



**POLITECHNIKA OPOLSKA
WYDZIAŁ MECHANICZNY**

mgr inż. Damian Kowalski

Praca doktorska

**ANALIZA NIERÓWNOMIERNOŚCI PRACY
SILNIKA O ZAPŁONIE SAMOCZYNNYM
Z WTRYSKIEM WIELOFAZOWYM**

Promotor:

dr hab. inż. Andrzej Augustynowicz, prof. PO

OPOLE 2014

SPIS TREŚCI

	str.
WYKAZ WYBRANYCH OZNACZEŃ I SKRÓTÓW	2
1. WPROWADZENIE	5
2. NIERÓWNOMIERNOŚĆ PRACY SILNIKA SPALINOWEGO	13
2.1. Wykrywanie zjawiska nierównomierności w silniku spalinowym.....	18
2.1.1. Sygnał chwilowej wartości prędkości kątowej wału korbowego silnika	18
2.1.2. Sygnał reprezentujący moment obrotowy silnika	20
2.1.3. Sygnał chwilowej wartości ciśnienia gazów wylotowych	21
2.1.4. Sygnał ciśnienia w komorze spalania	22
2.1.5. Sygnał prądu jonizacji w komorze spalania	24
2.1.6. Metody optyczne	27
2.1.7. Sygnały wibroakustyczne	30
2.2. Sterownie wtryskiem paliwa, jako sposób zmniejszenia poziomu nierównomierności pracy silnika spalinowego	36
2.3. Podsumowanie analizy literaturowej	45
3. CEL I ZAKRES PRACY	46
4. OBIEKT BADAŃ I APARATURA BADAWCZA	48
4.1. Obiekt badań	48
4.2. Stanowisko badawcze	56
4.3. Aparatura pomiarowa.....	58
5. BADANIA EKSPERYMENTALNE	80
5.1. Analiza stopnia nierównomierności pracy silnika dla biegu jałowego.....	84
5.1.1. Praca silnika przy fabrycznych ustawieniach systemu wtrysku paliwa	84
5.1.2. Praca silnika przy zmodyfikowanych kątach 2-fazowego wtrysku paliwa	87
5.1.3. Analiza przebiegu ciśnienia wewnątrz cylindra w kontekście nierównomierności pracy silnika	95
5.2. Analiza stopnia nierównomierności dla podwyższonych prędkości obrotowych silnika	99
5.3. Analiza pracy silnika z wyłączonym wtryskiem paliwa do 4-tego cylindra.....	110
5.4. Pomiar drgań silnika	113
6. PODSUMOWANIE.....	119
7. LITERATURA	122

WYKAZ WYBRANYCH OZNACZEŃ I SKRÓTÓW

A	–	powierzchnia komory spalania, mm^2 , cm^2 ,
a_x	–	pomiar przyspieszenia drgań silnika w kierunku osi x , m/s^2 ,
a_y	–	pomiar przyspieszenia drgań silnika w kierunku osi y , m/s^2 ,
a_z	–	pomiar przyspieszenia drgań silnika w kierunku osi z , m/s^2 ,
b	–	przyspieszenie działające na tłok, m/s^2 ,
C	–	stała uzależniona od powierzchni czynnej czujnika oraz jego charakterystyki,
C_2	–	druga stała wzoru Plancka,
c_0	–	prędkość promieniowania elektromagnetycznego w próżni, m/s
d	–	średnica denka tłoka, mm , cm ,
F_g	–	siła gazowa (pochodząca od spalania paliwa), N ,
F_k	–	siła działająca w osi korbowodu, N ,
F_o	–	odśrodkowa siła bezwładności w ruchu obrotowym, N ,
F_p	–	siła bezwładności w ruchu postępowym, N ,
F_T	–	siła działająca na denko tłoka, N ,
f	–	częstotliwość spalania, Hz ,
h	–	stała Plancka, $\text{J}\cdot\text{s}$,
i	–	liczba suwów silnika w jednym cyklu pracy,
I_{opt}	–	natężenie promieniowania optycznego, V ,
J	–	moment bezwładności układu napędowego i samochodu zredukowany do osi wału korbowego,
K	–	współczynnik proporcjonalności,
k	–	stała Boltzmana, J/K ,
L	–	całkowita intensywność promieniowania w funkcji długości fali, %,
$L_{term,prad}$	–	promieniowanie cieplne produktów spalania, %,
$L_{term,rod}$	–	promieniowanie cieplne produktów pośrednich, %,
L_{chem}	–	chemiluminescencja, %,
M	–	moment obrotowy silnika, $\text{N}\cdot\text{m}$,
M_e	–	użyteczny moment obrotowy silnika, $\text{N}\cdot\text{m}$,
M_h	–	moment oporów ruchu samochodu i układu napędowego zredukowany do osi wału korbowego, $\text{N}\cdot\text{m}$,
m_b	–	masa produktów spalania, kg ,
m_c	–	masa mieszaniny dostarczonej do cylindra, kg ,
m_{ko}	–	masa częściowa korbowodu w ruchu obrotowym, kg ,
m_{kp}	–	masa częściowa korbowodu w ruchu postępowym, kg ,
m_o	–	masa elementów układu korbowo-tłokowego, poruszających się ruchem obrotowym, kg ,
m_p	–	masa elementów układu korbowo-tłokowego w ruchu postępowym, kg ,
m_{rod}	–	masa produktów pośrednich, kg ,
m_{tl}	–	masa kompletnego tłoka (z sworzniem i pierścieniami), kg ,
m_w	–	masa wykorbienia, kg ,

N	–	siła normalna, N,
N_e	–	moc efektywna (użyteczna), W, kW,
NO_x	–	tlenki azotu, ppm,
n	–	prędkość obrotowa wału korbowego silnika, obr/min,
PM	–	cząstki stałe, mg/m ³ ,
p	–	ciśnienie w cylindrze silnika, MPa,
p_e	–	ciśnienie efektywne, MPa,
p_i	–	ciśnienie indykowania, MPa,
R	–	siła promieniowa, N,
r	–	promień wykorbienia, mm, cm,
$r\omega^2$	–	przyspieszenie odśrodkowe, m/s ² ,
$[S_1], [S_2]$	–	stężenia składników w mieszaninie reakcyjnej, %,
T	–	siła styczna, N,
T	–	temperatura w cylindrze silnika, K, °C,
T_b	–	temperatura produktów spalania, K, °C,
t	–	czas, s,
t_{sr}	–	średnia siła styczna, N,
V_{ss}	–	pojemność skokowa silnika, dm ³ ,
v_x	–	prędkość drgań silnika w kierunku osi x, m/s,
v_y	–	prędkość drgań silnika w kierunku osi y, m/s,
v_z	–	prędkość drgań silnika w kierunku osi z, m/s,
x	–	stopień wypalenia dawki paliwa,
α	–	kąt obrotu wału korbowego, °OWK,
α_z	–	kąt opóźnienia zapłonu, °OWK,
α'_{ww}	–	kąt wtrysku opóźniony, °OWK,
α''_{ww}	–	kąt wtrysku prawidłowy, °OWK,
α'''_{ww}	–	kąt wtrysku przyspieszony, °OWK,
β	–	kąt między osią cylindra i osią korbowodu powstały przy obrocie wału korbowego o kąt α , °,
λ	–	długość fali, nm,
δ	–	stopień nierównomierności biegu silnika,
Δp	–	różnica ciśnień panujących nad i pod denkiem tłoka, MPa,
τ_z	–	czas opóźnienia zapłonu, s,
ω	–	prędkość kątowa wału korbowego, 1/s, rad/s,
ω_{max}	–	maksymalna prędkość kątowa wału korbowego, 1/s, rad/s,
ω_{min}	–	minimalna prędkość kątowa wału korbowego, 1/s, rad/s,
ω_{sr}	–	średnia prędkość kątowa wału korbowego, 1/s, rad/s,
AFR	–	(ang. <i>Air-Fuel Ratio</i>) wagowy współczynnik składu mieszanki,
CAE	–	(ang. <i>Computer-Aided Engineering</i>) Komputerowe Wspomaganie Analiz Inżynierskich,
DFT	–	(ang. <i>discrete Fourier transformation</i>) Dyskretna Transformata Fouriera,

DOC	–	(ang. <i>diesel oxidation catalyst</i>) rekator katalityczny utleniający,
DPF	–	(niem. <i>Diesel Partikel Filter</i>) filtr cząstek stałych,
ECU	–	(ang. <i>Electronic Control Unit</i>) elektroniczny sterownik silnika,
EGR	–	(ang. <i>Exhaust Gas Recirculation</i>) recyrkulacja spalin,
EOBD	–	(ang. <i>European On-Board Diagnostic</i>) europejski system diagnostyki pokładowej,
FAP	–	(fr. <i>Filtre à Particules</i>) filtr cząstek stałych,
FFT	–	(ang. <i>Fast Fourier Transformation</i>) szybka transformata Fouriera,
GMP	–	górne położenie tłoka,
HDV	–	(ang. <i>Heavy Duty Vehicle</i>) ciężki pojazd samochodowy,
OBD	–	(ang. <i>On-Board Diagnostic</i>) diagnostyka pokładowa (pokładowy system diagnostyczny),
OBD II	–	(ang. <i>On-Board Diagnostic II</i>) druga generacja systemu diagnostyki pokładowej,
OWK	–	obroty wału korbowego,
SCR	–	(ang. <i>Selective Catalytic Reduction</i>) selektywna redukcja katalityczna, system oczyszczania spalin redukujący emisję NO _x ,
SDL	–	(ang. <i>Spark Duration Limitation</i>) ogranicznik zapłonu,
ZI	–	zapłon iskrowy,
ZS	–	zapłon samoczynny.

1. WPROWADZENIE

Nierównomierna praca tłokowego silnika spalinowego o zapłonie samoczynnym związana jest z procesem tworzenia i spalania paliwa wewnątrz cylindrów silnika. Charakter pracy tłokowego silnika spalinowego wpływa na generowanie niekorzystnych zjawisk w postaci drgań oraz hałasu, związanych z nierównomiernością biegu silnika. Jednak zjawiska, które wpływają na nierównomierność, związane są nie tylko z konstrukcją równoważącą siły występujące w układzie korbowo-tłokowym. Zagadnienie nierównomierności biegu, obejmuje także szereg zjawisk zachodzących podczas eksploatacji silnika. W silnikach o zapłonie samoczynnym, dużą rolę odgrywa układ wtryskowy. Odpowiednio dobrane parametry wtrysku paliwa, wpływają na proces spalania, a tym samym również na równomierność pracy silnika [43, 44, 45, 46, 47, 48, 49, 50, 51, 52].

Nierównomierność biegu silnika może być powodowana również przez tzw. zjawisko wypadania zapłonów. Wypadanie zapłonów opisywane jest, jako brak spalania paliwa w cylindrze, pomimo dostarczenia dawki paliwa. Powoduje to szereg niekorzystnych następstw takich jak: obciążenia cieplne i mechaniczne, uszkodzenia urządzeń pomocniczych silnika (reaktory katalityczne utleniające DOC, filtry cząstek stałych FAP, DPF, systemu selektywnej redukcji katalitycznej SCR), czujników tlenu oraz czujników ciśnienia, wirników turbosprężarki w kanale wylotowym [93]. Oprócz niekorzystnego oddziaływania na trwałość konstrukcyjną silnika, wypadanie zapłonów ma również negatywny wpływ na środowisko naturalne. Powoduje bowiem, niepełne spalanie paliwa lub jego całkowity brak, tworząc w ten sposób duże ilości zanieczyszczeń wydostających się z układu wylotowego silnika [113].

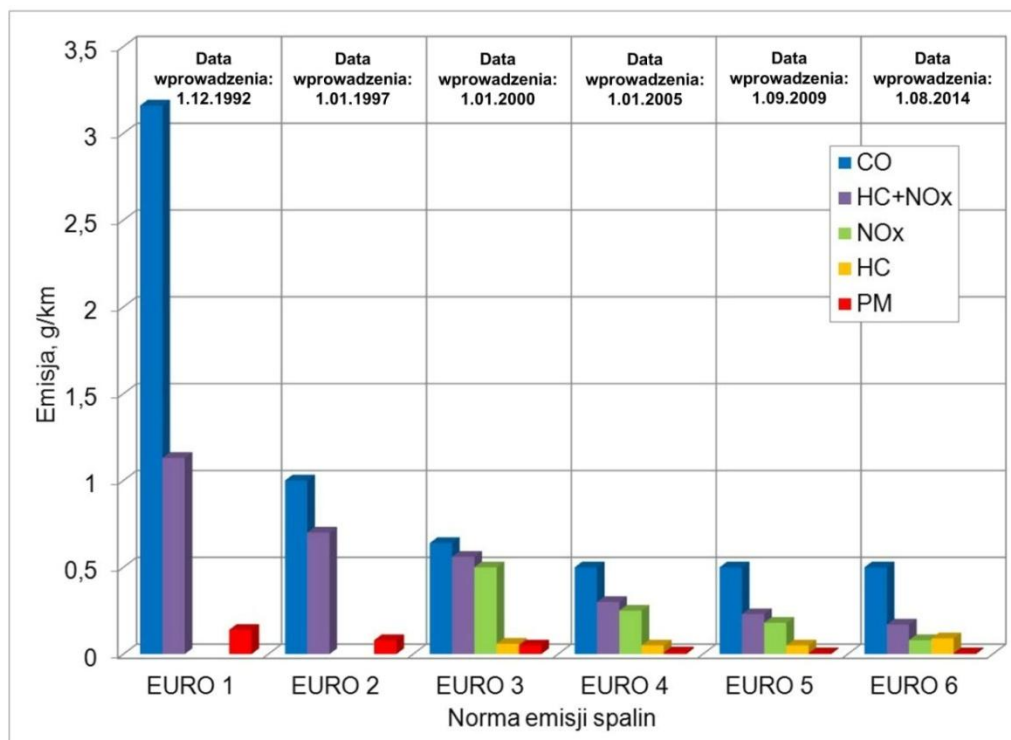
Dlatego ogromną rolę we współcześnie wytwarzanych silnikach spalinowych przywiązuje się do diagnostyki pokładowej. Obecnie obowiązujące uregulowania prawne w zakresie stosowania diagnostyki pokładowej, wymusiły od roku 2000 na producentach samochodów osobowych wprowadzenie procedur diagnostycznych w postaci systemów OBD, OBD II, EOBD. Cechą podstawową systemów OBD, umożliwiającą ich powszechne stosowanie, jest duży poziom standaryzacji. Systemy te opierają się na standardowym systemie kodów błędów oraz sposobie komunikacji z jednostką sterującą silnika ECU. W tym obszarze prowadzone są nadal ciągłe badania, które obejmują testowanie magistrali komunikacyjnych oraz funkcjonowania systemu OBD na różnych poziomach szczegółowości [9, 65, 69, 70, 73, 74]. Funkcje tych

systemów, określanych mianem diagnostyki pokładowej, mają przede wszystkim na celu wykrywanie awarii, powodujących podwyższoną emisję składników toksycznych do atmosfery. Dlatego też w głównej mierze opierają się na ciągłym monitorowaniu procesu spalania paliwa, w tym również na wykrywaniu zjawiska wypadania zapłonu. Monitorowanie procesu spalania paliwa w silniku jest jednym z najtrudniejszych zagadnień do zrealizowania w diagnostyce pokładowej [67, 76]. Spowodowane jest to złożoną strukturą tworzenia mieszaniny palnej w komorze spalania silnika [18].

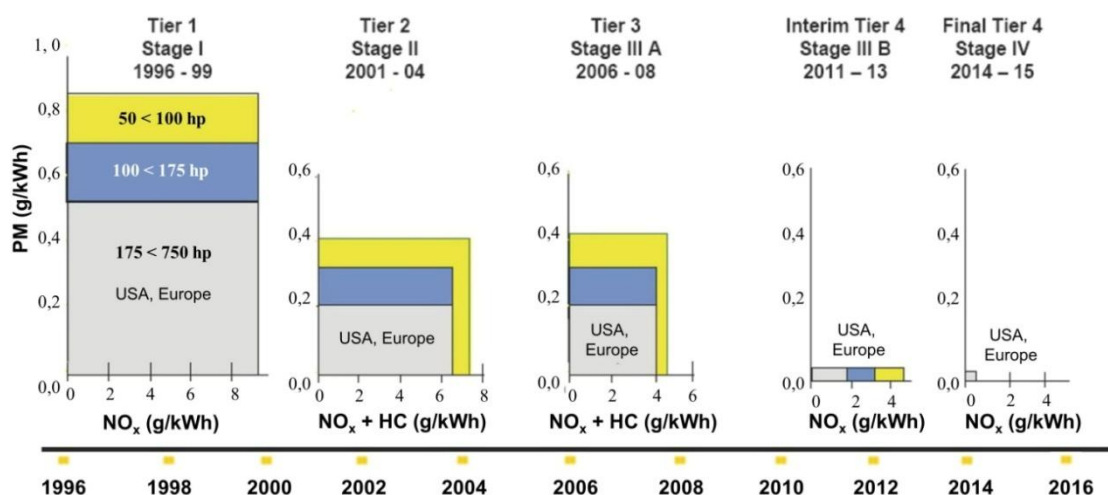
Zjawisko wypadania zapłonu w silniku, może być powodowane wieloma czynnikami w tym również usterkami osprzętu silnika. Do przyczyn wypadania zapłonu można zaliczyć np.: mechaniczne uszkodzenie kolektora dolotowego, mechaniczne uszkodzenie konstrukcji silnika, uszkodzenie zaworu EGR, złą jakość paliwa, nieprawidłowy skład mieszanki paliwowo-powietrznej, uszkodzenie wtryskiwaczy lub elementów układu wtryskowego, niedrożność układu wylotowego silnika (w tym filtrów cząstek stałych DPF), niesprawność systemu przewietrzania skrzyni korbowej, nieprawidłowe sterowanie układem rozrządu itp. Systemy detekcji wypadania zapłonu wymagają stosowania skomplikowanych metod pomiarowych i systemów przetwarzania zmierzonych sygnałów. Zatem uzasadnione jest prowadzenie prac badawczych nad nowymi rozwiązaniami w tym zakresie, w celu poszukiwania nowych rozwiązań bądź udoskonalenia istniejących. Oprócz podstawowej funkcji, jakim jest zmniejszenie niekorzystnego wpływu na środowisko naturalne, rozwój metod wykrywania braku zapłonu może również wskazać nowe metody diagnostyki podzespołów silnika [74]. Diagnostyka jest szeroko rozumianym pojęciem mającym na celu wskazanie i lokalizację elementu silnika bądź jego podsystemu, który na skutek eksploatacyjnego zużycia lub awarii, nie może pełnić dalej funkcji określonej w specyfikacji producenta. [1, 71, 75, 78]. Obecnie wykrywaniem tego rodzaju usterek zajmowano się w wyspecjalizowanych stacjach kontroli pojazdów. Dzięki udoskoleniu metod badawczych, możliwe będzie w przyszłości wykorzystanie ich do oceny poprawności spalania paliwa w cylindrach, jak również wykrywania i lokalizowania usterek w silniku. Dopracowanie tych metod może również pozwolić na wykorzystanie ich w „diagnostyce automatycznej”, która nie wymaga podłączania dodatkowych urządzeń kontrolnych, natomiast odbywa się podczas normalnej eksploatacji pojazdu.

Ważnym aspektem rozwoju silników spalinowych jest ich wpływ na środowisko naturalne. Rozpatrując normy spalin dla dwóch odmiennych kategorii pojazdów, można

zauważyć charakterystyczny trend obniżania dopuszczalnych ilości emisji związków toksycznych. Normy o nazwie „Euro” (przedstawione na rysunku 1.1) opracowano dla pojazdów transportu drogowego. Natomiast dla pojazdów sektora maszyn przemysłowych i rolniczych zwanych „non-road” opracowano normy emisji o nazwie „Tier” (rys. 1.2).



Rys. 1.1. Limity emisji spalin norm „EURO” dla pojazdów powyżej 3,5t [108]



Rys. 1.2. Wartości emisji substancji szkodliwych dla różnych kategorii pojazdów non-road oraz daty wprowadzenia – normy Tier [29]

Analizując przedstawione na rysunkach 1.1 oraz 1.2 limity emisji spalin, można stwierdzić, iż silniki spalinowe będą podlegały dalszym ograniczeniom w zakresie

emisji. Dlatego też celowe staje się poszukiwanie nowych rozwiązań konstrukcyjnych, które pozwolą na spełnienie obecnych oraz przyszłych norm emisji.

Silniki wykorzystywane do napędu pojazdów specjalistycznych oraz grupy off-road, ze względu na uwarunkowania prawne w zakresie emisji, nie były wyposażone w systemy oparte na zawansowanych elektronicznie systemach sterowania oraz kontroli [39]. W szczególności dotyczyło to systemów wtrysku paliwa, których mechaniczna konstrukcja zapewniała podatność eksploatacyjną, dużą wytrzymałość na ciężkie warunki pracy oraz słabej jakości paliwo, przy zapewnieniu wymiennie niskich kosztów eksploatacji i ewentualnych napraw. Zaostrzane normy emisji spalin również dla tej kategorii pojazdów, wymuszają doskonalenie silników, a w szczególności systemów wtrysku paliwa, które wpływają na jakość spalania paliwa w cylindrach silnika. Zakres rozwoju systemów wtryskowych obejmuje głównie wprowadzenie elektronicznego sterowania i kontroli [39].

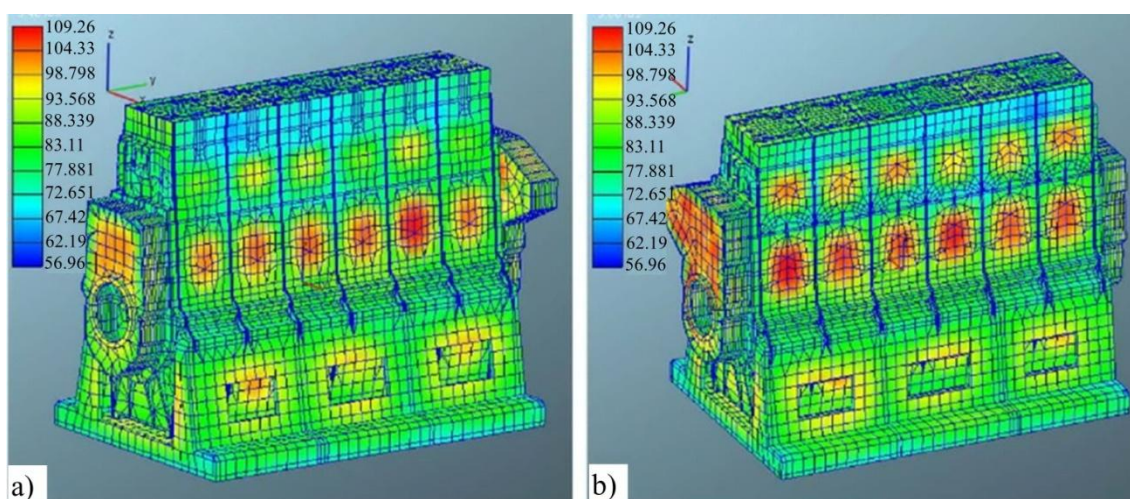
Emisja szkodliwych związków przez pojazdy jest prawnie ograniczona nie tylko na etapie produkcji i homologacji. Dąży się również do utrzymywania określonego poziomu emisji na całej „drodze życiowej” – „from well to wheel” [65]. Dlatego też tak ważne są systemy monitorowania pracy silnika, które ograniczyłyby negatywny wpływ na środowisko, w trakcie ich długoletniej eksploatacji. Jednocześnie pozwoliłyby na utrzymanie wysokiego poziomu niezawodności eksploatacyjnej i ułatwiły zachowanie pojazdów zwłaszcza starszej konstrukcji w dobrym stanie technicznym. Niezawodność pojazdów oraz ich długie okresy między przeglądami technicznymi, dają w branży transportowej ogromne korzyści. W branży transportowej, rolniczej oraz przemyśle użytkującym maszyny przemysłowe napędzane silnikami o ZS, każde unieruchomienie spowodowane usterką bądź awarią generuje znaczne straty finansowe [92, 37]. Zatem celowe staje się udoskonalanie silników oraz podzespołów tych maszyn, w celu zapewnienia niskiego poziomu awaryjności podczas eksploatacji.

Na przestrzeni lat, rozwinięto wiele konstrukcji układów wtryskowych. Początkowo były to układy mechaniczne: pompy rzędowe, pompy rozdzielaczowe, pompowtryskiawacze. Kolejny etap ich rozwoju stanowiły konstrukcje, opierające się na wcześniejszych systemach wtrysku, ale z zastosowaniem w nich na dużą skalę elektronicznych podzespołów sterujących (pompy VP, pompowtryskiawacze elektroniczne i piezoelektryczne, indywidualne zespoły wtryskowe). Obecnie prym wiodą systemy oparte na wysokim ciśnieniu wtrysku oraz zasobniku paliwa, powszechnie znane pod nazwą Common Rail. Systemy te, pomimo osiągniętego

wysokiego poziomu zapewniającego osiągnięcia silnikom ZS, również na przestrzeni lat ulegały ciągłym udoskonaleniom. Od chwili, gdy zaczęto seryjnie wykorzystywać te układy do zasilania silników ZS, opracowano IV generacje tych systemów. Kolejne generacje tych systemów różniły się ciśnieniem wtrysku oraz odmienną konstrukcją pompy wysokiego ciśnienia i wtryskiwaczy paliwa. Dlatego też można stwierdzić, że pomimo dużego przełomu, jakim było zastosowanie zasobnikowego wtrysku paliwa, nadal poszukuje się nowych rozwiązań systemu wtrysku paliwa [8, 39, 52].

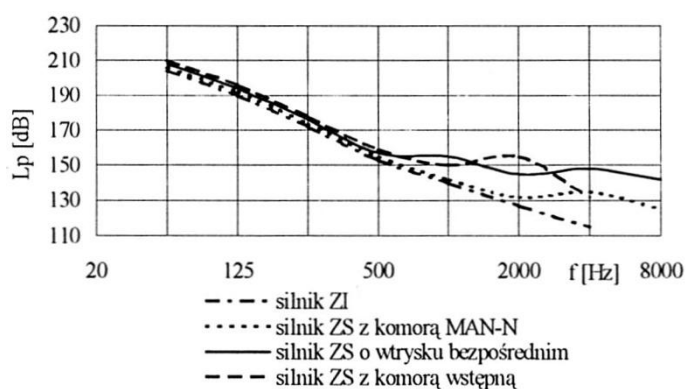
W silnikach ZS wykorzystywanych do napędu pojazdów non-road, HDV, poważny problem stanowi również emisja hałasu. Jednym ze źródeł emisji hałasu w silniku jest proces spalania, który wymusza drgania z podstawową częstotliwością (20÷180) Hz [16]. W chwili zapłonu, pulsacje ciśnienia ładunku przenoszone są na ścianki komory spalania, a następnie na dalsze części silnika [99]. W wyniku tego, elementy te pobudzone do drgań, są odbierane z zewnątrz jako hałas (spalanie „twarde”, spalanie stukowe).

Przedstawione na rysunku 1.3 wyniki symulacji komputerowej wykonane przez autorów pracy [40] z użyciem oprogramowania CAE/MES, ilustrują strefy emisji hałasu w paśmie częstotliwości związanych z danym obciążeniem i zakresem prędkości obrotowej. Autorzy wskazują na miejsca w silniku, które w wyniku przeprowadzonych przez nich symulacji, mogą zostać poddane optymalizacji pod kątem zmniejszenia emisji hałasu przez badany silnik. Wskazali oni również, które ze stref w silniku spalinowym emitują większe lub mniejsze ilości hałasu według przyjętej skali (rys. 1.3).



Rys. 1.3. Rozkład emisji hałasu (dB) w paśmie 1000 Hz 6-cylindrowego silnika spalinowego ZS – model obliczeniowy w programie MES/CAE: a) lewa strona silnika, b) prawa strona silnika [40]

Oprócz rozwiązań polegających na zmianie konstrukcji samego silnika, czy też zastosowaniu osłon absorbujących emitowany hałas, określone możliwości stwarza zmiana sposobu sterowania pracą silnika [76]. Jako, że jednym z wielu źródeł są siły gazowe, podstawowym czynnikiem wpływającym na poziom hałasu jest szybkość narastania ciśnienia w cylindrze. Na rysunku 1.4 przedstawiono analizę widmową ciśnienia, dla silników ZS z różnymi typami komór spalania oraz silnika ZI. Jak wynika z tego rysunku, widma wszystkich ciśnień akustycznych pokrywają się ze sobą do częstotliwości 300 Hz. Natomiast od częstotliwości 300 Hz, poziomy ciśnień akustycznych silników ZS, są większe niż dla silnika ZI. Można zatem stwierdzić, że poziomy ciśnień o wysokich zakresach częstotliwości, są najmocniej odczuwalne.

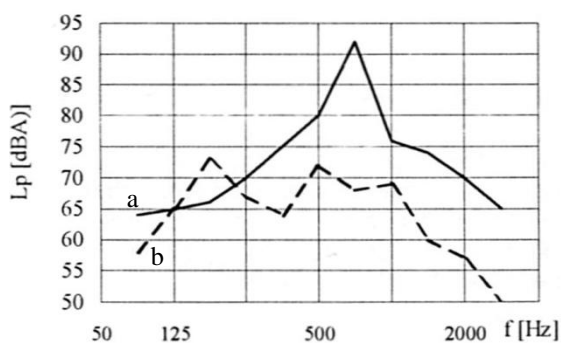


Rys. 1.4. Analiza widmowa ciśnień dla różnych konstrukcji komór spalania [76]

Natomiast z silników, które przedstawiono na rys. 1.4 najwyższa prędkość narastania ciśnienia występowała w silniku o bezpośrednim wtrysku paliwa [76]. O szybkości narastania ciśnienia w silnikach ZS, decyduje opóźnienie samozapłonu. Na opóźnienie samozapłonu można wpływać przez modyfikację rozpylaczy paliwa lub kształt krzywki wałka pompy wtryskowej, zmianę kąta wyprzedzenia wtrysku, rodzaj komory spalania [76]. W obecnych konstrukcjach silników ZS, obszar możliwości modyfikacji opóźnienia zapłonu jest bardzo wąski, ze względu na fakt, iż nadmierne opóźnienie samozapłonu niekorzystnie wpływa na sprawność ogólną silnika. Dlatego modyfikacje tego parametru wymagają dużych nakładów prac badawczych oraz konstrukcyjnych, przy dostosowywaniu ustawień układu wtryskowego.

Również konstrukcja układu wtryskowego silnika ZS, ma znaczenie w generowaniu hałasu. Ze wszystkich podzespołów silnika ZS, to właśnie aparatura wtryskowa jest źródłem dużej emisji hałasu. Głównie uzależnione jest to od konstrukcji wtryskiwaczy paliwa oraz samej pompy wtryskowej. Pulsacje ciśnienia, powodowane otwieraniem

i zamykaniem zaworów tłoczących w pompie, czy też ułożyskowanie wału napędowego w klasycznej rzędowej pompie wtryskowej, są czynnikami generującymi hałas. Dlatego też pod tym względem również celowe jest doskonalenie konstrukcji układu wtryskowego silnika ZS. Porównanie emisji hałasu generowanego w układzie wtryskowym, dla dwóch różnych konstrukcji zaworów zwrotnych pompy wtryskowej przedstawiono na rysunku 1.5.



Rys. 1.5. Analiza widmowa hałasu dla różnych konstrukcji zaworów zwrotnych pompy wtryskowej: a) z wysoko osadzoną sprężyną, b) z nisko osadzoną sprężyną [76]

Oprócz doskonalenia klasycznego źródła napędu, jakim jest silnik spalinowy, w wielu ośrodkach badawczych, prowadzone są również prace w kierunku poszukiwania napędów alternatywnych. Opierając się na przeprowadzonych przez różnych autorów analizach [14, 60, 68], można stwierdzić, że w przyszłości dominującym źródłem napędu pozostaje nadal silnik spalinowy. Zatem celowe staje się udoskonalanie silnika spalinowego, co w znaczącej mierze sprowadza się do udoskonalania jego podzespołów. Dotychczasowy rozwój silników o zapłonie samoczynnym, związany był z doskonaleniem układów wtryskowych. Obecnie stosowane układy opierają się na elektronicznym sterowaniu wtryskiem paliwa. W głównej mierze spowodowane jest to stale zaostrzonymi normami emisji spalin [11]. Oprócz spełnienia limitów emisji, silniki spalinowe o zapłonie samoczynnym muszą pozostawać niezawodne i łatwe w obsłudze.

