przy zasilaniu mieszaninami 11 – 21% oraz 30% DME.

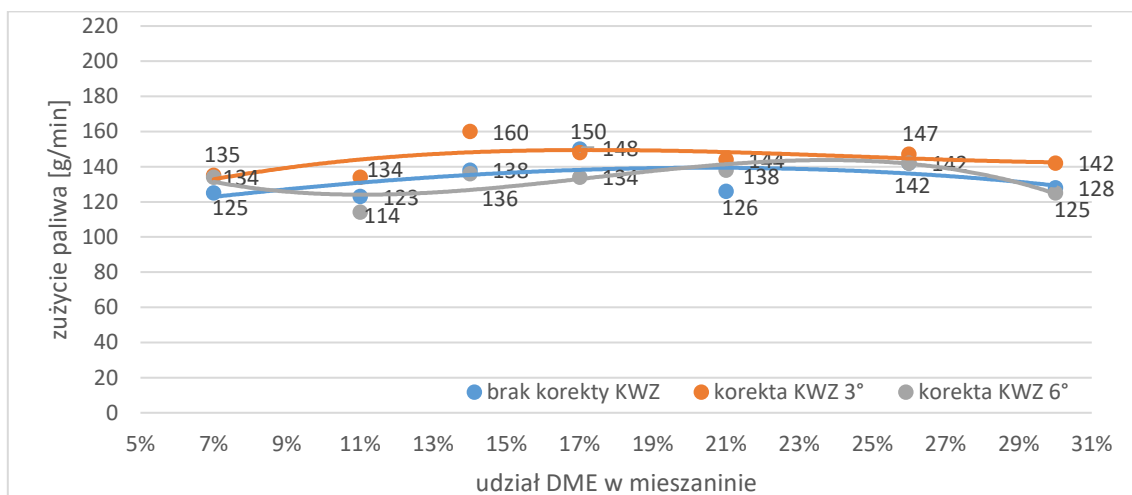
Aby przeanalizować wyniki w innym układzie współrzędnych, na rysunkach 5.110 – 5.116 przedstawiono charakterystykę zużycia paliwa w funkcji zmieniającego się obciążenia silnika dla trzech nastaw kąta wyprzedzenia zapłonu. Prezentowane wykresy zawierają charakterystyki dla zasilania kolejnymi mieszaninami przy prędkości 3000 obr/min.



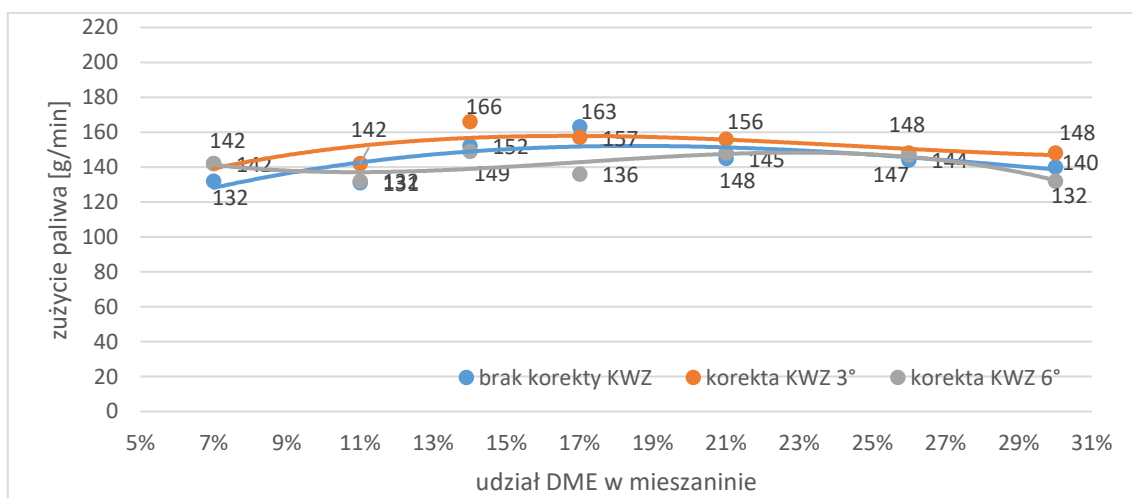
Rys. 5.104. Zużycie paliwa [g/min] w zależności od udziału DME w mieszaninie oraz korekty KWZ, dla **obciążenia silnika 21%** i prędkości obrotowej 3000 obr/min



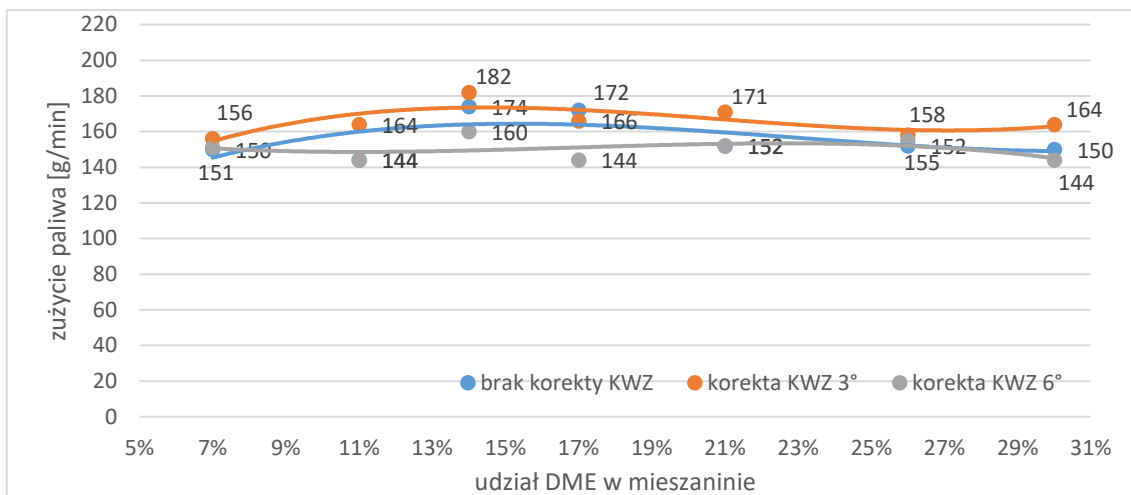
Rys. 5.105. Zużycie paliwa [g/min] w zależności od udziału DME w mieszaninie oraz korekty KWZ, dla **obciążenia silnika 33%** i prędkości obrotowej 3000 obr/min



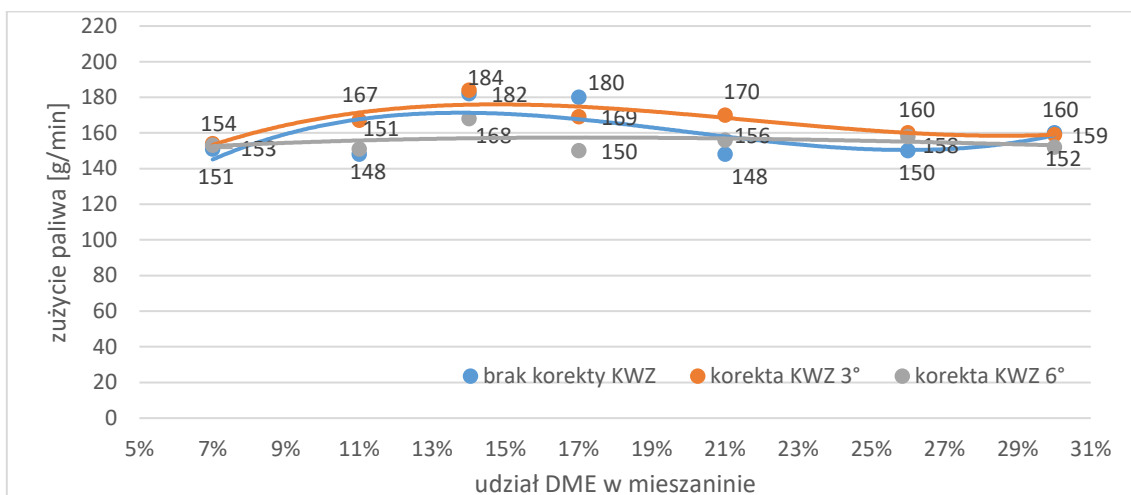
Rys. 5.106. Zużycie paliwa [g/min] w zależności od udziału DME w mieszaninie oraz korekty KWZ, dla **obciążenia silnika 48%** i prędkości obrotowej 3000 obr/min



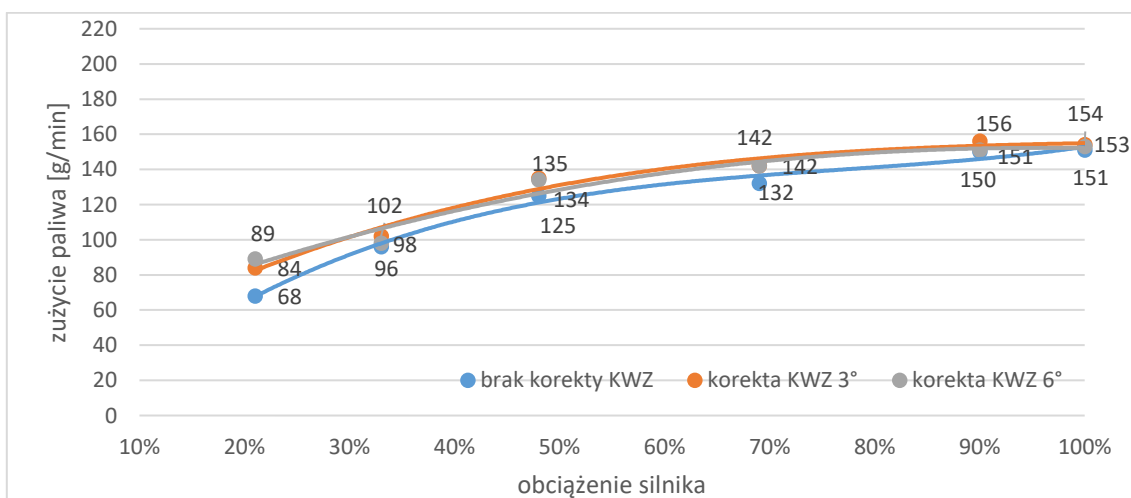
Rys. 5.107. Zużycie paliwa [g/min] w zależności od udziału DME w mieszaninie oraz korekty KWZ, dla **obciążenia silnika 69%** i prędkości obrotowej 3000 obr/min



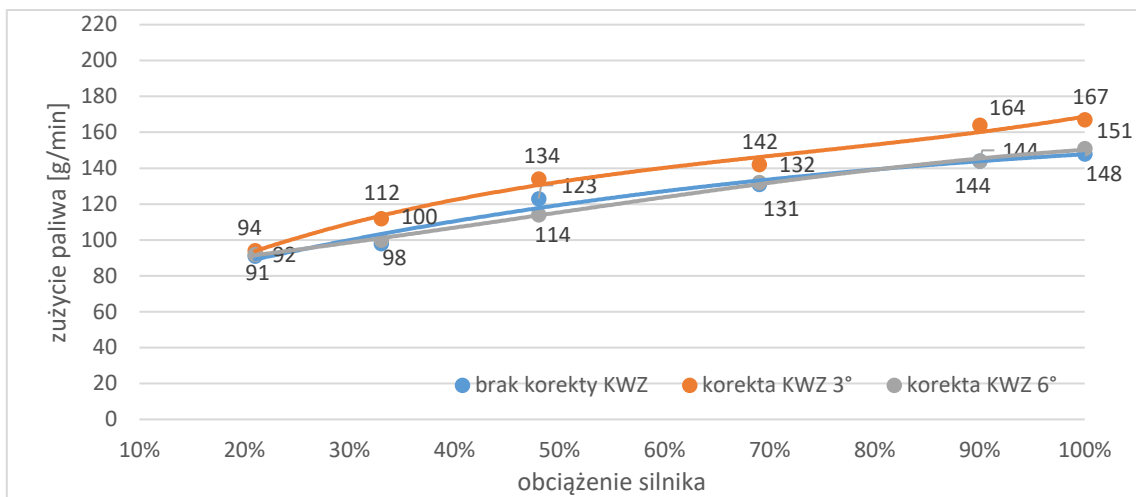
Rys. 5.108. Zużycie paliwa [g/min] w zależności od udziału DME w mieszaninie oraz korekty KWZ, dla **obciążenia silnika 90%** i prędkości obrotowej 3000 obr/min



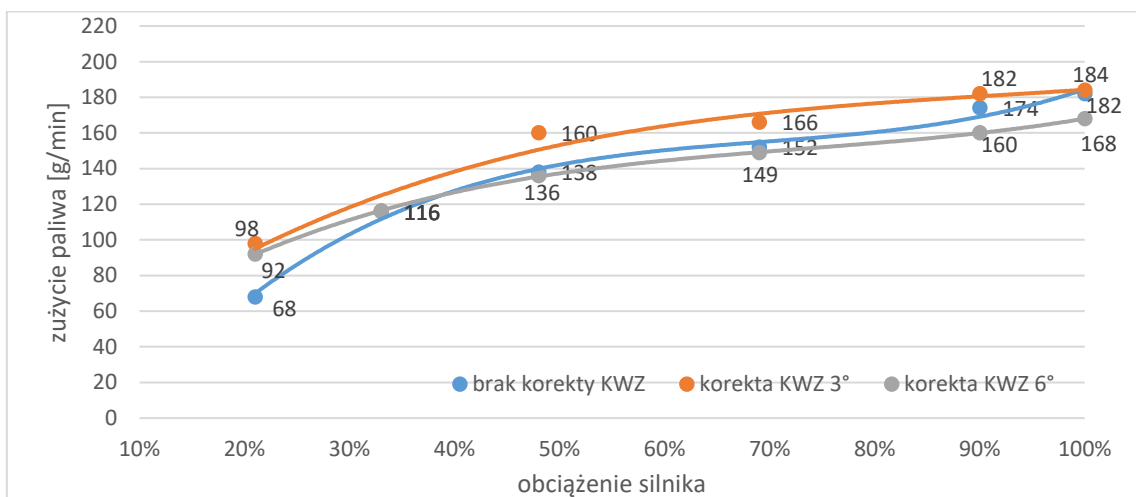
Rys. 5.109. Zużycie paliwa [g/min] w zależności od udziału DME w mieszaninie oraz korekty KWZ, dla **obciążenia silnika 100%** i prędkości obrotowej 3000 obr/min



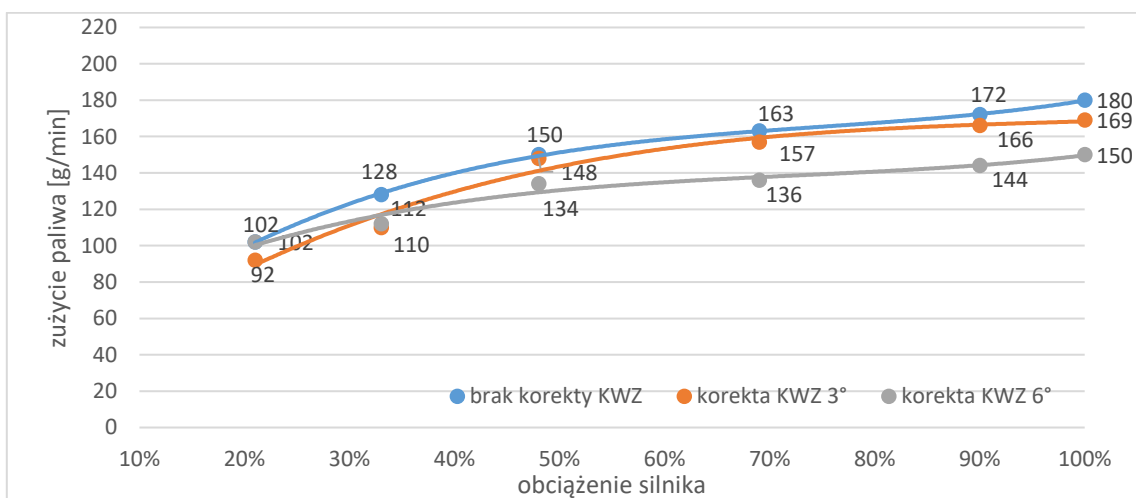
Rys. 5.110. Zużycie paliwa [g/min] przy zmiennym obciążeniu silnika i korygowanych nastawach KWZ przy zasilaniu **DME 7%** i prędkości obrotowej 3000 obr/min



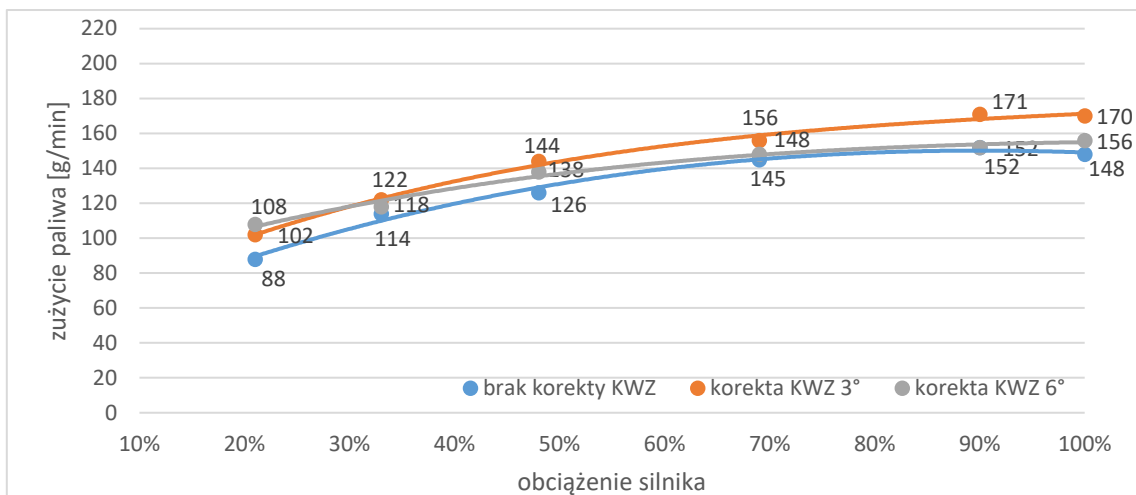
Rys. 5.111. Zużycie paliwa [g/min] przy zmiennym obciążeniu silnika i korygowanych nastawach KWZ przy zasilaniu **DME 11%** i prędkości obrotowej 3000 obr/min



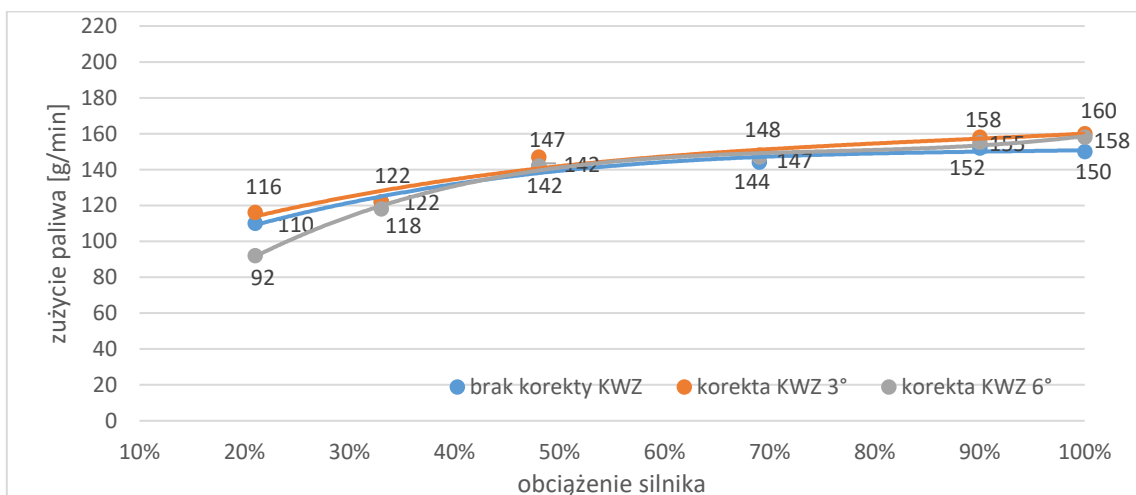
Rys. 5.112. Zużycie paliwa [g/min] przy zmiennym obciążeniu silnika i korygowanych nastawach KWZ przy zasilaniu **DME 14%** i prędkości obrotowej 3000 obr/min



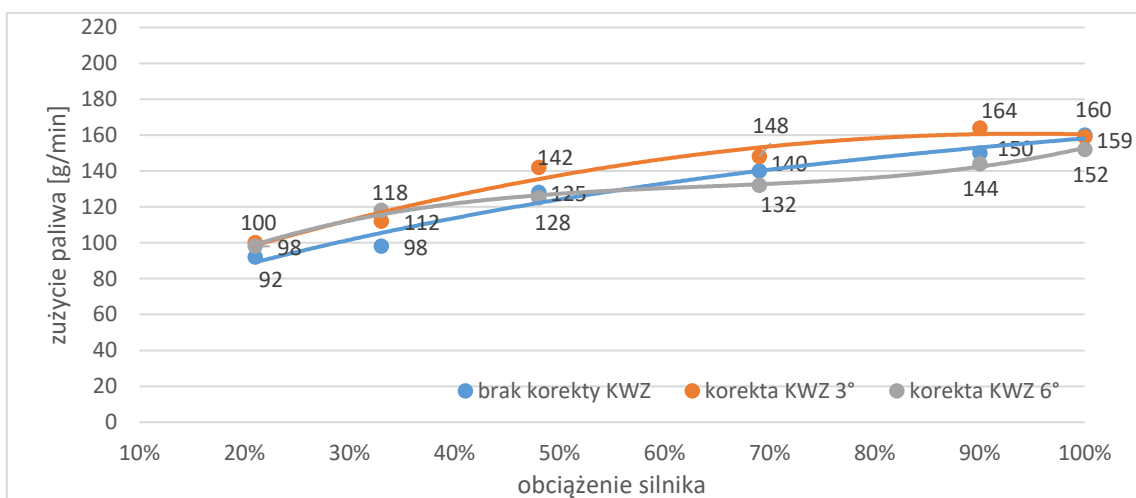
Rys. 5.113. Zużycie paliwa [g/min] przy zmiennym obciążeniu silnika i korygowanych nastawach KWZ przy zasilaniu **DME 17%** i prędkości obrotowej 3000 obr/min



Rys. 5.114. Zużycie paliwa [g/min] przy zmiennym obciążeniu silnika i korygowanych nastawach KWZ przy zasilaniu **DME 21%** i prędkości obrotowej 3000 obr/min



Rys. 5.115. Zużycie paliwa [g/min] przy zmiennym obciążeniu silnika i korygowanych nastawach KWZ przy zasilaniu **DME 26%** i prędkości obrotowej 3000 obr/min



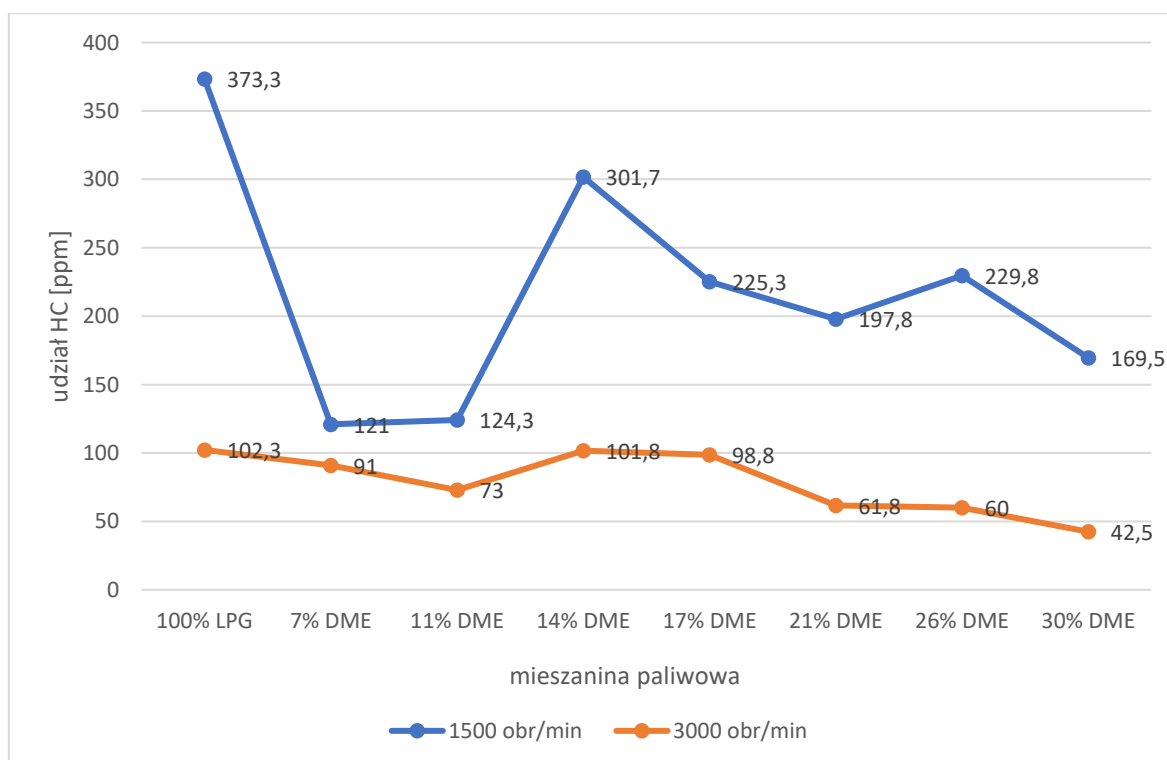
Rys. 5.116. Zużycie paliwa [g/min] przy zmiennym obciążeniu silnika i korygowanych nastawach KWZ przy zasilaniu **DME 30%** i prędkości obrotowej 3000 obr/min

Przy najniższym badanym udziale DME, korekta zapłonu nie spowodowała obniżenia zużycia paliwa. Dla mieszaniny 11 i 14% DME, korekta zapłonu o 3° spowodowała wzrost zużycia paliwa w całym zakresie obciążeń silnika. Przy zasilaniu mieszaniną 17% DME, obie badane korekty zapłonu spowodowały zmniejszenie zużycia paliwa w całym zakresie pracy silnika, natomiast przy zasilaniu 21% DME zależność ta, była przeciwna. Dla mieszaniny 26% DME i wprowadzonych zmianach KWZ, nie zarejestrowano zauważalnych zmian w zużyciu paliwa. Przy badaniu mieszaniny o największym udziale DME, korekta zapłonu o dodatkowe 6°, zmniejszyła zużycie paliwa dla obciążenia silnika powyżej

5.1.5. Wpływ udziału DME na stężenia składników spalin

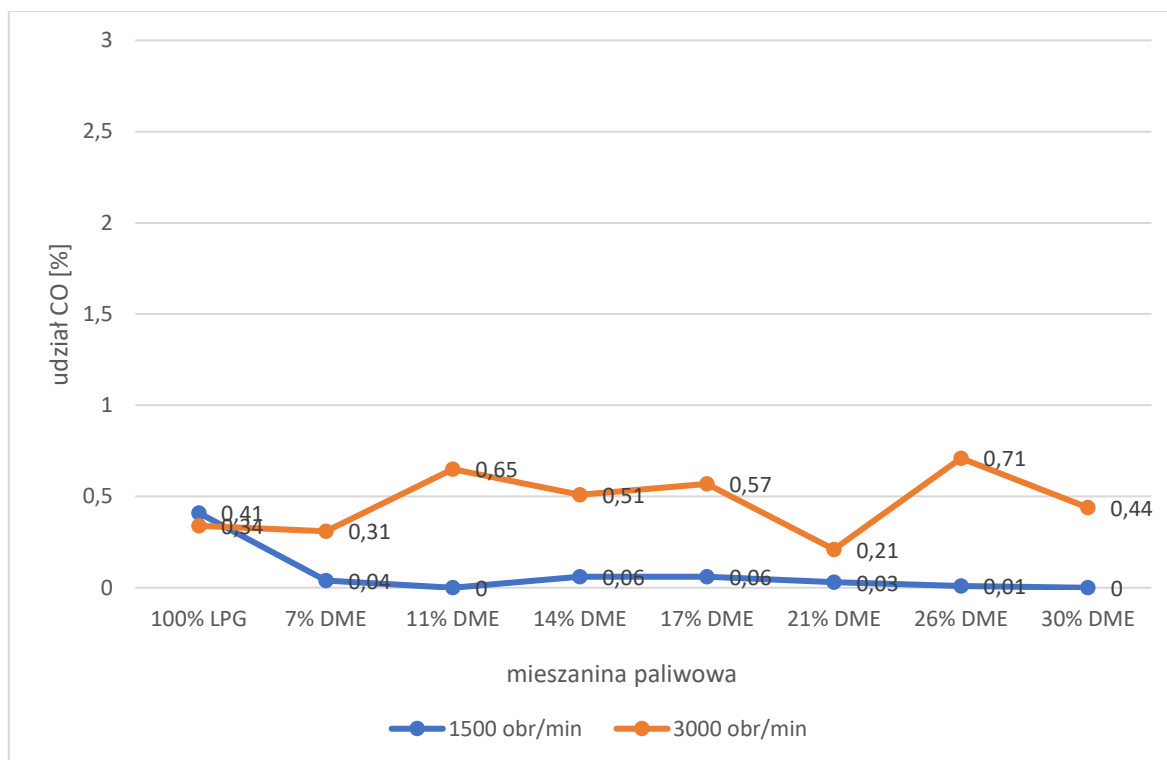
Do metodyki badań wprowadzono również pomiary stężeń składników emitowanych spalin. Przydatność tych pomiarów polega na tym, że pozwalają one stwierdzić, czy dodatek DME nie zakłóca procesu spalania. Jednocześnie stanowią one odniesienie do stężeń poszczególnych składników, emitowanych przy spalaniu LPG.