Stosowane w współczesnych silnikach spalinowych rozwiązania konstrukcyjne pozwalają w znaczny sposób ograniczyć niekorzystne skutki nierównomiernej pracy silnika, takie jak poziom generowanego hałasu oraz drgań. Są to rozwiązania konstrukcyjne, które na etapie projektowania silnika uwzględniają niekorzystne własności. Do współcześnie stosowanych rozwiązań konstrukcyjnych należą: przeciwcieżary, dwumasowe koło zamachowe, wałki wyrównowazające, tłumiki drgań skrętnych itp. Jednak rozwiązania te, mimo iż pozwalają na ograniczenie skutków

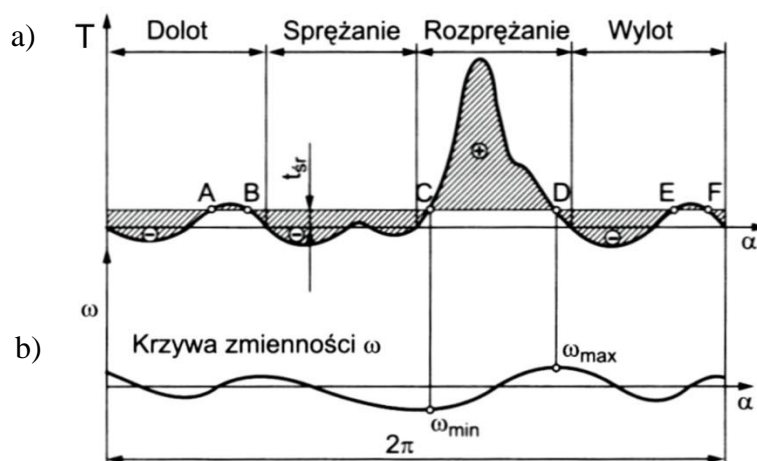
nierównomierności, są kosztowne w eksploatacji i ulegają szybkiemu zużyciu. Układy zapobiegające nadmiernym drganiom, generowanym przez silniki o zapłonie samoczynnym, podrażają koszty produkcji oraz eksploatacji.

W pracy autor zajmuje się tylko i wyłącznie niekorzystnym zjawiskiem nierównomierności wynikającym z strategii sterowania wtryskiem paliwa oraz powodowanej sytuacjami awaryjnymi (usterkami).

2. NIERÓWNOMIERNOŚĆ PRACY SILNIKA SPALINOWEGO

Pracę tłokowego silnika spalinowego, charakteryzuje zmienność momentu obrotowego w czasie [106]. Zmienność tego momentu jest związana z tym, że w czterosuwowym tłokowym silniku spalinowym na trzy suwy tj. dolot, sprężanie, wylot, przypada tylko jeden suw pracy – rozprężanie.

Pokonanie oporów ruchu w określonych warunkach przez pojazd wykorzystujący do napędu silnik spalinowy, wiąże się z działaniem średniej siły stycznej t_{sr} działającej w układzie tłokowo-korbowym [106]. Wartość siły stycznej (rys. 2.1a) w pewnych stanach pracy silnika maleje bądź wzrasta w stosunku do jej średniej wartości.



Rys. 2.1. Wykres siły stycznej (a) i krzywa zmienności prędkości kątowej wału korbowego (b) [106]

W chwili, gdy siła styczna osiąga wartość większą od wartości średniej, powstaje nadwyżka energii, powodująca podwyższenie prędkości kątowej oraz energii kinetycznej wirujących elementów silnika. Natomiast, gdy wartość siły stycznej jest niższa niż jej wartość średnia, prędkość kątowa wału korbowego maleje. Wahania prędkości kątowej wału korbowego określa się mianem nierównomierności biegu silnika. Nierównomierności jest to stosunek różnicy maksymalnej i minimalnej prędkości kątowej do średniej wartości tej prędkości. Stopień nierównomierności biegu silnika opisuje się zależnością [61, 99, 107]:

$$\delta = \frac{\omega_{max} - \omega_{min}}{\omega_{sr}}, \quad (2.1)$$

gdzie:

ω_{max} – maksymalna prędkość kątowa wału korbowego, 1/s, rad/s,

ω_{min} – minimalna prędkość kątowa wału korbowego, 1/s, rad/s,

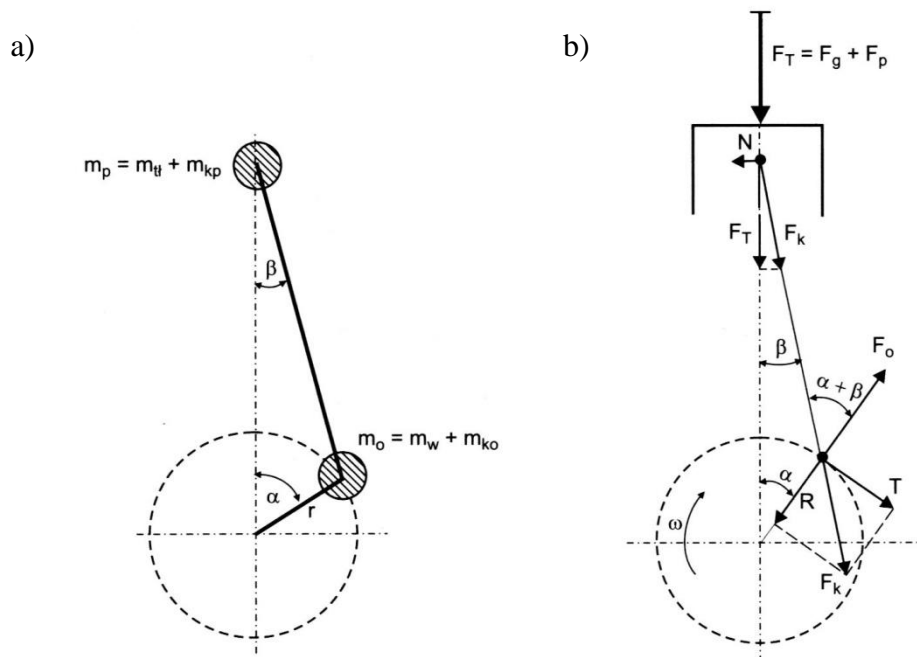
ω_{sr} – średnia prędkość kątowa wału korbowego, 1/s, rad/s,

$$\omega_{sr} = \frac{\omega_{max} + \omega_{min}}{2}. \quad (2.2)$$

Wartości stopnia nierównomierności biegu silnika wynosi 0,1÷0,004[99, 106, 107], przy czym wraz ze wzrostem prędkości obrotowej silnika następuje spadek stopnia nierównomierności biegu silnika.

Aby dokładniej opisać problem nierównomierności biegu silnika spalinowego, należy przeanalizować siły działające w układzie korbowo-tłokowym (rys. 2.2a oraz 2.2b). Są to siły powstałe w wyniku [99]:

- przemian termodynamicznych zachodzących w cylindrze, nazywane siłami gazowymi,
- ruchu postępowo-zwrotnego i ruchu obrotowego części układu korbowego oraz ruchu obrotowego innych części lub zespołów silnika, nazywane siłami bezwładności,
- odkształceń cieplnych materiału wywołujących naprężenia, nazywane gradientami temperatury.



Rys. 2.2. Rozkład: a) mas wirujących w układzie korbowo-tłokowym, b) sił w układzie korbowo-tłokowym [106]

m_p – masa elementów układu korbowo-tłokowego w ruchu postępowym, m_t – masa kompletnego tłoka (z sworzniem i pierścieniami), m_{kp} – masa częściowa korbowodu w ruchu postępowym, m_o – masa elementów układu korbowo-tłokowego, poruszających się ruchem obrotowym, m_w – masa wykorbienia, m_{ko} – masa częściowa korbowodu w ruchu obrotowym, F_T – siła działająca na denko tłoka, F_g – siła gazowa (pochodząca od spalania paliwa), F_p – siła bezwładności w ruchu postępowym, F_k – siła działająca w osi korbowodu, F_o – odśrodkowa siła bezwładności w ruchu obrotowym, N – siła normalna, T – siła styczna, R – siła promieniowa, r – promień wykorbienia, ω – prędkość kątowna wału korbowego, α – kąt obrotu wału korbowego, β – kąt między osią cylindra i osią korbowodu powstały przy obrocie wału korbowego o kąt α

Siła gazowa powstaje w wyniku działania ciśnienia gazów spalinowych na denko tłoka.

Wyrażana jest za pomocą wzoru:

$$F_g = \frac{\pi d^2}{4} \Delta p, \quad (2.3)$$

gdzie:

d – średnica denka tłoka, mm, cm,

Δp – różnica ciśnień panujących nad i pod denkiem tłoka, MPa.

Aby opisać siły bezwładności, jakie występują w układzie korbowym silnika, w pierwszym kroku należy uwzględnić masy elementów tego układu (rys. 2.2a). Na potrzeby obliczeń konstrukcyjnych, masę korbowodu dzieli się na dwie części. Masa kompletnego tłoka $m_{\text{tł}}$ (tłok z pierścieniami i sworzniem) oraz część masy korbowodu m_{kp} , tworzy masę m_p elementów układu korbowego poruszającego się ruchem postępowym. Masa m_o poruszająca się ruchem obrotowym, jest masą skupioną w osi czopa korbowodu i stanowi sumę mas: wykorbienia m_w oraz części masy korbowodu m_{ko} . Na podstawie takiego podziału mas definiowane są dwie siły:

- siła bezwładności w ruchu obrotowym (odśrodkowa) wyrażana zależnością:

$$F_o = m_o r \omega^2, \quad (2.4)$$

w której:

m_o – masa elementów układu korbowego poruszająca się ruchem obrotowym, kg,

$r \omega^2$ – przyspieszenie odśrodkowe, m/s^2 ,

- siła bezwładności w ruchu postępowym opisana wzorem:

$$F_p = m_p b, \quad (2.5)$$

gdzie:

m_p – masa elementów układu korbowego w ruchu postępowym, kg,

b – przyspieszenie działające na tłok, m/s^2 .

Efektom opisywanych wyżej ruchów elementów układu korbowo-tłokowego są siły bezwładności. Przyspieszenie b działające na tłok składa się z dwóch składowych przyspieszenia, w związku z tym do celów obliczeniowych przyjmuje się siły bezwładności [3, 61, 99, 106, 107]:

- pierwszego rzędu (pierwsza harmoniczna) – powstałej od mas elementów wirujących, zmieniającą się z częstotliwością równą częstotliwości ruchu obrotowego wału korbowego,

- drugiego rzędu (druga harmoniczna) – powstałej od mas elementów wykonujących ruch posuwisto-zwrotny, zmieniającą się z częstotliwością dwukrotnie większą (2α).

Siły działające w układzie korbowo-tłokowym schematycznie przedstawiono na rys. 2.2b. Według przedstawionego na tym rysunku schematu (rys. 2.2b), siłę F_T , która działa na denko tłoka opisano wzorem:

$$F_T = F_g + F_p, \quad (2.6)$$

gdzie:

F_T – siła działająca na denko tłoka, N,

F_g – siła gazów pochodząca od spalania paliwa, N,

F_p – siła bezwładności, N.

Działanie siły F_T , na denko tłoka w osi sworznia rozkłada się na składowe:

- prostopadłą do osi cylindra siłę normalną N,
- działającą w osi korbowodu siłę F_k , N.

Siła normalna N jest siłą prostopadłą do osi gładzi cylindrowej i decyduje o wartości siły tarcia występującej między tłokiem i cylindrem. Z kolei siła F_k jest przenoszona na korbowód. Siła ta w osi czopa korbowego rozkłada się na siłę styczną T oraz siłę promieniową R, działającą wzdłuż ramienia wykorbienia.

Siła styczna T działa stycznie do promienia zatoczonego przez ramię wykorbienia i powoduje obrót wału korbowego. Decyduje również o wartości momentu obrotowego przekazywanego do układu przeniesienia napędu pojazdu zgodnie z zależnością:

$$M = Tr, \quad (2.7)$$

gdzie:

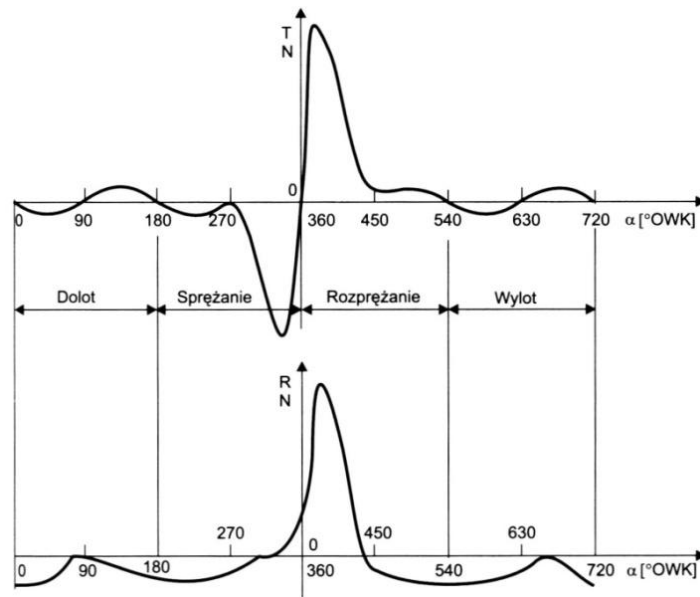
M – moment obrotowy silnika, N·m,

T – siła styczna, N,

r – promień wykorbienia, mm, cm.

Wartość siły T ulega zmianie w sposób ciągły, zatem wartość momentu obrotowego również ulega zmianie. Charakter zmienności momentu obrotowego, jest identyczny jak charakter zmienności wartości siły T. Przebieg sił: normalnej N, promieniowej T oraz osiowej R w funkcji kąta obrotu wału korbowego, przedstawiono na rysunku 2.3. Zmienność ta jest uzależniona od siły osiowej F_T , której wartość z kolei

uzależniona jest od parametrów geometrycznych charakteryzujących układ tłokowo-korbowy oraz sił: gazowej F_g i bezwładności F_o .



Rys. 2.3. Wykresy siły stycznej T i siły promieniowej R w funkcji kąta obrotu wału korbowego [106]

Wahania wartości siły stycznej T w czasie jednego cyklu pracy (720 °OWK) są znaczne w okolicach GMP (360 °OWK). Największy ujemny impuls, można zaobserwować przed GMP w suwie sprężania. Natomiast największą dodatnią wartość można zaobserwować po obrocie wału korbowego o kilkadziesiąt stopni od GMP w suwie pracy [61]. Ta zmienność wartości siły stycznej T oraz zmiana jej znaku wywołuje chwilowe zwiększanie i zmniejszanie prędkości obrotowej wału korbowego silnika, czyli nierównomierność biegu.

2.1. Wykrywanie zjawiska nierównomierności w silniku spalinowym

2.1.1. Sygnał chwilowej wartości prędkości kątowej wału korbowego silnika

Sygnał reprezentujący chwilową wartość prędkości wału korbowego silnika, jest powszechnie wykorzystywanym sygnałem do diagnostyki wypadania zapłonów w produkowanych seryjnie silnikach samochodów osobowych [24]. Brak spalania paliwa w jednym cyklu pracy silnika, wywołuje zmniejszenie wartości momentu obrotowego i zmniejszenie chwilowej wartości prędkości obrotowej silnika. W chwili, gdy w silniku nie dojdzie do zapłonu pomimo dostarczenia do cylindra paliwa, moment obrotowy ulegnie zmniejszeniu, co spowoduje zmniejszenie prędkości kątowej wału korbowego zgodnie z wzorem [67]:

$$M_e = M_h + J \frac{d\omega}{dt}, \quad (2.8)$$

gdzie:

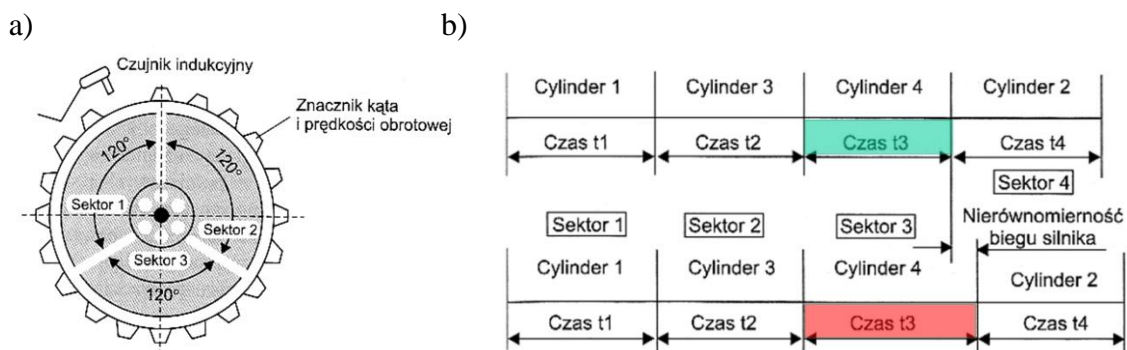
M_e – użyteczny moment obrotowy silnika, N·m,

J – moment bezwładności układu napędowego i samochodu zredukowany do osi wału korbowego,

M_h – moment oporów ruchu samochodu i układu napędowego zredukowany do osi wału korbowego, N·m,

ω – prędkość kątowa wału korbowego, 1/s, rad/s.

Na tej podstawie można stwierdzić, iż wypadnie zapłonów może zostać wykryte przez pomiar zmian prędkości kątowej wału korbowego [41]. Sposób pomiaru schematycznie przedstawiono na rysunku 2.4a. Natomiast sygnał pomiarowy uzyskany na podstawie tej metody pomiaru dla silnika czterocylindrowego na rys 2.4b.



Rys. 2.4. Metoda analizy chwilowej wartości prędkości obrotowej wału korbowego do wykrywania zjawiska wypadania zapłonu: a) schemat układu pomiarowego silnika 3- lub 6-cylindrowego, b) analiza sygnału otrzymanego z czujnika prędkości obrotowej wału korbowego silnika 4-cylindrowego [84]

Pierwszy z przebiegów (rys. 2.4b) przedstawia prawidłowy cykl pracy silnika, w którym czas obrotu wału korbowego o kąt odpowiadający poszczególnym sektorom jest jednakowy. W drugim przebiegu zaobserwowano wydłużenie czasu w zakresie sektora trzeciego. Zatem uwzględniając kolejność zapłonów w cylindrach czterosuwowego silnika 4-cylindrowego można zaobserwować wydłużenie czasu i przypisać go czwartemu cylindrowi. W przypadku silnika rzeczywistego, brak zapłonu paliwa w jednym z cylindrów będzie wpływał na wydłużenie (o kilka milisekund) czasu obrotu wału, w zakresie sektora odpowiadającego danemu cylindrowi.

Źródłem informacji o chwilowej wartości prędkości kątowej wału korbowego jest sygnał z czujników położenia. W praktyce wykorzystuje się dwa rodzaje czujników: indukcyjne i hallotronowe [35]. Informacje te są wykorzystywane przede wszystkim do sterowania kątem wyprzedzenia zapłonu oraz wtryskiem paliwa [34, 36]. Układ pomiarowy chwilowej wartości prędkości obrotowej wału korbowego, posiada dwa bloki funkcjonalne. Jeden z bloków realizuje zarówno kompensację nierównomierności wykonania koła nadawczego czujnika, jak i kompensację efektu drgań skrętnych wału. Skorygowany sygnał jest poddawany dalszej obróbce za pomocą jednej z metod, w zależności od warunków pracy silnika. Dla małych prędkości obrotowych silnika i dużych obciążeń, wykorzystuje się inny algorytm, niż przy dużych prędkościach i małych obciążeniach [67]. Jednak największe problemy pojawiają się przy stosowaniu tej metody, przy dużych prędkościach obrotowych i małym obciążeniu. Problemy te są powodowane zwłoką pojawienia się zaburzeń prędkości wału (wywołane brakiem spalania) w kolejnych cyklach i stratą jakości sygnału (tzw. szum pomiarowy) [67]. W celu uniknięcia tych niekorzystnych zakłóceń stosuje się filtr środkowo-przepustowy, bądź też analizę częstotliwościową prędkości obrotowej wału. W metodzie częstotliwościowej, ciągle wypadnie zapłonów w jednym cylindrze spowoduje wystąpienie dominującej częstotliwości związanej z prędkością obrotową wału korbowego. Wykorzystując Dyskretną Transformatę Fouriera DFT, na podstawie jej charakterystyki fazowej, możliwe jest wskazanie wadliwego cylindra. Jednak wykrycie sporadycznie występujących zjawisk wypadania zapłonów, w tej metodzie jest utrudnione [67].

Chwilowa wartość prędkości kątowej wału korbowego, może również być wykorzystana w diagnostyce zaburzeń spalania lub innych usterek powodujących zmiany ciśnienia gazu w cylindrach silnika [72, 104].

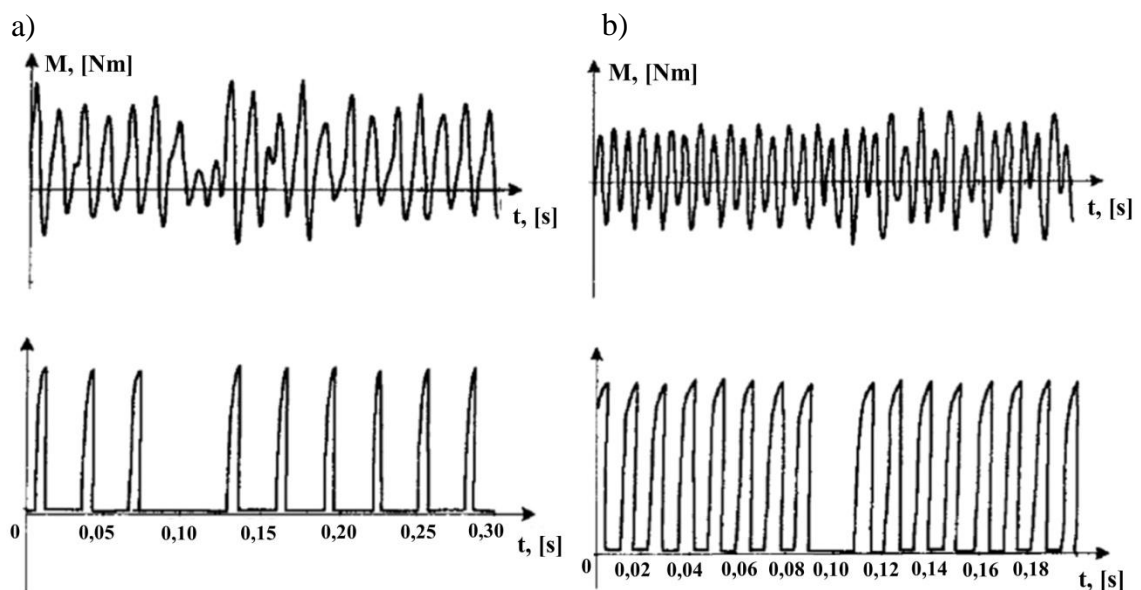
2.1.2. Sygnał reprezentujący moment obrotowy silnika

Chwilowa wartość momentu obrotowego stanowi informację o stanie silnika i może posłużyć do detekcji zjawiska wypadania zapłonu. Pomimo, iż pod względem technicznym metoda ta jest dopracowana, to jednak nie jest powszechnie wykorzystywana w seryjnie produkowanych silnikach [63, 72, 95, 96, 100, 102].

Do pomiaru chwilowej wartości momentu obrotowego na wale silnika, wykorzystuje się następujące metody [63, 72, 95, 96, 100, 102]:

- z użyciem czujników piezoelektrycznych,
- z użyciem czujników magnetycznych,
- z użyciem tensometrów naklejanych na wał korbowy,
- na podstawie analizy chwilowej wartości prędkości kątowej wału korbowego,
- na podstawie pomiaru kąta skręcenia wału korbowego.

Moment obrotowy stanowi superpozycję dwóch czynników: ciśnienia pochodzącego od spalania paliwa oraz dynamiki obracających się elementów silnika. Jak przedstawiono w pracach [72, 102], podczas eksploatacji silnika z dużą prędkością obrotową i dużym obciążeniem, wykrywanie wypadania zapłonu tą metodą jest utrudnione (rys. 2.5). Zważywszy na fakt, iż przy dużych prędkościach obrotowych, na dynamikę układu dominujący wpływ ma masa obracających się elementów silnika. Może to powodować zamaskowanie zmniejszającej się wartości momentu obrotowego powstałej w wyniku wypadania zapłonu.



Rys. 2.5. Wartość momentu obrotowego oraz sygnał zapłonowy z zarejestrowanym brakiem spalania podczas pracy silnika z prędkością obrotową i obciążeniem:

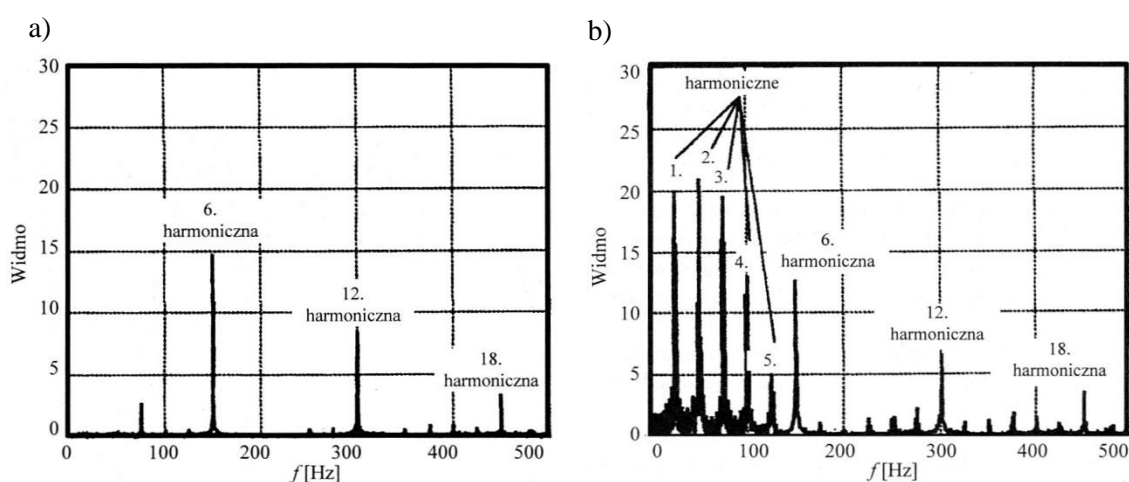
a) 2000 obr/min, obciążenie 100%, b) 5000 obr/min, obciążenie 50% [72]

2.1.3. Sygnał chwilowej wartości ciśnienia gazów wylotowych

Sygnał chwilowej wartości ciśnienia gazów wylotowych wykorzystywany jest do diagnostyki układu paliwowego, układu rozrządu, szczelności komór spalania oraz jakości procesu spalania. Otwierający się w każdym cyklu pracy silnika, zawór wylotowy, powoduje wzrost ciśnienia gazów w kolektorze wydechowym. Spowodowane jest to uwolnieniem produktów spalania i ruchem tłoka w chwili otwarcia zaworu wylotowego. Występujące w kolektorze wydechowym pulsacje ciśnienia są uzależnione od procesu spalania i właściwości układu wydechowego [12, 72, 95, 103]. W przypadku wystąpienia zjawiska wypadania zapłonu, wartość ciśnienia gazów wylotowych ulega znaczącemu obniżeniu. Wartość tego ciśnienia jest trzy do czterech razy mniejsza niż w przypadku regularnego procesu spalania.

Wykrywanie i lokalizacja wypadania zapłonu, może odbywać się przy pomocy różnych metod oraz strategii decyzyjnych [103]. Sygnały ciśnienia rejestrowane z układów wydechowych silnika mają ogólną reprezentację wibroakustyczną i dlatego można je analizować z użyciem technik takich jak dla sygnałów wibroakustycznych [97]. Przykład widma sygnału podczas poprawnej pracy silnika przedstawiono na rysunku 2.6a, natomiast widmo sygnału podczas występowaniu wypadania zapłonów przedstawiono na rysunku 2.6b.

System wylotowy silnika spalinowego, tworzy układ oscylacyjny, mający własne charakterystyczne częstotliwości rezonansowe, dla których tłumienie drastycznie się zmniejsza tworząc zjawiska fali stojącej [67].



Rys. 2.6. Widma amplitudowe sygnału ciśnienia gazów wylotowych podczas pracy silnika z prędkością obrotową 3000 obr/min i średnim obciążeniem: a) z prawidłowym przebiegiem (bez wypadania zapłonów), b) brak spalania w drugim cylindrze [67]

Najczęściej wykorzystywanym czujnikiem w tej metodzie, jest przetwornik ciśnienia umieszczony na kolektorze wylotowym przed reaktorem katalitycznym. Umieszczenie punktu pomiarowego za reaktorem katalitycznym nie jest korzystne, ze względu na znaczne zniekształcenie sygnału ciśnienia. Pasma przenoszenia rejestrowanych sygnałów, jest uzależnione od dynamiki zjawisk zachodzących w układzie wylotowym. Zakres pomiarowy czujnika powinien umożliwiać pomiar w zakresie do 200 Hz [67].

Stosowane są także metody wykrywania braków zapłonu, polegające na pomiarze temperatury gazów wylotowych lub wykorzystaniu szerokopasmowych czujników tlenu [30]. Wówczas sygnał z takiego czujnika po przetworzeniu (najczęściej zróżniczkowaniu) może służyć do wykrywania każdego przypadku wypadania zapłonu jak i również ustalenia, w którym cylindrze doszło do tego zjawiska.

2.1.4. Sygnał ciśnienia w komorze spalania

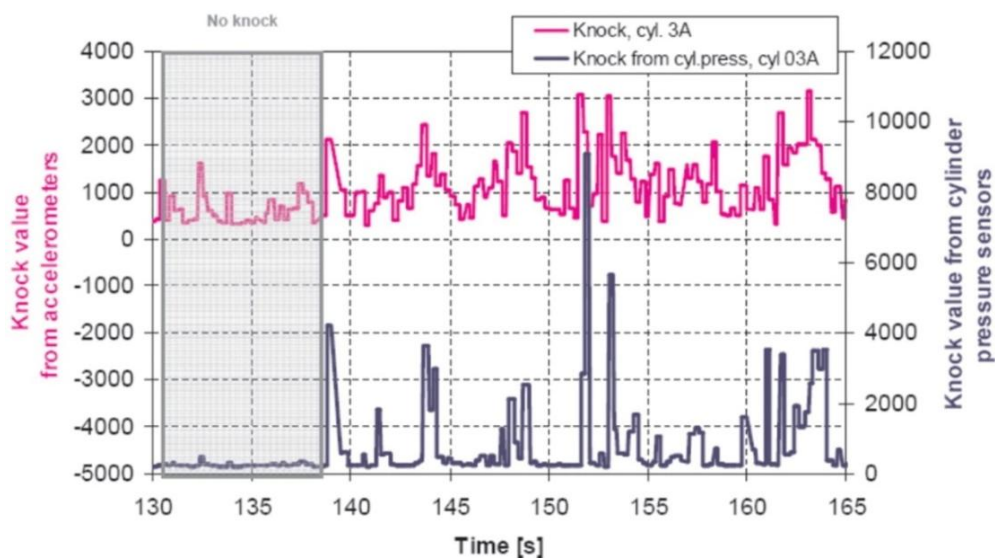
Ciśnienie w komorze spalania silnika jest bezpośrednio związane z jakością procesu spalania. Wypadanie zapłonu powoduje zmniejszenie wartości maksymalnej, sygnału reprezentującego wartość ciśnienia w komorze spalania. Wartości maksymalne impulsu ciśnienia w komorze spalania odpowiadające zapłonowi ulegają zmniejszeniu [72, 90, 94].

Sygnał z czujnika ciśnienia w cylindrze można zastąpić wieloma czujnikami stosowanymi we współczesnych silnikach. Pomiar ciśnienia w cylindrze może być wykorzystywany do: wyrównania ciśnienia w poszczególnych cylindrach silnika, wykrywania gwałtownego zwiększenia ciśnienia w cylindrze, wykrywania spalania stukowego, wykrywania wypadania zapłonu, wykrywania awarii silnika, wizualizacji przebiegów ciśnienia w cylindrze wraz z innymi parametrami pracy silnika, kontroli składu mieszanki, sterowania recyrkulacją spalin, ustalania aktualnego położenia wału korbowego silnika, ograniczania potrzeby sterowania według mapy zapisanej w jednostce sterującej ECU, regulacji turbodoładowania [77].

Ze względu na duży koszt i niewielką trwałość czujników ciśnienia, zastosowanie ich w masowej produkcji nie było możliwe. Pomimo znacznego postępu technologii w tym zakresie, ich wykorzystanie w tak trudnych warunkach, jakie panują w komorze spalania, pozostaje nadal utrudnione [72, 90, 94]. Z tego powodu, prowadzone są powszechnie badania, które mają na celu opracowanie pośrednich metod

pomiaru ciśnienia. Najczęściej polega to na pomiarze naprężeń w innych elementach silnika np. w śrubach mocujących głowicę do bloku cylindrów. Rozwiązania tego typu zmniejszają koszty produkcji, tym samym dając większe możliwości powszechnego wykorzystania. Natomiast opracowane jak dotąd metody, opierające się na pośrednim pomiarze ciśnienia, są obciążone stratą jakości otrzymywanego sygnału. W związku z tym stosowane współcześnie rozwiązania konstrukcyjne, polegają na zintegrowaniu czujników pomiarowych z świecą żarową w silniku ZS (lub świecą iskrową w silniku ZI) [7, 11, 30, 91, 101, 109]. Dzięki takiemu rozwiązaniu nie jest potrzebny dodatkowy otwór technologiczny w głowicy silnika oraz zapewniony jest bezpośredni dostęp do komory spalania [7, 11].

Inny sposób pomiaru polega na rejestracji naprężeń, przy zastosowaniu czujnika piezoelektrycznego, zamontowanego w obsadzie świecy żarowej [90, 94]. Przedstawione w pracy [77] wyniki badań, sugerują stosowanie nieco odmiennej metody wykrywania wypadania zapłonu oraz spalania stukowego. Opierają się one na pomiarze ciśnienia w cylindrze z wykorzystaniem nowej konstrukcji czujników, z jednoczesnym pomiarem drgań silnika. Wyniki uzyskane z pomiarów tą metodą zaprezentowano na rysunku 2.7. Wykorzystanie do wykrywania spalania stukowego tylko czujników przyspieszenia, stwarza możliwości wystąpienia zjawiska nakładania się sygnałów [77]. Metoda ta nie jest wystarczająca do wykrywania zjawiska wypadania zapłonu, dla niektórych zakresów pracy. Dlatego też proponuje się wykorzystanie dodatkowo czujnika ciśnienia w cylindrze [77].