Pomiar stężenia spalin wykonano dla dwóch prędkości obrotowych 1500 oraz 3000 obr/min bez obciążenia silnika – próba statyczna, przy zasilaniu mieszaninami paliw LPG i DME. Badano stężenia takich związków jak węglowodory (rys. 5.117), tlenek węgla (rys. 5.118), dwutlenek węgla (rys. 5.119), a także tlenki azotu (rys.5.120). Do badań wykorzystano analizator spalin Enerac 700AV.



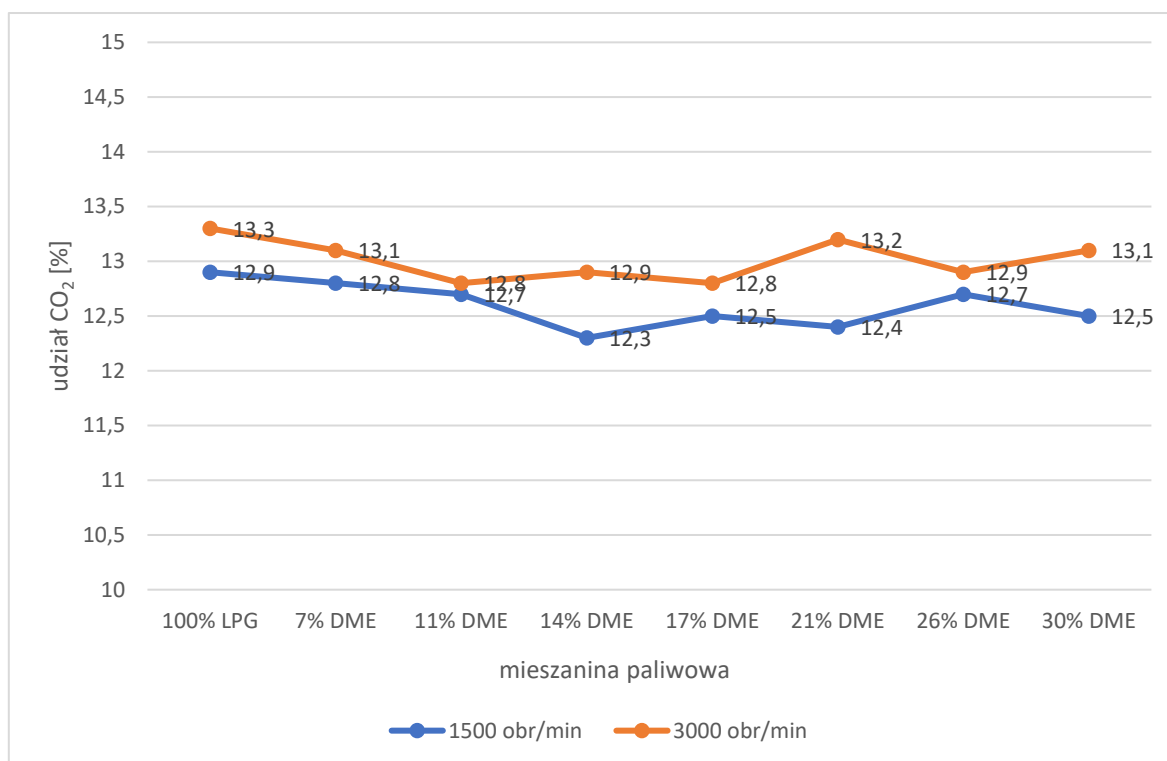
Rys. 5.117. Stężenia węglowodorów w spalinach [ppm], przy zasilaniu mieszaninami LPG i DME o różnych proporcjach

Obecność węglowodorów w spalinach wskazuje na zakłócenie w procesie spalania. Największe stężenie HC zarejestrowano podczas zasilania silnika czystym LPG dla niższej prędkości obrotowej. W przypadku prędkości obrotowej silnika 3000 obr/min, stężenia HC były zbliżone przy zasilaniu LPG oraz mieszaninami z DME o udziałach 14 i 17%. Najniższe stężenie zarejestrowano dla mieszaniny LPG+DME 30%, które wyniosło 43,5 ppm.



Rys. 5.118. Udział tlenku węgla w spalinach [%], przy zasilaniu mieszaninami LPG i DME o różnych proporcjach

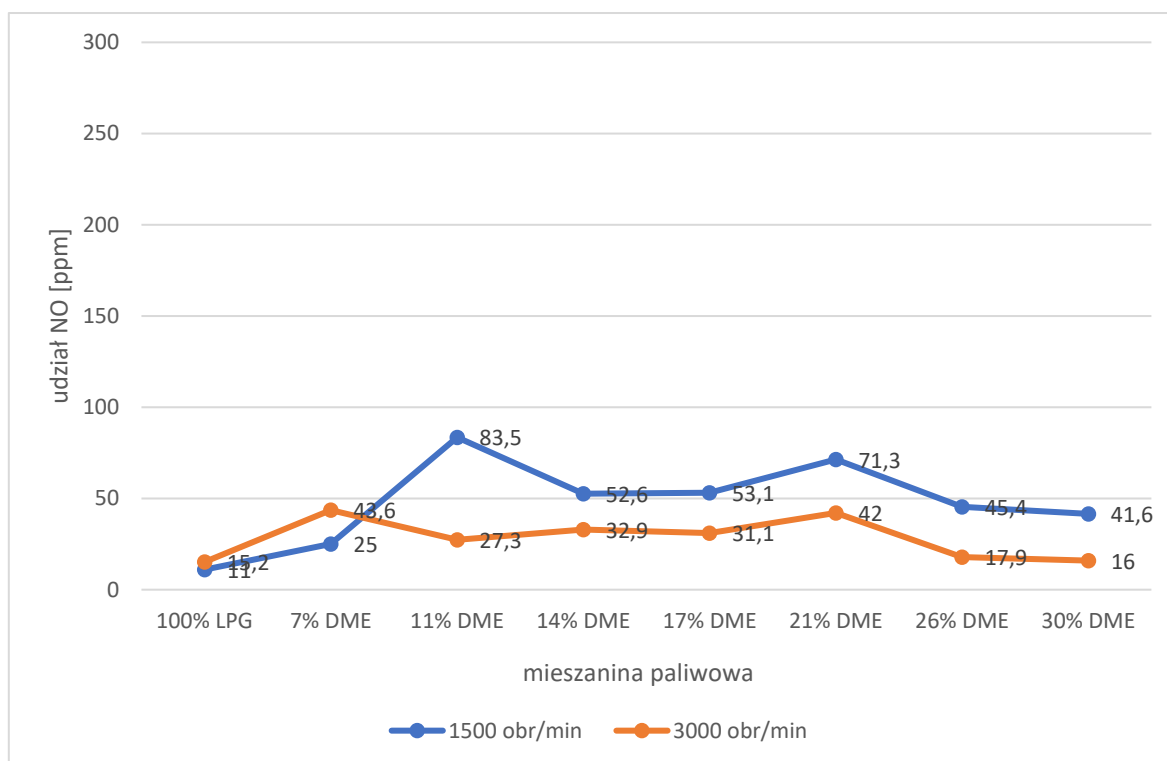
Podczas badań, wyższy udział CO w spalinach zarejestrowano dla prędkości 3000 obr/min, z czego najwyższy przypada dla mieszaniny 26% DME. W przypadku prędkości 1500 obr/min, dla wszystkich mieszanin z DME zarejestrowano kilkunastokrotnie mniejszy udział CO w spalinach, niż w przypadku zasilania silnika czystym LPG. Przy zasilaniu mieszaniną 11 i 30% DME nie zarejestrowano CO w spalinach.



Rys. 5.119. Udział dwutlenku węgla w spalinach [%], przy zasilaniu mieszaninami LPG i DME o różnych proporcjach

Ogólnie, stężenie dwutlenku węgla, jest ściśle zależne od udziału pierwiastka węgla w paliwie. W prowadzonych badaniach udział węgla zmniejsza się wraz ze wzrostem dodatku DME; od 0,824 – LPG do 0,733 dla 30% DME. zatem stężenie CO₂ powinno stopniowo maleć. W przypadku stwierdzenia wyraźnego obniżenia stężenia CO₂, wzrasta emisja CO, co może wskazywać na zakłócenia w procesie spalania. Wyniki badań wykazują tendencję malejącą stężenia CO₂ w spalinach w przypadku spalania mieszaniny paliw z DME. Ze względu na lepsze warunki spalania, wyższe stężenia zarejestrowano przy wyższej prędkości obrotowej.

Na rysunku. 5.120 przedstawiono zarejestrowane stężenia tlenków azotu. Tlenki azotu powstają w wyniku utleniania azotu z powietrza, w szczególności podczas wysokich temperatur, jednak istnieje kilka mechanizmów ich tworzenia, zależnie od warunków pracy silnika, paliwa oraz składu ładunku [35]. W trakcie badań, silnikowy system redukcji tlenków azotu – EGR, był nieaktywny. Dla obu badanych prędkości obrotowych, najniższy udział NO_x występował podczas zasilania czystym LPG. W przypadku mieszanin z DME udział tlenków azotu w spalinach, zwiększył się w całym zakresie badanych mieszanin dla wyższej prędkości obrotowej.



Rys. 5.120. Stężenia tlenków azotu w spalinach [ppm], przy zasilaniu mieszaninami LPG i DME o różnych proporcjach

5.1.6. Wpływ udziału DME w mieszaninie na dynamikę pojazdu

Jednym z istotnych parametrów użytkowych pojazdu jest jego przyspieszenie. Wpływa ono na komfort prowadzenia, ale również na bezpieczeństwo – pozwala na płynne włączenie się do ruchu oraz umożliwia wykonania manewru wyprzedzania.

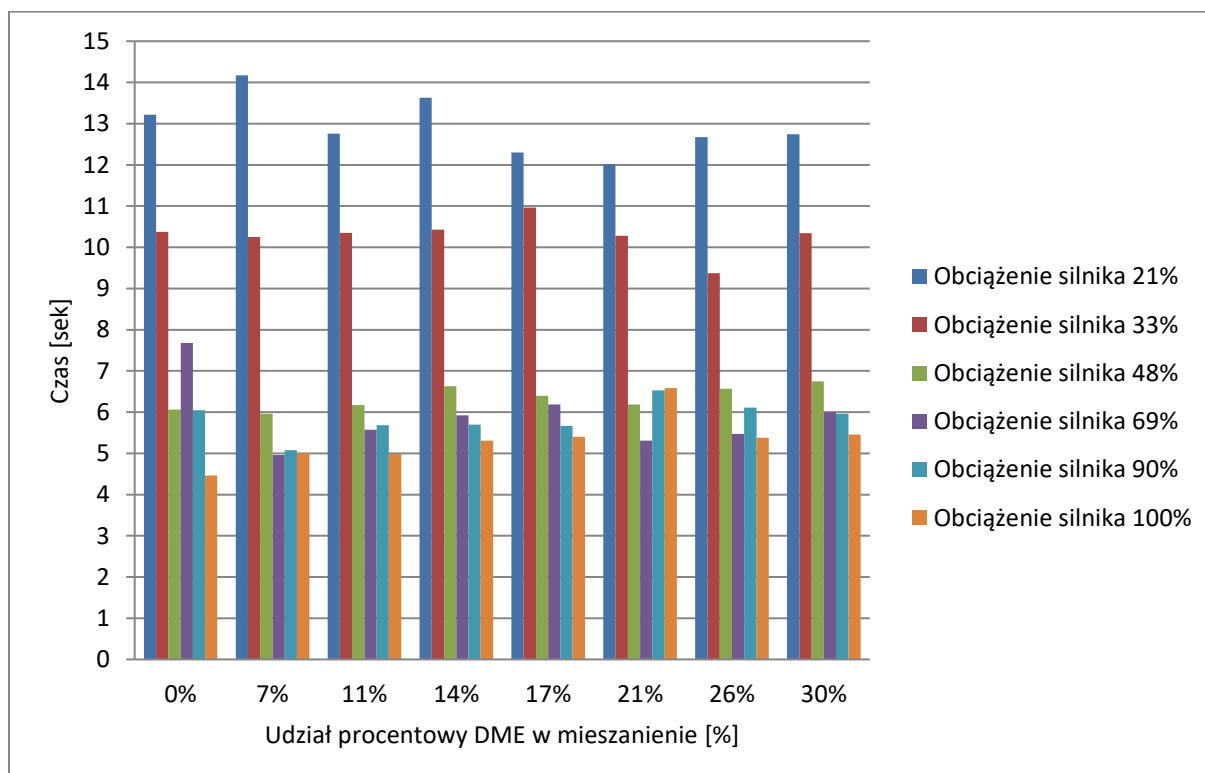
W przypadku pojazdu dwupaliwowego, wymaga się, aby pojazd zasilany paliwem alternatywnym reprezentował taką samą lub zbliżoną wartość czasów rozpędzania w porównaniu do zasilania paliwem konwencjonalnym.

Badania mieszanin LPG z DME rozszerzono o weryfikację czasu przyspieszenia. W tym celu wykorzystano hamownię podwoziową oraz tryb Drive Simulation, który odzwierciedla opory, pojazdu poruszającego się w ruchu drogowym. Podczas badań, mierzono czasy rozpędzania pojazdu w dwóch zakresach prędkości. W pierwszym od 40 do 70 km/h dla biegu trzeciego oraz w drugim od 60 do 90 km/h dla biegu czwartego, który stanowi bieg bezpośredni. Pierwszą serię badań wykonano dla pojazdu zasilanego LPG, następnie pojazd zasilano mieszaniną LPG oraz DME, przy różnych udziałach masowych. Testy czasów przyspieszeń wykonano dla obciążeń częściowych. W tabeli 5.1 zebrano dane pomiarowe.