Rys. 2.7. Porównanie wykrywania spalania stukowego metodą konwencjonalną oraz z wykorzystaniem pomiaru ciśnienia w cylindrze [77]

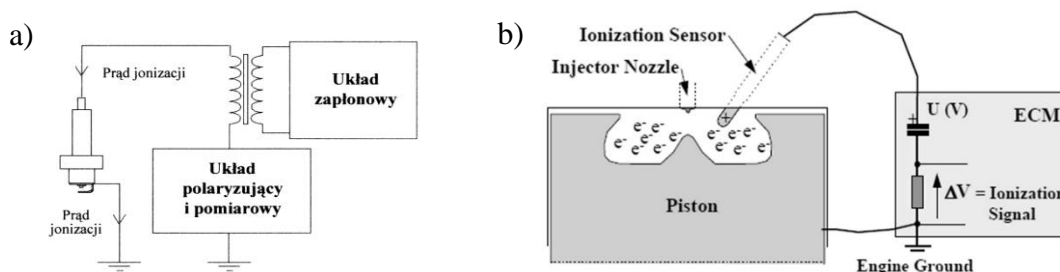
Time – czas, Knock value from accelerometers – wartość stuków z czujnika przyspieszenia, Knock value from cylinder pressure sensors – wartość stuków z czujnika ciśnienia w cylindrze

Według autora pracy [77] zastosowanie takiej metody pomiarowej, daje nowe możliwości wykorzystania sygnału ciśnienia w cylindrze do wykrywania zjawiska wypadania zapłonu oraz spalania stukowego.

2.1.5. Sygnał prądu jonizacji w komorze spalania

Metoda polegająca na pomiarze prądu jonizacji w komorze spalania silnika, ma na celu uzyskanie informacji, o jakości procesu spalania. Pomiar prądu jonizacji umożliwia również wyznaczenie wartości ciśnienia w komorze spalania, współczynnika składu mieszanki AFR, czasu rozpoczęcia procesu spalania, składu dodatków do paliwa itp. [4, 83, 86]. Niska wartość sygnału jonizacji, daje informację o braku spalania w cylindrze silnika. Dlatego też na tej podstawie istnieje możliwość wykorzystania pomiaru prądu jonizacji, jako metody do detekcji wypadania zapłonów [23, 27, 58, 72].

W silnikach o zapłonie iskrowym zastosowanie tej metody nie jest skomplikowane i nie wymaga zawansowanych modyfikacji silnika (rys. 2.8a). W tym przypadku świeca zapłonowa pełni rolę sondy pomiarowej [64, 85]. Natomiast w silniku ZS czujnik jonizacyjny montowany jest zazwyczaj w oprawie świecy żarowej, co wiąże się z modyfikacjami silnika (rys. 2.8b) [27, 32].



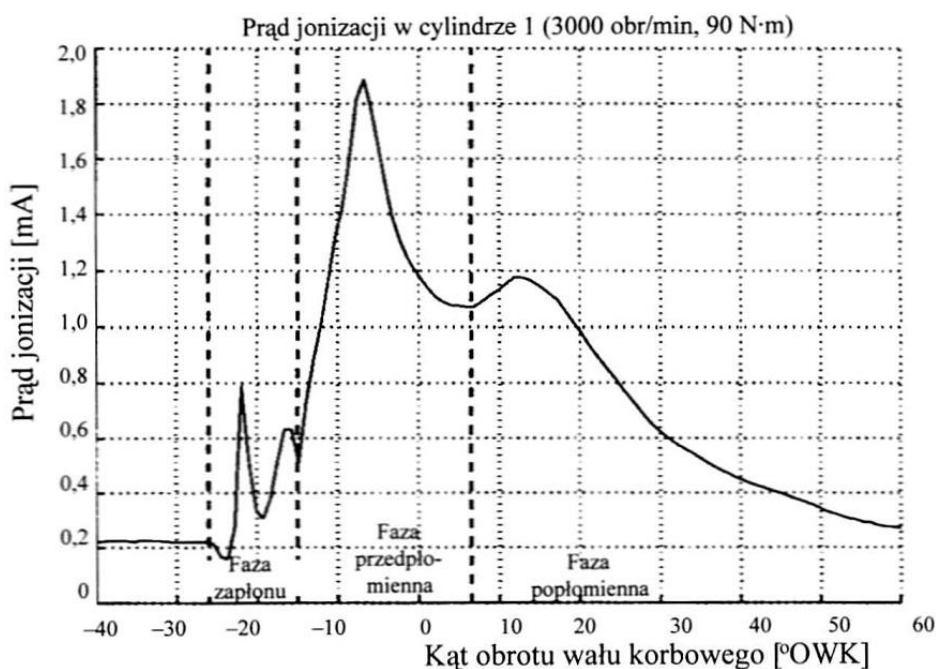
Rys. 2.8. Metoda pomiaru prądu jonizacji: a) w silniku ZI [67], b) w silniku ZS [27]
 Ionization Sensor – czujnik jonizacji, Injector Nozzle – dysza wtryskiwacza paliwa, Piston – tłok,
 Ionization Signal – sygnał jonizacji,

Najprostszym układem zapłonowym, pod względem trudności zastosowania tej metody pomiaru, jest układ z możliwością regulacji czasu wyładowania na świecy zapłonowej. Główna modyfikacja układu polega na umieszczeniu układu pomiarowego, pomiędzy wtórnym uzwojeniem cewki zapłonowej, a masą. Obwód składa się z akumulatora zamontowanego w samochodzie, uzwojenia pierwotnego, cewki zapłonowej i elektromagnetycznego przerywacza. Układ taki jest uzupełniony o klucz tranzystorowy, który pełni rolę tzw. ogranicznika zapłonu (SDL – Spark Duration Limitation). W fazie ładowania cewki oraz początkowym etapie wyładowania, klucz SDL pozostaje otwarty. Z chwilą, gdy zaprogramowany czas trwania zapłonu dobiegnie

końca, element SDL zwiera ze sobą uzwojenia pierwotne cewki zapłonowej. W wyniku tego prąd w cewce przepływa ponownie, zanika napięcie strony wtórnej oraz łuk między elektrodami świecy gaśnie. Nagromadzona i niewykorzystana energia w wyładowaniu, jest rozpraszana na rezystancji uzwojenia pierwotnego [31, 64]. Po niewielkim opóźnieniu rozpoczyna się pomiar prądu jonizacji, według ustalonego początku okna pomiarowego.

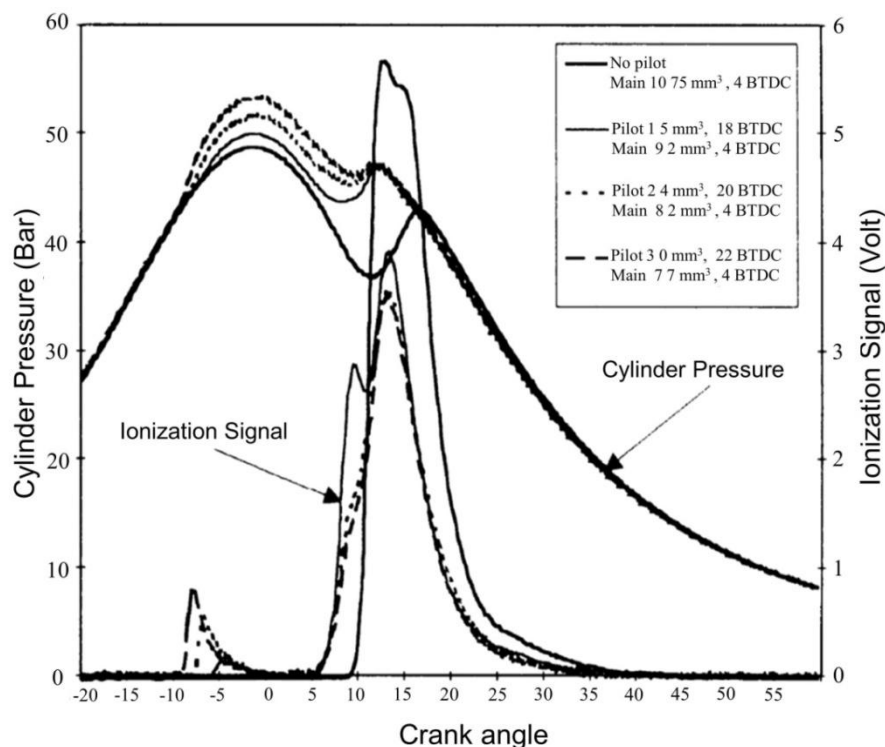
Typowy przebieg prądu jonizacji przedstawiono na rysunku 2.9. W przebiegu tym można wyodrębnić trzy fazy:

- faza I – zapłon – sygnał jest zakłócony impulsem wygenerowanym przez cewkę zapłonową. W tej fazie wartość sygnału jonizacji nie daje racjonalnych rezultatów pozwalających na jego analizę.
- faza II – przedpłomienna – sygnał jonizacji charakteryzuje się dużą amplitudą w związku z intensywną jonizacją. W pobliżu czujnika jonizacji, czyli świecy zapłonowej, płomień znajduje się przez krótki czas. W związku z tym powstaje na wykresie (rys. 2.9) smukłe maksimum sygnału. Po tym okresie zostają już tylko trwałe, zjonizowane produkty reakcji chemicznych.
- faza III – popłomienna – jonizacja wytworzona w tej fazie jest sumą pozostałości jonizacji wytworzonej w płomieniu oraz jonizacji wynikającej z istniejącej tam temperatury i ciśnienia. Dlatego też, sygnał jonizacji w tej fazie przebiega zgodnie ze zmianami ciśnienia w cylindrze.



Rys. 2.9. Trzy fazy typowego przebiegu sygnału jonizacji [67]

Do pełnej analizy zjawiska wypadania zapłonu, niezbędne jest połączenie pomiarów: prądu jonizacji i ciśnienia w komorze spalania [20, 27]. Przykład tak wykonanego i zarejestrowanego pomiaru w silniku ZS przy realizacji wtrysku dwu-fazowego przedstawiono na rysunku 2.10.



Rys. 2.10. Przykładowy przebieg prądu jonizacji oraz ciśnienia w cylindrze silnika ZS z różnymi modyfikacjami kątów wtrysku paliwa (głównego i pilotującego) [27]

Cylinder Pressure – ciśnienie w cylindrze, Ionization Signal – sygnał jonizacji, Crank angle – kąt obrotu wału, Pilot – dawka pilotująca wtrysku paliwa, Main – dawka główna wtrysku paliwa, No pilot – brak dawki pilotującej

Wyodrębnienie z zarejestrowanego sygnału, interesujących z punktu widzenia detekcji wypadania zapłonu informacji, wymaga poddania go przetwarzaniu analogowemu i cyfrowemu. Przetwarzanie analogowe usuwa wartość stałą sygnału tzw. offset [67]. Główne informacje o procesie spalania zawarte są w składowych o niskiej częstotliwości. Podczas diagnostyki silnika wykorzystywane są dwa podstawowe parametry: wartość maksymalna sygnału oraz całka z przebiegu w wybranym oknie pomiarowym.

Ważnym aspektem jest optymalne dobranie długości okna pomiarowego tak, aby nie dochodziło do zakłóceń sygnału. Dlatego też, okno pomiarowe powinno rozpoczynać się po zamknięciu łuku na świecy zapłonowej, natomiast jego długość powinna umożliwić zarejestrowanie całego sygnału pomiarowego (również przypadki długotrwałego spalania) [67].

2.1.6. Metody optyczne

Metody wizyjne są również wykorzystywane do badania procesów zachodzących w cylindrach silnika [33, 82, 98, 112]. Metody te polegają na rejestracji lub pomiarze emisji elektromagnetycznej w obszarze promieniowania widzialnego oraz cieplnego [112]. Sygnał emisji optycznej może być wykorzystany, jako źródło informacji o procesie spalania takich jak: wykrywanie wypadania zapłonów [81], wykrywanie spalania stukowego [89], określenie szybkości spalania [105], pomiar stężenia tlenków azotu [105], pomiar temperatury płomienia [2, 105], określenie składu mieszanki w cylindrze [17].

Bardzo często stosowanymi metodami, które również wchodzi w skład tej grupy, są stereografia i endoskopia wideo. Fotografia stereoskopowa stosowana jest do badania przepływu gazów w silniku ZI [88]. Pomiary wykonywane są przy użyciu aparatu fotograficznego, który pozwala na szybką rejestrację klatek obrazu. Aparat ten, współpracuje z układem odpowiednio ustawionych lusterek. Do spalanej paliwa dodaje się cząstki sodu. Podczas spalania takiej mieszaniny powstają charakterystyczne ślady, które następnie są fotografowane.

Stosowanie metod endoskopowych umożliwia pełną i ciągłą wizualizację procesów zachodzących w cylindrach silnika. Przede wszystkim ze względu na fakt, iż jest możliwa rejestracja procesów cyklicznych, stanowi nową jakość w badaniach silników spalinowych. Jednak stosowanie tej metody, odbywa się w warunkach laboratoryjnych.

Do badań silników wykorzystywane są również metody optyczne z zastosowaniem technik światłowodowych. Najłatwiejszym sposobem na uzyskanie analogowego sygnału elektrycznego, jest pomiar natężenia światła. Dzięki unikalnym właściwościom włókien światłowodowych, jest również możliwe wykorzystanie ich do badań szybkozmiennych parametrów. Do takich parametrów należy ciśnienie w cylindrach silnika. Podczas badań ciśnienia w cylindrach, wykorzystuje się zmiany natężenia światła odbitego, transmitowanego światłowodami.

Inną metodą transmisji natężenia, jest bezpośrednia modulacja fazy sygnału we wnętrzu włókna światłowodu, na które oddziałuje ciśnienie. Promieniowanie produktów spalania jest podstawowym składnikiem emisji płomienia. Przy założeniu, że gaz, który wypełnia przestrzeń komory spalania, jest optycznie cienki, intensywność promieniowania w funkcji długości fali, opisuje zależność [2, 105]:

$$L = C \frac{m_b}{A} \exp \frac{-C_2}{\lambda \cdot T_b} , \quad (2.9)$$

gdzie:

C – stała uzależniona od powierzchni czynnej czujnika oraz jego charakterystyki,

m_b – masa produktów spalania, kg,

A – powierzchnia komory spalania, cm^2 ,

T_b – temperatura produktów spalania, K,

λ – długość fali, nm,

C_2 – druga stała wzoru Plancka:

$$C_2 = \frac{h \cdot c_0}{k} , \quad (2.10)$$

gdzie:

c_0 – prędkość promieniowania elektromagnetycznego w próżni, m/s,

h – stała Plancka, J·s,

k – stała Boltzmana, J/K,

W rzeczywistych warunkach całkowite promieniowanie jest sumą promieniowania cieplnego produktów spalania, promieniowania cieplnego produktów pośrednich oraz chemiluminescencji. Całkowitą emisję promieniowania [79, 105]:

$$\begin{aligned} L &= L_{term,prad} + L_{term,rod} + L_{chem} = \\ &= C \frac{m_c \cdot x}{A} \exp \frac{-C_2}{\lambda \cdot T_b} + C \frac{m_{rod}}{A} \exp \frac{-C_2}{\lambda \cdot T_b} + K T, \lambda S_1 S_2 , \end{aligned} \quad (2.11)$$

gdzie:

m_c – masa mieszaniny dostarczonej do cylindra, kg,

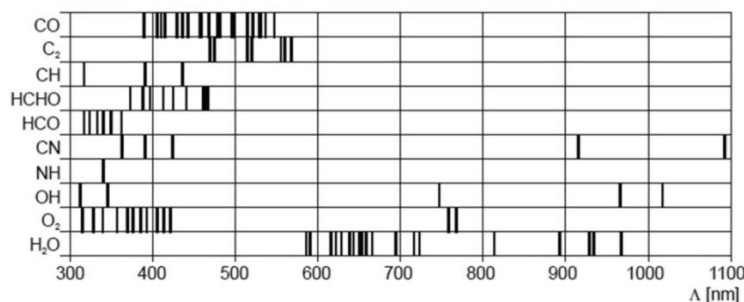
x – stopień wypalenia dawki paliwa,

m_{rod} – masa produktów pośrednich, kg,

$[S_1], [S_2]$ – stężenia składników w mieszaninie reakcyjnej, %,

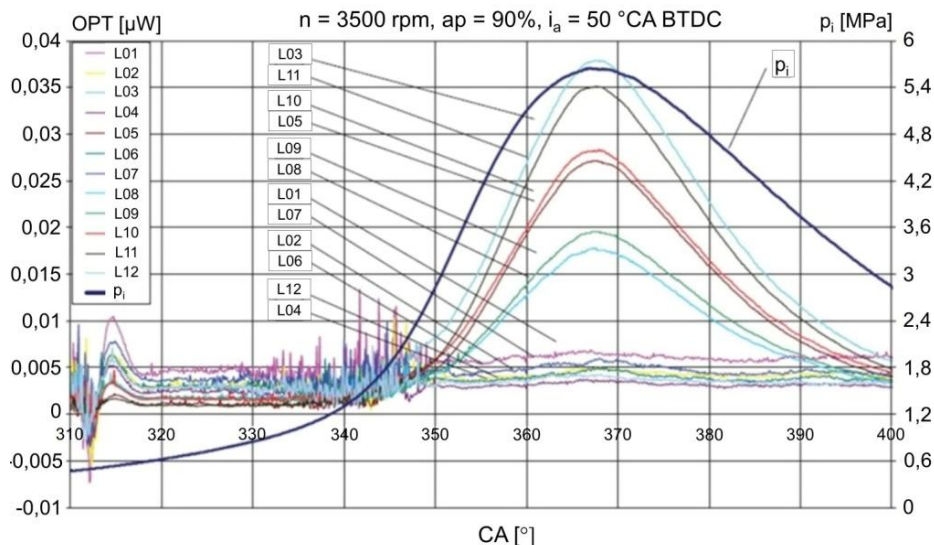
K – współczynnik proporcjonalności.

Długość fali emisyjnej głównych rodników zawartych w spalinach porównano i przedstawiono na rysunku 2.11.



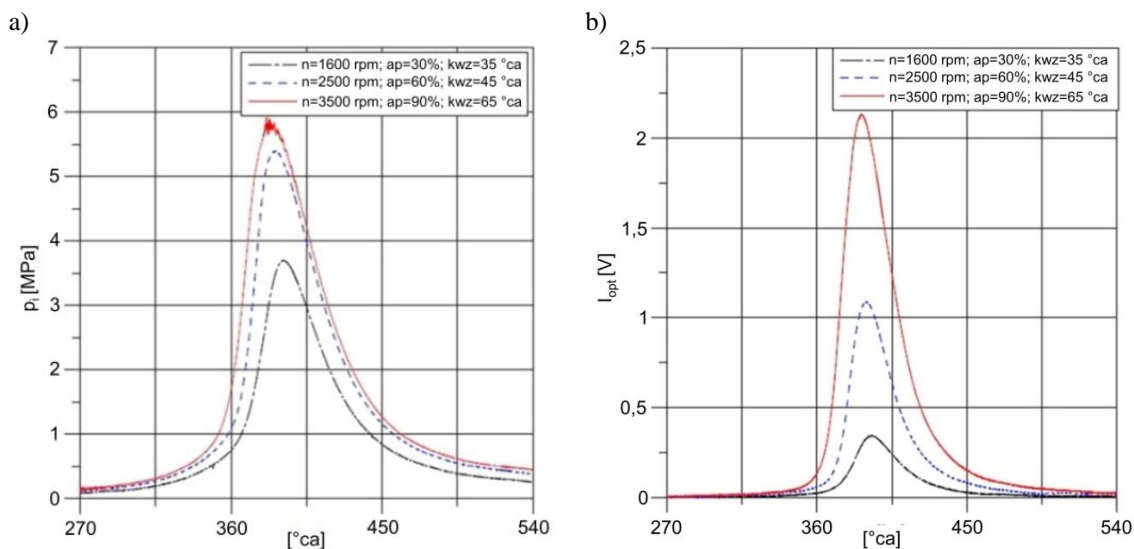
Rys. 2.11. Długość linii emisyjnych produktów spalania w silniku spalinowym [26]

Przykładowe wyniki badań [79] emisji promieniowania różnych związków chemicznych przedstawiono na rysunku 2.12.



Rys. 2.12. Przykładowe przebiegi emisji promieniowania dla różnych związków chemicznych „L” (rodników) wraz z zaznaczonym przebiegiem ciśnienia w cylindrze „ p_i ”, zarejestrowane dla silnika ZI obciążonego, pracującego z prędkością obrotową 3500 obr/min [79]

Jak przedstawiono w pracy badawczej [79, 80] otrzymane sygnały z ciśnienia w cylindrze (rys. 2.13a) oraz natężenia emisji optycznej są ze sobą skorelowane (rys. 2.13b).



Rys. 2.13. Przykład przebiegów: a) ciśnienia w cylindrze p_i w funkcji kąta obrotu, b) chwilowego natężenia promieniowania optycznego I_{opt} w funkcji kąta obrotu, zarejestrowanych podczas pracy silnika ZI w zmiennych warunkach [80]

W przypadku wystąpienia nieprawidłowości w przebiegu procesu spalania, widoczne są duże zmiany wartości natężenia promieniowania optycznego (rys. 2.13b – linia czerwona).

2.1.7. Sygnały wibroakustyczne

Sygnały wibroakustyczne według Cempel C. [13] można określić, jako: ogół zjawisk dynamicznych, mechaniczno-akustycznych, które występują w maszynach, urządzeniach i konstrukcjach specjalnych. Do zjawisk tych należą: drgania, hałas, dźwięk powietrzny i materiałowy oraz pulsacje medium w przestrzeniach roboczych maszyn.

Drgania mechaniczne należą do zjawisk fizycznych dotyczących ruchu materialnego wokół punktu równowagi [55]. Drgania mechaniczne w danym układzie, można podzielić na [55]:

- wymuszone, w których spowodowane są oddziaływaniem na układ wielu sił zmiennych w czasie,
- swobodne, powstałe w skutek oswobodzenia układu z więzów, wytrącających układ z położenia równowagi.

Czynniki, które wywołują drgania układu mechanicznego w ogólności można również podzielić na wewnętrzne i zewnętrzne [13]. Wewnętrzne przyczyny drgań układu mechanicznego wynikają z konstrukcji oraz sposobu realizacji funkcji maszyny. Związane są głównie z siłami bezwładności części wykonujących ruch obrotowy i posuwisto-zwrotny, niewyrównoważonych statycznie i dynamicznie częściami maszyn, zderzeniami elementów itp.

Zewnętrznymi przyczynami drgań i zjawisk akustycznych są wymuszenia mechaniczne i akustyczne, które działają na obiekt z zewnątrz. Przy tego typu drganiach, obiekt na którego działają wymuszenia, pełni rolę przetwornika. Gdy punkty podparcia lub mocowania obiektu wykonują zadany ruch drgający, mają one na ogół charakter wymuszeń kinematycznych. Do przyczyn zewnętrznych można również zaliczyć siły spowodowane pulsacją ciśnienia czynnika roboczego obiektu np. w silniku spalinowym zmiany powodowane spalaniem w cylindrach (tzw. hałas aerodynamiczny).

Sygnały wibroakustyczne dostarczają bardzo wielu cennych informacji o stanie dynamicznym maszyny. Źródło sygnałów wibroakustycznych może stanowić dowolna część maszyny [5, 6, 13, 55].

Zjawisko występowania drgań w maszynach, jest ściśle związane z ich stanem technicznym. Diagnostyka maszyn metodami wibroakustycznymi, opiera się na ogólnej

zasadzie: im większe zużycie maszyny tym większe natężenie zjawisk wibroakustycznych.

W badaniach opartych na analizie sygnałów wibroakustycznych rozróżnia się trzy zasadnicze obszary [13]:

- **obszar I** – pomiary drgań i hałasu generowanych przez maszyny i urządzenia, mających na celu sprawdzenia zgodności z normami, monitorowania stanu dynamicznego i eksploatacyjnego,
- **obszar II** – badania drgań i hałasu w środowisku człowieka, mających na celu np. określenie zagrożeń dla zdrowia operatora maszyny, wyznaczenie stref ochronnych itp.,
- **obszar III** – pomiary w zakresie technik wibroizolacyjnych i dźwiękoizolacyjnych oraz własności wibroakustycznych układów i materiałów.

W praktyce sygnały rejestrowane na dowolnych maszynach, zawierają zarówno składowe wąskopasmowe jak i szeroko pasmowe. Zwiększenie impulsowe mierzonego sygnału, bardzo często jest wynikiem uszkodzenia. Wykrywanie sygnałów związanych z usterką, jest zawsze utrudnione, ze względu na występowanie określonego tzw. tła szumowego. Tło szumowe sygnału, tworzą składowe związane z normalną pracą maszyny [5, 6, 10, 13, 15, 19, 25, 53, 55, 57].

Wykorzystanie sygnałów wibroakustycznych w diagnostyce maszyn, opiera się na dużej wiedzy o badanym obiekcie oraz mechanizmie generowania sygnału przez ten obiekt.

Sygnał wibroakustyczny jest rejestrowany za pomocą odpowiedniego czujnika (przetwornika), którego pierwotny sygnał fizyczny może być reprezentowany przez takie wielkości fizyczne jak:

- przemieszczenie,
- prędkość,
- przyspieszenie,
- siła,
- naprężenie,
- ciśnienie.

Sygnał fizyczny pochodzący z przetwornika jest zamieniany na sygnał elektryczny, który następnie jest poddawany filtracji oraz wzmocnieniu. Po tych zabiegach sygnał można poddać obróbce zasadniczej w dowolnym urządzeniu do

przetwarzania sygnałów. Najczęściej wykorzystywanymi czujnikami w badaniach wibroakustycznych, są czujniki przyspieszeń akcelerometrów. Powszechnie używa się akcelerometrów piezoelektrycznych.

W badaniach wykorzystujących metody wibroakustyczne, bardzo dużą rolę odgrywa miejsce zamocowania czujnika pomiarowego. Podczas badań silnika spalinowego, trudno jest określić miejsce zamocowania czujnika ze względu na fakt, iż wiele procesów pośrednio reprezentowanych jest przez sygnał wibroakustyczny. Wybór punktu mocowania, ma znaczący wpływ, na jakość zawartych w sygnale informacji oraz trafną ocenę diagnostyczną. Mimo to, na silniku spalinowym, można wskazać punkty pomiarowe mocowania czujnika, które charakteryzują się:

- maksymalnym prawdopodobieństwem występowania sygnału w wyniku uszkodzenia (miejsce najczęściej występujących usterek),
- widmem o największej liczbie składowych, odpowiadających częstotliwościom pracy poszczególnych zespołów silnika,
- największym poziomem generowanego hałasu,
- największym poziomem generowanego sygnału drganiowego.

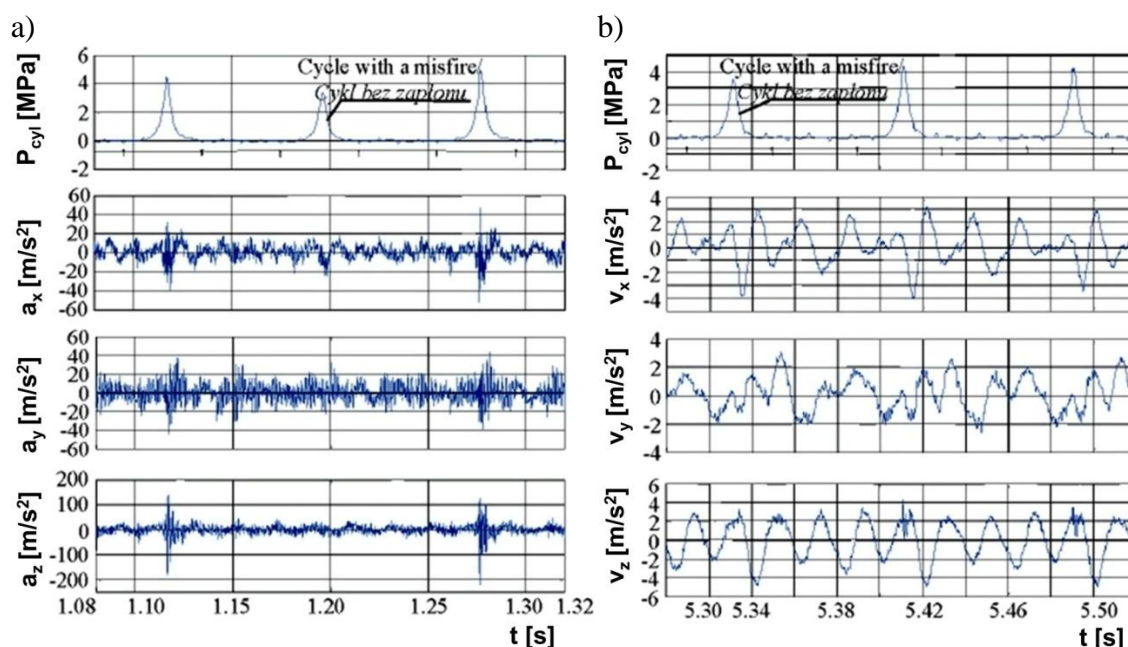
Czujnik można również umieścić według intuicji osoby przeprowadzającej pomiary, bądź też po wcześniejszych obliczeniach korelacyjnych lub badaniach rozpoznawczych. Bardzo dużą rolę odgrywa również sposób mocowania czujnika. Główna oś czułości czujnika powinna być zgodna z pożądanym kierunkiem pomiarowym. Akcelerometr powinien być umieszczony możliwie najbliżej miejsca generowanych drgań.

Miejscami, które dostarczają największą ilość informacji o procesie spalania i zmianach ciśnienia w cylindrach, są kadłub oraz głowica silnika [13, 19].

Odfiltrowany sygnał wibroakustyczny, po przetworzeniu i obróbce jest poddawany analizie, która polega na pozyskaniu informacji o uszkodzeniach maszyny lub jej zespołów. Stosowane są do tego celu metody filtracji cyfrowej oraz szybkie transformaty Fouriera (FFT).

Przedstawione w pracy [66] wyniki badań dowodzą jak duże znaczenie w wykrywaniu zjawiska wypadania zapłonu ma wybór miejsca umieszczenia czujnika. Przedstawione na rys. 2.14 przebiegi wpływu wypadania zapłonu na wartości czasowe przyspieszeń i prędkości drgań oraz ciśnienia w cylindrze, ilustrują nieprzydatność tej metody w wykrywaniu zjawiska wypadania zapłonu. Przedstawione na rys. 2.14 sygnały przyspieszeń drgań (a_x , a_y , a_z) oraz prędkości drgań (v_x , v_y , v_z) w trzech

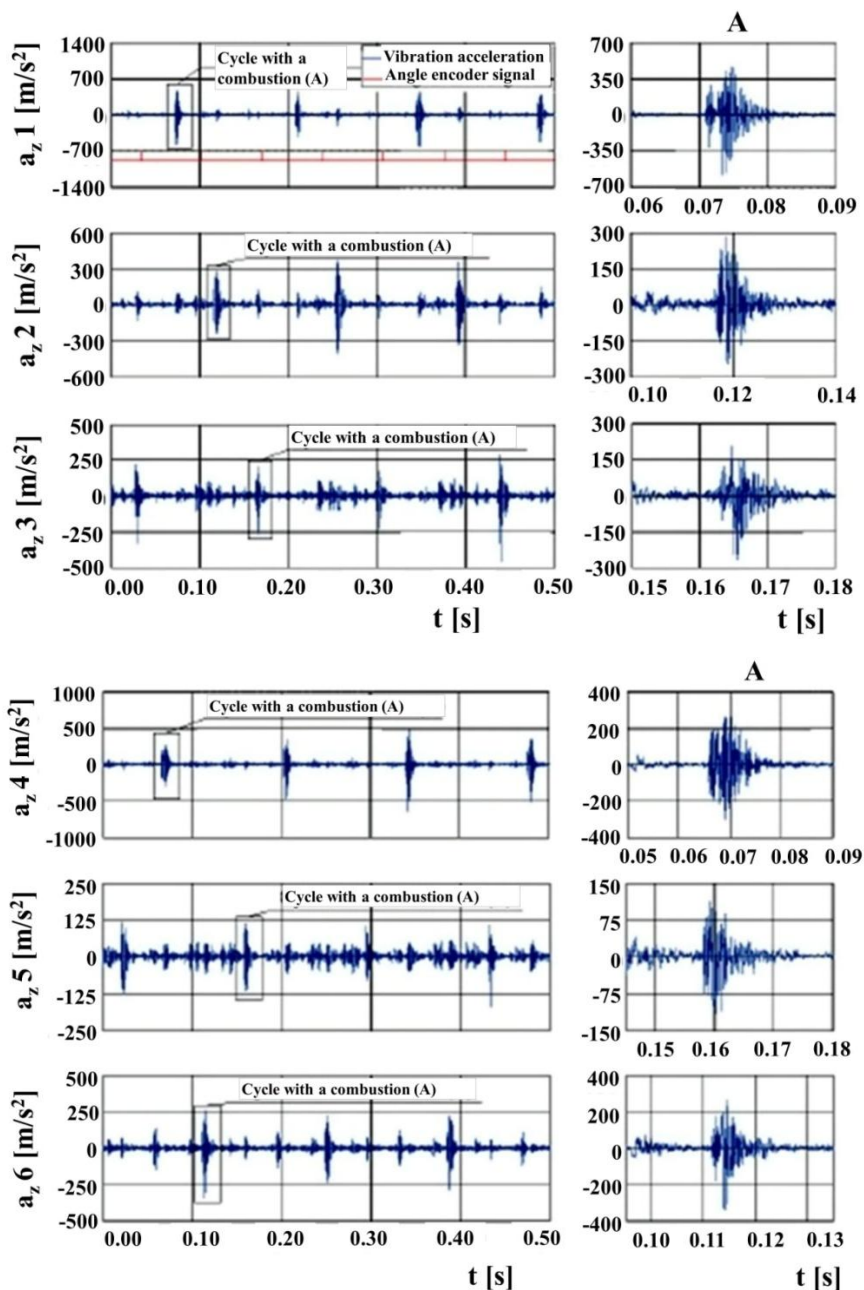
kierunkach osi, zarejestrowano dla silnika jednocylindrowego pracującego na hamowni silnikowej. Zgodnie z przebiegami na rysunku 2.14, wystąpienie zapłonu paliwa oraz dalszy rozwój procesu spalania wywołuje gwałtowny wzrost amplitudy przyspieszeń drgań w każdym z kierunków rejestracji drgań [66]. Zatem wartości szczytowe ciśnienia w cylindrach podczas cykli pracy, pozostają w ścisłym związku z wartościami amplitud sygnałów przyspieszenia. W przypadku braku zapłonu nie następuje wzrost amplitudy sygnału przyspieszenia drgań. Jednakże najwyższe wartości sygnału przyspieszenia drgań uzyskiwano dla kierunku „Z” (równoległego do osi wzdłużnej cylindra) spośród trzech kierunków pomiaru, przy relatywnie niewielkich wartościach amplitud między cyklami pracy [66]. Zjawisko wypadania zapłonu w tym przypadku nie zostało wykryte metodą wibroakustyczną, a zatem sygnał drganiowy okazał się nieprzydatny do diagnostyki wypadania zapłonu [66].



Rys. 2.14. Przebiegi czasowe sygnałów pomiarowych dla $M_o = 0 \text{ N}\cdot\text{m}$ i $n = 1500 \text{ obr/min}$: a) ciśnienia w cylindrze (P_{cyl}) i przyspieszeń drgań w kierunku X, Y i Z (a_x , a_y , a_z), b) ciśnienia w cylindrze i prędkości drgań w kierunku X, Y i Z (v_x , v_y , v_z) [66]

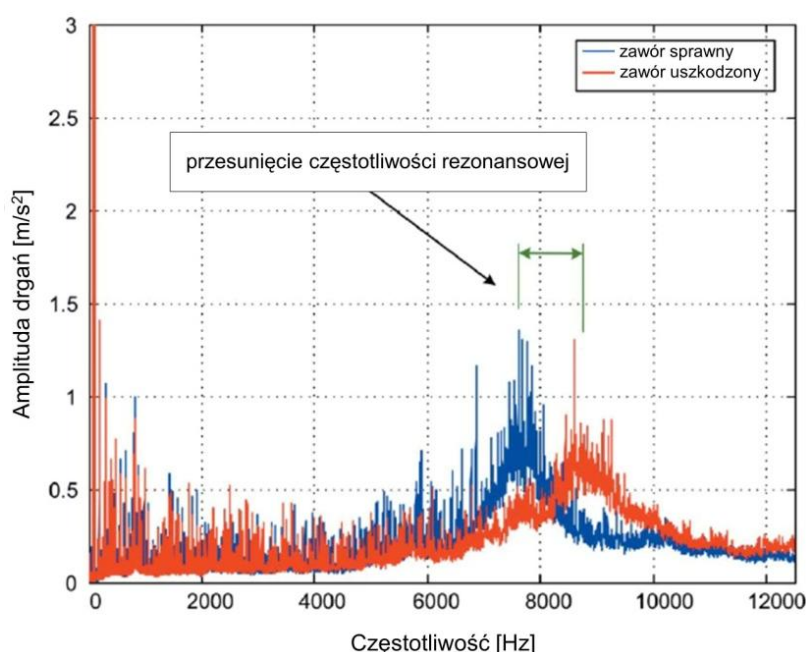
Odmienny przypadek opisywany w artykule [66] stanowiły badania przeprowadzone na innym obiekcie badawczym (6-cylindrowy silnik ZS stosowany w lokomotywach spalinowych typu 2112 SSF). Punkty pomiarowe zlokalizowano na głowicy silnika zgodnie z zasadą, że przetwornik pomiarowy musi być umieszczony możliwie najbliżej miejsca generacji drgań. Nad każdym z cylindrów, zamontowano czujnik drgań. Sygnały z przeprowadzonych eksperymentów przedstawiono na rys.

2.15. Według tych przebiegów, proces spalania ma swoje odzwierciedlenie w sygnale wibroakustycznym. W sytuacji, gdy występowały zjawiska wypadania zapłonu, w sygnale odnotowano zmniejszenie wartości amplitudy odpowiednio do numeru cylindra i warunków pracy silnika. Prace te potwierdziły dużą precyzję i wiarygodność zastosowania tej metody do wykrywania zjawiska wypadania zapłonu w dużych, wielocylindrowych silnikach ZS [66].



Rys. 2.15. Przykładowy przebieg wartości przyspieszenia drgań w kierunku Z (a_z) na głowicach cylindrów 1–6 silnika spalinowego typu 2112 SSF lokomotywy spalinowej ($n = 900$ obr/min i $M_o = 2674$ N·m) [66]

Metody wibroakustyczne nie tylko sprawdzają się w detekcji zjawiska wypadania zapłonu. Jak wykazały badania [21, 28, 62], metoda ta może być również wykorzystana do diagnostyki uszkodzeń mechanicznych silnika. Przedstawione w pracy [21] doświadczenia polegające na pomiarach amplitudy drgań silnika spalinowego, w dwóch przypadkach: sprawnego oraz z uszkodzonym zaworem dolotowym układu rozrządu, wykazały przydatność metod wibroakustycznych w diagnostyce silników. Wyniki tych badań zobrazowano na rys. 2.16, na którym amplituda przyspieszenia drgań, dla silnika z zaworem uszkodzonym, uzyskała charakterystyczną większą wartość występującą w innym zakresie częstotliwości, niż dla przypadku silnika z zaworem sprawnym [21].



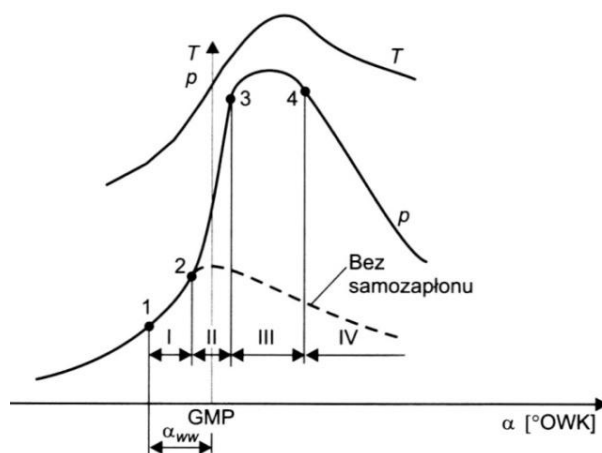
Rys. 2.16. Widmo drgań mierzonych na głowicy silnika w dwóch przypadkach: zawór dolotowy sprawny oraz uszkodzony [21]

Według autorów pracy [21] przesunięcie wartości rezonansowej na wykresie amplitudy sygnału drganiowego przedstawionej na rysunku 2.16, jest wynikiem uderzenia przylgni zaworu o gniazdo zaworowe. Aby było możliwe wykorzystanie tej metody pomiaru, w systemie diagnostyki pokładowej OBD konieczne jest zastosowanie miary odwzorowującej stan uszkodzenia w sposób ilościowy. Autorzy pracy [21] zaproponowali miarę w postaci częstości Rice'a, która jest niezależna od prędkości jazdy, obciążenia oraz przełożenia przekładni. Dzięki tak opracowanej metodzie pomiaru możliwe staje się zastosowanie tej metody w systemach OBD, a tym samym poszerzenie funkcji diagnostyki pokładowej o możliwość wykrywania usterek mechanicznych.

2.2. Sterownie wtryskiem paliwa, jako sposób zmniejszenia poziomu nierównomierności pracy silnika spalinowego

Przebieg procesu spalania w silniku o zapłonie samoczynnym jest ściśle powiązany z procesem wtrysku paliwa. Precyzyjne sterowanie parametrami układu wtryskowego, oprócz korzystnego wpływu na emisję substancji toksycznych i zużycie paliwa, wpływa również na generowanie hałasu i drgań silnika o zapłonie samoczynnym.

Podstawowymi badaniami procesu spalania w silniku o zapłonie samoczynnym są wykresy dotyczące zmian ciśnienia wewnątrz cylindra w funkcji kąta obrotu wału korbowego [99]. Taki przebieg zmian ciśnienia i temperatury w cylindrze ilustruje rysunek 2.17.



Rys. 2.17. Przebieg zmian ciśnienia i temperatury w cylindrze silnika ZS w funkcji kąta obrotu wału korbowego [106]

Przebieg ciśnienia wewnątrz cylindra w silniku ZS podczas jego pracy, można podzielić na trzy stany:

I stan – opóźnienia zapłonu – rozpoczyna się od chwili dostarczenia do sprężonego powietrza w cylindrze pierwszych kropeł paliwa. Stan ten trwa do momentu uzyskania pierwszych ognisk samozapłonu paliwa. Można tu wyróżnić niewielką prędkość zmiany ciśnienia i temperatury oraz narastanie prędkości wtryskiwania paliwa [99]. Wał korbowy pracującego silnika obróci się w tym czasie o pewną liczbę °OWK w zależności od prędkości obrotowej silnika według wzoru:

$$\alpha_z = 6n\tau_z, \quad (2.12)$$

gdzie:

α_z – kąt opóźnienia zapłonu, °OWK,

n – prędkość obrotowa wału korbowego silnika, obr/min,

τ_z – czas opóźnienia zapłonu, s.

W czasie opóźnienia zapłonu zostaje wtrysnięte do cylindra od 20÷100 % dawki paliwa przypadającej na 1 cykl pracy. Zależy to w głównej mierze od rodzaju i specyfiki układu wtryskowego [99]. Im więcej paliwa zostanie dostarczone do cylindra w czasie opóźnienia zapłonu, tym gwałtowniej nastąpi narastanie ciśnienia w drugim stanie spalania. Będzie to skutkowało bardziej „twardą pracą” silnika [99].

II stan spalania – występuje od momentu wystąpienia pierwszych ognisk samozapłonu do momentu wystąpienia największego ciśnienia wewnątrz cylindra. Ogniska samozapłonu rozprzestrzeniają się po dalszych częściach komory spalania. W końcowej fazie tego stanu, cała komora spalania jest objęta płomieniem, a paliwo ulega zapłonowi już przy wylocie z dyszy wtryskiwacza. Pozostałe charakterystyczne cechy II stanu spalania to gwałtowny przyrost ciśnienia oraz szybki przyrost temperatury ładunku [99]. Spalanie w tym stanie cechuje się wybuchowym charakterem i określane jest mianem spalania kinetycznego.

Jak opisano na wstępie tego rozdziału w drugim stanie spalania występuje gwałtowny przyrost ciśnienia w cylindrze. Wartość tego ciśnienia ma istotny wpływ na charakter pracy silnika i nie powinna przekraczać 0,3÷0,8 MPa/°OWK. Jeżeli prędkość narastania ciśnienia zawiera się w podanym przedziale, można twierdzić, iż silnik „pracuje miękko”. Natomiast, gdy prędkość ciśnienia spalania osiągnie lub przekroczy wartość z przedziału 0,8÷1,0 MPa/°OWK praca silnika staje się twarda, hałaśliwa o wyraźnie słyszalnych stukach.

Na hałaśliwość pracy silnika bezpośredni wpływ ma I stan – tj. opóźnienie zapłonu. Bowiem im dłużej trwa czas opóźnienia zapłonu tym więcej paliwa dostaje się do cylindra. Powoduje to dużą szybkość narastania ciśnienia w stanie II. Oprócz hałaśliwej pracy silnika następują również duże obciążenia mechaniczne, niekorzystnie wpływające na jego trwałość [99].

III stan spalania rozpoczyna się w czasie, gdy ciśnienie w cylindrze osiągnie największą wartość. Trwa natomiast do końca spalania i ma charakter spalania dyfuzyjnego. Paliwo zapala się bezpośrednio przy wylocie z dyszy wtryskiwacza. Stan III spalania paliwa trwa od 25÷40 % całego czasu przeznaczanego na wytworzenie i spalenie ładunku. Charakterystyczne zmiany zachodzące w cylindrze to przede wszystkim spadek ciśnienia oraz zwiększenie temperatury, która utrzymuje przez pewien czas stały poziom. W stanie tym wtrysk paliwa zostaje zakończony.

W przypadkach niezakończenia wtrysku w tym etapie, spalanie może przebiegać w pewnym stopniu w sposób kontrolowany zależnie od sposobu wtrysku paliwa.

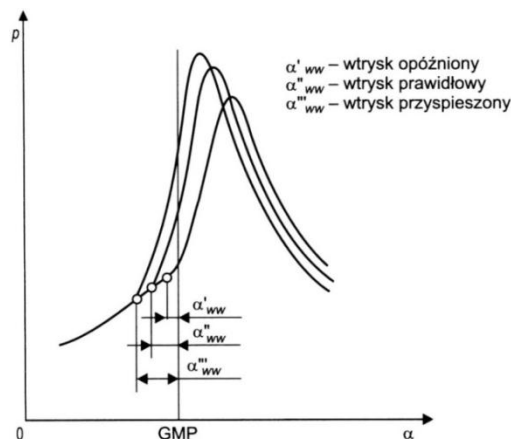
Natomiast w silnikach szybkoobrotowych, spalanie przebiega w sposób niesterowany tak jak ma to miejsce w II stanie spalania. Cały III stan spalania wpływa na przebieg wykresu indykatorowego, a zatem i na wartość średniego ciśnienia efektywnego p_e . Przebieg tego ciśnienia w III stopniu spalania ładunku zależy przede wszystkim od:

- przebiegu wtrysku paliwa,
- położenia punktu odpowiadającego początkowi tego stanu względem GMP.

Czynniki te powodują, że ciśnienie wewnątrz cylindra spada lub utrzymuje się przez pewien krótki czas. Jak najdłuższe utrzymanie stałego ciśnienia lub nieznaczny jego spadek zapewnia uzyskanie większej mocy silnika. Zbyt długie utrzymywanie stałego ciśnienia, powoduje wydłużenie procesu spalania i jest źródłem strat.

IV stan – jest tzw. dopalaniem ładunku i charakteryzuje się zdecydowanym spadkiem ciśnienia. Jednak określenie końca procesu spalania jest bardzo trudne, ze względu na fakt, iż dopalanie może trwać nawet po chwili otwarcia zaworów wylotowych. W trakcie przebiegu spalania ilość tlenu zawarta w ładunku ulega zmniejszeniu, prędkość spalania również maleje, dlatego też dochodzi do tzw. dopalania.

Analiza przebiegu ciśnienia w silniku ZS, pozwala na stwierdzenie, iż głównym czynnikiem uzyskania pożądanego przebiegu spalania jest dopracowanie przebiegu wtrysku paliwa. Jak przedstawiono na rysunku 2.18, jednym z kilku czynników kształtujących przebieg wtrysku, jest kąt wyprzedzenia zapłonu.



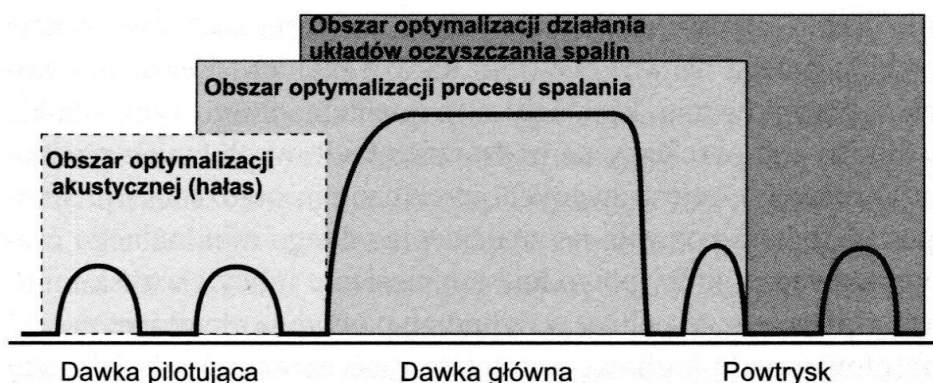
Rys. 2.18. Przebieg ciśnienia w cylindrze silnika ZS w zależności od kąta obrotu wału korbowego przy różnych kątach wyprzedzenia wtrysku [54]

Za duży kąt wyprzedzenia wtrysku skutkuje skumulowaniem dużych ilości paliwa w komorze spalania silnika, przed pojawieniem się płomienia w cylindrze [106]. Jest to spowodowane niewystarczającymi warunkami do wystąpienia zapłonu, w początkowej fazie wtrysku paliwa. Tak zgromadzone paliwo wewnątrz komory spalania, w momencie wystąpienia odpowiednich warunków do samozapłonu ulega

gwałtownemu zapaleniu. Ciśnienie w cylindrze narasta szybko, co skutkuje „twardą pracą” oraz charakterystycznym stukiem. Spalanie przy takim ustawieniu kąta wyprzedzenia wtrysku wpływa na generowanie hałasu, spadek mocy silnika oraz podwyższenie emisji tlenków azotu w spalinach. Elementy konstrukcyjne silnika ulegają nadmiernym obciążeniom mechanicznym oraz cieplnym.

Zbyt mały kąt wyprzedzenia wtrysku paliwa powoduje przesunięcie procesu samozapłonu i w efekcie wydłużenie spalania. Wówczas spalanie wystąpi w czwartym suwie pracy silnika, czyli suwie rozprężania. Ciśnienie w cylindrze, jest mniejsze w porównaniu do prawidłowego kąta wyprzedzenia wtrysku. Spalanie przebiega z małą prędkością i jest wówczas niecałkowite. Powoduje to wzrost emisji cząstek stałych w spalinach oraz spadek mocy silnika. Zbyt duże opóźnienie kąta wyprzedzenia wtrysku może doprowadzić do spalania paliwa w przewodach wylotowych, uszkadzając tym samym elementy układu wylotowego silnika takie jak: wirnik turbosprężarki, czujniki tlenu, czujniki ciśnienia, konwertery katalityczne, filtry cząstek stałych lub reaktory systemu SCR.

Ze względu na opisane powyżej uwarunkowania, optymalizacja wtrysku paliwa jest trudna do spełnienia w przypadku konwencjonalnych układów wtryskowych sterowanych mechanicznie. Elektronizacja systemów wtrysku paliwa daje lepsze możliwości kształtowania przebiegu wtrysku paliwa [45]. Jak przedstawiono na rysunku 2.19, dużą rolę w strategii sterowania wtryskiem paliwa odgrywa podział dawki wtryskowej na kilka faz.



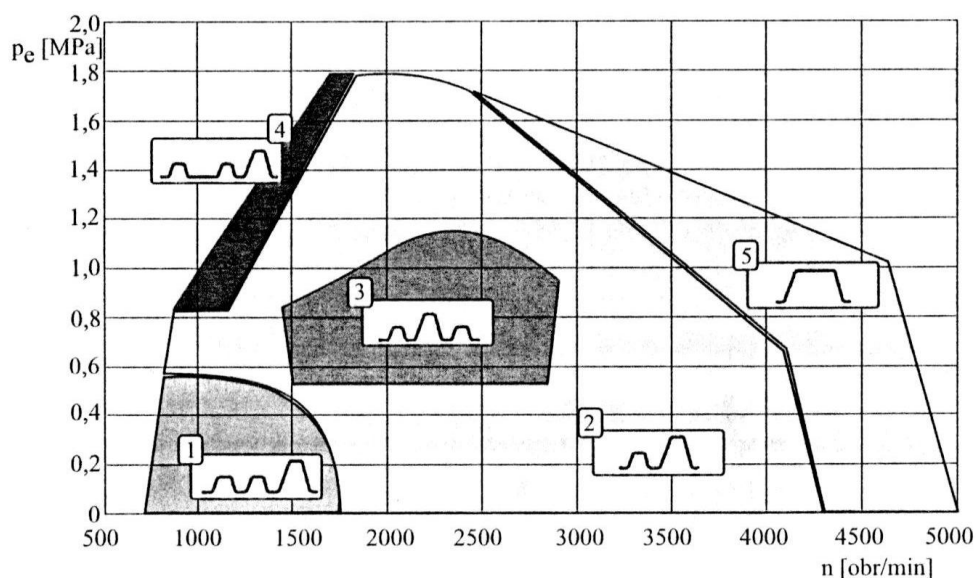
Rys. 2.19. Wpływ poszczególnych części podzielonej dawki paliwa na parametry pracy silnika [84]

Podział dawki paliwa na części, zależy głównie od trzech stanów pracy silnika: prędkości obrotowej, obciążenia, temperatury cieczy chłodzącej.

W przypadku pracy silnika z temperaturą cieczy chłodzącej poniżej 60°C, realizuje się wtrysk paliwa z następującymi parametrami [42]:

- niewielkie obciążenie i niska prędkość obrotowa silnika – dawka paliwa dzieli się na trzy części (pilotująca, wstępna i główna),
- duże obciążenie i niska prędkość obrotowa – realizuje się dawkę wtryskową podzieloną na dwie części (wstępna i główną),
- duże obciążenie i duża prędkość obrotowa – dawka paliwa jest wtryskiwana w jednej części.

Podczas pracy silnika z temperaturą cieczy chłodzącej powyżej 60°C, strategia sterowania wtryskiem paliwa może przebiegać według schematu przedstawionego na rys. 2.20.

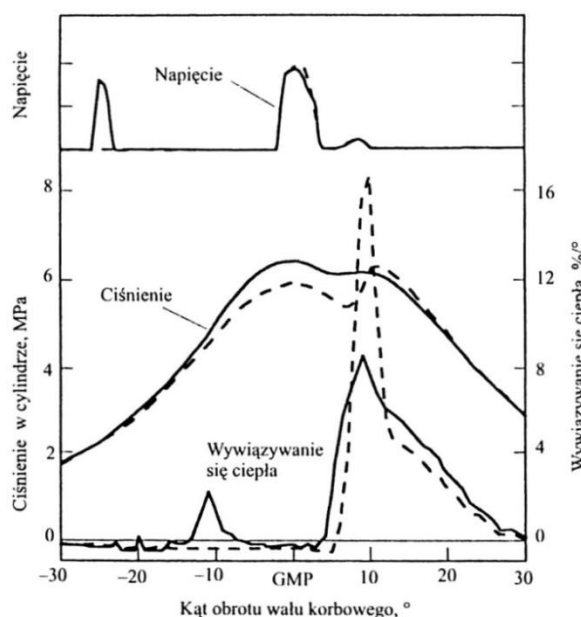


Rys 2.20. Schemat strategii sterowania wtryskiem paliwa (układ wtryskowy Multijet) przy temperaturze cieczy chłodzącej silnik wyższej niż 60°C [42]

- 1 – dawka podzielona na trzy części, mały odstęp czasu między dawką pilotującą, wstępną i główną,
2 – dawka wtryskiwana w dwóch częściach (wstępna i główna), 3 – dawka podzielona na trzy części (wstępna, główna i powtrysk), 4 – dawka wtryskiwana w trzech częściach (dłuższy odstęp czasu między dawką pilotażową i wstępną), 5 – cała dawka paliwa wtryskiwana jednorazowo

Proponowany na rys. 2.20 model sterowania dawką paliwa w silniku o zapłonie samoczynnym, we współczesnych systemach wtrysku paliwa, może również być korygowany w zależności od warunków pracy silnika [38, 87, 116].

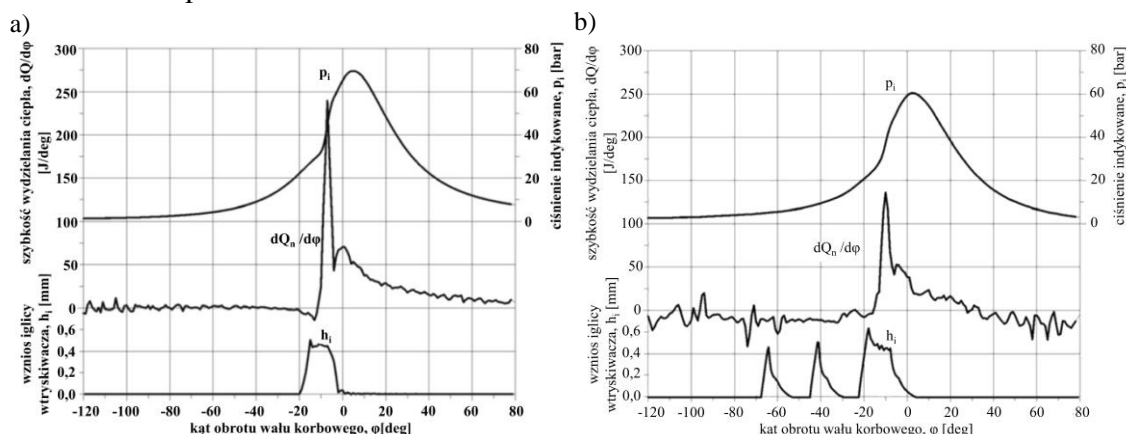
Na rysunku 2.21 przedstawiono wpływ podziału dawki paliwa na przebieg ciśnienia oraz wywiązywania się ciepła w komorze spalania silnika o zapłonie samoczynnym samochodu osobowego. Widoczne zmniejszenie piku krzywej wywiązywania się ciepła o ok. 50%, przyczynia się do redukcji hałasu o 6÷8 dB [42].



Rys. 2.21. Wpływ podziału dawki paliwa na dwie części (wstępną i główną) na przebiegi wywiązywania się ciepła i ciśnienia w przestrzeni roboczej silnika o wtrysku bezpośrednim [42]

Linia ciągła – z wtryskiem wstępnym, linia kreskowa – bez wtrysku wstępnego

Analizy wpływu podziału dawki wtryskowej na prędkość wydzielania ciepła, dokonano w pracy badawczej [59]. Rezultaty przedstawione na wykresach (rys. 2.22) świadczą o korzystnym wpływie podziału dawki wtryskowej na obniżenie prędkości wywiązywania się ciepła. Według autorów [59] korzystne jest sterowanie wtryskiem paliwa w taki sposób, aby było możliwe uzyskanie jak najmniejszej prędkości narastania ciepła.

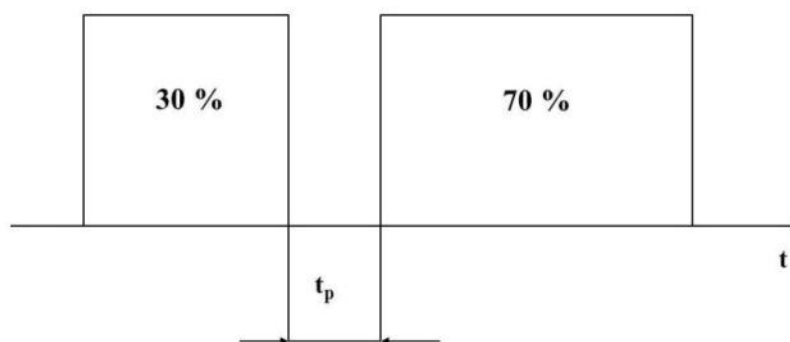


Rys. 2.22. Przebiegi: prądu sterującego wtryskiwacza, ciśnienia w cylindrze oraz szybkości wydzielania się ciepła przy prędkości silnika 1600 obr/min i obciążeniu 100%: a) wtrysk jedno-fazowy, b) wtrysk trój-fazowy [59]

Przy realizacji wtrysku jednokrotnego, uwagę zwraca duża dynamika wydzielania się ciepła podczas fazy spalania kinetycznego. Wpływa ono niekorzystnie na duży przyrost temperatury i ciśnienia, a to z kolei oddziałuje na „twardą pracę” silnika oraz emisję

NO_x [59]. Zastosowanie wtrysku niewielkich porcji paliwa przed dawką zasadniczą, powoduje zauważalnie mniejsze wartości maksymalnych szybkości narastania ciepła. Przyczyną tego stanu jest skrócenie zwłoki samozapłonu, dzięki wcześniejszemu zapoczątkowaniu spalania. Na przedstawionych wykresach (rys. 2.22) widoczny jest wtedy niewielki przyrost strumienia cieplnego przed fazą spalania kinetycznego. Dalsze zmniejszanie szybkości wydzielania się ciepła, jest możliwe w wyniku opóźnienia wtrysku dawki głównej. Łagodniejszy jest wówczas przebieg ciśnienia w cylindrze oraz ograniczony przebieg fazy spalania kinetycznego. Spowodowane jest to dostarczeniem dawki głównej do już zainicjowanego wstępnie spalania dawki pilotującej w cylindrze. Dzięki wtryskowi wstępnemu, dawka główna jest dostarczana do cylindra, gdzie panują już dobre warunki do samozapłonu paliwa, a więc i okres samozapłonu dawki głównej będzie krótszy. Taki proces ma swoje korzyści w postaci mniejszych obciążeń dynamicznych układu korbowo-tłokowego przekładając się na obniżenie emisji hałasu silnika. Korzystnie wpływa również na zmniejszenie emisji NO_x w spalinach [59]. Omówione wyżej badania sprawdzały korzyści stosowania dzielonego wtrysku paliwa, na proces spalania paliwa. Analiza tych badań służyła do określenia wielu skutków sterowania wtryskiem paliwa, z których również wyodrębniono te, które wpływają na zmniejszenie generowanego przez silnik hałasu i drgań.

Badania mające na celu bezpośrednie sprawdzenie, w jakim stopniu podział dawki paliwa wpływa na zmniejszenie drgań silnika ZS dokonano w pracach badawczych [44, 56]. W badaniach [56] dotyczących wpływu zastosowania dawki pilotującej na drgania silnika, pojedynczą dawkę wtryskiwanego do cylindra paliwa podzielono na dawkę wstępną (30%) i dawkę główną (70%) jak pokazano na rys. 2.23.

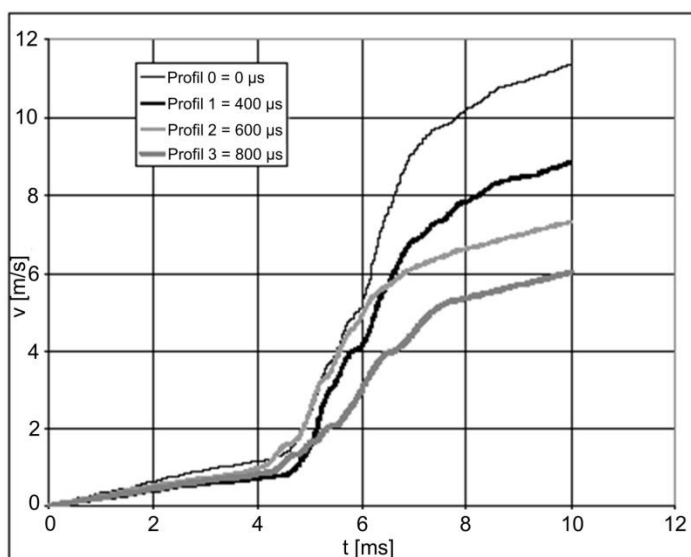


Rys 2.23. Schemat podziału dawki wtryskowej w badaniach [56]

Podczas próby ustalono profile dawki, w których modyfikowano czas odstępu t_p między dawką wstępną, a dawką główną (tab. 2.1) [56].

Tab. 2.1. Parametry pomiaru przy różnych profilach dawki wtrysku [56]

Parametr:	Profil dawki wtrysku t_p [μ s]			
	Profil 0	Profil 1	Profil 2	Profil 3
	0	400	600	800
Prędkość obrotowa [obr/min]	1500	1500	1500	1500
Moment obrotowy [Nm]	65	65	65	65
Czas dawki wtrysku t_d [μ s]	1520	1228	700	1320
Ciśnienie wtrysku p [bar]	700	700	700	700

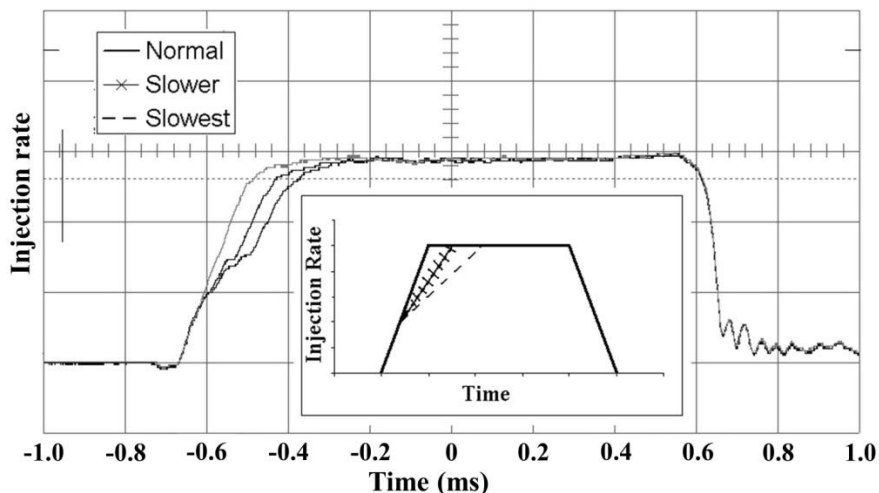


Rys. 2.24. Prędkość drgań od czasu dla różnych profili dawki wtrysku paliwa [56]

Wyniki badań przedstawione na rysunku 2.24 świadczą o korzystnym wpływie dawki dzielonej na poziom drgań silnika. Zastosowanie dzielonej dawki wtrysku paliwa, skutkuje zmniejszeniem hałaśliwości pracy silnika, szczególnie podczas próby z dużym czasem przerwy (800 μ s) pomiędzy dawką główną, a dawką wstępną [56].