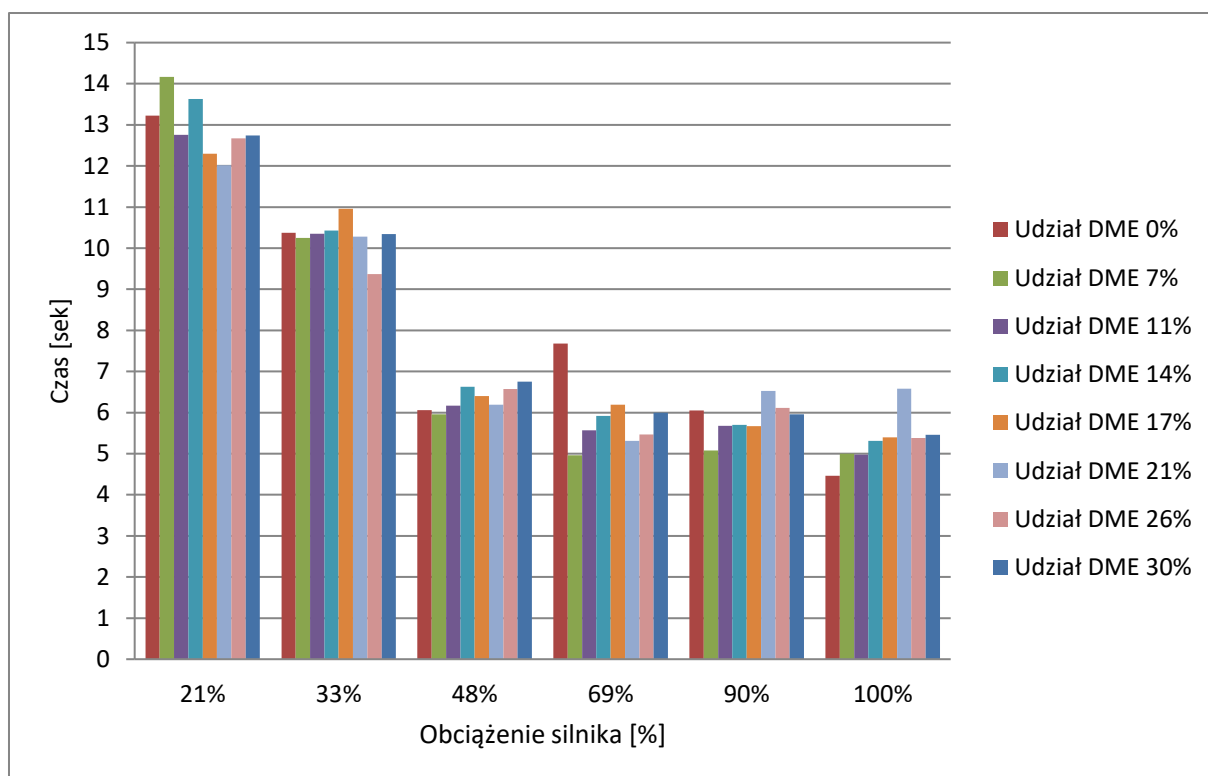
Tabela 5.1. Czas rozpędzania w zakresie prędkości 40-70 km/h dla 3-ciego biegu [sekundy]

Obciążenie silnika	Udział procentowy DME w mieszaninie							
	0%	7%	11%	14%	17%	21%	26%	30%
21%	13,22	14,17	12,76	13,63	12,3	12,02	12,67	12,74
33%	10,37	10,25	10,35	10,43	10,96	10,28	9,37	10,34
48%	6,06	5,96	6,17	6,63	6,4	6,19	6,57	6,75
69%	7,68	4,96	5,57	5,92	6,19	5,31	5,47	6
90%	6,05	5,08	5,68	5,7	5,67	6,53	6,11	5,96
100%	4,46	5	4,98	5,31	5,4	6,58	5,38	5,46

Podczas badań, pojazd zasilany mieszaninami przyspieszał równomiernie, bez efektu utraty mocy, niezależnie od udziału masowego poszczególnych składników. Na rysunku nr 5.121. porównano za pomocą wykresu kolumnowego czasu przyspieszeń dla pojazdu zasilanego czystym LPG oraz dla mieszanin o różnym udziale DME. Przy niskich obciążeniach silnika, różnice pomiędzy rodzajem zastosowanego paliwa nie wpływały znacząco na czas przyspieszenia. Przy połowicznym obciążeniu silnika, czas rozpędzania pojazdu, nieznacznie wzrastał wraz z zwiększającym się udziałem DME w mieszaninie. Dla obciążenia silnika 69%, zasilanie paliwem z udziałem DME, skróciło czas rozpędzania przynajmniej o 1,5 sekundy. Jednocześnie, najkrótszy czas rozpędzania przy pełnym obciążeniu silnika uzyskano dla zasilania silnika czystym LPG.



Rys. 5.121. Czas rozpędzania pojazdu w zakresie prędkości 40-70 km/h, zasilanego mieszaninami paliw gazowych o zmiennym udziale DME dla różnych obciążeń silnika



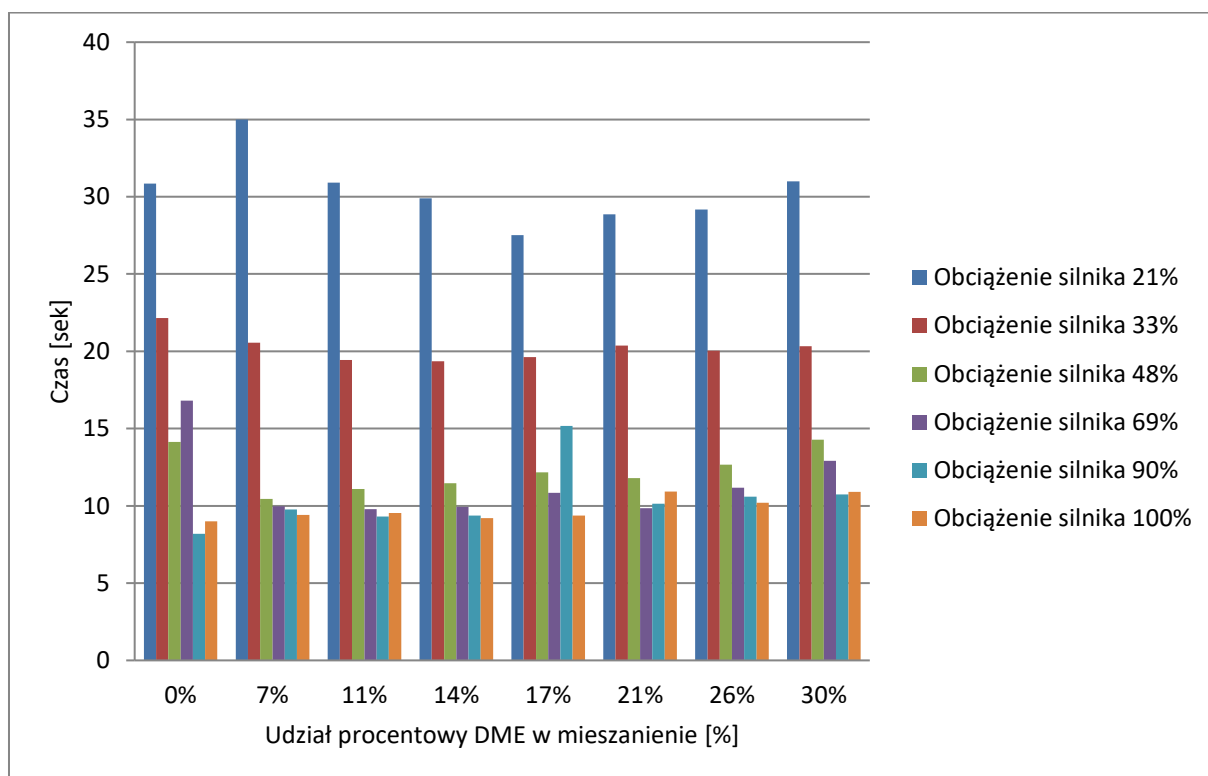
Rys. 5.122. Czas rozpędzania pojazdu w zakresie prędkości 40-70 km/h, dla różnych obciążeń silnika przy zasilaniu mieszaniną paliw gazowych LPG + DME o różnych udziałach masowych.

W tabeli nr 5.2. zestawiono dane uzyskanych przyspieszeń w zakresie prędkości 60-90 km/h. Na podstawie rysunku 5.123. można zauważyć, że dla obciążenia silnika 21%, najkrótszy czas przyspieszenia uzyskano dla zasilania mieszaninami o udziale 17, 21, 25 % DME. W przypadku średnich obciążeń silnika, udział DME w mieszaninie, ma pozytywny wpływ na skrócenie czasu przyspieszenia. Największą korzyść z zastosowania domieszki DME, uzyskano dla obciążenia 69% (Rys. 5.124.). Niezależnie od udziału masowego DME w mieszaninie, czas przyspieszenia dla tego obciążenia, skrócił się średnio o 5 sekund w porównaniu do zasilania czystym LPG.

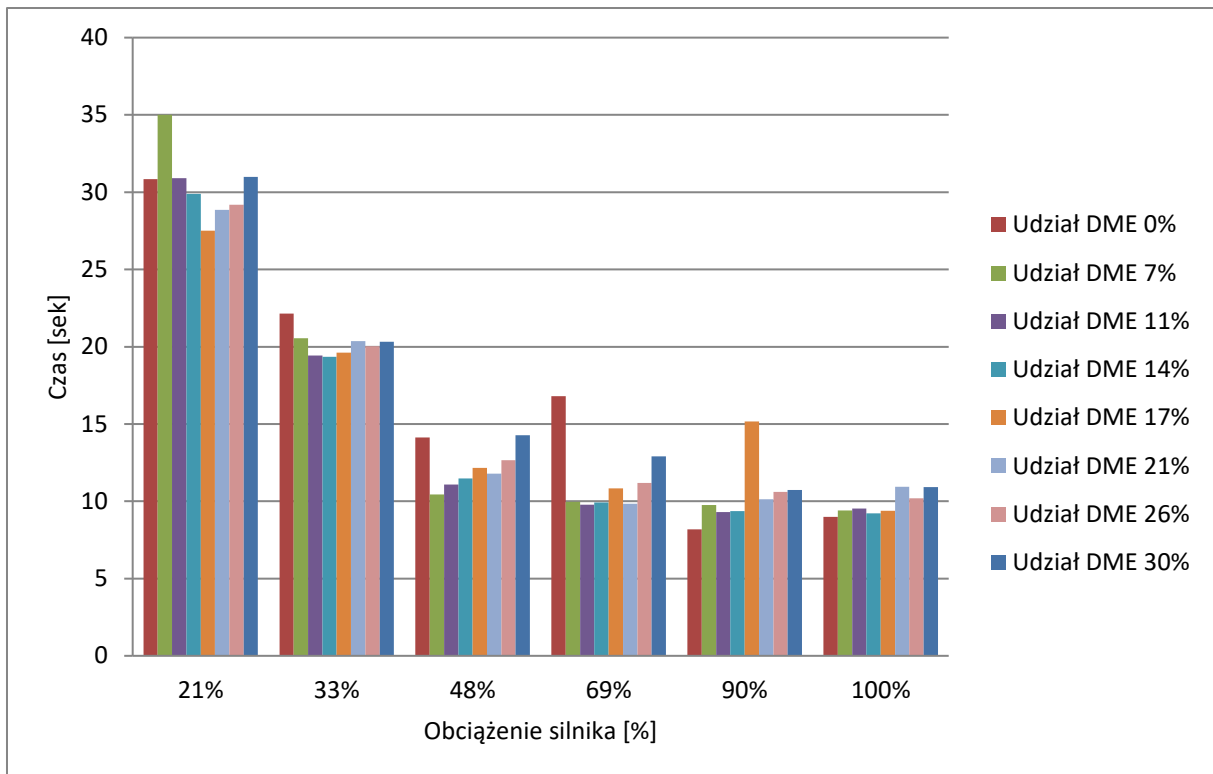
Tabela 5.2. Czas rozpędzania w zakresie prędkości 60-90 km/h dla 4-tego biegu [sekundy]

Obciążenie silnika	Udział procentowy DME w mieszaninie							
	0%	7%	11%	14%	17%	21%	26%	30%
21%	30,85	35	30,91	29,9	27,51	28,86	29,18	30,99
33%	22,14	20,55	19,44	19,35	19,62	20,36	20,04	20,33
48%	14,13	10,44	11,09	11,47	12,16	11,79	12,66	14,27
69%	16,81	9,97	9,78	9,93	10,84	9,84	11,18	12,91
90%	8,19	9,76	9,31	9,37	15,16	10,13	10,6	10,73
100%	8,99	9,41	9,54	9,21	9,38	10,93	10,19	10,91

Istotnym wnioskiem dotyczącym analizy czasu rozpędzania w przedziale prędkości 60-90 km/h, jest fakt skrócenia czasu przyspieszenia w zakresie użytkowych obciążeń silnika, przy zasilaniu paliwem z DME, przy czym najkorzystniej wypada mieszanina DME o udziale masowym 7, 11 i 14%.

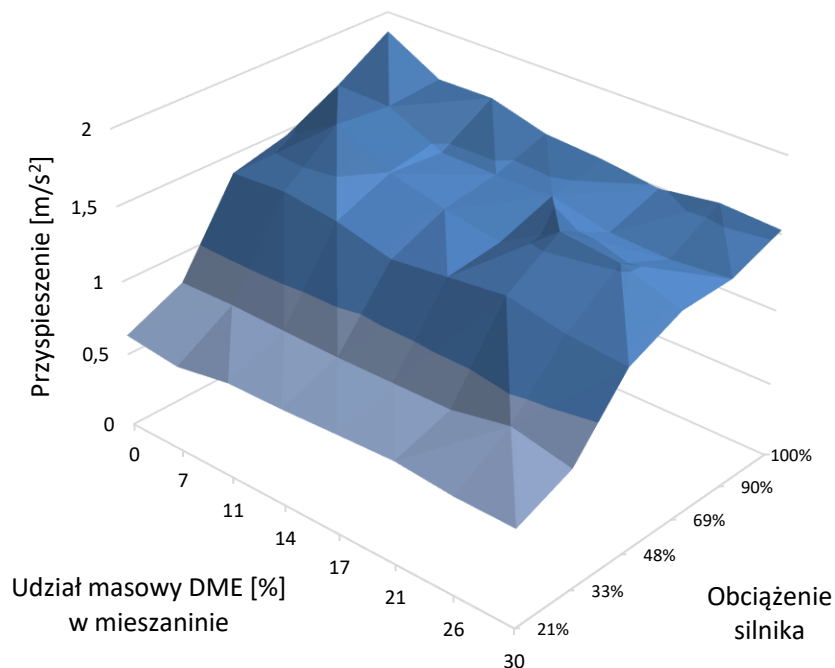


Rys. 5.123. Czas rozpędzania pojazdu w zakresie prędkości 60-90 km/h, zasilanego mieszaninami paliw gazowych o zmiennym udziale DME dla różnych obciążeń silnika

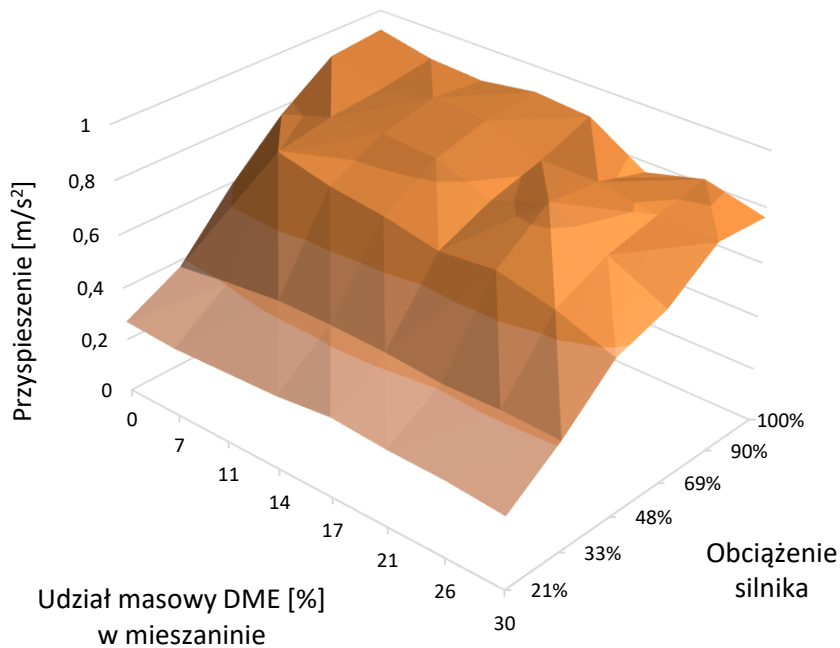


Rys. 5.124. Czas rozpędzania pojazdu w zakresie prędkości 60-90 km/h, dla różnych obciążeń silnika przy zasilaniu mieszaniną paliw gazowych LPG + DME o różnych udziałach masowych.