Według założeń innych autorów, redukcja emisji hałasu, może być również obniżona przy zastosowaniu zmian konstrukcji wtryskiwaczy w obecnie wykorzystywanych systemach Common Rail. Przedstawione przez autorów pracy [22] wyniki badań, opierają się na pomiarach dla trzech przypadków prędkości otwierania wtryskiwacza (normalną, wolniejszą, najwolniejszą) określoną czasem trwania impulsu w ms (rys. 2.25) [22]. Jednocześnie zastosowanie takiej strategii wtrysku, oprócz obniżenia poziomu hałasu nie wpływa drastycznie na zmiany poziomu emisji substancji szkodliwych. Wyniki badań przeprowadzonych przez [22] dla silnika pracującego z prędkością 2800 obr/min i średnim ciśnieniem efektywnym 10,4 bar przedstawiono

w tab. 2.2. Uzyskane wyniki wykazują redukcję hałasu o 4,2 dBA z niewielką zmianą emisji cząstek stałych PM i stałym poziomem NO_x .

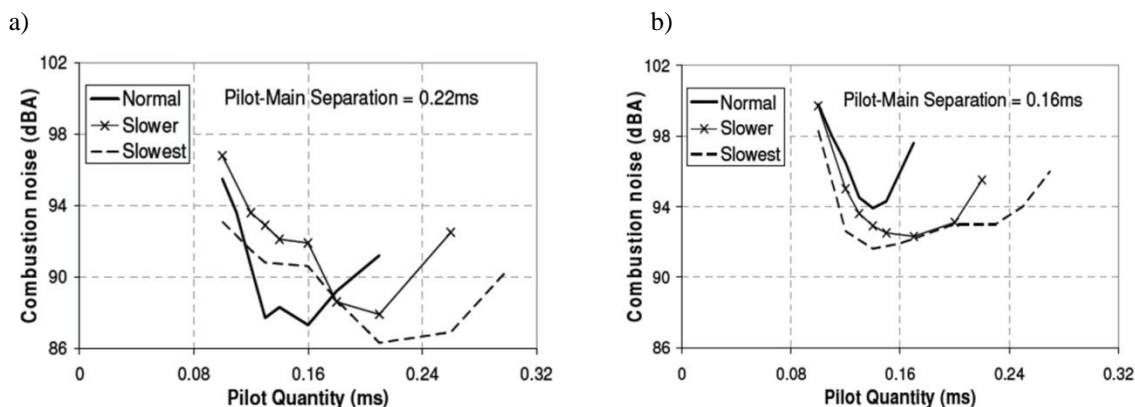


Rys. 2.25. Strategie sterowania otwarciem wtryskiwacza przy realizacji wtrysku dwu-fazowego i ciśnieniu wtrysku 1200 bar [22]

Tab. 2.2. Wyniki badań emisji oraz hałasu dla realizacji trzech przypadków prędkości otwierania wtryskiwacza [22]

Injection Rate	NO_x , (ppm)	Smoke, (FSN)	Noise, (dBA)	THC, (ppm)	Delivery, (mg)
Normal	371	0,143	93,7	99	38,8
Slower	371	0,151	92,6	105	38,7
Slowest	371	0,154	89,5	99	38,7

Jak przedstawiono na rys. 2.26 strategia sterowania wtryskiem polegająca na zastosowaniu dawki pilotującej z dopasowanymi doświadczalnie ustawieniami wartości wyprzedzenia, skutkuje obniżeniem generowanego przez silnik hałasu zarówno przy niskich, jak i średnich prędkościach obrotowych silnika.



Rys. 2.26. Wpływ zastosowania różnych wartości wyprzedzenia wtrysku pilotującego od głównego w trzech przypadkach prędkości otwierania wtryskiwacza (Normalnym, Wolnym, Najwolniejszym) na generowanie hałasu przez silnik spalinowy pracujący w warunkach: a) 1400 obr/min i średnim ciśnieniu efektywnym 3,4 bar, b) 2150 obr/min i średnim ciśnieniu efektywnym 7,4 bar, [22]

2.3. Podsumowanie analizy literaturowej

Rozpoznanie zjawisk fizycznych dotyczących sposobu zapobiegania nierównomierności biegu silnika na podstawie analizy literatury, przynosi rozeznanie w zakresie różnych koncepcji systemu wtrysku paliwa celem poprawy procesu spalania w silniku spalinowym. Przedstawione w literaturze wyniki badań dotyczą głównie wykorzystania powszechnie znanych systemów wtrysku paliwa „common rail” [22, 38, 42, 44, 45, 56, 59, 84, 87, 116]. Stwierdzono brak pozycji literaturowych opisujących badania nad nowymi rozwiązaniami konstrukcyjnymi, zwłaszcza stosowanych w sektorze pojazdów specjalistycznych oraz grupie non-road. Celowe zatem, staje się poszukiwanie nowych rozwiązań konstrukcyjnych, zapewniających bezawaryjną eksploatację oraz podatność obsługową. Ponadto, aby systemy mogły stać się alternatywą dla współcześnie wykorzystywanego systemu wtrysku paliwa, należy przystosować je pod kątem możliwości poprawy wskaźników pracy silnika takich jak: równomierność biegu silnika, niska emisja hałasu oraz drgań, niska emisja substancji toksycznych.

Przegląd literatury dał rozeznanie w zakresie oddziaływania na kulturę pracy silnika, poprzez kształtowanie przebiegu procesu wtrysku paliwa. Istnieje wiele publikacji wskazujących na możliwość ograniczenia negatywnego skutku nierównomierności biegu silnika, związanego z cyklicznością spalania paliwa w cylindrach, przez dobór kątów wyprzedzenia wtrysku paliwa oraz podziału dawki wtryskowej na cykl.

W przeglądzie literatury uwzględniono również metody wykrywania braku zapłonu [2, 5, 6, 7, 10, 12, 13, 15, 17, 19, 20, 23, 24, 25, 26, 27, 30, 31, 32, 33, 34, 35, 36, 41, 53, 55, 57, 58, 63, 64, 66, 67, 72, 77, 79, 80, 81, 82, 84, 85, 88, 89, 90, 91, 94, 95, 96, 97, 98, 100, 101, 102, 103, 104, 105, 109]. Z przeglądu tej części literaturowej, nie wynika jednoznacznie, która z metod w przyszłości będzie dominującą. Każda z opisanych metod wykrywania braku zapłonu, oraz nierównomierności biegu silnika, pomimo swojej skuteczności posiada szereg niedogodności uniemożliwiających ich uniwersalne zastosowanie. Związane jest to głównie z trudnościami zarówno natury konstrukcyjnej, jaki i również wiążące się z dużymi nakładami prac badawczych, w celu dostosowania wybranej metody do konkretnego modelu silnika.

3. CEL I ZAKRES PRACY

Celem pracy jest identyfikacja i analiza wybranych czynników wpływających na nierównomierność pracy silnika, skutkująca opracowaniem wskaźników opisujących, mogących spełniać rolę parametrów wejściowych układu sterowania pracą silnika.

Teza: istnieje możliwość poprawy równomierności pracy silnika o zapłonie samoczynnym przez dobór parametrów wtrysku paliwa.

Spodziewanymi efektami poprawy równomierności pracy silnika będzie zmniejszenie hałasu i substancji szkodliwych emitowanych przez silnik o zapłonie samoczynnym.

Do realizacji tak sformułowanej tezy, niezbędne było wykonanie niżej przedstawionych zadań badawczych:

- Analiza tematyki związanej z problemami „wypadania zapłonu” w silnikach spalinowych ZS. Rozpoznanie istniejącego stanu wiedzy i dokonań innych autorów, ze szczególnym uwzględnieniem metod wykrywania zjawiska braku spalania w cylindrach oraz możliwości zastosowania ich w diagnostyce pokładowej (OBD). Analiza możliwości ograniczenia emisji hałasu oraz drgań silnika poprzez sterowanie wtryskiem paliwa.
- Przygotowanie obiektu doświadczalnego, stanowiska badawczego oraz aparatury pomiarowej. Zadania te obejmowały montaż silnika na stanowisku dynamometrycznym, montaż czujników do rejestracji analizowanych sygnałów, przygotowanie i konfiguracja oprogramowania sterującego i rejestrującego.
- Przeprowadzenie badań rozpoznawczych, testowanie i kalibracja aparatury pomiarowej. Sporządzenie charakterystyk badanego obiektu.
- Opracowanie planu badań.
- Wykonanie badań z fabrycznymi ustawieniami parametrów wtrysku paliwa w dwóch wariantach: realizacji wtrysku 1-fazowego i 2-fazowego. Pomiar ciśnienia paliwa w przewodzie wtryskowym, pomiar ciśnienia wewnątrz cylindra silnika, pomiary emisji składników toksycznych NO_x oraz PM. Pomiar prędkości obrotowej z wykorzystaniem dodatkowego czujnika hallotronowego, umieszczonego nad kołem zamachowym silnika.
- Opracowanie wyników pomiarów. Analiza wpływu zastosowania wtrysku 2-fazowego na parametry pracy silnika.

- Sprawdzenie rozpoznawcze wpływu modyfikacji ustawień w systemie wtrysku paliwa na parametry silnika.
- Wykonanie pomiarów z modyfikacjami parametrów wtryskowych. Pomiar ciśnienia paliwa w przewodzie wtryskowym, ciśnienia indykowania, emisji składników toksycznych NO_x i PM w spalinach. Pomiar prędkości obrotowej silnika z wykorzystaniem dodatkowego czujnika hallotronowego, umieszczonego przy kole zamachowym.
- Analiza i opracowanie rezultatów pomiarów wynikających z zastosowania modyfikacji w systemie wtrysku paliwa.
- Porównanie wyników badań dla ustawień zmodyfikowanych z ustawieniami fabrycznymi.
- Analiza końcowa wyników oraz sformułowanie wniosków.
- Opracowanie założeń do algorytmu wykrywania zjawiska wypadania zapłonu i nierównomiernej pracy silnika.

4. OBIEKT BADAŃ I APARATURA BADAWCZA

4.1. Obiekt badań

Obiekt badań stanowi silnik (rys. 4.1a) o zapłonie samoczynnym Zetor Z-1505, stosowany w ciągniku rolniczym Zetor Forterra. Silnik ten na potrzeby realizacji prac badawczych w Katedrze Pojazdów Drogowych i Rolniczych Politechniki Opolskiej, został dostarczony z jednostki badawczo-rozwojowej firmy Zetor z siedzibą w Brnie (Czechy). Podstawowe parametry silnika badawczego Z-1505 bez modyfikacji technicznych, jakie wykonano podczas realizacji niniejszej pracy, przedstawiono w tabeli 4.1. Natomiast charakterystykę prędkościową zewnętrzną silnika Z-1505 przedstawiono na rysunku 4.1b.

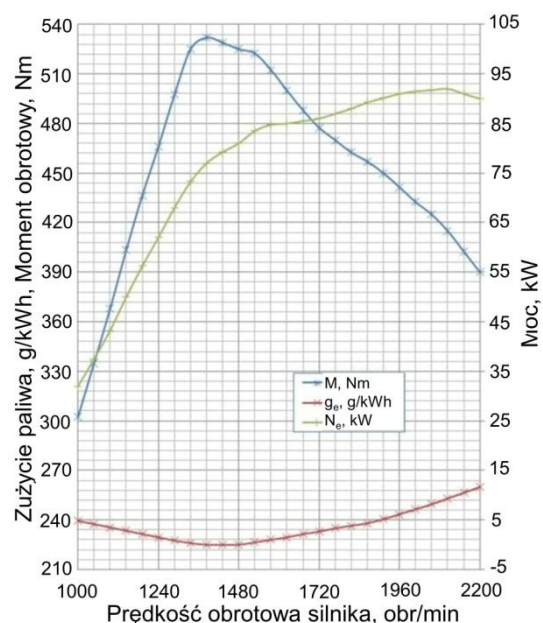
Tab. 4.1. Podstawowe parametry silnika badawczego Zetor Z-1505 [114]

CECHA	WARTOŚĆ
Moc znamionowa silnika (kW/KM)	90/122
Rodzaj silnika	rzędowy, ZS, turbodoładowany z intercoolerem
Liczba cylindrów	4
Pojemność skokowa (cm ³)	4156
Średnica cylindra/skok (mm)	105/120
Prędkość znamionowa (obr/min)	2200
Maksymalna prędkość wyjściowa (obr/min)	2460
Stopień sprężania	17,8
Sekwencja wtrysku paliwa	1 - 3 - 4 - 2
Zużycie paliwa przy mocy znamionowej (g/kWh)	260
Maksymalny moment obrotowy (N·m)	525
Układ chłodzenia	ciecz
Spełnienie norm emisji spalin	Tier III A

a)



b)



Rys. 4.1. Silnik doświadczalny Zetor Z-1505: a) widok poglądowy silnika, b) charakterystyka prędkościowa zewnętrzna [114]

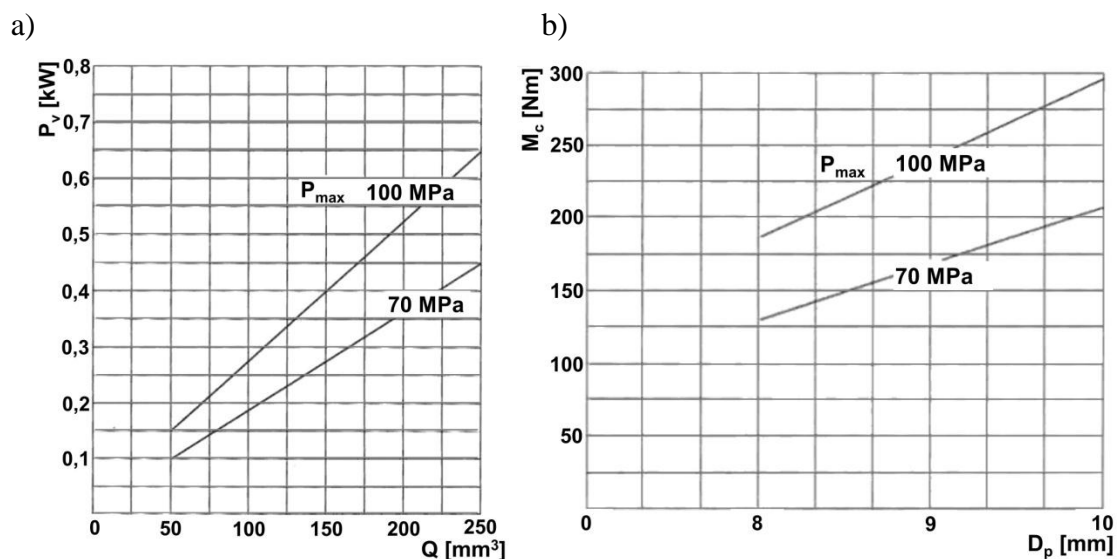
Zastosowany w silniku Z-1505 seryjny układ wtryskowy przedstawiono na rysunku 4.2, stanowi rządowa pompa wtryskowa, wyposażona w mechaniczny regulator prędkości obrotowej. Podstawowe cechy pompy wtryskowej zamieszczono w tabeli 4.2. Charakterystykę generowanej mocy oraz momentu pompy wtryskowej w zależności od dawki oraz ciśnienia paliwa zilustrowano na rysunku 4.3.



Rys. 4.2. Seryjna pompa wtryskowa MERCER, silnika Z-1505 [111]

Tab. 4.2. Podstawowe cechy pompy MERCER [111]

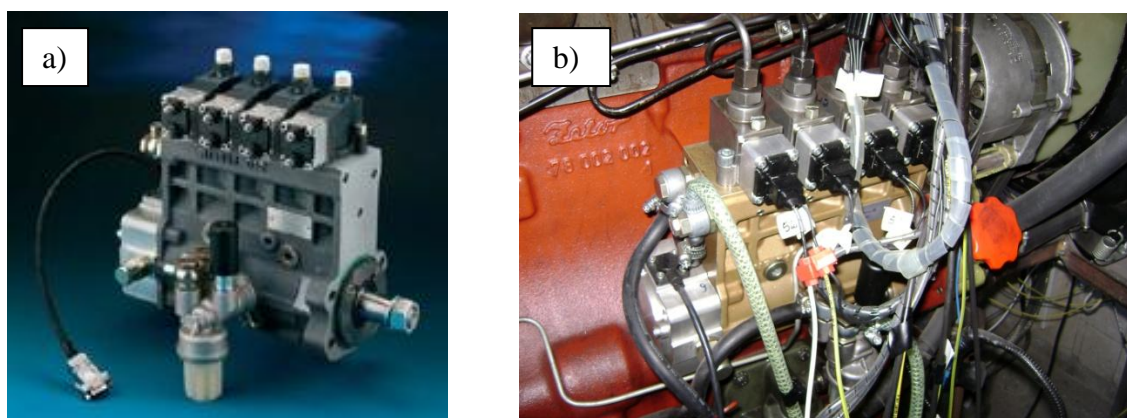
CECHA	WARTOŚĆ
Średnica tłoczka	8 - 10 mm
Skok tłoczka sekcji	12 (14) mm
Maksymalne ciśnienie robocze pompy	100 MPa
Rozstaw sekcji tłoczących	27 mm
Dawka paliwa	270 mm ³ /skok
Maksymalna prędkość pompy	2200 obr/min
Liczba zespołów tłoczących	3 - 8



Rys. 4.3. Charakterystyka pompy wtryskowej Mercer: a) moc wyjściowa pompy w funkcji dawki paliwa, b) moment napędowy pompy w funkcji średnicy tłoczka [111]
Oznaczenia do rysunku: P_v – moc wyjściowa pompy na jeden cylinder, Q – dawka paliwa, M_c – moment napędowy pompy, D_p – średnica tłoczka, P_{max} – maksymalne ciśnienie wtrysku

Zmodernizowany układ wtryskowy

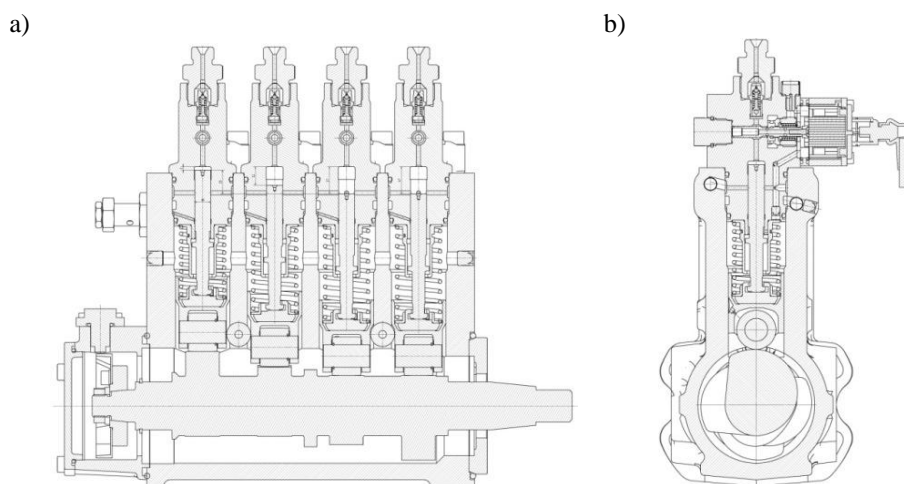
Układ wtryskowy silnika został poddany modernizacji przez firmę Motorpal. Montowaną seryjnie w silnikach fabrycznych pompę wtryskową Mercer, zastąpiono zmechanizowaną rzędową pompą wtryskową Motorpal o oznaczeniu EPP4M. Główna modernizacja dotyczy zastosowania w miejscach sekcji tłoczących, sterowanych jednostką ECU silnika, elektromagnetycznych zespołów wtryskowych. Każdy zespół wtryskowy obsługuje jeden cylinder i jest połączony przewodem wysokiego ciśnienia z wtryskiwaczem paliwa. Zamontowana pompa wtryskowa, na silniku badawczym Z-1505, posiada 4 zespoły wtryskowe. Sposób wytwarzania wysokiego ciśnienia wtrysku oparty jest na napędzie krzywkowym wału pompy wtryskowej. Przełożenie wału pompy w stosunku do wału korbowego silnika wynosi 2:1. Widok pompy EPP4M przedstawiono na rysunku 4.4, a podstawowe jej parametry zestawiono w tabeli 4.3. Natomiast przekroje pompy EPP4M przedstawiono na rysunku 4.5.



Rys. 4.4. Zmodernizowana rzędowa pompa wtryskowa Motorpal EPP4M:
a) widok poglądowy [111], b) zamontowana na silniku badawczym Z-1505

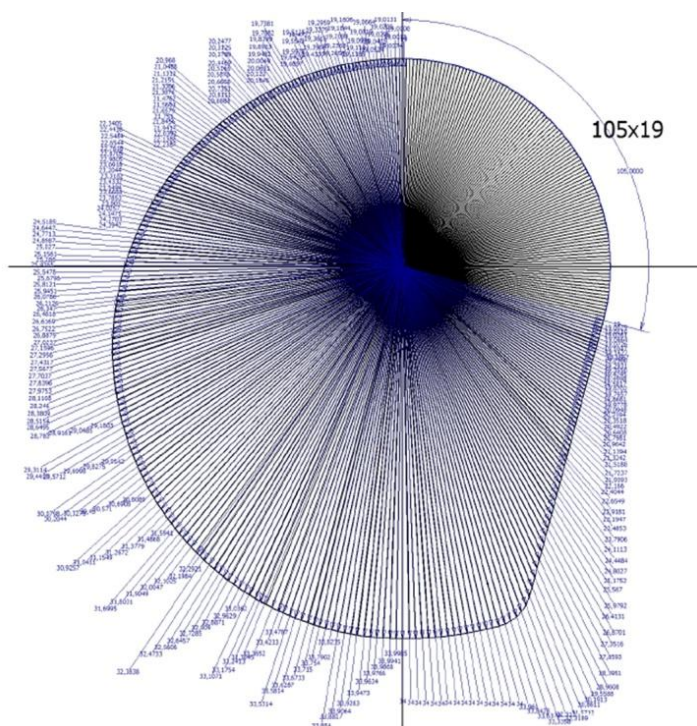
Tab. 4.3. Podstawowe parametry rzędowej pompy wtryskowej EPP4M [111]

CECHA	WARTOŚĆ
Maksymalna moc cylindra silnika	35 kW
Liczba sekcji tłoczących	3 - 8
Średnica tłoczka	10 mm
Skok tłoczka sekcji	15 mm
Maksymalne ciśnienie robocze pompy	180 MPa
Rozstaw sekcji tłoczących	45 mm
Średnica zewnętrzna sekcji tłoczącej	35 mm
Dawka paliwa	180 mm ³ /skok
Maksymalna prędkość pompy	1500 obr ⁻¹

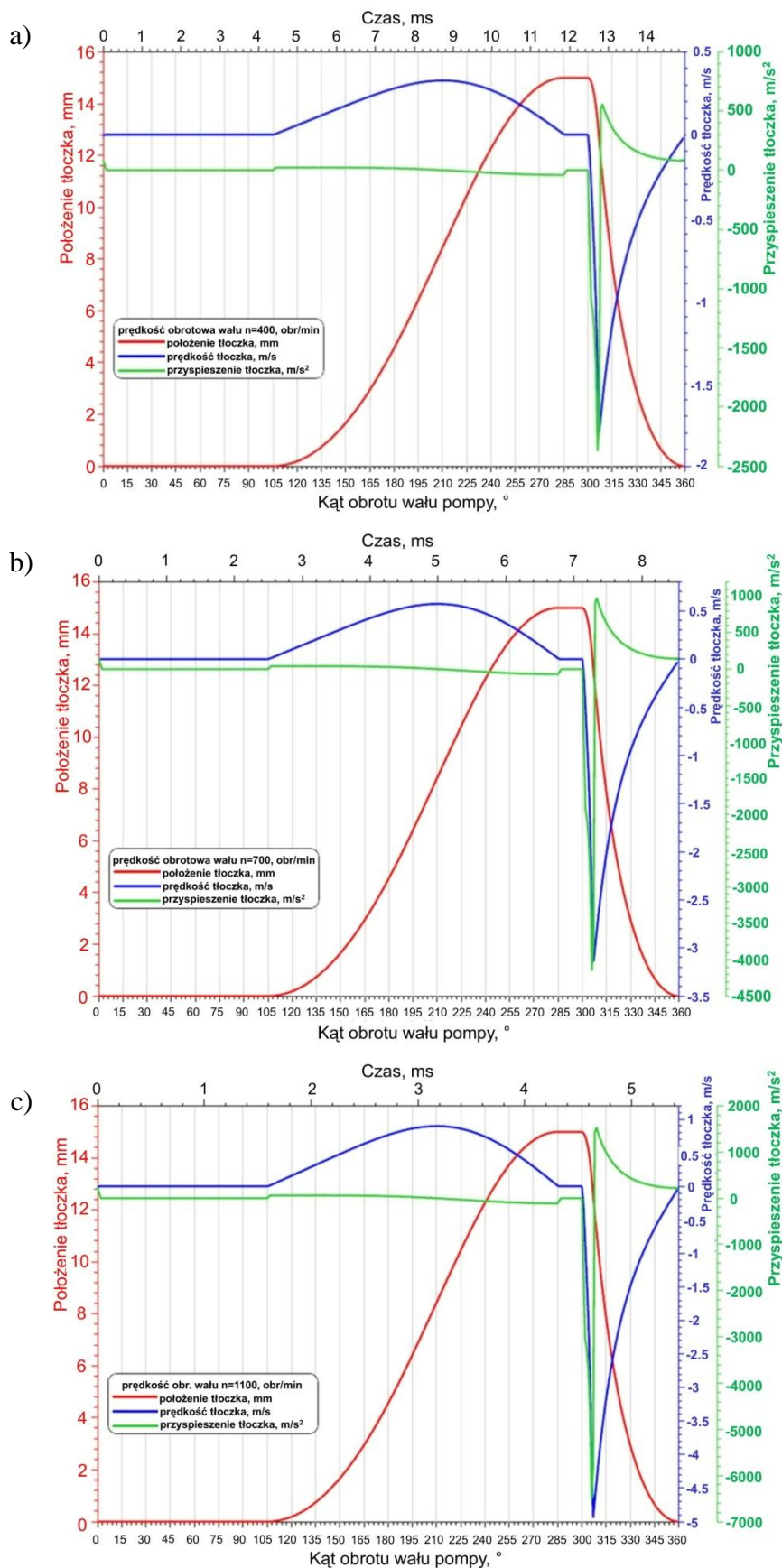


Rys. 4.5. Pompa wtryskowa EPP4M: a) przekrój podłużny, b) przekrój poprzeczny [119]

Zakres wysokiego ciśnienia roboczego, które pozwala wykonać wtrysk paliwa pod wysokim ciśnieniem jest uzależniony od części roboczej krzywki. Krzywka ta na podstawie dokumentacji technicznej, została zwymiarowana (rys. 4.6). W następnym etapie wykonano charakterystykę pracy krzywki dla 3 prędkości wałka pompy wtryskowej. Wybrano trzy zakresy prędkości obrotowej silnika: niskie (800 obr/min), średnie (1400 obr/min), wysokie (2200 obr/min). Charakterystykę położenia, prędkości i przyspieszenia tłoczka zespołu wtryskowego, przedstawiono na rysunku 4.7. Analiza charakterystyk pozwoliła określić czynny zakres roboczy krzywki, który wynosi 195° .

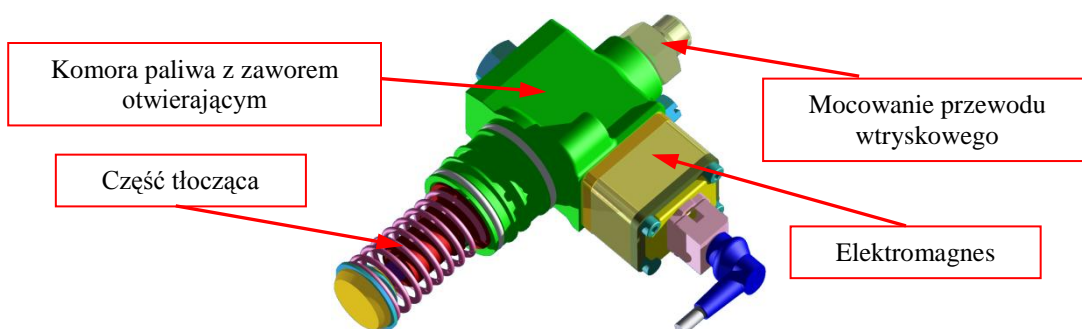


Rys. 4.6. Zwymiarowany kształt krzywki wału napędowego pompy EPP4M



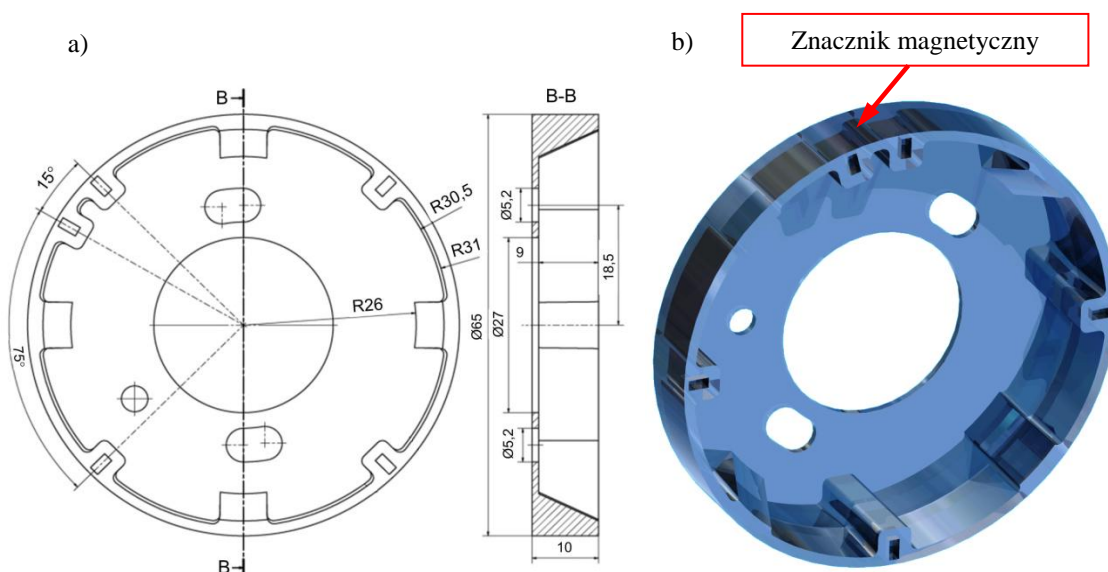
Rys. 4.7. Charakterystyka krzywki wału pompy wtryskowej EPP4M (położenia, prędkości, przyspieszenia tłoczka zespołu wtryskowego) dla trzech prędkości wału pompy wtryskowej: a) 400 obr/min, b) 700 obr/min, c) 1100 obr/min

Każda krzywka wału pompy EPP4M napędza zespół wtryskowy, wytwarzający wysokie ciśnienie. Zespół wtryskowy został przedstawiony na rysunku 4.8. Składa się on z dwóch głównych elementów: części tłoczącej oraz komory paliwa zamykanej i otwieranej elektromagnesem. Otwieranie oraz zamykanie przepływu paliwa w zespole tłoczącym jest nadzorowane z jednostki ECU silnika o nazwie ADCIS. Dzięki temu możliwe jest sterowanie początkiem i czasem trwania wtrysku paliwa.



Rys. 4.8. Zespół tłoczący pompy wtryskowej EPP4M, (model CAD) [119]

Pompa EPP4M jest wyposażona w czujnik prędkości obrotowej wałka napędowego pompy. Pełni on funkcję pomiaru prędkości obrotowej oraz rozpoznaje położenie krzywki wałka pompy względem poszczególnych zespołów tłoczących. Czujnik pracuje z kołem nadawczym o średnicy $\varnothing 65$ mm, w którym rozmieszczono symetrycznie magnesy, co 90° . Jeden z czterech magnesów, podzielono na dwie części, z których jedna jest dodatkowo odchylona o kąt 15° tak jak zobrazowano to na rysunku 4.9.



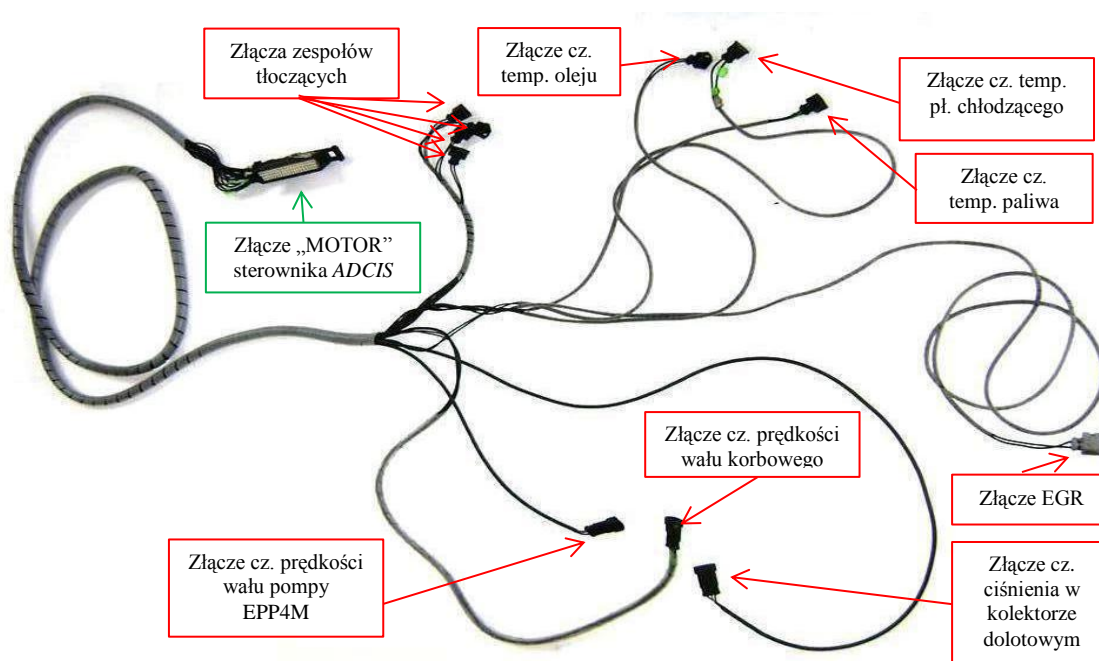
Rys. 4.9. Koło nadawcze czujnika prędkości obrotowej wałka pompy EPP4M:
a) rysunek wykonawczy, b) rysunek programu CAD [119]

Pompa wtryskowa EPP4M sterowana jest z ECU silnika o nazwie ADCIS. Sygnały z czujników rozmieszczonych na silniku w tym również czujnika prędkości zamontowanego na pompie wtryskowej, są odczytywane przez ECU. Dawka paliwa w zależności od warunków pracy oraz położenia pedału przyspieszenia, jest obliczana na podstawie zapisanych w pamięci sterownika map. Dodatkowo na potrzeby prac badawczych, dostarczone oprogramowanie umożliwia komunikację ze sterownikiem oraz modyfikowanie parametrów układu wtryskowego. ECU silnika posiada dwa złącza (rys. 4.10), z których jedno (złącze oznaczone „MOTOR”), pozwala na odczyt parametrów pracy silnika oraz drugie (złącze oznaczone „OEM”), umożliwiające ingerencje w ustawienia dawki wtryskowej w czasie rzeczywistym (on-line).

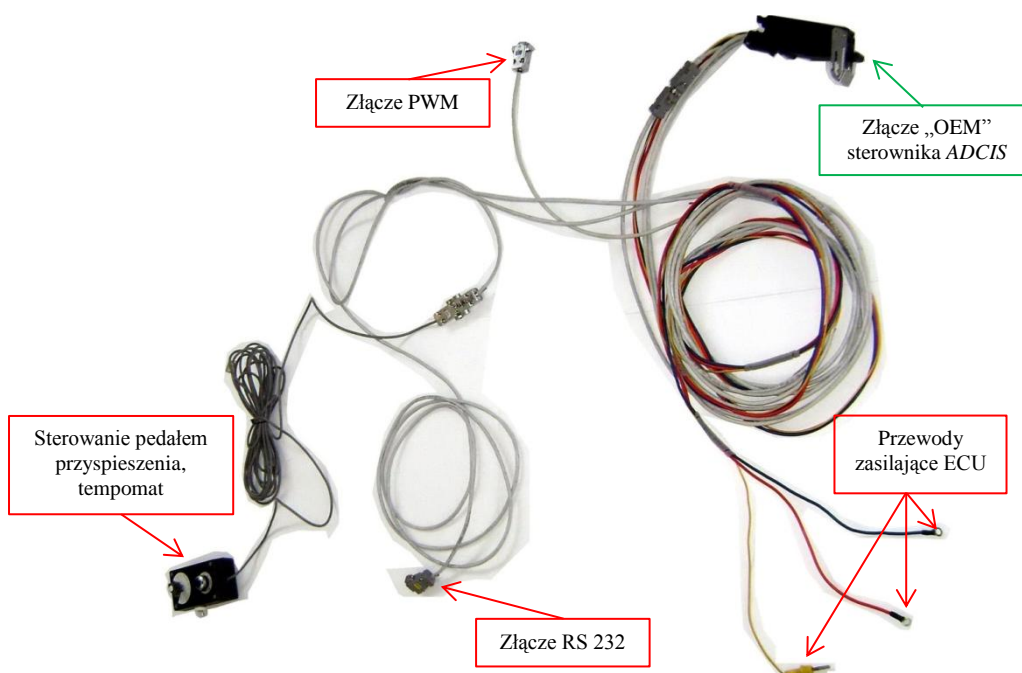


Rys. 4.10. Sterownik silnika ADCIS z oznaczonymi złączami

Schemat wiązki przewodów złącza „MOTOR” oraz złącza „OEM”, przedstawiono odpowiednio na rysunkach 4.11 i 4.12.

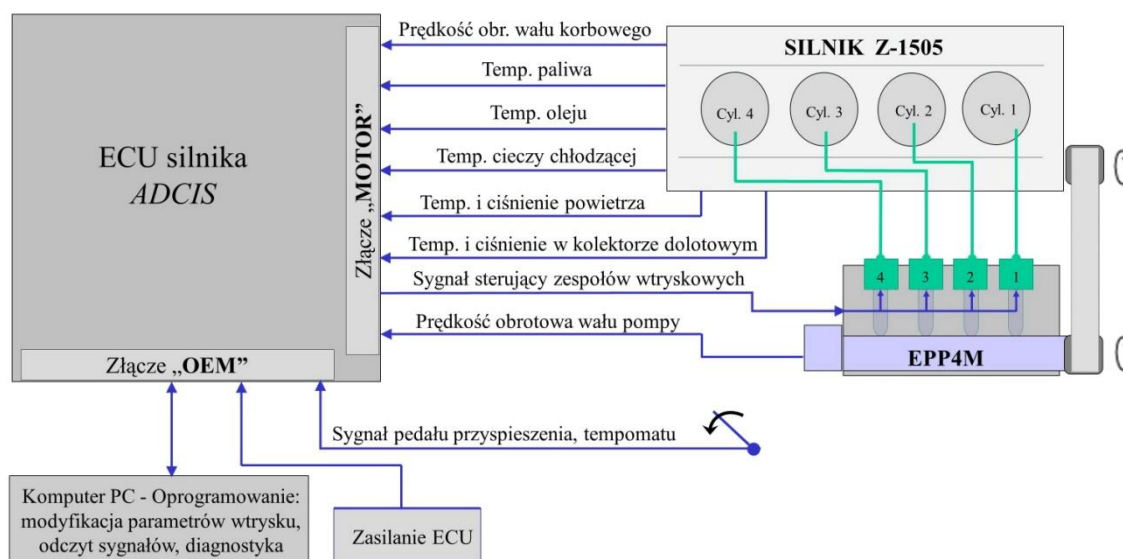


Rys. 4.11. Schemat wiązki przewodów złącza "MOTOR" sterownika ADCIS



Rys. 4.12. Schemat wiązki przewodów złącza "OEM" sterownika ADCIS

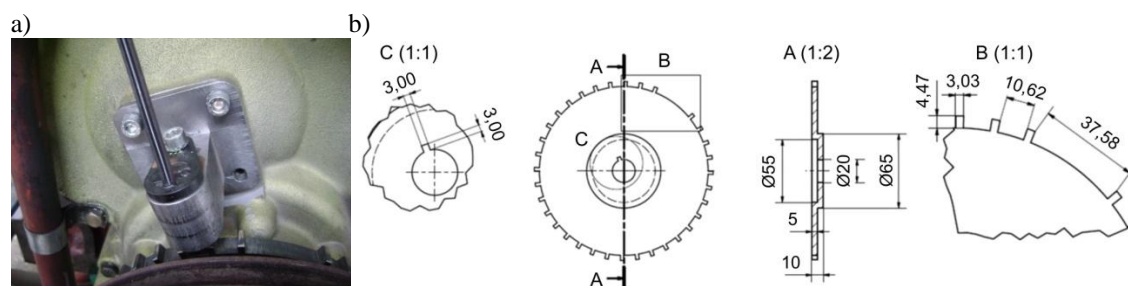
System wtrysku paliwa został podłączony wyżej opisanymi przewodami elektrycznymi z jednostką sterującą ADCIS oraz czujnikami zamontowanymi na silniku Z-1505. Schemat ideowy tego połączenia przedstawiono na rysunku 4.13.



Rys. 4.13. Schemat podłączenia systemu wtryskowego oraz jednostki sterującej ADCIS

System sterowania silnikiem został również wyposażony w czujniki temperatury: paliwa, oleju, płynu chłodzącego. W kolektorze dolotowym zastosowano czujnik ciśnienia i temperatury. W przewodzie dolotowym za filtrem powietrza, zastosowano czujnik masy powietrza HFM5 z termoanemometrem warstwowym. Z uwagi na fakt, iż wymienione wyżej czujniki, stanowią wyposażenie standardowe seryjnie

produkowanego silnika, nie podjęto ich szczegółowego opisu. Ponadto na jednym z końców wału korbowego, zakończonego kołem pasowym, zamontowano hallotronowy czujnik prędkości obrotowej silnika (rys. 4.14).



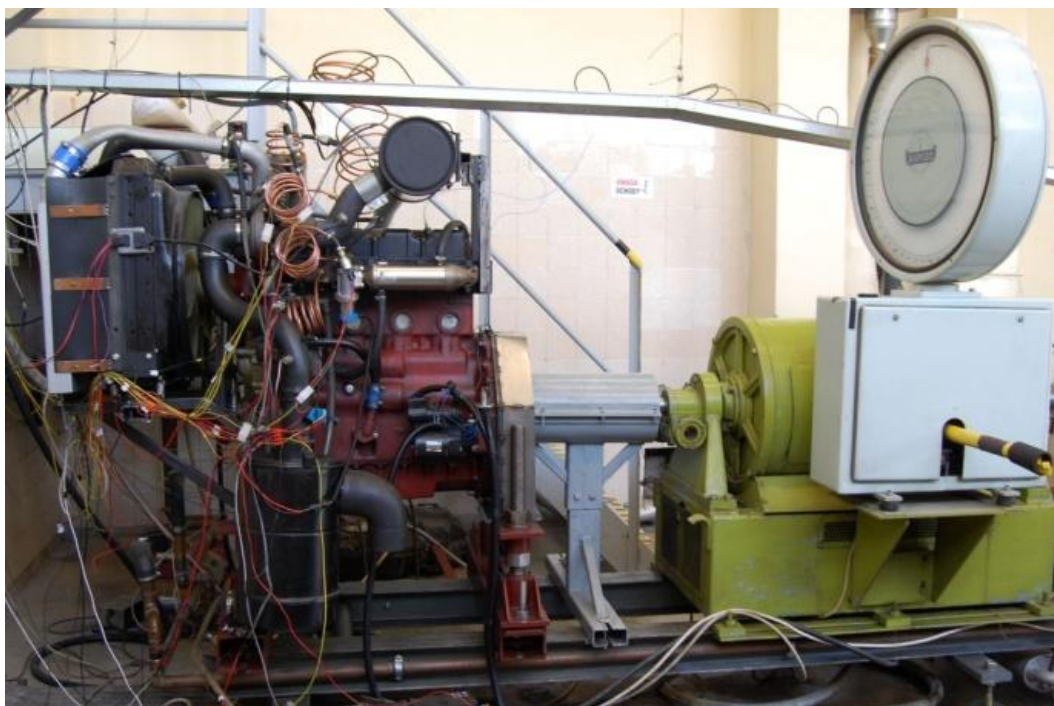
Rys. 4.14. Czujnik hallotronowy prędkości obrotowej wału korbowego:
a) zamocowanie na silniku badawczym, b) koło nadawcze – wymiary [119]

Czujnik prędkości obrotowej wału korbowego pracuje z kołem nadawczym o średnicy \varnothing 156 mm, które posiada 34 symetrycznie rozmieszczone znaczniki. Na kole nadawczym, w miejscu odpowiadającym GMP pierwszego cylindra silnika znajduje się odstęp odpowiadający odległości dwóch znaczników zgodnie z zależnością: $(36-2=34)$ znaczniki.

4.2. Stanowisko badawcze

Stanowisko badawcze stanowi hamownia silnikowa, znajdująca się w Katedrze Pojazdów Drogowych i Rolniczych Politechniki Opolskiej. Hamownia jest zbudowana z dwóch zasadniczych zespołów: miejsca zamocowania obiektu badawczego (rys. 4.15) oraz panelu sterującego (rys. 4.16). Miejsce mocowania obiektu badawczego (silnika spalinowego Z-1505) jest wyposażone w zaprojektowane do tego celu uchwyty montażowe, zbiornik paliwa oraz hamulec elektryczny. Hamulec stanowi obcowzbudna maszyna elektryczna prądu stałego, sterowana za pomocą czteroskładnikowego przekształtnika tyrystorowego. Maszyna ta jest połączona z silnikiem badawczym Z-1505 za pomocą krótkiego wału napędowego typu „Kardan”.

Drugi zespół stanowiska badawczego, służy do sterowania pracą hamowni, sterowania pracą obiektu badawczego, rejestracji mierzonych sygnałów oraz ich odczyt w trybie „on-line”. Część ta jest wyposażona w system pomiarowy, w skład którego wchodzi: komputery klasy PC, programowalny sterownik CompactRIO firmy National Instruments, panel sterujący hamowni silnikowej, analizatory spalin, wzmacniacz sygnału czujników ciśnienia AVL, moduł kontrolny momentomierza, urządzenie sterujące wychyleniem pedału przyspieszenia silnika badawczego, oprogramowanie do kontroli i archiwizacji badanych parametrów.



Rys. 4.15. Stanowisko badawcze - silnik doświadczalny Z-1505 wraz z oprzyrządowaniem i czujnikami pomiarowymi połączony z hamulcem elektrycznym



Rys. 4.16. Drugi zespół stanowiska badawczego – panel sterujący do kontroli i rejestracji parametrów testowanego silnika Z-1505

Aparatura stanowiska badawczego oraz oprogramowanie zostały szczegółowo opisane w kolejnych rozdziałach niniejszej pracy.

4.3. Aparatura pomiarowa

Analizator spalin Motorscan

Do pomiarów stężenia substancji szkodliwych w spalinach silnika badawczego, użyto analizatora spalin Motorscan Leder 8000. Widok poglądowy analizatora spalin przedstawiono na rysunku 4.17. Podstawowe parametry oraz charakterystykę pracy analizatora Leder 8000 przedstawiono w tab. 4.4. Urządzenie to pozwala rejestrować główne składniki spalin: CO₂, CO, HC, NO_x, O₂ oraz wartość: współczynnika nadmiaru powietrza λ, temp. oleju, prędkości obrotowej silnika.



Rys. 4.17. Analizator spalin Mtorscan Leder 8000

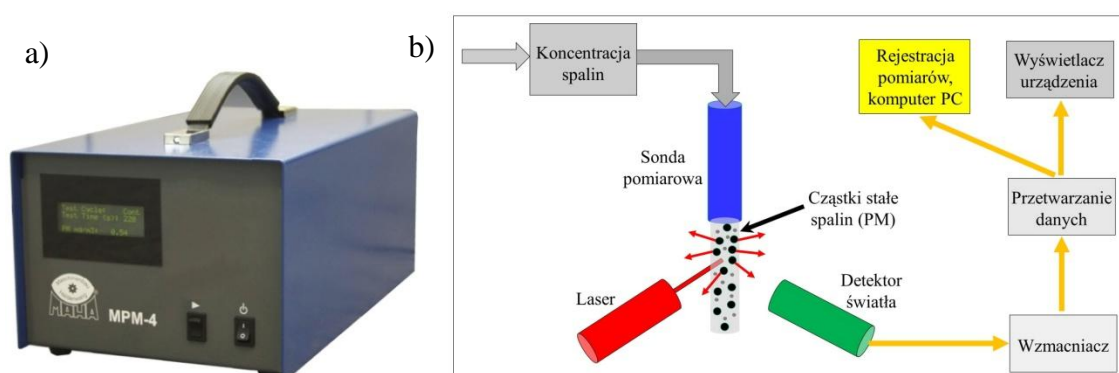
Tab. 4.4. Charakterystyka pracy analizatora spalin Motorscan Lader 8000 [119]

<i>Parametr</i>	<i>Zakres pomiarowy, jednostka</i>	<i>Dokładność pomiaru</i>	<i>Metoda pomiarowa</i>
CO ₂	0÷19,9 % obj.	0,1	NDIR
CO	0÷9,99 % obj.	0,01	NDIR
HC	0÷9999 ppm	1	NDIR
NO _x	0÷2000 ppm	10	elektrochem.
O ₂	0÷25,0 % obj.	0,1	elektrochem.
Wsp. Lambda (λ)	0,000÷2,000	0,001	czujnik tlenu
Temp. oleju lub spalin	0÷600 °C	2	termopara
Prędkość obr silnika	0÷5,000 obr/min	20	czujnik indukcyjny
Warunki pracy			
<i>Parametr</i>	<i>Opis</i>		
Temperatura robocza	5 ÷ 40 °C		
Wilgotność	do 90 %		
Natężenie przepływu gazu	ok. 10 l/min		
Czas odpowiedzi	< 15 s (95 % wartości końcowej)		
Wyjście	standard RS 232, transmisja danych 8 bitów, bez kontroli parzystości		

Analizator posiada atest zgodnie z Decyzją nr ZT 142/95 Głównego Urzędu Miar o zatwierdzeniu typu w I klasie OIML Atest nr 330/95 ITS.

Dymomierz MPM-4 mierzący masowe stężenie PM

Do pomiaru masowego stężenia cząstek stałych w spalinach, wykorzystano miernik cząstek stałych Maha o oznaczeniu MPM-4. Pomiar dokonywany tym urządzeniem opiera się na odmiennej, niż w tradycyjnych dymomierzach absorpcyjnych, laserowej metodzie pomiaru ilości cząstek stałych. Daje on możliwość pomiaru PM w całkowitej objętości spalin w sposób ciągły. Jego zasada działania polega na pobieraniu przez sondę pomiarową próbki spalin, która następnie jest poddana działaniu lasera. W kolejnym etapie próbka ta jest mierzona przez detektor światła rozproszonego, który dokonuje pomiaru wielkości i stężenia cząstek stałych. Uzyskane wyniki są przeliczane w urządzeniu na jednostkę mg/m^3 . Widok poglądowy urządzenia MPM-4 przedstawiono na rysunku 4.18a, natomiast jego uproszczony schemat działania na rysunku 4.18b. Dane techniczne dymomierza MPM-4 przedstawiono w tabeli 4.5.



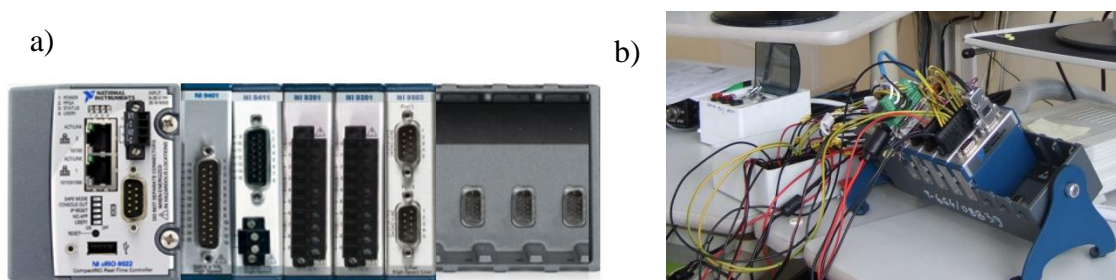
Rys. 4.18. Urządzenie Maha MPM-4 do pomiaru zawartości cząstek stałych w spalinach: a) widok zewnętrzny, b) uproszczony schemat działania urządzenia MPM-4 [115]

Tab. 4.5. Parametry dymomierza Maha MPM-4 [115]

PARAMETR	OPIS
Zasilanie	Zasilanie 12 V (DC) / 110-240 V (AC)
Zakres pomiarowy	0,01 - 700,00 mg/m^3
Metoda pomiaru	promienia odbitego (LLSP)
Dokładność pomiarowa na wyświetlaczu	0,01 mg/m^3
Wielkość cząstek stałych	100 nm - 10000 nm
Maksymalna rozdzielczość na złączu analogowym	0,00 - 8,00 mg/m^3 , 0,00 - 700,00 mg/m^3
Złącza komunikacyjne z komputerem PC	USB, RS 232

Programowalny sterownik czasu rzeczywistego CompactRIO

Do rejestracji parametrów mierzonych oraz sterowania systemem pomiarowym, użyto programowalnego sterownika czasu rzeczywistego CompactRIO firmy National Instruments. Platforma ta oparta jest na technologiach National Instruments LabVIEW FPGA i LabVIEW Real-Time, które zapewniają użytkownikowi możliwości definiowania i tworzenia niestandardowych systemów. Wykorzystany w systemie pomiarowym sterownik czasu rzeczywistego CompactRIO oparty jest na kontrolerze cRIO-9022, którego podstawowe parametry przedstawiono w tabeli 4.6.



Rys. 4.19. Programowalny sterownik CompactRIO: a) widok poglądowy, b) zaimplementowany na stanowisku badawczym

Tab. 4.6. Podstawowe cechy i zastosowane moduły sterownika CompactRIO [119]

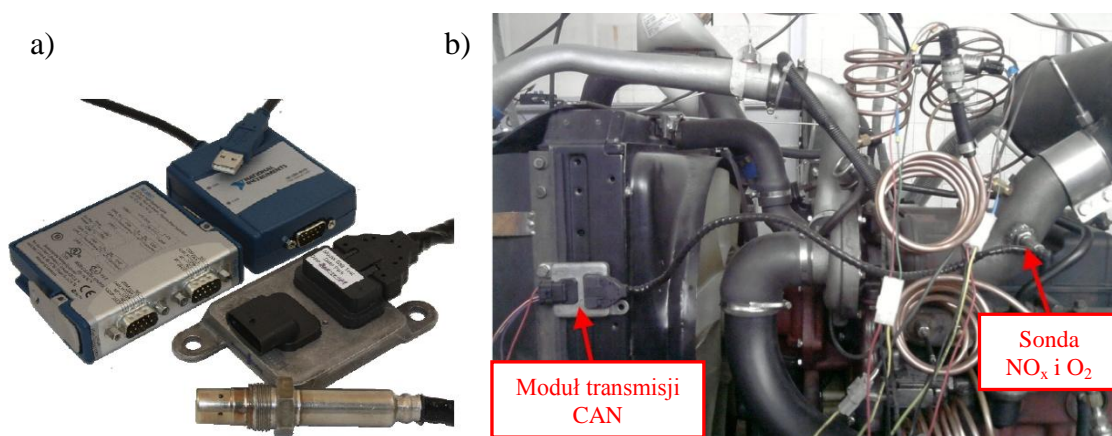
CECHA	OPIS
Procesor	533 MHz
Pamięć operacyjna RAM	256 MB DDR
Pamięć trwała	2 GB
Porty Ethernet	2 szt.
Port Hi-Speed USB	2 szt.
Port RS232	1 szt.
Wejścia 9 do 35 VDC	2 szt.
Wejścia/wyjścia sygnałów cyfrowych	moduł NI 9401
Wejście sygnałów cyfrowych	moduł NI 9411
Wejście sygnałów analogowych	2 x moduł NI 9201
Komunikacje w magistrali CAN z sondą pomiarową NO _x	NI 9853

Zestawiona aparatura pozwala na pomiar 16 kanałów analogowych z częstotliwością 500 kS/s, 8 wejściowych kanałów cyfrowych z częstotliwością 10 MHz, 8 wejść/wyjść kanałów cyfrowych z częstotliwością 2 MHz oraz komunikację z urządzeniami za pomocą magistrali CAN.

System CompactRIO zaprogramowano za pomocą graficznego języka programowania LabVIEW firmy National Instruments. W celu przeprowadzenia badań rozpoznawczych silnika Zetor Z-1505 zestawiono stanowisko pomiarowe składające się z sterownika modułowego CompactRIO. Sterownik ten monitoruje 17 parametrów z czujników zamontowanych na silniku Z-1505.

Czujnik NO_x i O₂

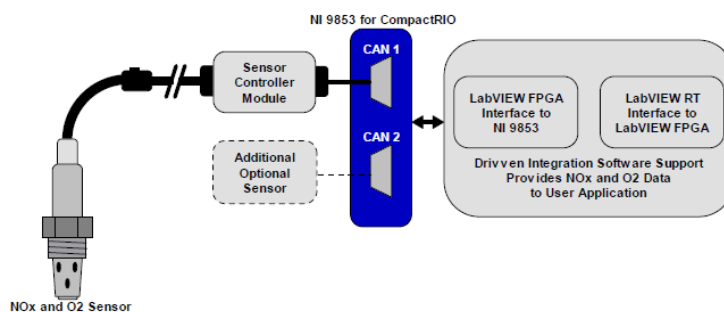
Pomiar zawartości NO_x i O₂ w spalinach podczas badań silnika Z-1505 wykonywano czujnikiem firmy Driven. Czujnik ten współpracuje z systemem pomiarowym, składającym się z modułu transmisyjnego CAN oraz karty pomiarowej NI 9853 firmy National Instruments. Karta współpracuje z programowalnym sterownikiem CompactRIO, który rejestruje sygnał czujnika NO_x i O₂ z magistrali CAN silnika badawczego. Moduł do pomiaru zawartości NO_x i O₂ zilustrowano na rysunku 4.20, natomiast schemat ideowy działania tego modułu na rysunku 4.21. Podstawowe parametry techniczne czujnika zestawiono w tabeli 4.7.



Rys. 4.20. Moduł do pomiaru zawartości NO_x i O₂ w spalinach: a) elementy składowe modułu, b) miejsca montażu na silniku badawczym

Tab. 4.7. Charakterystyka czujnika zawartości NO_x i O₂ w spalinach [119]

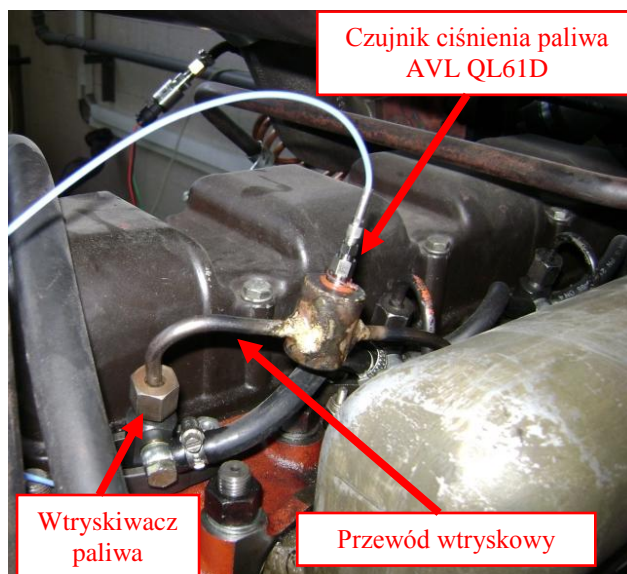
Rodzaj wyjścia	Zakres pomiarowy	Dokładność	Czas reakcji	Szybkość odświeżania
NO _x	0 ÷ 3000 ppm	0 ppm ±10 ppm	1300 ms fresh 1650 ms agreed	50 ms interval
		100 ÷ 1500 ppm ±10%		
		1500 ÷ 3000 ppm		
O ₂	-12 ÷ 21 %	λ = 0,90: ±1,4% (odświeżania)	1000 ms fresh 1300 ms agreed	250 kBaud
		0% (λ=1,00): ±0,13%		
		0% (λ=1,00): ±0,25% agreed		
		13% (λ=2,65): ±0,32% fresh		



Rys. 4.21. Schemat działania sondy pomiarowej tlenków azotu Driven NO_x [119]

Czujnik ciśnienia paliwa

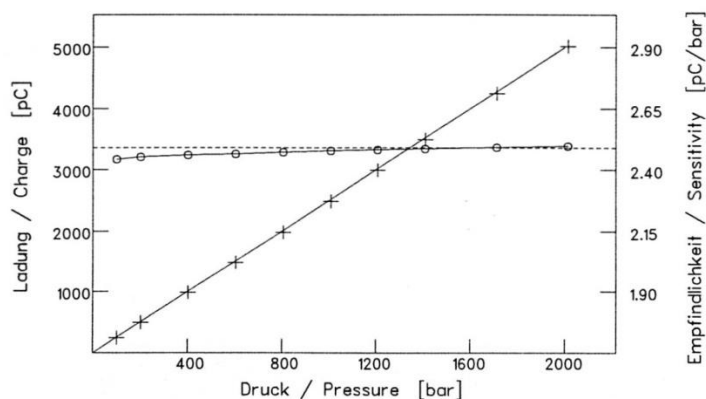
Pomiary ciśnienia paliwa wykonano czujnikiem AVL QL61D, którego podstawowe parametry zestawiono w tab. 4.9. Czujnik ten zamontowano na przewodzie wtryskowym doprowadzającym paliwo do wtryskiwacza czwartego cylindra silnika. Przetwornik ciśnienia mierzy ciśnienie paliwa tłoczonego przez pompę wtryskową, w przewodzie wysokiego ciśnienia, przed wtryskiwaczem (rys. 4.24). Charakterystykę czujnika przedstawiono na rysunku 4.25.



Rys. 4.24. Miejsce montażu czujnika ciśnienia AVL QL61D, w przewodzie wtryskowym silnika doświadczalnego

Tab. 4.9. Podstawowe dane czujnika ciśnienia AVL QL61D [117]

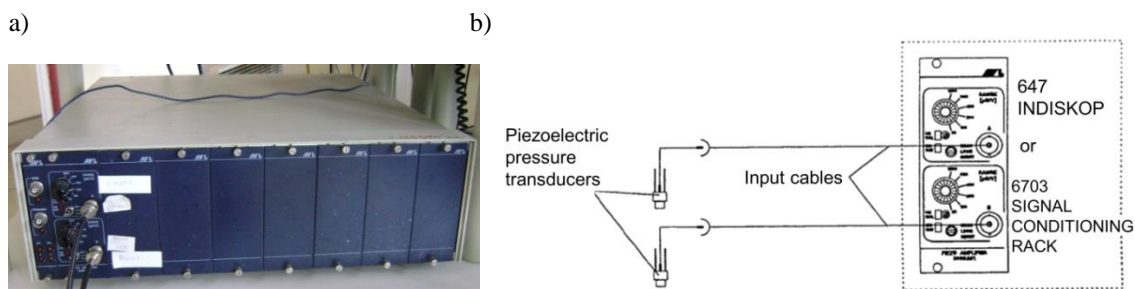
<i>CECHA</i>	<i>WARTOŚĆ</i>
Zakres pomiarowy	2000 bar
Czułość	2,49 pC/bar
Zakres temp pracy	200 °C
Linowość	< ± 0,8%
Częstotliwość	220 kHz



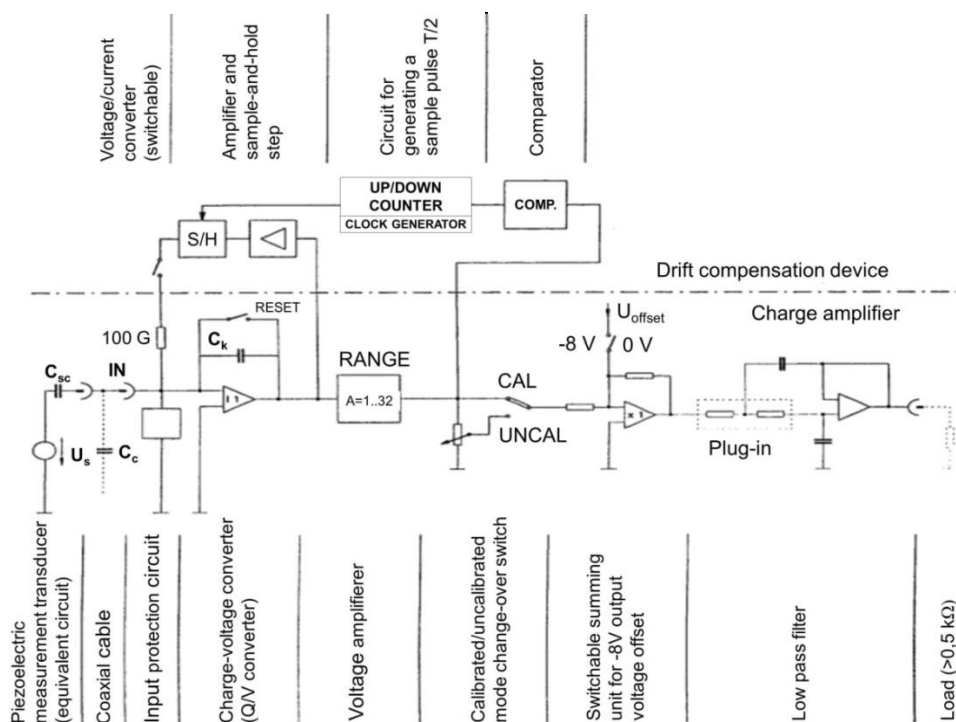
Rys. 4.25. Charakterystyka czujnika ciśnienia paliwa AVL QL61D [117]

Wzmacniacz sygnału AVL 3066A01

Sygnaly z czujników piezoelektrycznych ciśnienia w cylindrze AVL GM12D i ciśnienia paliwa AVL QL61D, są przetwarzane w wzmacniaczu sygnału AVL 3066A01, którego widok poglądowy przedstawiono na rysunku 4.26a. Natomiast sposób podłączenia wzmacniacza z czujnikami ciśnienia AVL: GM12D oraz QL61D na rysunku 4.26b. Schemat blokowy opisujący zasadę działania wzmacniacza przedstawiono na rys. 4.27.