Na podstawie zarejestrowanych czasów przyspieszenia dla poszczególnych przedziałów prędkości obliczono wartości przyspieszeń. Na rysunku 5.125. przedstawiono przyspieszenia uzyskane na trzecim biegu w zakresie prędkości 40-70 km/h, a na rysunku 5.126 przyspieszenia na czwartym biegu w zakresie prędkości 60-90 km/h.

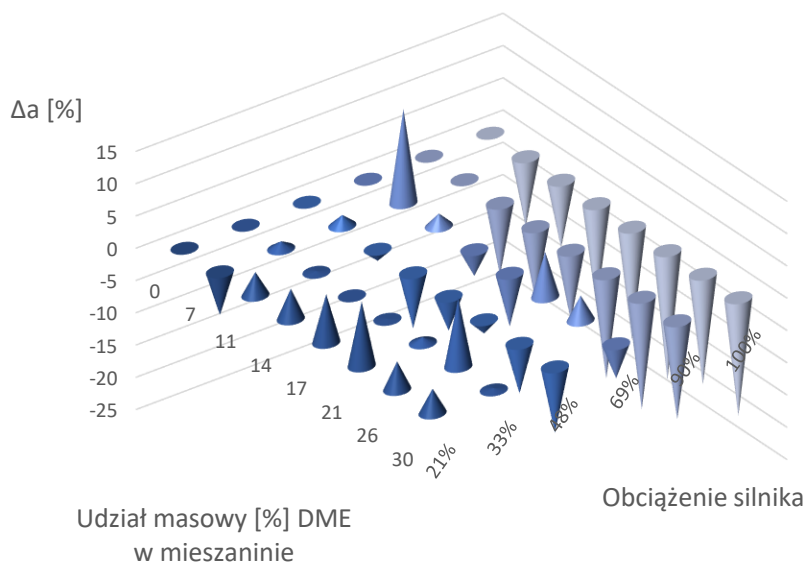


Rys. 5.125. Przyspieszenia pojazdu na trzecim biegu w zakresie prędkości 40-70 km/h

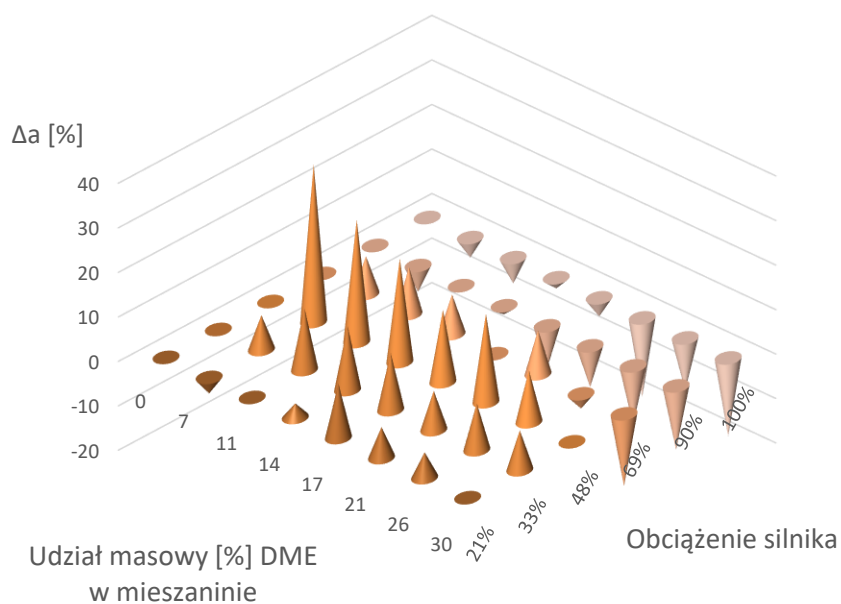


Rys. 5.126. Przyspieszenia pojazdu na czwartym biegu w zakresie prędkości 60-90 km/h

Dalsza analiza porównawcza pozwoliła na określenie różnic (wyrażonych procentowo) pomiędzy przyspieszeniami uzyskiwanymi przy zasilaniu LPG i mieszaninami z udziałem DME (rys. 5.127 i 5.128). Uzyskane wyniki wskazują, że przyspieszenie pojazdu zasilanego LPG+DME wzrasta w zakresie małych i średnich obciążań silnika. Natomiast, przy maksymalnych obciążeniach obserwuje się jego spadek. Badania wykonano przy zachowaniu fabrycznych ustawień kąta wyprzedzenia zapłonu.



Rys. 5.127. Porównanie przyspieszeń na trzecim biegu w stosunku do zasilania czystym LPG



Rys. 5.128. Porównanie przyspieszeń na czwartym biegu w stosunku do zasilania czystym LPG

5.1.7. Obliczenia sprawności ogólnej

Jakość zachodzącego procesu spalania w cyklu roboczym silnika, pod względem wykorzystania energii dostarczonej do komory spalania określają sprawności. Jednym z rodzajów jest sprawność ogólna η_e , którą można obliczyć za pomocą poniższego wzoru [35]:

$$\eta_e = \frac{N_e}{G_e \times W_u}$$

Gdzie:

N_e – moc użyteczna w kW

G_e – zużycie paliwa w kg/s

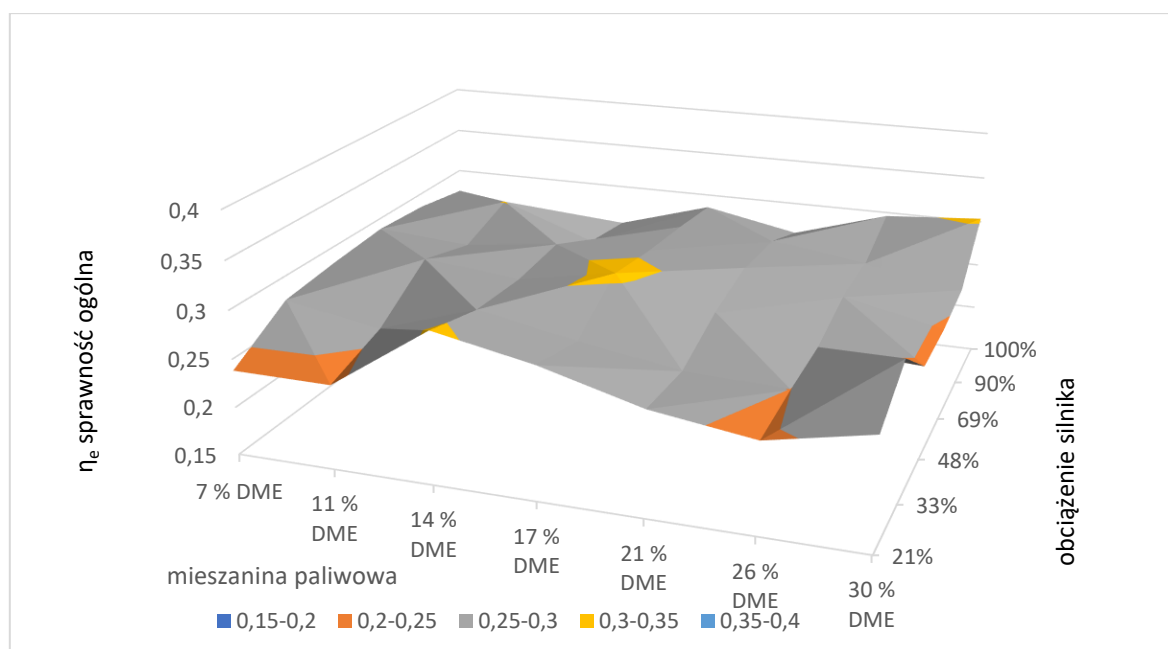
W_u – wartość opałowa paliwa [kJ/kg]

Aby obliczyć sprawność ogólną z powyższego wzoru, w pierwszej kolejności wyznaczono wartość opałową dla wszystkich badanych mieszanin. Wartości opałowe paliwa zebrano w tabeli 5.3.

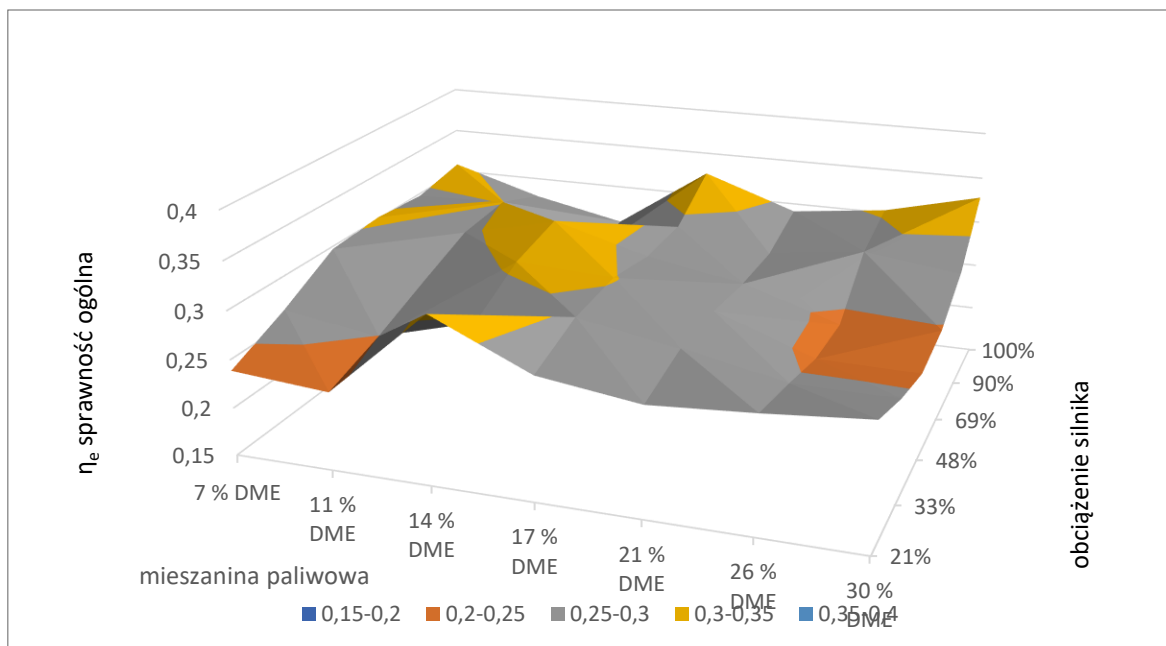
Tabela 5.3. Wartości opałowe mieszanin

Udział DME w mieszaninie [%]	Wartość opałowa [MJ/kg]
0 % DME	46
7 % DME	44,6
11 % DME	43,9
14 % DME	43,3
17 % DME	42,8
21 % DME	42
26 % DME	41,1
30 % DME	40,4

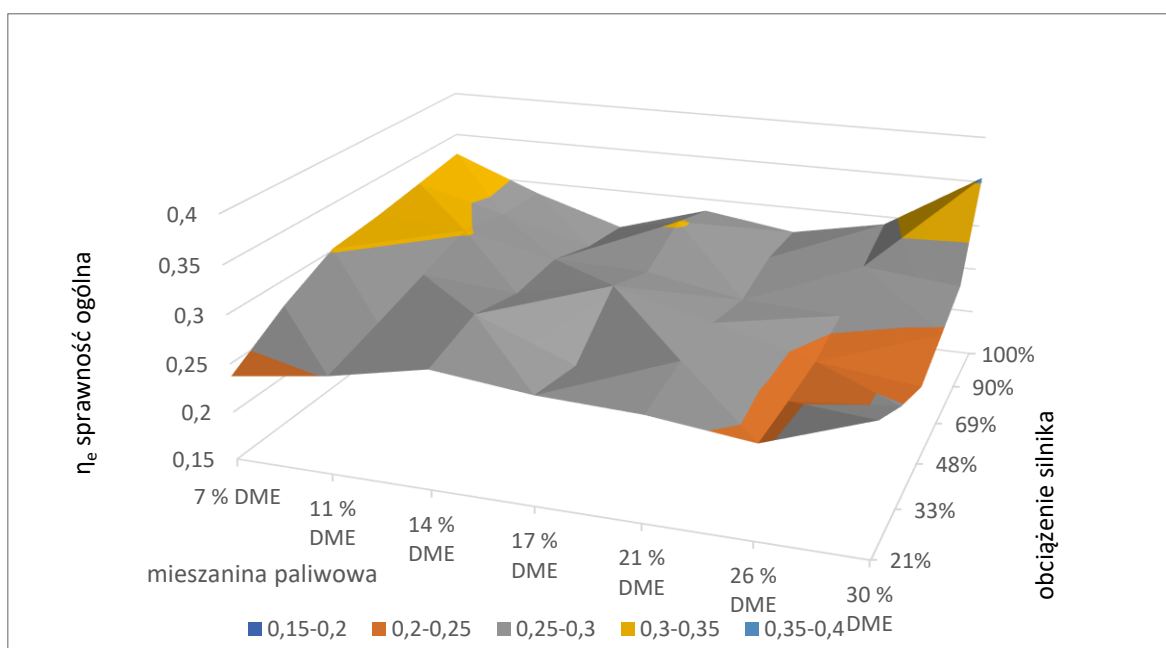
W następnym kroku obliczono sprawność ogólną dla silnika zasilanego wszystkimi mieszaninami przy różnym stopniu obciążenia, dla trzech prędkości obrotowych oraz wprowadzonych korekt zapłonu. Wyniki zaprezentowano na rysunkach 5.129 – 5.137.



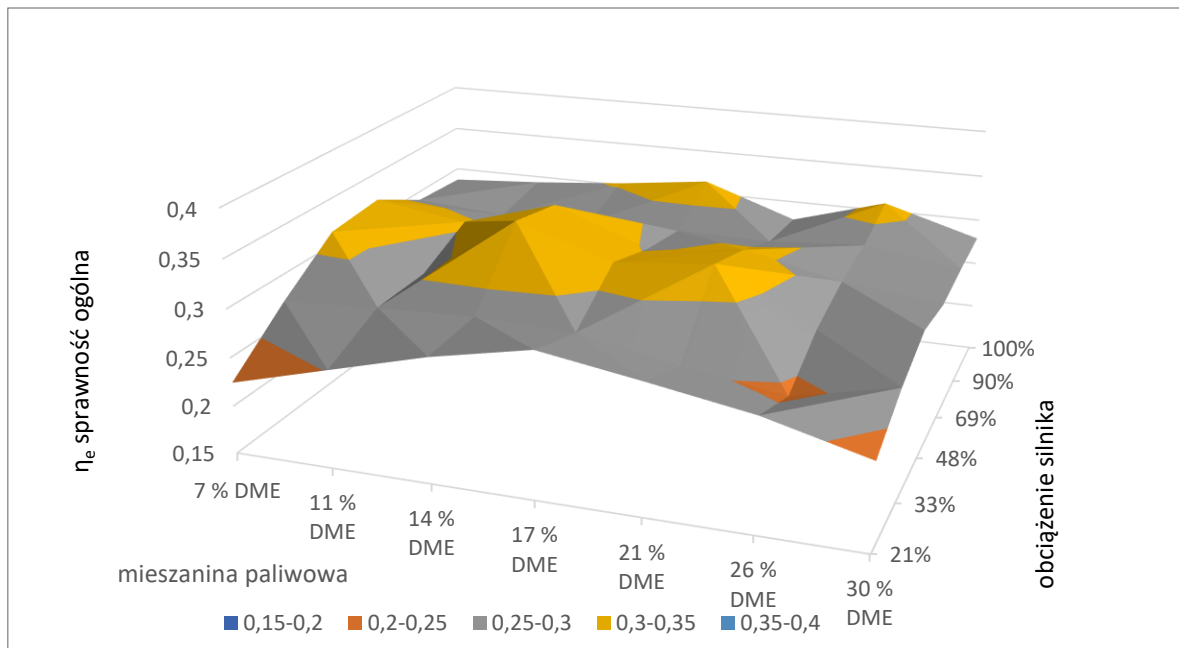
Rys. 5.129. Wykres powierzchniowy sprawności ogólnej silnika zasilanego mieszaninami LPG+DME o różnych proporcjach, przy prędkości 2000 obr/min i fabrycznymi nastawami KWZ



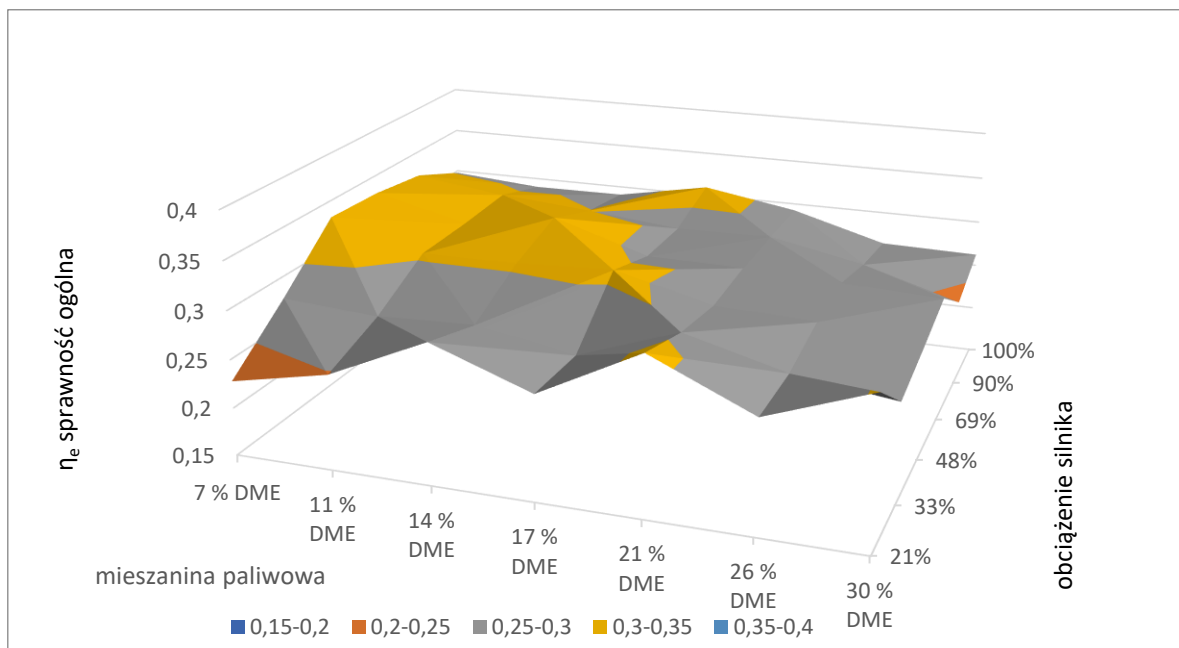
Rys. 5.130. Wykres powierzchniowy sprawności ogólnej silnika zasilanego mieszaninami LPG+DME o różnych proporcjach, przy prędkości 2000 obr/min i dodatkową korektą KWZ o 3°



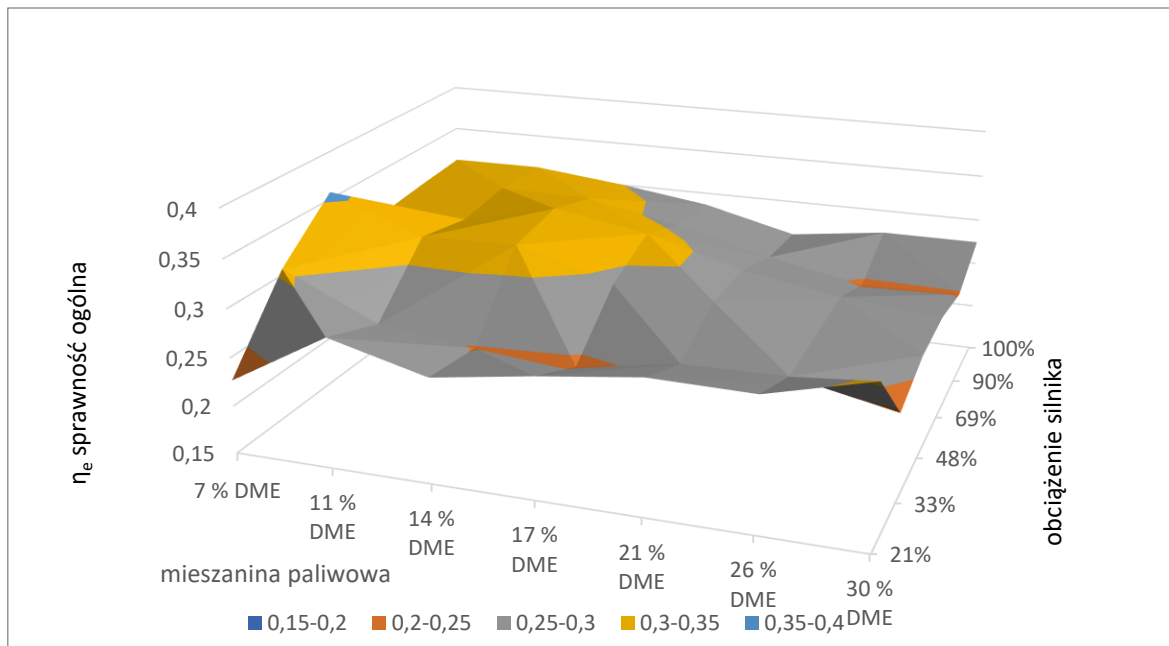
Rys. 5.131. Wykres powierzchniowy sprawności ogólnej silnika zasilanego mieszaninami LPG+DME o różnych proporcjach, przy prędkości 2000 obr/min i dodatkową korektą KWZ o 6°



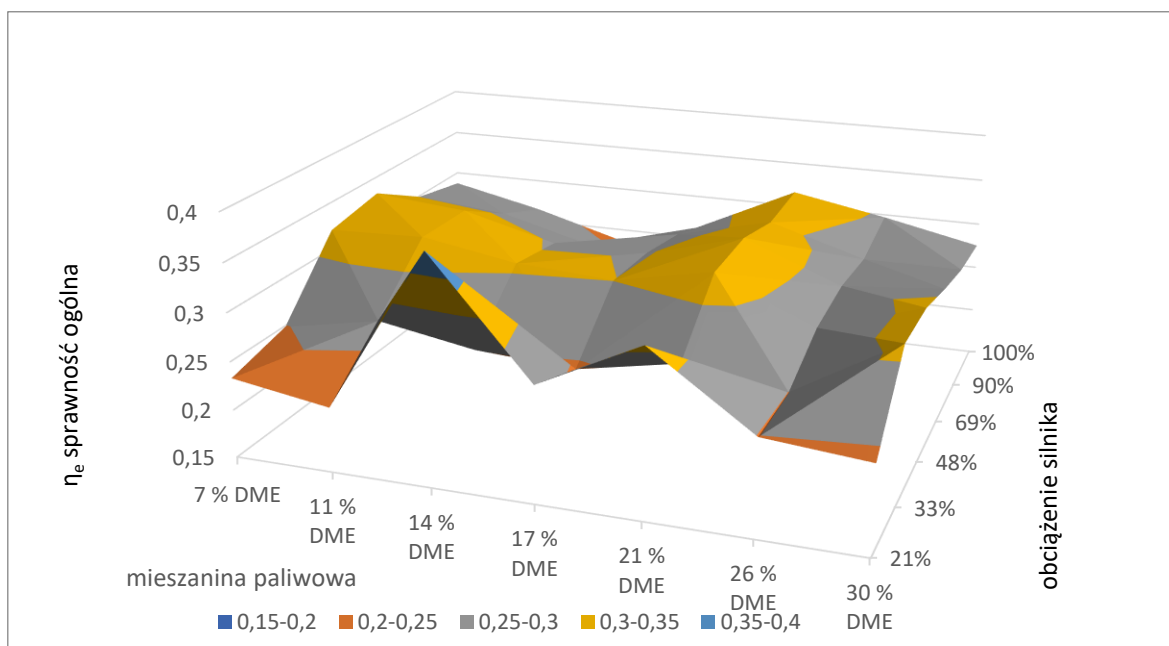
Rys. 5.132. Wykres powierzchniowy sprawności ogólnej silnika zasilanego mieszaninami LPG+DME o różnych proporcjach, przy prędkości 2500 obr/min i fabrycznymi nastawami KWZ



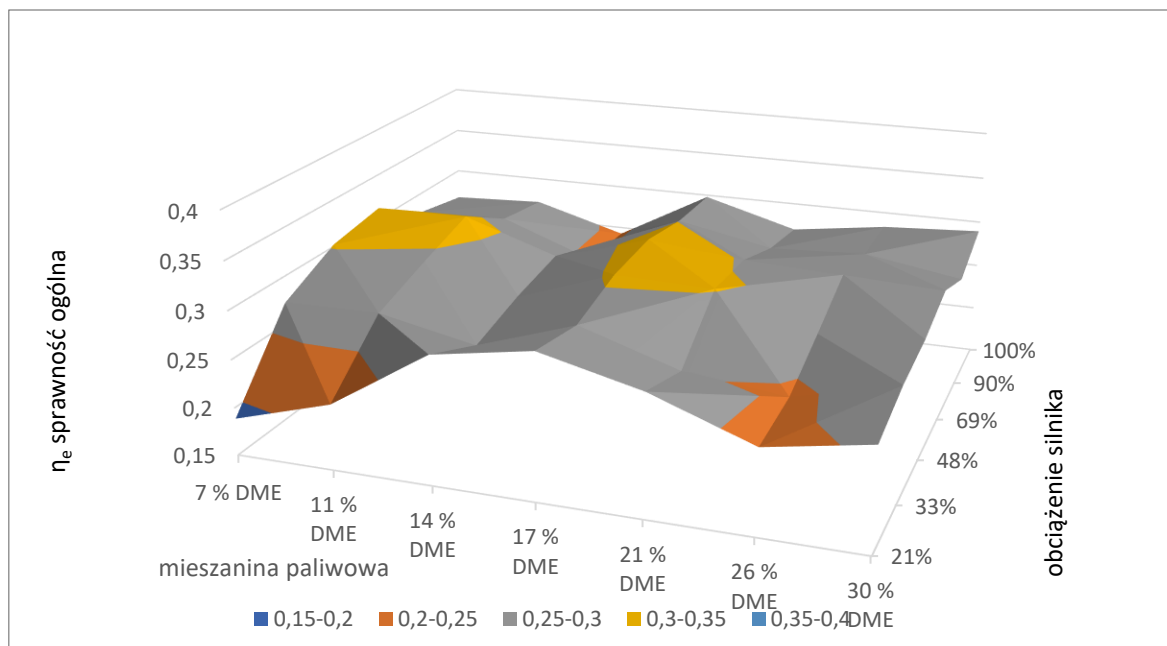
Rys. 5.133. Wykres powierzchniowy sprawności ogólnej silnika zasilanego mieszaninami LPG+DME o różnych proporcjach, przy prędkości 2500 obr/min i dodatkową korektą KWZ o 3°



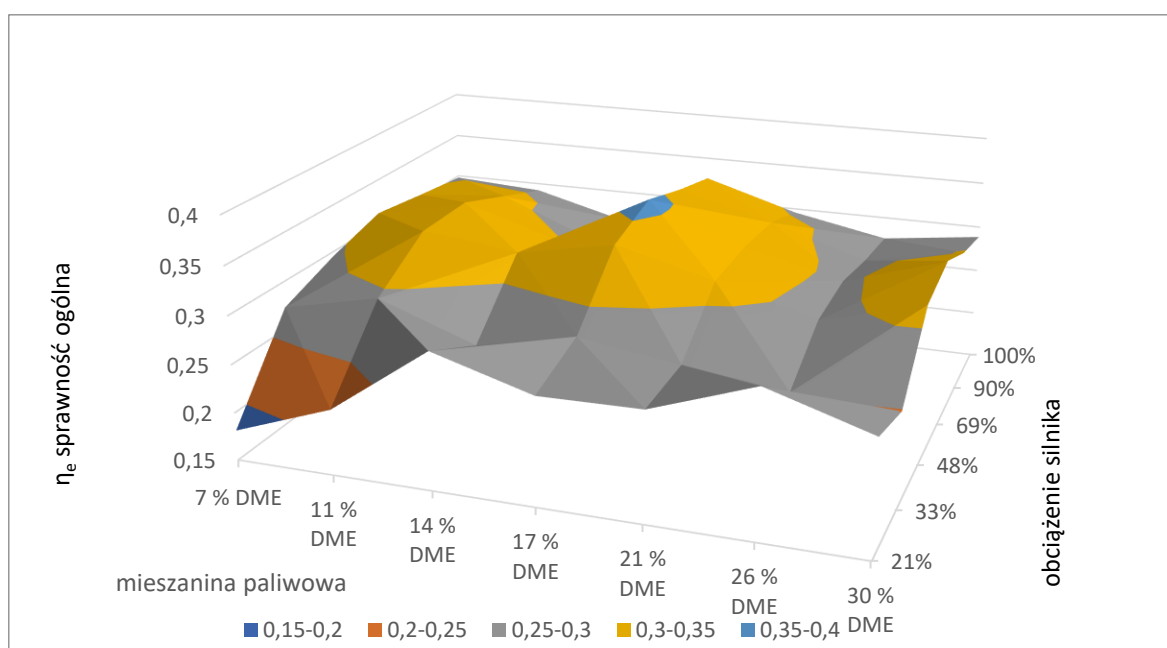
Rys. 5.134. Wykres powierzchniowy sprawności ogólnej silnika zasilanego mieszaninami LPG+DME o różnych proporcjach, przy prędkości 2500 obr/min i dodatkową korektą KWZ o 6°