Rys. 4.26. Wzmacniacz sygnału AVL 3066A01:
a) widok poglądowy, b) sposób podłączenia czujników AVL GM12D oraz QL61D

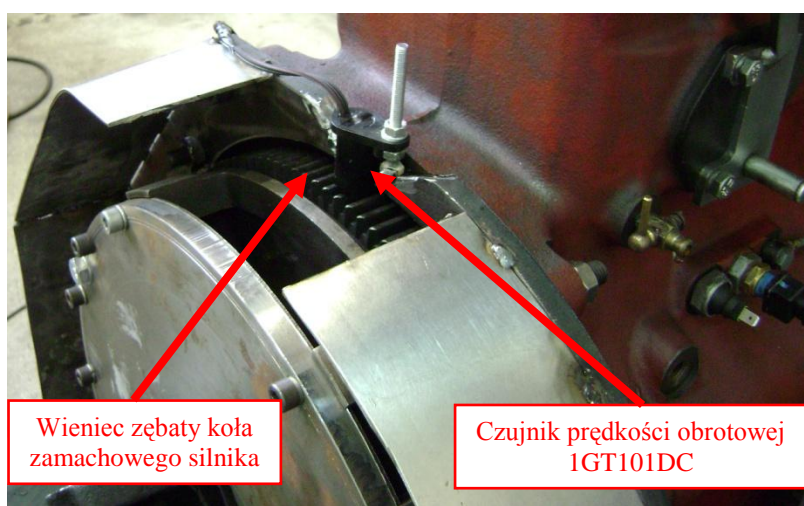


Rys. 4.27. Schemat blokowy działania wzmacniacza sygnału AVL 3066A01 [117]

Opis oznaczeń na rys.: Voltage/current converter (switchable) – przełączany przetwornik napięcia/prądu,
Amplifier and sample – and hold step – wzmocnienie próbki sygnału,
Circuit for generating a sample pulse at T/2 – obwód generowania impulsem próbki, Comparator – komparator,
Piezoelectric measurement transducer (equivalent circuit) – pomiar piezoelektrycznym przetwornikiem,
Coaxial cable – przewód koncentryczny, Input protection circuit – zabezpieczenie wejścia obwodu,
Charge-voltage converter – przetwornik napięcia ładowania, Voltage amplifierer – wzmacniacz napięcia,
Calibrated/uncalibrated mode change-over switch - Skalibrowany / nieskalibrowany przełącznik zmiany trybu,
Switchable summing unit for 8V output voltage offset - opóźnienie napięcia wyjściowego 8V,
Low pass filter – filtr dolnoprzepustowy, Load - obciążenie (> 0,5 kΩ),
Drift compensation device – urządzenie kompensujące wahania sygnału,

Czujnik 1GT101DC prędkości obrotowej koła zamachowego

W celu pomiaru prędkości obrotowej silnika zastosowano hallotronowy czujnik prędkości obrotowej 1G101DC firmy Honeywell. Koło nadawcze dla czujnika stanowi wieniec zębaty koła zamachowego silnika. Koło to posiada 129 znaczników. Miejsce i sposób montażu czujnika prędkości obrotowej 1G101DC na silniku badawczym Z-1505, przedstawiono na rysunku 4.28. Natomiast podstawowe parametry tego czujnika zamieszczono w tabeli 4.10.



Rys. 4.28. Czujnik hallotronowy prędkości obrotowej 1G101DC, zamontowany przy kole zamachowym silnika

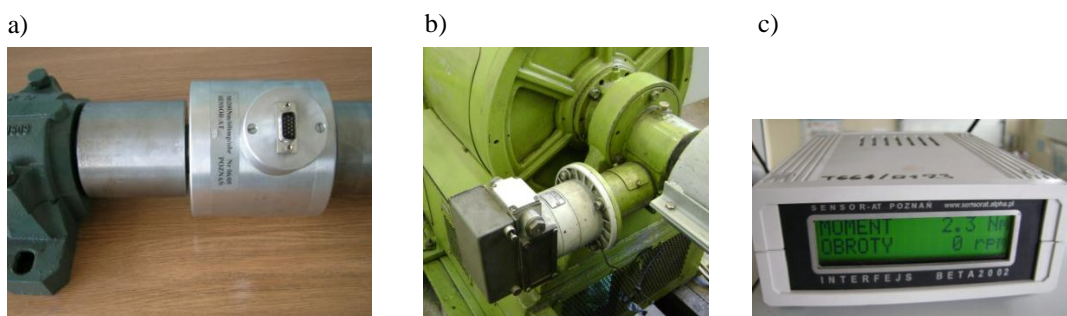
Tab. 4.10. Podstawowe parametry czujnika prędkości obrotowej 1G101DC [118]

CECHA	WARTOŚĆ
Typ	Hallotronowy
Napięcie zasilania	4,5÷24 Vdc
Prąd wyjściowy	40 mA
Typ zakończenia	Doprowadzenie przewodu
Zakres temperatury pracy	-40÷150 °C
Napięcie wyjściowe	0,4 Vdc
Zakres	10÷3600 obr/min
Czas przełączania, wzrost (10÷90)%	15 μs
Czas przełączania, spadek (90÷10)%	1,0 μs

Sygnal prędkości obrotowej czujnika hallotronowego 1G101DC rejestrowano w sterowniku CompactRIO. W następnym etapie zapisany sygnał został poddany analizie, określającej stopień nierównomierności biegu silnika.

Momentomierz

Pomiar momentu obrotowego realizowano zestawem momentometrycznym Sensor AT. W skład zestawu (rys. 4.29) wchodzi momentomierz tensometryczny Mt 200 oraz interfejs pomiarowy BETA 2002. Charakterystyczne dane zestawu do pomiaru momentu podano w tabeli 4.11. Momentomierz pozwala na pomiar momentu obrotowego oraz dzięki wbudowanemu optoelektronicznemu przetwornikowi obrotowo-impulsowemu również pomiar prędkości obrotowej.



Rys. 4.29. Zestaw do pomiaru momentu obrotowego badanego silnika:
a) momentomierz tensometryczny Mt 200, b) momentomierz zamontowany na stanowisku badawczym, c) Interfejs Beta 2002 momentomierza

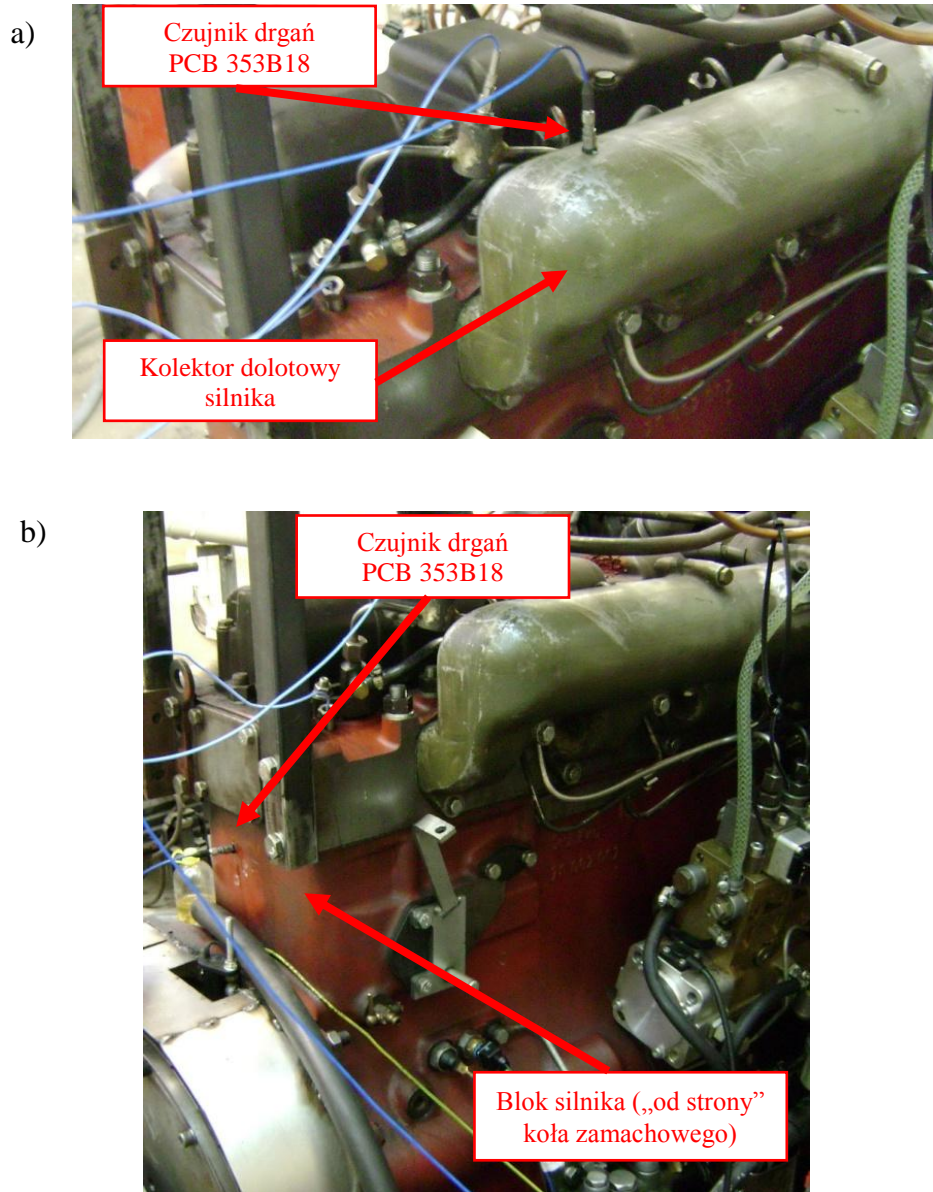
Tabela 4.11. Charakterystyczne dane zestawu momentometrycznego SensorAT [119]

<i>CECHA</i>	<i>WARTOŚĆ</i>
Średnica wałka wyjściowego/długość całkowita	38mm (g6)/190 mm
Zakres pomiarowy momentu obrotowego	0 – ±200 N·m
Zakres pomiarowy prędkości obrotowej	0 - 6000 obr/min
Zakres sygnałów wyjściowych (moment obrotowy)	-10 ÷ +10V
Zakres sygnałów wyjściowych (prędkość obrotowa)	0 ÷ 10V
Dokładność przetwarzania cyfrowego momentu	0,1% (0,2 N·m)
Dokładność przetwarzania cyfrowego prędkości obr.	0,17% (10 obr/min)
Rozdzielczość wyjścia analogowego momentu obr.	10 mV (0,2 N·m), 0,2%
Rozdzielczość wyjścia analogowego prędkości obr.	16,7 mV (10 obr/min), 0,2%
Szumy na wejściu analogowym	0,3% dla 1800 Hz i 200 N·m
Częstotliwość przetwarzania momentu obrotowego	1 - 1800 Hz
Częstotliwość przetwarzania prędkości obrotowej	10 Hz
Konfiguracja złącza RS 232	115200 bodów, 8 bit
Format danych	binarne, 4 bajty na próbkę

Interfejs BETA 2002 jest elektronicznym modulem kondycjonującym sygnały pomiarowe pochodzące z momentomierza typu Mt–SensorAT. Interfejs dostarcza sygnał wyjściowy napięciowy w postaci analogowej ($\pm 10V$) oraz sygnał wyjściowy cyfrowy w postaci strumienia danych wysyłanych przez łącze szeregowe RS232. Obydwa rodzaje wyjścia (wyjścia analogowe i cyfrowe RS232) są odizolowane galwanicznie od masy momentomierza.

Czujnik drgań PCB 353B18

Do pomiarów amplitudy przyspieszeń drgań silnika wykorzystano jednoosiowy akcelerometr PCB 353B18. Specyfikacja techniczna tego czujnika została przedstawiona w tabeli 4.12. Miejsca montażu czujnika drgań PCB 353B18 na silniku badawczym, przedstawiono na rysunkach 4.30a oraz 4.30b.



Rys. 4.30. Miejsca mocowania czujnika drgań PCB 353B18 na silniku badawczym Z-1505: a) kolektor dolotowy, b) blok silnika od strony koła zamachowego

Sygnal z czujnika drgań był rejestrowany przy pomocy analizatora LMS SCADAS Mobile. Sygnal ten w dalszej kolejności został poddany obróbce na komputerze klasy PC wykorzystującym oprogramowanie do analizy sygnałów drgań o nazwie LMS Test.Lab v11B SL2.

Tab. 4.12. Podstawowe dane czujnika drgań PCB 353B18 [110]

CECHA	WARTOŚĆ
Czułość	10 mV/g [1.02 mV/(m/s ²)]
Tolerancja czułości	±10%
Zakres częstotliwości	0.7 Hz ÷ 18 kHz
Częstotliwość rezonansowa	≥ 70 kHz
Waga	1.8 g
Zakres pomiarowy	500 g (4900 m/s ²)
Rozdzielczość szerokopasmowa	0.05 m/s ² rms
Nieliniowość	≤ 1%
Czułość poprzeczna	≤ 5%
Zakres temperatury pracy	od -54 do +121 °C
Limit przeciążenia	± 98k m/s ² pk
Sposób montażu	Baza montażowa samoprzylepna, wosk
Materiał obudowy	Tytan
Element pomiarowy	Quartz (kwarc)

Analizator sygnałów LMS SCADAS Mobile

Wykorzystany w badaniach analizator LMS SCADAS jest w pełni zautomatyzowanym niewymagającym sterowania zewnętrznego, urządzeniem rejestrującym sygnały pomiarowe. Dane zapisywane są na karcie CompactFlash bezpośrednio w urządzeniu. Widok poglądowy analizatora na stanowisku badawczym zilustrowano na rysunku 4.31. Natomiast jego podstawowe dane techniczne przedstawiono w tabeli 4.13.



Rys. 4.31. Widok poglądowy zamontowanego na stanowisku badawczym analizatora sygnałów LMS SCADAS Mobile

Tab. 4.13. Podstawowe dane techniczne analizatora LMS SCADAS Mobile [110]

CECHA	WARTOŚĆ
Ilość gniazd	2 (1 dla kontrolera systemu)
Maksymalna liczba kanałów	8
Interfejs Hosta	Ethernet
Temperatura pracy	od -10 °C do +55 °C
Waga	2,5 kg
Wejście zasilania AC	110/220V
Wejście zasilania DC	9-36V

OPROGRAMOWANIE I WŁASNE SYSTEMY POMIAROWE:

LabVIEW

LabVIEW (**L**aboratory **V**irtual **I**nstrumentation **E**ngineering **W**orkbench) jest środowiskiem programistycznym, zawierającym graficzny język programowania, który służy do tworzenia aplikacji. Idea tworzenia i funkcjonowania aplikacji w tym języku, opiera się na komponentach w postaci symboli graficznych, połączonych ze sobą przewodami. Przewody są odzwierciedleniem ścieżki przepływu danych, która wymusza jednocześnie wykonywanie aplikacji.

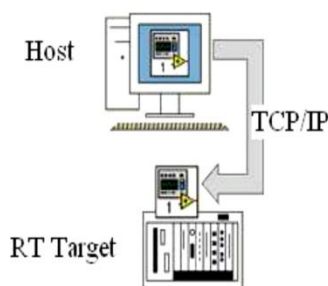
Dodatkowo program LabVIEW posiada wiele przydatnych modułów, z których najważniejszy to Real-Time. Jest to wersja wspierająca kontrolery czasu rzeczywistego. Docelowo przeznaczona jest do współpracy ze sprzętem firmy National Instruments, jak np. kontrolery Compact FieldPoint (na wzór rozbudowanych sterowników PLC) czy też moduły CompactRIO – bardzo szybkie i wydajne kontrolery mające unikatową architekturę.

Drugim z modułów jest LabVIEW FPGA Module – umożliwia tworzenie aplikacji z wykorzystaniem FPGA. Moduł ten ma zastosowanie wszędzie tam, gdzie istnieje potrzeba stworzenia indywidualnego i unikalnego hardware'u. National Instruments dostarcza bazową platformę wyposażoną w bloki analogowe oraz cyfrowe jak również nadzorujący ich pracę układ FPGA. Za pomocą modułu możliwe jest wykonanie syntezy kodu, który będzie zapewniał synchronizację pracy modułów, implementację różnego rodzaju magistral czy złożone systemy wyzwalania pomiaru. Tak przygotowany kod zostaje następnie załadowany do pamięci flash platformy docelowej, która obsługiwana jest z poziomu programu LabVIEW. Z uwagi na to, że synteza kodu jest procesem długotrwałym, w trakcie rozwijania aplikacji stosowany jest symulator.

Na potrzeby badań wykonano aplikacje monitorującą wyznaczone parametry silnika w środowisku LabVIEW. Aplikacja zbudowana jest w formie projektu i podzielona na dwie główne części:

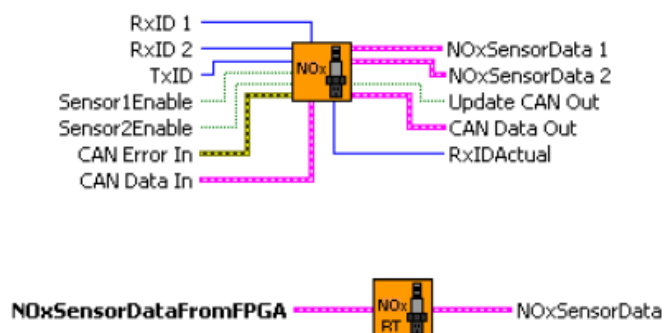
- **HOST** – aplikacja uruchamiana na komputerze PC (interfejs użytkownika), która pozwala na wymianę danych z sterownikiem CompactRIO. Host VI zawiera panel frontowy, za pomocą którego można odczytywać mierzone parametry, jak również sterować procesem ich zapisu.
- **TARGET** – aplikacja Real-Time wykonywana na sterowniku CompactRIO, który pracuje jako samodzielne urządzenie wykonawcze.

Współpraca obu aplikacji odbywa się za pomocą protokołu TCP/IP. Sterownik CompactRIO komunikuje się z komputerem PC przy pomocy kabla ethernetowego pod ustalonym adresem IP, co schematycznie przedstawiono na rysunku 4.32.



Rys. 4.32. Współpraca Real-Time Moduł dla LabVIEW z komputerem Hostem i RT Target [119]

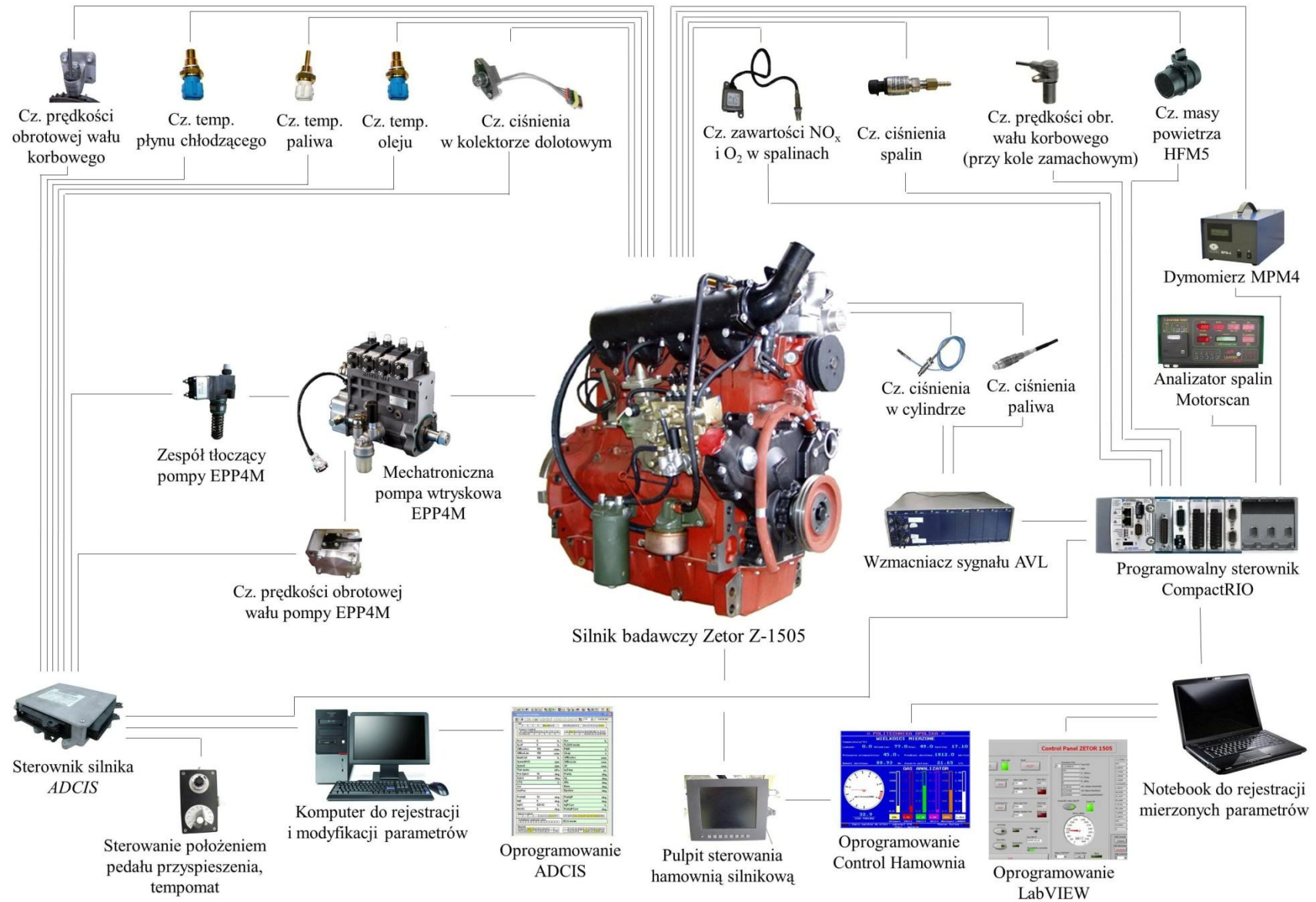
W projekcie wykorzystano również „bibliotekę” programu LabVIEW do komunikacji za pomocą magistrali CAN. Biblioteka ta, przedstawiona na rysunku 4.33, składa się z dwóch bloków: FPGA i RT. Blok FPGA służy do konfiguracji i odczytywania danych. Na wejściu tego bloku podłączone są sygnały konfiguracyjne. Natomiast na wyjściu w formie clustra przekazywane są dane zmierzone. Drugi blok RT służy do przetworzenia tego clustra na wartości rzeczywiste z czujnika NO_x.



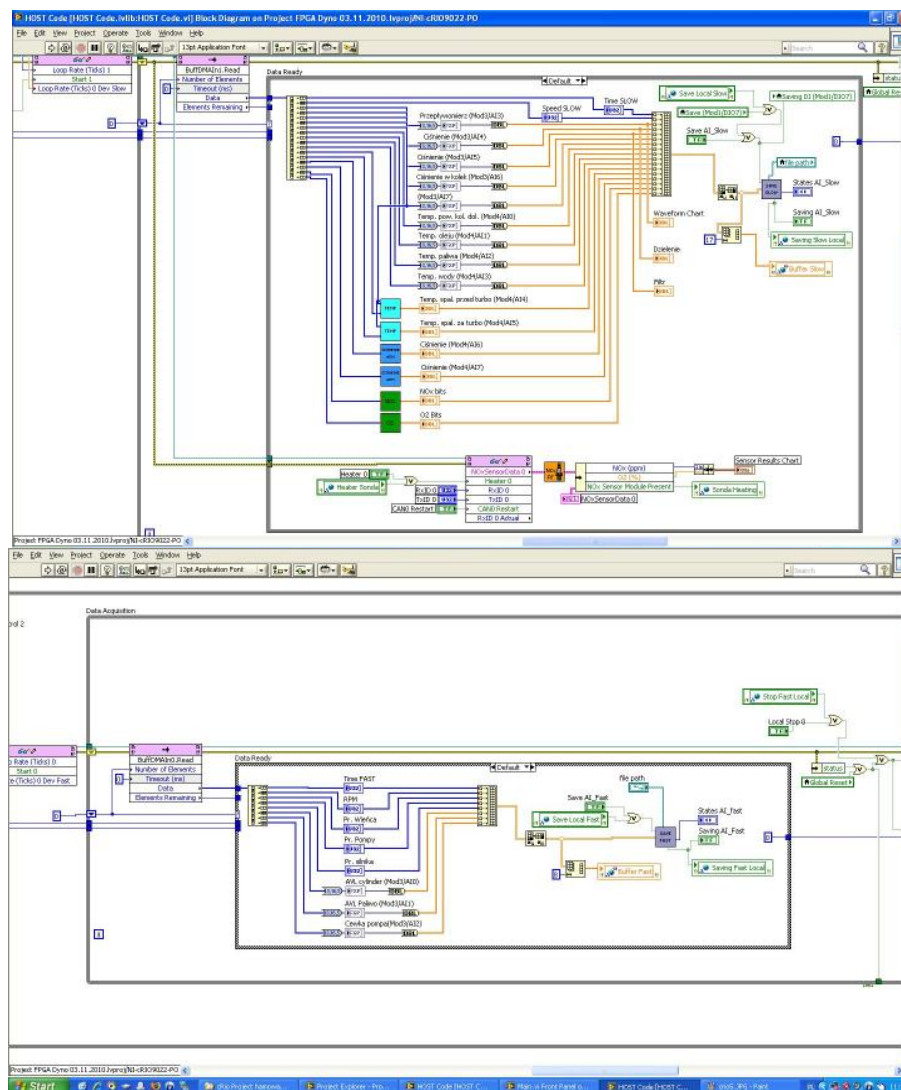
Rys. 4.33. Biblioteki do obsługi sondy NO_x [119]

W aplikacji RT Target wykonywanej na CompactRIO dołączono dodatkową pętlę, która odpowiedzialna jest za komunikację z sondą NO_x. W pętli tej wykorzystano dostarczone przez firmę biblioteki, a dane zmierzone przekazywane są do bufora z resztą mierzonych parametrów. Uzyskano w ten sposób w pełni funkcjonalne stanowisko pomiarowe, które umożliwia zarówno pomiar sygnałów analogowo - cyfrowych oraz emisji NO_x. Schemat systemu pomiarowego przedstawiono na rysunku 4.34. Projekt aplikacji wykonanej w środowisku LabVIEW przedstawiono na rysunku 4.35.

ANALIZA NIERÓWNOMIERNOŚCI PRACY SILNIKA O ZAPŁONIE SAMOCZYNNYM
Z WTRYSKIEM WIELOFAZOWYM



Rys. 4.34. System pomiarowy



Rys. 4.35. Projekt aplikacji wykonanej w środowisku LabVIEW do monitorowania i rejestracji parametrów pracy silnika badawczego Z-1505 [119]

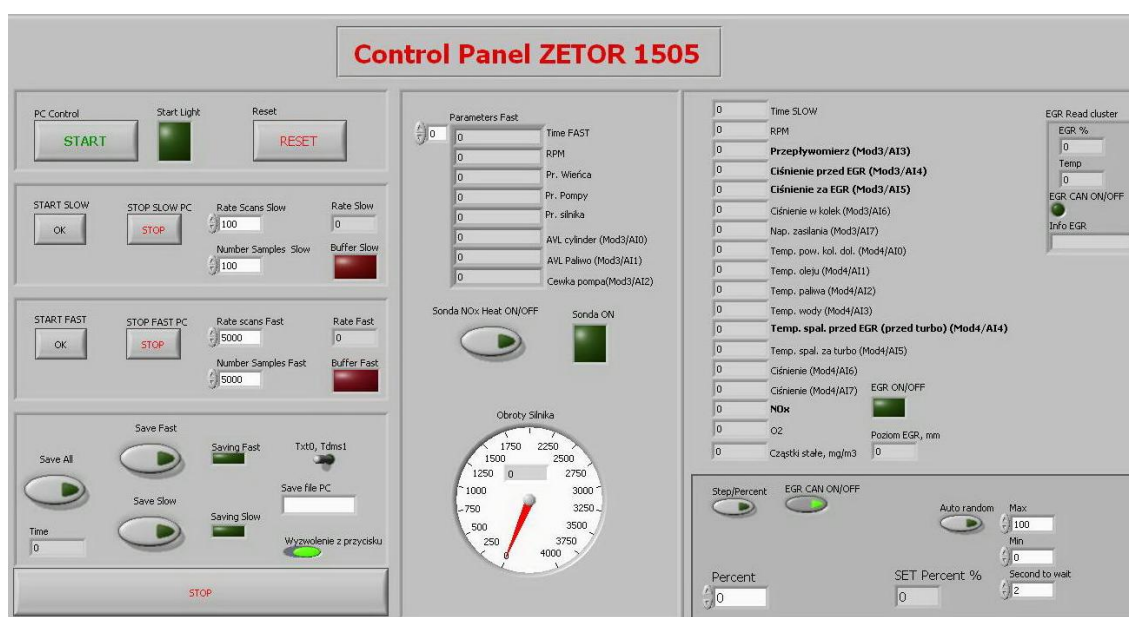
Aplikacja uruchomiona na sterowniku CompactRIO (Target) monitoruje wyznaczone parametry silnika z określoną częstotliwością. Monitorowane są parametry silnika w zależności od dynamiki konkretnego układu. Próbkowanie odbywa się z wykorzystaniem dwóch częstotliwości: 100 Hz i 5 kHz. W tym celu w programie wykonano dwie niezależne pętle taktowane z różną częstotliwością, w których mierzone parametry są buforowane i przekazywane za pomocą protokołu TCP/IP na sieć ethernetową. Sygnały próbkowane z częstotliwością 5 kHz wykorzystane do analizy to:

- sygnał prędkości obrotowej z czujnika umieszczonego przy kole zamachowym,
- sygnał prędkości obrotowej wału korbowego silnika,
- ciśnienie wewnątrz cylindra,
- ciśnienie paliwa,
- czas pomiaru.

Natomiast do sygnałów próbkowanych z częstotliwością 100 Hz należą:

- przepływomierz powietrza,
- zawartości składników NO_x i O_2 w spalinach.

Wszystkie te parametry są dostępne, jako zmienne współdzielone i przesyłane są za pomocą sieci ethernetowej do komputera PC. Do odbioru i przetworzenia tych danych wykonano drugą aplikację (Host) uruchomioną na komputerze PC, która umożliwia odczyt mierzonych parametrów oraz sterowaniem wszystkim funkcjami sterownika CompactRIO. Pulpit sterujący tej aplikacji przedstawiony jest na rysunku 4.36.

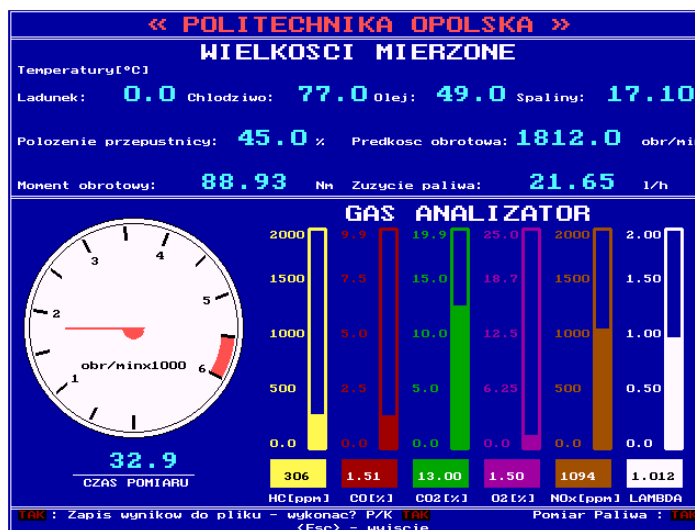


Rys. 4.36. Aplikacja (Host) sterownika CompactRIO utworzona w programie LabVIEW wykorzystywana do monitorowania i zapisu parametrów badanego silnika

Na pulpicie sterującym aplikacji (Host) z lewej strony znajdują się część sterująca (rys. 4.36). Przycisk „START” uruchamia aplikację. Kolejno przyciski „START SLOW” i „START FAST” uruchamiają monitorowanie parametrów odpowiednio z częstotliwością 100 Hz (wolne) i 5 kHz (szybkie). Przycisk „SAVE ALL” uruchamia zapis do pliku monitorowanych parametrów. Dodatkowo wprowadzono przyciski „Save Slow” i „Save Fast”, które pozwalają na zapis odpowiednio wolnych i szybkich parametrów. W środku znajduje się tabela, w której monitorowanych jest 8 parametrów z częstotliwością 5 kHz. Poniżej znajduje się przycisk „Sonda NO_x ”, który uruchamia podgrzewanie sondy NO_x . Natomiast z lewej strony pulpitu monitorowanych jest 17 parametrów z częstotliwością 100 Hz. Do wyłączenia aplikacji służy przycisk „STOP”.