Rys. 5.135. Wykres powierzchniowy sprawności ogólnej silnika zasilanego mieszaninami LPG+DME o różnych proporcjach, przy prędkości 3000 obr/min i fabrycznymi nastawami KWZ



Rys. 5.136. Wykres powierzchniowy sprawności ogólnej silnika zasilanego mieszankami LPG+DME o różnych proporcjach, przy prędkości 3000 obr/min i dodatkową korektą KWZ o 3°



Rys. 5.137. Wykres powierzchniowy sprawności ogólnej silnika zasilanego mieszankami LPG+DME o różnych proporcjach, przy prędkości 3000 obr/min i dodatkową korektą KWZ o 6°

Przy prędkości silnika 2000 obr/min i fabrycznych nastawach kąta wyprzedzenia zapłonu (rys. 5.129) obliczona sprawność mieściła się w zakresie 0,23 do 0,30. Największą wartość sprawności obliczono dla mieszanki 14% DME w zakresie średnich obciążeń silnika. Korekta zapłonu o dodatkowe 3° (rys. 5.130) pogorszyła sprawność przy niskich i średnich obciążeniach

podczas zasilania mieszaniną DME, o największym udziale masowym. Korekta poprawiła sprawność silnika przy zasilaniu mieszaninami 7, 17 i 30% DME przy maksymalnym obciążeniu. Korekta zapłonu o 6° (5.131) zwiększyła sprawność silnika przy zasilaniu mieszaniną 7 i 30% DME dla maksymalnych obciążeń.

Przy prędkości silnika 2500 obr/min największą sprawność silnika 0,32 – 0,34 uzyskano w zakresie średnich obciążeń (rys. 5.132) przy zasilaniu mieszaninami 7 – 21% DME. Wprowadzona korekta 3° (rys. 5.133) nieznacznie poprawiła sprawność przy zasilaniu mieszaninami 7 – 14% DME, przy średnich obciążeniach silnika, jednocześnie obniżając sprawność podczas zasilania mieszaniną 17, 21 i 26% DME. Największą poprawę sprawności silnika uzyskano przy zasilaniu mieszaniną 7% DME, przy połowicznym obciążeniu silnika oraz wprowadzonej korekcie wyprzedzenia kąta zapłonu o dodatkowe 6° (rys. 5.134). Różnica względem fabrycznych nastaw zapłonu wyniosła 0,04. Ponadto wprowadzona korekta zwiększyła sprawność silnika przy zasilaniu mieszaninami 7 – 14% w zakresie średnich i maksymalnych obciążeń.

Dla prędkości silnika 3000 obr/min oraz fabrycznych nastaw silnika (rys. 5.135) największą sprawność uzyskano przy zasilaniu mieszaniną DME 14% w zakresie najniższych obciążeń – około 0,36. Dla pozostałych mieszanin 7 – 21% DME sprawność wahała się w zakresie 0,3 – 0,32 dla średnich obciążeń silnika. Przy maksymalnych obciążeniach silnika, największą sprawność uzyskano przy zasilaniu mieszaniną 21%, która wynosiła 0,32. Wprowadzona korekta 3° (rys. 5.136) pogorszyła sprawność niezależnie od rodzaju paliwa w całym zakresie pracy. Dodatkowa korekta wyprzedzenia zapłonu 6° (rys. 5.137) zauważalnie zwiększyła sprawność przy zasilaniu mieszaniną 17% DME w całym zakresie obciążeń silnika, gdzie maksymalna sprawność wyniosła 0,36 dla obciążenia 69%. Wprowadzona korekta zauważalnie zmniejszyła sprawność przy zasilaniu mieszaninami 7 – 14% DME przy najniższych badanych obciążeniach.

6. Wnioski

Na podstawie przeprowadzonych badań i analiz w pracy stwierdzono osiągnięcie założonego celu i udowodnienie tezy pracy i hipotez pomocniczych. Wnioski zdefiniowane na podstawie przeprowadzonych badań i analiz podzielono na ogólne, szczegółowe, metodyczne, utylitarne i perspektywiczne.

Wnioski ogólne

- Osiągnięto zamierzony cel pracy, gdyż uzyskane wyniki wykazały, że mieszaniny paliw gazowych mogą pełnić rolę pełnowartościowego paliwa do napędu środków transportu.
- Wykorzystanie DME jako składnika mieszaniny paliwowej z LPG umożliwia utrzymanie parametrów użytkowych silnika na zbliżonym lub wyższym poziomie w pełnym zakresie jego pracy, czyli parametry silnika pojazdu (a także pojazdu) zasilanego mieszaniną LPG+DME są zbliżone, a w niektórych obszarach osiągają wyższe wartości w stosunku do zasilania paliwem referencyjnym LPG.
- Kompensację obniżenia wartości opałowej ładunku można uzyskać poprzez korektę kąta wyprzedzenia zapłonu.
- Na podstawie przeprowadzonego przeglądu literatury określono, że podobne właściwości fizykochemiczne umożliwiają wytworzenie mieszaniny paliw LPG+DME, jej magazynowanie w standardowych zbiornikach i wykorzystanie w stosowanych systemach zasilania LPG (aspekt utylitarny)
- Na podstawie przeprowadzonego przeglądu literatury określono, że zastosowanie biopaliwa (nawet w części objętości paliwa) do zasilania środków transportu, umożliwia zmniejszenie śladu węglowego w całym cyklu produkcji, dystrybucji oraz spalania paliwa, w rozumieniu filozofii WTW (Well to Wheels)
- Parametry dynamiczne pojazdu zasilanego LPG+DME wzrastają w zakresie małych i średnich obciążeń silnika. Przy maksymalnych obciążeniach obserwuje się ich spadek.

Wnioski szczegółowe

- Przeprowadzone badania dowiodły, że nie ma jednego rekomendowanego składu mieszaniny LPG + DME do zasilania badanego silnika ZI w całym zakresie jego obciążeń oraz wybranych prędkości obrotowych.
- Istnieje możliwość zasilenia silnika ZI mieszaniną paliw gazowych LPG+DME do 30% udziału masowego DME z zachowaniem pełnej kontroli nad zachodzącym procesem spalania w silniku

- Jak wynika z pomiarów przyspieszeń pojazdu (na hamowni podwoziowej) dynamika pojazdu zasilanego LPG+DME wzrasta w zakresie niskich i średnich obciążeń silnika. Przy obciążeniach maksymalnych obserwuje się jej spadek, przy zachowaniu fabrycznych nastaw kąta wyprzedzenia zapłonu
- zwiększenie kąta wyprzedzenia zapłonu w zakresie 3° - 6° w porównaniu do oryginalnej mapy sterownika instalacji gazowej, zwiększa wartość średniego ciśnienia indykowanego dla wszystkich badanych mieszanin w średnich oraz maksymalnych obciążeniach silnika. Natomiast dla niskich obciążeń silnika (do 40%) korekta ta KWZ jest niepotrzebna.
- Dla mieszanin z udziałem DME od 14 do 21% zmierzono wzrost mocy silnika. Największy wzrost mocy (3,8 kW) w porównaniu do paliwa referencyjnego uzyskano przy zasilaniu mieszaniną 17% DME przy maksymalnym obciążeniu silnika i fabrycznych nastawach zapłonu
- Wzrostowi mocy silnika towarzyszy wyższe zużycie paliwa, szczególnie przy zasilaniu mieszaninami 14 i 17% DME i prędkości obrotowej silnika 3000 obr/min
Najmniejsze zużycie paliwa zarejestrowano przy zasilaniu mieszaninami o najniższym udziale DME – 7 i 11%, do prędkości obrotowej 2500 obr/min. Dodatkowa korekta zapłonu o 6°, zauważalnie zmniejszyła zużycie paliwa przy zasilaniu wszystkimi mieszaninami, w zakresie wyższej prędkości silnika, od 3000 obr/min.
- W przypadku zasilania mieszaninami LPG+DME największą sprawność ogólną silnika obliczono dla punktu pomiarowego 7% DME przy prędkości obrotowej 2500 obr/min, połowicznym obciążeniu silnika przy dodatkowej korekcie zapłonu o 6° oraz dla mieszaniny 17% DME przy prędkości obrotowej 3000 obr/min i obciążeniu 69% przy dodatkowej korekcie zapłonu o 6°
- Dodatkowa korekta kąta wyprzedzenia zapłonu, przy zasilaniu mieszaninami LPG+DME ma korzystny wpływ na uzyskaną sprawność ogólną, ale wartość korekty powinna być uzależniona od prędkości obrotowej silnika. Dla prędkości obrotowej 2000 obr/min korzystna była korekta KWZ o dodatkowe 3°, natomiast przy prędkości 3000 obr/min sprawność wzrosła przy korekcie o dodatkowe 6°

Wnioski metodyczne

- Zaproponowaną metodykę można wykorzystać do wieloparametrową analizę przydatności innych badanych paliw.

- Wykorzystanie skonstruowanego urządzenia/stanowiska do wytwarzania mieszanin paliw, także do badań mieszanin z wodorem.
- W wyniku zastosowania przedstawionej metody identyfikacji procesu spalania, można na bieżąco, z cyklu na cykl, identyfikować granice procesu spalania. Podstawowym parametrem pozwalającym na wyodrębnienie procesu spalania jest zależność różniczki iloczynu pV w funkcji kąta OWK, której przykładowy obraz przedstawiono na rysunku 5.20

Wnioski uytylitarne

- Zbliżone właściwości fizykochemiczne LPG i BioDME umożliwiają zastosowanie mieszaniny tych dwóch paliw w istniejących systemach zasilania LPG.
- Skonstruowano autorskie urządzenia/stanowiska do wytwarzania mieszanin, zapewniającego precyzyjne ustalenie składu mieszaniny paliwowej.
- Przystosowanie silnika ZI do zasilania mieszaninami paliw gazowych LPG+DME odbywa się w taki sam sposób jak w przypadku samego LPG. Zaleca się jednak wymianę uszczelnień gumowych w instalacji zasilającej, które mogą pęcznieć w obecności DME
- BioDME produkowane jest najczęściej z związków organicznych lub z odpadów powstałych w produkcji celulozy
- Po przystosowaniu pojazdu do zasilania mieszaniną paliw gazowych, użytkownik pojazdu nie jest obciążony dodatkowymi procedurami podczas obsługi pojazdu

Wnioski perspektywiczne

- Konieczność zbudowania aktywnego systemu wytwarzania mieszanin o zmiennym składzie w zależności od rzeczywistych parametrów silnika, zatem zastosowanie systemu zasilania z dynamiczną korektą składu mieszaniny gazowej, czyli stworzenie tzw. mapy silnika – macierzy skorygowanych nastaw
- Należy wykonać dynamiczne testy emisyjne na hamowni silnikowej w teście **WHTC** (Worldwide Heavy Duty Transient Cycle) oraz na hamowni podwoziowej w teście **WLTC** (Worldwide harmonized Light duty Test Cycle)
- W oparciu o przeprowadzone badania, zamierza się przeprowadzić badania symulacyjne, a otrzymane wyniki z badań empirycznych, posłużą do walidacji modelu
- Obliczenia długości procesu spalania, mogą być wykorzystywane w dalszych badaniach symulacyjnych – np. modelowanie procesu spalania

7. Literatura

1. Schemat cząsteczki DME: https://dieselnet.com/tech/fuel_dme.php
2. Marek Flewiewicz, Marek Dykier, *Studium nad wykorzystaniem mieszaniny DME i gazów ropopochodnych do zasilania silników ZI, Silniki gazowe wybrane zagadnienia*, Wydawnictwo Politechniki Częstochowskiej 2010
3. Wiesław Górski, Magdalena Monika Jabłońska, *Eter dimetylowy – uniwersalne, ekologiczne paliwo XXI wieku*, Nafta – gaz, wrzesień 2012
4. DME Handbook, pod red. Kaouru Fujimoto, edycja angielska, Japan DME Forum, 2006
5. Olah George A., Goepfert Alain, Prakash G. K. Surya.: *Beyond Oil and gas: The methanol Economy*. Wiley-VCH. Weinheim 2009.
6. Ustawa z dnia 25 sierpnia 2006 r. o biokomponentach i biopaliwach ciekłych (Dz.U. z 2006 roku nr 169, poz. 1199).
7. Dyrektywa Parlamentu Europejskiego i Rady 2009/30/WE z dnia 23.04.2009. Załącznik IV.
8. Hrvoje Stančin, Vladimir Strezov, Hrvoje Mikulčić, *Life cycle assessment of alternative fuel production by co-pyrolysis of waste biomass and plastics*. Journal of Cleaner Production Volume 414, 15 August 2023, 137676. <https://doi.org/10.1016/j.jclepro.2023.137676>
9. Lih Wei Yeow, Yuting Yan, Lynette Cheah, *Life cycle greenhouse gas emissions of alternative fuels and powertrains for medium-duty trucks: A Singapore case study*. Transportation Research Part D: Transport and Environment Volume 105, April 2022, 103258. <https://doi.org/10.1016/j.trd.2022.103258>
10. Jan Chocholac - Jaroslava Hyrslova - Tomas Kucera - Stanislav Machalik - Roman Hruska, *Freight transport emissions calculators as a tool of sustainable logistic planning*. Communications - Scientific Letters of the University of Zilina 2019, 21(4):43-50. <https://doi.org/10.26552/com.C.2019.4.43-50>
11. Anna Kowalska-Pyzalska, Joanna Kott, *Why Polish market of alternative fuel vehicles (AFVs) is the smallest in Europe? SWOT analysis of opportunities and threats*. Renewable and Sustainable Energy Reviews, Volume 133, November 2020, 110076, <https://doi.org/10.1016/j.rser.2020.110076>
12. Piotr Jakliński. *Studium wpływu dodatku wodoru na efektywność pracy tłokowego silnika spalinowego*. Wydawnictwo Politechniki Lubelskiej, Monografie 2017.
13. Grzegorz Kubica, *Efektywność konwersji energii w silniku o zapłonie iskrowym zasilanym paliwami gazowymi o obniżonym udziale węgla*, Studia i rozprawy, Instytut Technologii Eksploatacji, Radom 2013
14. www.hynor-lillestrom.no/english/.../hynor_flyer_ferdig_low.pdf
15. Yongjian Wang, Wuqiang Long, Pengbo Dong, Hua Tian, Yuanyou Tang, Yang Wang, Mingfei Lu, Weiqi Zhang, *Numerical investigation on combustion regulation for a stoichiometric heavy-duty natural gas engine with hydrogen addition considering knock limitation*, International Journal of Hydrogen Energy. Volume 48, Issue 48, 5 June 2023, Pages 18498-18513
16. Blechmore C, Brewster S.: *Dilution strategies for load and NO_x management in a hydrogen fueled direct injection engine*. SAE, paper nr 2007-01-4097;2007
17. James W Heffel.: *NO_x emission reduction in a hydrogen fueled internal combustion engine at 3000 rpm using exhaust gas recirculation*. Int J Hydrogen Energy 2003;28:1285-92. [https://doi.org/10.1016/S0360-3199\(02\)00289-6](https://doi.org/10.1016/S0360-3199(02)00289-6)

18. Donggon Lee, Chang Sik Lee. (2017) *Effects of DME-Isobutane Blended Fuels on Combustion and Emissions Reduction in a Passenger Car Diesel Engine*. Journal of Energy Engineering. Volume 143, Issue 41 Article number 04017003, ISSN 07339402, Doi 10.1061/(asce)ey.1943-7897.0000428.
19. Chunhua Sun, Yu Liu, Xinqi Qiao, Dehao Ju, Qing Tang, Xiaoyuan Fang, Feng Zhou. (2020) *Experimental Study of Effects of Exhaust Gas Recirculation on Combustion, Performance, and Emissions of DME-Biodiesel Fueled Engine*. Energy 2020, 197, 117233. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2020.117233>
20. Jiguang Wang, Hanzhengnan Yu, Mengliang Li, Xingyu Liang, Hai Liu. (2018) *Experimental and Numerical Study on Effects of Impingement Parameters on Fuel-Air Mixture Formation in the Near Wall Region for Diesel-DME Blended Fuels*. SAE Tech. Pap. Ser. 2018, 1–10. <https://doi.org/10.4271/2018-01-0920>
21. Seokhwan Lee, Seungmook Oh, Young Choi (2009) *Performance and emission characteristics of an SI engine operated with DME blended LPG fuel*. Fuel. Volume 88, Issue 6. p. 1009-1015, ISSN 0016-2361, <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2008.12.016>
22. Qi Zhang, Yuying Chen, Tao Fan, Mengqi Yuan, Zhenyi Liu, Ping Huang, Xinming Qian. (2019). *Flame dynamics and flammability limit of DME(30%)/LPG blended clean fuel in elongated closed pipeline under multi-factors*, Fuel, Volume 254, 115731, ISSN 0016-2361. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2019.115731>
23. Paweł Fabiś, (2021). *DME as a fuel for SI engines cars*. Diagnostyka, 22(1), 93-99. <https://doi.org/10.29354/diag/133476>
24. Flekiewicz, Marek & KUBICA, Grzegorz. (2017). *The influence of selected gaseous fuels on the combustion process in the SI engine*. Transport Problems. 12. 135-146. 10.20858/tp.2017.12.3.13.
25. Pathak, S., Sood, V., Singh, Y., Gupta, S. et al. (2017) *Application of DME 20 Fuel in a Gasoline Passenger Car to Comply with Euro IV Emission Legislation*. SAE Technical Paper 2017-01-0872, <https://doi.org/10.4271/2017-01-0872>.
26. Seungju Baek, Sanguk Lee, Myunghwan Shin, Jongtae Lee, Kihyung Lee. (2022) *Analysis of combustion and exhaust characteristics according to changes in the propane content of LPG*. Energy, Volume 239, Part C, 122297, ISSN 0360-5442, <https://doi.org/10.1016/j.energy.2021.122297>
27. Semmel, Malte & Ali, Ramy E. & Salem, Ouda & Schaadt, Achim & Sauer, Joerg & Hebling, Christopher. (2021). *Power-to-DME: a cornerstone towards a sustainable energy system*. 10.1016/B978-0-12-822813-5.00010-2
28. Ujjal Mondal, Ganapati D. Yadav. (2019) *Perspective of dimethyl ether as fuel: Part I. Catalysis, Journal of CO2 Utilization*, Volume 32, p. 299-320, ISSN 2212-9820, <https://doi.org/10.1016/j.jcou.2019.02.003>
29. Peng Cai, Zhenyi Liu, Mingzhi Li, Yao Zhao, Pengliang Li, Shuhong Li, Yingke Li (2022) *Experimental study of effect of equivalence ratio and initial turbulence on the explosion characteristics of LPG/DME clean blended fuel*. Energy. Volume 250, 123858, ISSN 0360-5442, <https://doi.org/10.1016/j.energy.2022.123858>
30. Marius Zubel, Bastian Lehrheuer, Stefan Pischinger. (2021) *Impact of Increased Injector Nozzle Hole Diameters on Engine Performance, Exhaust Particle Distribution and Methane and Formaldehyde Emissions during Dimethyl Ether Operation*. Int. J. Engine Res. 22, 503. <https://doi.org/10.1177/1468087419860954>
31. Grzegorz Kubica, *Combustion of LPG / DME gas mixtures in an SI engine with correction of the ignition advance angle*. Combustion Engines 2023

32. Paweł Marzec, *Badania obciążeń częściowych silnika w samochodzie Opel Astra I 1.6*. Projekt inżynierski 2015, Politechnika Śląska
33. Denis Bytomski, *Projekt systemu przygotowania mieszanin paliw gazowych o określonym składzie*. Projekt inżynierski 2019, Politechnika Śląska
34. Paweł Marzec, *Metody identyfikacji procesu spalania*. Praca magisterska 2016, Politechnika Śląska
35. Tadeusz Rychter, Andrzej Teodorczyk, *Teoria silników tłokowych*, WKŁ, Wydanie 1, Warszawa 2006
36. Instrukcja hamowni Bosch FLA
37. https://www.okmarit.com.pl/wp-content/uploads/2017/07/Fotolia_20189424
38. <http://transport.sia-partners.com/alternative-fuels-road-transport>
39. <https://intertechnology.com/products/search?keyword=Kistler>
40. Scott J. Curran, Robert M. Wagner, Ronald L. Graves, Martin Keller, Johny B. Green Jr., *Well-to-wheel analysis of direct and indirect use of natural gas in passenger vehicles*, Energy 75 (2014) 194-203. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2014.07.035>
41. Seokhwan Lee, Seungmook Oh, Young Choi, Kernyong Kang, *Effect of n-Butane and propane on performance and emission characteristics of an SI engine operated with DME-blended LPG fuel*, Fuel, Volume 90, Issue 4, April 2011, Pages 1674-1680, <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2010.11.040>
42. Seokhwan Lee, Seungmook Oh, Young Choi, *Performance and emission characteristics of an SI engine operated with DME blended LPG fuel*. Fuel Volume 88, Issue 6, June 2009, Pages 1009-1015. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2008.12.016>
43. Riesta Anggarani, Maymuchar Cahyo, S.Wibowo Reza Sukarharja, *Performance and Emission Characteristics of Dimethyl Ether (DME) Mixed Liquefied Gas for Vehicle (LGV) as Alternative Fuel for Spark Ignition Engine*, Energy Procedia Volume 65, 2015, Pages 274-281 <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2015.01.048>
44. Choongsik Baeb, Roy Crookesc, Eiji Kinoshitad, *The potential of di-methyl ether (DME) as an alternative fuel for compression-ignition engines: A review*, Fuel Volume 87, Issue 7, June 2008, Pages 1014-1030
45. Lei Shi, Changwei Ji, Shuofeng Wang, Xiaoyu Cong, Teng Su, DuWang, *Combustion and emissions characteristics of a S.I. engine fueled with gasoline-DME blends under different spark timings*, Fuel Volume 211, 1 January 2018, Pages 11-17 <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2017.09.019>
46. Changwei Ji, Chen Liang, Shuofeng Wang, *Investigation on combustion and emissions of DME/gasoline mixtures in a spark-ignition engine*, Fuel Volume 90, Issue 3, March 2011, Pages 1133-1138. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2010.11.033>
47. Su Han, Park Chang, Sik Lee, *Combustion performance and emission reduction characteristics of automotive DME engine system*. Progress in Energy and Combustion Science, Volume 39, Issue 1, February 2013, Pages 147-168, <https://doi.org/10.1016/j.pecs.2012.10.002>
48. Choongsik Bae, Jaeheun Kim, *Alternative fuels for internal combustion engines*. Proceedings of the Combustion Institute, Volume 36, Issue 3, 2017, Pages 3389-3413 <https://doi.org/10.1016/j.proci.2016.09.009>

49. P.K.Arya, S.Tupkari, K Satish, G.D.Thakre, B.M.Shukla, *DME blended LPG as a cooking fuel option for Indian household: A review*. Renewable and Sustainable Energy Reviews, Volume 53, January 2016, Pages 1591-1601. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2015.09.007>
50. Su Han, Parka Chang, Sik Leeb, *Applicability of dimethyl ether (DME) in a compression ignition engine as an alternative fuel*. Energy Conversion and Management, Volume 86, October 2014, Pages 848-863 <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2014.06.051>
51. Lei Shi, Changwei Ji, Shuofeng Wang, Teng Su, Xiaoyu Cong, Du Wang, Chuanqi Tang, *Effects of second injection timing on combustion characteristics of the spark ignition direct injection gasoline engines with dimethyl ether enrichment in the intake port*. Energy. Volume 180, 1 August 2019, Pages 10-18 <https://doi.org/10.1016/j.energy.2019.05.056>
52. Theo.H. Fleisch, Arun Basu, Ronald.A. Sills. *Introduction and advancement of a new clean global fuel: The status of DME developments in China and beyond*. Journal of Natural Gas Science and Engineering. Volume 9, November 2012, Pages 94-107 <https://doi.org/10.1016/j.jngse.2012.05.012>
53. Changwei Ji, Chen Liang, Binbin Gao, Baojian Wei, Xiaolong Liu, Yongming Zhu, *The cold start performance of a spark-ignited dimethyl ether engine*. Energy Volume 50, 1 February 2013, Pages 187-193 <https://doi.org/10.1016/j.energy.2012.10.028>
54. Changwei Ji, Lei Shi, Shuofeng Wang, Xiaoyu Cong, Teng Su, Menghui Yu. *Investigation on performance of a spark-ignition engine fueled with dimethyl ether and gasoline mixtures under idle and stoichiometric conditions*. Energy Volume 126, 1 May 2017, Pages 335-342 <https://doi.org/10.1016/j.energy.2017.03.045>
55. Alexandre C. Dimian, Costin Sorin, Bildea Anton, A. Kiss, *Dimethyl Ether, Applications in Design and Simulation of Sustainable Chemical Processes*, 2019, Pages 363-398, <https://doi.org/10.1016/B978-0-444-63876-2.00010-3>
56. Ali Bakhtyari, Mohammad R. Rahimpour, *Chapter 10 - Methanol to Dimethyl Ether*, Science and Engineering, 2018, Pages 281-311 <https://doi.org/10.1016/B978-0-444-63903-5.00010-8>
57. W.Wanga, J.M.Herrerrosa, A.Tsolakisa, A.P.E.York, *Reducing CO2 footprint through synergies in carbon free energy vectors and low carbon fuels*. Energy Volume 112, 1 October 2016, Pages 976-983 <https://doi.org/10.1016/j.energy.2016.07.010>
58. Katerina G. Tsitaa, Spyros J. Kiartzisb, Nikolaos K. Ntavosa Petros, A. Pilavachia, *Next generation biofuels derived from thermal and chemical conversion of the Greek transport sector*. Thermal Science and Engineering Progress Volume 17, 1 June 2020, 100387 <https://doi.org/10.1016/j.tsep.2019.100387>
59. Su Han, Parka Chang, Sik Leeb, *Applicability of dimethyl ether (DME) in a compression ignition engine as an alternative fuel*. Energy Conversion and Management, Volume 86, October 2014, Pages 848-863 <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2014.06.051>
60. Myung Yoon, Kima Seung, Hyun Yoona, Bong Woo, Ryua Chang, Sik Leeb, *Combustion and emission characteristics of DME as an alternative fuel for compression ignition engines with a high pressure injection system*. Fuel Volume 87, Issue 12, September 2008, Pages 2779-2786 <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2008.01.032>

61. Omar I. Awada, R. Mamata Obed, M. Alib, N.A.C. Sidik, T. Yusaf, K. Kadirgama, Maurice Kettner *Alcohol and ether as alternative fuels in spark ignition engine: A review. Renewable and Sustainable Energy Reviews* Volume 82, Part 3, February 2018, Pages 2586-2605 <https://doi.org/10.1016/j.rser.2017.09.074>
62. Yuying Chen, Xinming Qian, Qi Zhang, Liye Fu, Mengqi Yuan, Mengqi Yuan, *Study on the effects of initial pressure and temperature on the explosion characteristics of DME-blended LPG mixtures in an obstructed confined pipeline. Fuel* Volume 257, 1 December 2019, 116047. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2019.116047>
63. Qi Zhang, Yuying Chen, Tao Fan, Mengqi Yuan, Zhenyi Liu, Ping Huang, Xinming Qian, *Flame dynamics and flammability limit of DME(30%)/LPG blended clean fuel in elongated closed pipeline under multi-factors. Fuel* Volume 254, 15 October 2019, 115731. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2019.115731>
64. Qi Zhang, Xinming Qian, Runzhi Li, Gang Zhou, Yanlong Sun, Yu Ma, *Explosion characteristics and chemical kinetics of blended LPG/DME clean fuel based on pyrolysis and oxidation mechanism model. Fuel* Volume 320, 15 July 2022, 123896. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2022.123896>
65. Jiaxing Huang, Zhenyi Liu, Mingzhi Li, Yuanbo Sun, *Study on deflagration process of LPG/DME blended combustible gas cloud in open space. Journal of Loss Prevention in the Process Industries*, Volume 76, May 2022, 104732. <https://doi.org/10.1016/j.jlp.2022.104732>
66. Peng Cai, Zhenyi Liu, Mingzhi Li, Yao Zhao, Li, Pengliang, Li, Pengliang, Shuhong Li, Yingke Li, *Experimental study of effect of equivalence ratio and initial turbulence on the explosion characteristics of LPG/DME clean blended fuel. Energy* Volume 250, 1 July 2022, 123858. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2022.123858>