Control Hamownia

Parametry pracy silnika są odczytywane w autorskim programie, który został opracowany przez pracowników KPDiR. Program napisany w środowisku Pascal, pracujący pod systemem operacyjnym DOS, rejestruje wybrane wielkości mierzone oraz pozwala na ich odczyt w czasie rzeczywistym na ekranie monitora. Wygląd ekranu kontrolnego programu Control Hamownia został przedstawiony na rysunku 4.37.



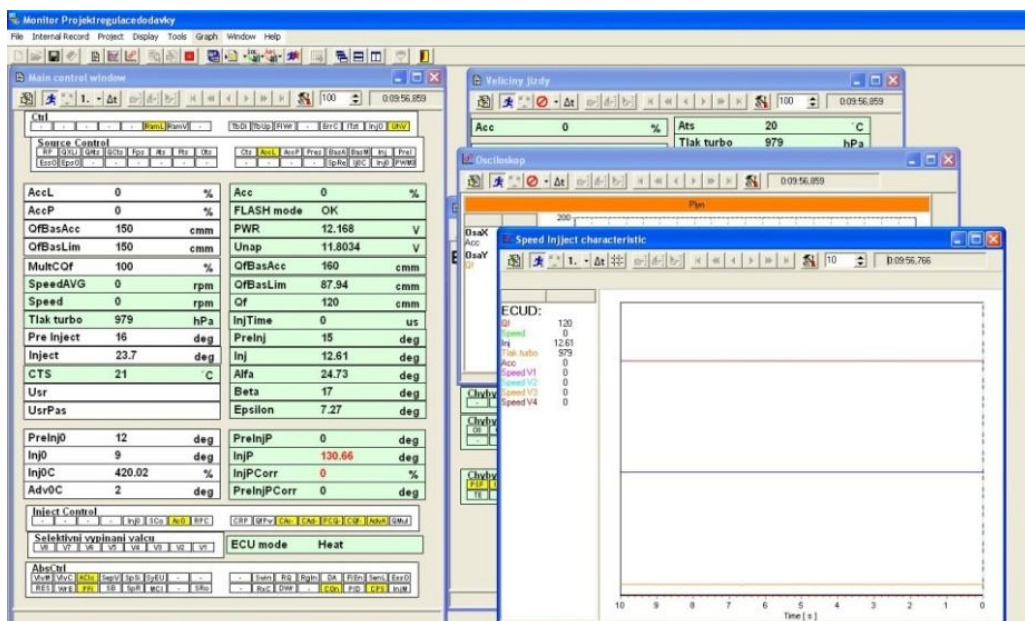
Rys. 4.37. Ekran komputera pomiarowego gdzie w czasie rzeczywistym wyświetlane są dane dotyczące parametrów pracy silnika

Parametry pracy silnika, jakie można obserwować na ekranie kontrolnym podczas badań silnika to: temp. oleju, temp. spalin, prędkość obrotowa, czas pomiaru, moment obrotowy, sygnał sondy Lambda, zawartość składników toksycznych w spalinach:

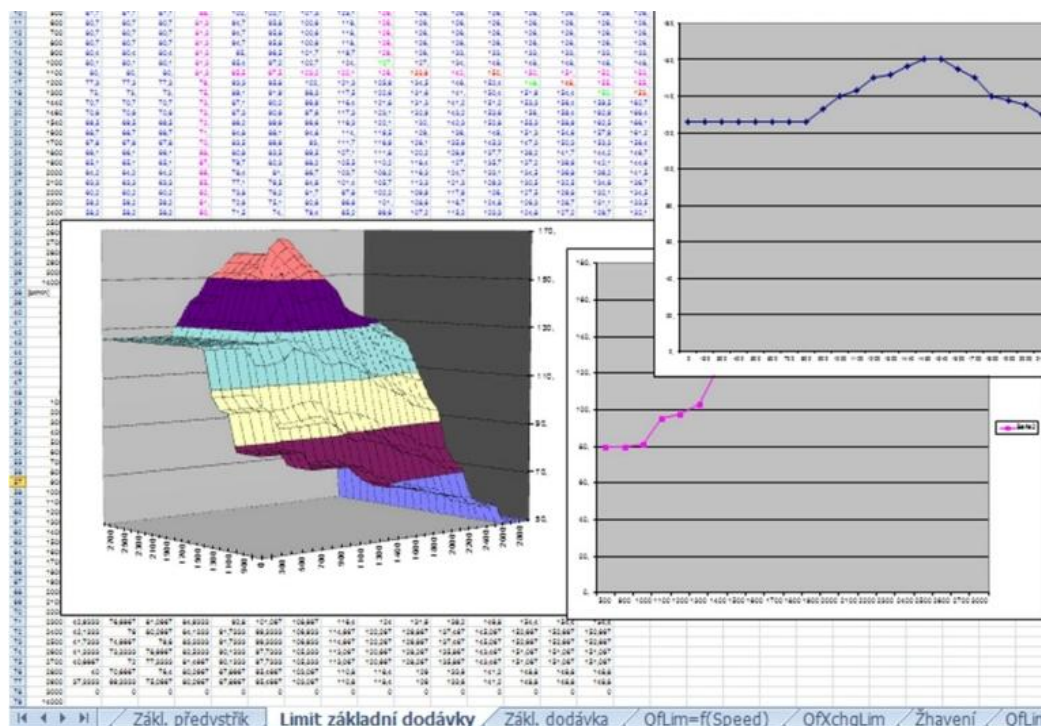
- NO_x,
- HC,
- CO,
- CO₂.

Oprogramowanie sterownika ADCIS

Oprogramowanie o nazwie ADCIS, zostało dostarczone wraz z sterownikiem silnika. Wersja oprogramowania, jak i również współpracujący z programem sterownik, umożliwiają ingerencję w parametry wtrysku paliwa. Widok ekranu kontrolnego programu ADCIS przedstawiono na rysunku 4.38. Oprogramowanie wykorzystuje zawarte na dysku twardym mapy sterowania dla silnika Z-1505, których przykładowy fragment przedstawiono na rysunku 4.39.



Rys. 4.38. Ekran programu ADCIS z otwartymi „oknami” kontroli i modyfikacji parametrów pracy silnika



Rys. 4.39. Mapa sterowania wtryskiem paliwa silnika Z-1505 (przykładowy fragment)

Parametry map są określone w niniejszej pracy jako „ustawienia fabryczne”. Istnieje jednak możliwość zmiany wybranych parametrów wtrysku paliwa w oknie dialogowym programu i są one określane „ustawieniami modyfikowanymi”. Oprogramowanie to daje możliwość łatwego modyfikowania parametrów wtrysku paliwa, przez wpisywanie w trakcie jego pracy, wartości liczbowych z klawiatury komputera.

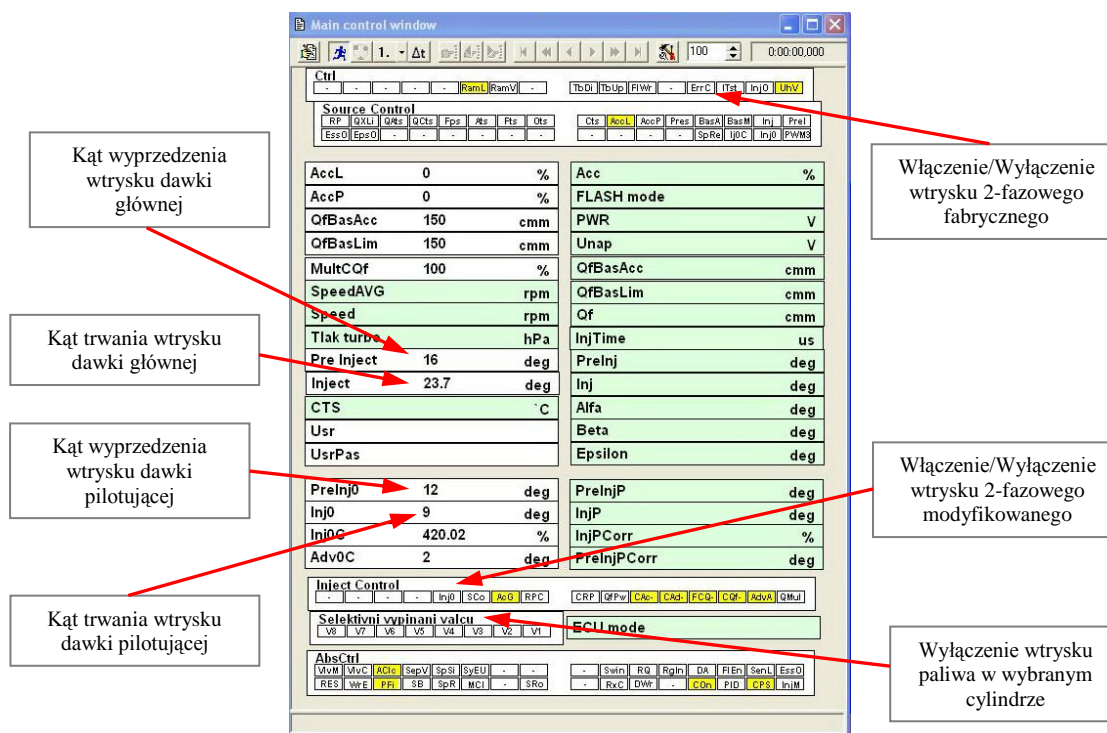
Parametry, które można w ten sposób modyfikować to:

- kąt wyprzedzenia wtrysku pilotującego,
- kąt wyprzedzenia wtrysku głównego,
- kąt trwania wtrysku głównego,
- kąt trwania wtrysku pilotującego.

Dodatkowo program posiada interfejs graficzny, który zbudowany jest z tzw. „zakładek”. Zakładki są aktywowane w programie poprzez włączenie kursorem. Umożliwiają prace silnika z następującymi ustawieniami:

- wyłączenie/włączenie wtrysku paliwa 1-fazowego fabrycznego,
- włączenie/wyłączenie wtrysku paliwa 2-fazowego fabrycznego,
- włączenie/wyłączenie wtrysku 2-fazowego modyfikowanego (z możliwością wpisywania wartości kątów wtrysku paliwa w trakcie pracy silnika),
- wyłączenie wtrysku paliwa do wybranego cylindra bądź też cylindrów.

Opis głównych funkcji w oknie dialogowym programu ADCIS przedstawiono na rysunku 4.40. Program również rejestruje oraz wyświetla pozostałe parametry pracy silnika w trybie „on-line” takie jak: prędkość obrotową, ciśnienia: w kolektorze dolotowym, paliwa, doładowania, temperatury: paliwa, oleju, powietrza, płynu chłodzącego, położenia pedału przyspieszenia, dawkę paliwa, czas wtrysku.

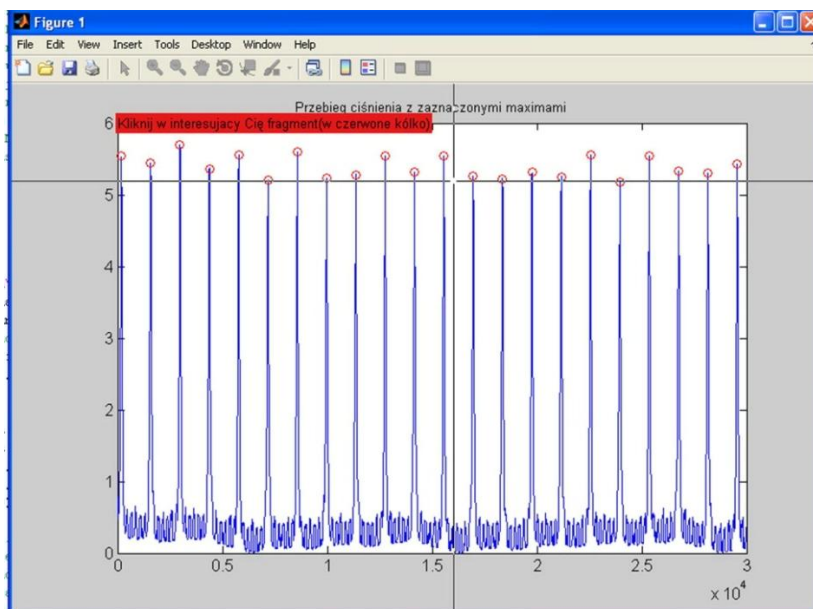


Rys. 4.40. Opis głównych funkcji w oknie dialogowym programu ADCIS

Program Matlab

Oprogramowanie Matlab, zostało wykorzystane w pracy do obróbki i analizy dwóch sygnałów, zarejestrowanych podczas badań przez sterownik CompactRIO z częstotliwością 5 kHz. Do tego celu wykonano w programie Matlab skrypt, który dokonuje obliczeń wartości zarejestrowanych podczas pomiarów i następnie wykonuje graficzną ich prezentację w postaci wykresów. Wykresy te wykorzystano do analizy wyników badań. Zarejestrowane parametry, które są przetwarzane przez skrypt programu Matlab to: sygnał z czujnika ciśnienia indykowania, sygnał z czujnika ciśnienia paliwa w przewodzie wtryskowym.

Po uruchomieniu programu wybierano plik z danymi pomiarowymi. W wyniku tego program wyświetlał pierwszy wykres przebiegu ciśnienia w cylindrze i znacznika GMP w funkcji czasu (rys. 4.41).



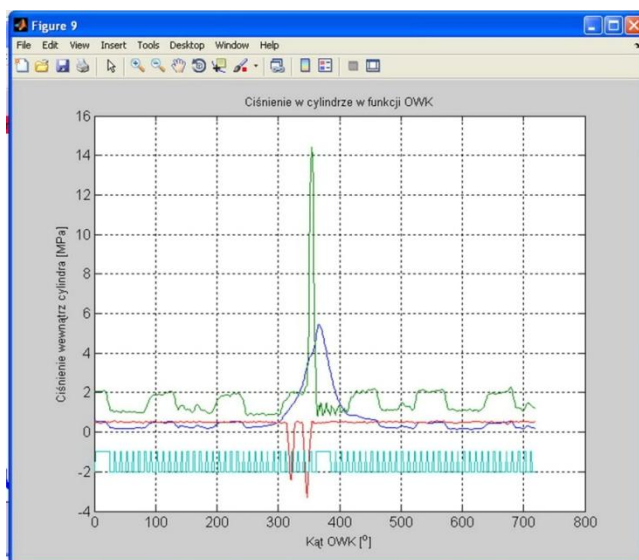
Rys. 4.41. Ekran programu Matlab po uruchomieniu skryptu i wykonaniu obliczeń sygnału z czujnika ciśnienia wewnątrz cylindra silnika badawczego

W następnym kroku, wybierano określony przebieg na rysunku 4.41. W rezultacie uzyskiwano przebiegi:

- ciśnienia wewnątrz cylindra w funkcji kąta obrotu wału korbowego,
- ciśnienia paliwa w przewodzie wtryskowym w funkcji kąta obrotu wału korbowego,
- impuls znacznika GMP w funkcji kąta obrotu wału korbowego,
- sygnał prądu cewki zespołu wtryskowego w funkcji kąta obrotu wału korbowego.

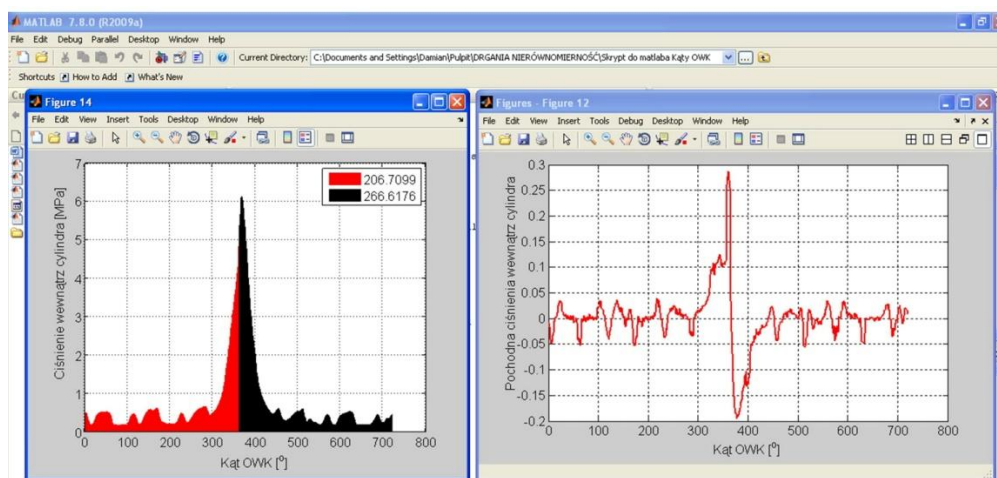
Program generował wymienione wyżej przebiegi sygnałów, w postaci pojedynczych wykresów, które następnie poddano szczegółowej analizie.

W celu weryfikacji poprawności otrzymanych wyników, sygnały te również generowano na jednym wykresie w funkcji kąta obrotu wału korbowego, co przedstawiono na rysunku 4.42.



Rys. 4.42. Ekran programu Matlab po wybraniu wskazanego przebiegu ciśnienia wewnątrz cylindra silnika badawczego

Skrypt programu Matlab, wykonywał również obliczenia pochodnej oraz całki ciśnienia wewnątrz cylindra. Następnie program generował wykresy: pochodnej ciśnienia wewnątrz cylindra w funkcji OWK oraz całki ciśnienia wewnątrz cylindra w funkcji OWK. Widok poglądowy okna programu Matlab z wygenerowanymi wykresami przedstawiono na rysunku 4.43.



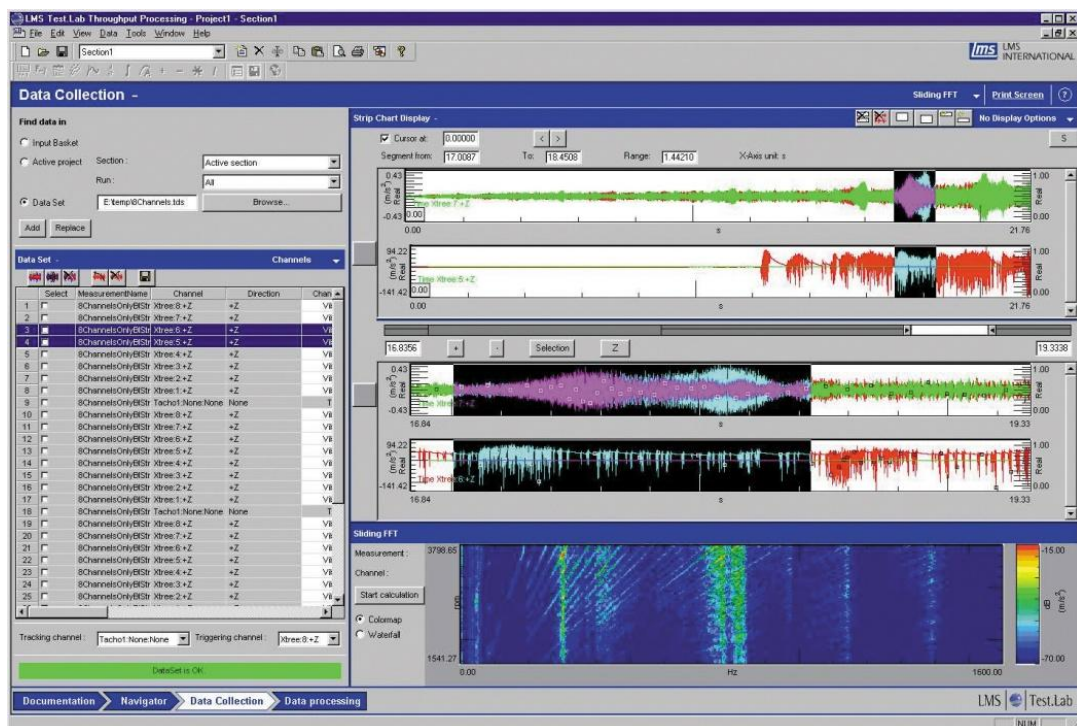
Rys. 4.43. Ekran programu Matlab z wygenerowanymi wykresami całki oraz pochodnej ciśnienia wewnątrz cylindra w funkcji obrotów wału korbowego (widok poglądowy)

Wykresy pochodnej ciśnienia wewnątrz cylindra wykorzystano do analizy prędkości narastania ciśnienia wewnątrz cylindra. Natomiast wykresy całki ciśnienia w funkcji kąta obrotu wału korbowego, posłużyły do analizy pola pod krzywą.

Spośród wygenerowanych w programie Matlab wykresów, do analizy oraz zaprezentowania wyników badań w niniejszej pracy wykorzystano przebiegi ciśnienia wewnątrz cylindra w funkcji kąta obrotu wału korbowego oraz przebiegi ciśnienia wtrysku paliwa w funkcji kąta obrotu wału korbowego.

LMS Test.Lab v11B SL2

Do obróbki i przedstawienia wyników sygnału uzyskanego z czujnika przyspieszenia drgań silnika, wykorzystano dedykowane do tego celu oprogramowanie o nazwie LMS Test.Lab v11B SL2. Widok poglądowy „okna dialogowego” programu przedstawiono na rysunku 4.44.



Rys. 4.44. Widok poglądowy okna programu LMS Test.Lab

LMS Test.Lab jest systemem do prowadzenia pomiarów, akwizycji danych, ich analizy i opracowywania raportów. System zawiera procedury dedykowane do badań drgań maszyn wirujących, pomiarów strukturalnych i akustycznych. W badaniach prowadzonych w ramach niniejszej pracy, wykorzystano jeden z dostępnych w programie modułów o nazwie Signature Testing Advanced.

5. BADANIA EKSPERYMENTALNE

W pracy przedstawiono jedynie wybrane wyniki badań eksperymentalnych. Otrzymane i zaprezentowane wyniki badań stanowią wartości średnie z serii danych zarejestrowanych w systemie pomiarowym. Rejestrowano przebiegi trwające 20 sekund, podczas pracy silnika w warunkach ustalonych, z określonymi ustawieniami wtrysku paliwa. W pierwszym etapie zbadano pracę silnika z fabrycznymi ustawieniami kątów wtrysku paliwa, zarówno dla wtrysku 1-fazowego jak i 2-fazowego.

Z uwagi na fakt, iż pompa jest prototypową konstrukcją, istniało podejrzenie, że ustawienia wtrysku paliwa nie są zoptymalizowane. Dlatego wykonano badania wpływu modyfikacji kątów wtrysku paliwa na nierównomierność biegu silnika oraz pozostałe parametry.

Analizowano równomierność pracy silnika z wykorzystaniem dwóch metod:

- METODA I - analiza przebiegu prędkości obrotowej,
- METODA II – analiza przyspieszenia drgań.

Dostarczone do elektronicznego sterownika ECU oprogramowanie, umożliwia modyfikację przebiegu wtrysku paliwa.

Dla reprezentatywnych przebiegów ciśnienia paliwa oraz ciśnienia wewnątrz cylindra, sprawdzono równomierność biegu silnika, emisję NO_x oraz PM. Za reprezentatywne wykresy ciśnień uznano te, dla których można było zaobserwować charakterystyczne przebiegi ciśnienia paliwa dla wtrysku 2-fazowego oraz uzyskane wartości maksymalne ciśnienia wewnątrz cylindra.

Badania stopnia nierównomierności biegu silnika dotyczyły głównie pracy silnika Z-1505 z prędkością obrotową biegu jałowego tj. 915 obr/min. W mniejszym zakresie wykonano również sprawdzenie parametrów pracy silnika z podwyższoną prędkością obrotową w dwóch wariantach: 1200 obr/min oraz 1400 obr/min.

Prędkość silnika ustalano oraz utrzymywano przez zmianę wartości uchylenia pedału przyspieszenia według następujących wartości:

- 915 obr/min – 0% uchylenia pedału przyspieszenia,
- 1000 obr/min – 10% uchylenia pedału przyspieszenia,
- 1100 obr/min – 15% uchylenia pedału przyspieszenia,
- 1200 obr/min – 20% uchylenia pedału przyspieszenia,
- 1400 obr/min – 30% uchylenia pedału przyspieszenia.

Pomiary przeprowadzono według planu badań przedstawionego w tabeli 5.1.

Tab. 5.1. Plan badań

NR POMIARU	PRĘDKOŚĆ OBR. SILNIKA, obr/min	RODZAJ WTRYSKU PALIWA	USTAWIENIA WTRYSKU PALIWA			
			kąt wyprzedzenia wtrysku głównego względem GMP	kąt trwania wtrysku głównego	kąt wyprzedzenia wtrysku pilotującego od rozpoczęcia wtrysku głównego	kąt trwania wtrysku pilotującego
FABRYCZNE USTAWIENIA WTRYSKU PALIWA						
1	915	1- fazowy fabryczny	17,17	7,46	–	–
2	915	2- fazowy fabryczny	17,17	4,5	9	8,2
3	1200	1- fazowy fabryczny	19,02	8,29	–	–
4	1200	2- fazowy fabryczny	19,01	7,5	9	8,2
5	1400	1- fazowy fabryczny	21,01	9,35	–	–
6	1400	2- fazowy fabryczny	20,99	7,49	9	8,2
WYŁĄCZONY WTRYSK PALIWA DO CYLINDRA NR 4 – WYMUSZONE USZKODZENIE						
7	915	1- fazowy fabryczny	wyłączony wtrysk paliwa do cylindra nr 4			
MODYFIKACJA PARAMETRÓW WTRYSKU PALIWA						
8÷16	915	2- fazowy modyfikowany	24	8	modyfikacja, sprawdzone kąty: 2; 4; 6; 8; 10; 12; 14; 16; 18	2
17÷24	915	2- fazowy modyfikowany	24	8	modyfikacja, sprawdzone kąty: 2; 6; 8; 10; 12; 14; 16; 18	4
25÷33	915	2- fazowy modyfikowany	24	8	modyfikacja, sprawdzone kąty: 9; 10; 12; 14; 16; 18; 20; 22; 24	6
34÷37	915	2- fazowy modyfikowany	24	8	modyfikacja, sprawdzone kąty: 12; 14; 16; 18	8
38÷41	915	2- fazowy modyfikowany	24	8	modyfikacja, sprawdzone kąty: 12; 14; 16; 18	10
42÷48	915	2- fazowy modyfikowany	24	8	2	modyfikacja, sprawdzone kąty: 2; 4; 6; 8; 10; 12; 14
49÷50	915	2- fazowy modyfikowany	24	8	6	modyfikacja, sprawdzone kąty: 2; 4
51÷52	915	2- fazowy modyfikowany	24	8	8	modyfikacja, sprawdzone kąty: 2; 4
53÷55	915	2- fazowy modyfikowany	24	8	10	modyfikacja, sprawdzone kąty: 2; 4; 6
56÷61	915	2- fazowy modyfikowany	24	8	12	modyfikacja, sprawdzone kąty: 2; 4; 6; 8; 10; 12
62÷66	915	2- fazowy modyfikowany	24	8	14	modyfikacja, sprawdzone kąty: 2; 4; 6; 8; 10
67÷72	915	2- fazowy modyfikowany	24	8	16	modyfikacja, sprawdzone kąty: 2; 4; 6; 8; 10; 12
73÷79	915	2- fazowy modyfikowany	24	8	17	modyfikacja, sprawdzone kąty: 2; 4; 6; 8; 10; 12; 14
80÷86	915	2- fazowy modyfikowany	24	8	18	modyfikacja, sprawdzone kąty: 2; 4; 6; 8; 10; 12; 14

c.d. Tab. 5.1. Plan badań

NR POMIARU	PRĘDKOŚĆ OBR. SILNIKA, obr/min	RODZAJ WTRYSKU PALIWA	USTAWIENIA WTRYSKU PALIWA			
			kąt wyprzedzenia wtrysku głównego względem GMP	kąt trwania wtrysku głównego	kąt wyprzedzenia wtrysku pilotującego od rozpoczęcia wtrysku głównego	kąt trwania wtrysku pilotującego
87÷95	1000	2- fazowy modyfikowany	24	8	modyfikacja, sprawdzone kąty: 2; 4; 6; 8; 10; 12; 14; 18; 20	2
96÷103	1000	2- fazowy modyfikowany	24	8	modyfikacja, sprawdzone kąty: 4; 6; 8; 10; 12; 14; 16; 18	4
104÷108	1000	2- fazowy modyfikowany	24	8	modyfikacja, sprawdzone kąty: 10; 12; 14; 16; 18	6
109÷113	1000	2- fazowy modyfikowany	24	8	modyfikacja, sprawdzone kąty: 11; 13; 15; 17; 19	8
114÷118	1000	2- fazowy modyfikowany	24	8	modyfikacja, sprawdzone kąty: 12; 14; 16; 18; 20	10
119÷122	1000	2- fazowy modyfikowany	24	8	modyfikacja, sprawdzone kąty: 14; 16; 18; 20;	12
123÷126	1000	2- fazowy modyfikowany	22	6	2	modyfikacja, sprawdzone kąty: 8; 14; 16; 18
127÷131	1000	2- fazowy modyfikowany	22	8	4	modyfikacja, sprawdzone kąty: 8; 14; 16; 18; 20
132÷137	1000	2- fazowy modyfikowany	24	10	6	modyfikacja, sprawdzone kąty: 8,2; 10,2; 11,2; 12,2; 13,2; 14,2
138÷143	1100	2- fazowy modyfikowany	modyfikacja, sprawdzone kąty: 16; 18; 20; 22; 24; 26	7	15	12
144÷147	1100	2- fazowy modyfikowany	modyfikacja, sprawdzone kąty: 18; 20; 24	8	15	12
148÷152	1100	2- fazowy modyfikowany	24	modyfikacja, sprawdzone kąty: 6; 7; 8; 9; 10	15	12
153÷158	1100	2- fazowy modyfikowany	24	8	modyfikacja, sprawdzone kąty: 6; 7; 8; 9; 10; 11	6
159÷161	1100	2- fazowy modyfikowany	24	8	modyfikacja, sprawdzone kąty: 11; 12; 13	10
162÷165	1100	2- fazowy modyfikowany	24	8	modyfikacja, sprawdzone kąty: 15; 16; 17; 18	14
166÷168	1100	2- fazowy modyfikowany	24	8	modyfikacja, sprawdzone kąty: 18; 19	17
169÷171	1100	2- fazowy modyfikowany	24	8	6	modyfikacja, sprawdzone kąty: 4; 5; 6
172÷176	1100	2- fazowy modyfikowany	24	8	11	modyfikacja, sprawdzone kąty: 6; 7; 8; 9; 10

c.d. Tab. 5.1. Plan badań

NR POMIARU	PRĘDKOŚĆ OBR. SILNIKA, obr/min	RODZAJ WTRYSKU PALIWA	USTAWIENIA WTRYSKU PALIWA			
			kąt wyprzedzenia wtrysku głównego względem GMP	kąt trwania wtrysku głównego	kąt wyprzedzenia wtrysku pilotującego od rozpoczęcia wtrysku głównego	kąt trwania wtrysku pilotującego
177÷184	1200	2- fazowy modyfikowany	24	8	modyfikacja, sprawdzone kąty: 16; 18; 20; 22; 24; 26; 28; 30	8
185÷186	1200	2- fazowy modyfikowany	24	8	modyfikacja, sprawdzone kąty: 9;10	8,2
187÷191	1200	2- fazowy modyfikowany	24	8	modyfikacja, sprawdzone kąty: 24; 26; 28; 30; 36	16
192÷193	1200	2- fazowy modyfikowany	24	8	9	modyfikacja, sprawdzone kąty: 7; 8,2
194÷198	1200	2- fazowy modyfikowany	24	8	24	modyfikacja, sprawdzone kąty: 8; 12; 14; 16; 18
199÷201	1200	2- fazowy modyfikowany	24	8	26	modyfikacja, sprawdzone kąty: 8; 14; 16
202÷205	1200	2- fazowy modyfikowany	24	8	28	modyfikacja, sprawdzone kąty: 8; 14; 16; 18
206÷210	1200	2- fazowy modyfikowany	24	8	30	modyfikacja, sprawdzone kąty: 8; 14; 16; 18; 20
211÷216	1200	2- fazowy modyfikowany	24	8	modyfikacja, sprawdzone kąty: 10; 11,2; 12,2; 13,2; 14,2; 15,2	modyfikacja, sprawdzone kąty: 8,2; 10,2; 11,2; 12,2; 13,2; 14,2
217÷222	1400	2- fazowy modyfikowany	modyfikacja, sprawdzone kąty: 16; 18; 20; 22; 24; 26	7	15	12
223÷225	1400	2- fazowy modyfikowany	modyfikacja, sprawdzone kąty: 18; 20; 24	8	15	12
226÷230	1400	2- fazowy modyfikowany	24	modyfikacja, sprawdzone kąty: 6; 7; 8; 9; 10	15	12
231÷236	1400	2- fazowy modyfikowany	24	8	modyfikacja, sprawdzone kąty: 6; 7; 8; 9; 10; 11	6
237÷239	1400	2- fazowy modyfikowany	24	8	modyfikacja, sprawdzone kąty: 11; 12; 13	10
240÷243	1400	2- fazowy modyfikowany	24	8	modyfikacja, sprawdzone kąty: 15; 16; 17; 18	14
244÷245	1400	2- fazowy modyfikowany	24	8	modyfikacja, sprawdzone kąty: 18; 19	17
246÷248	1400	2- fazowy modyfikowany	24	8	6	modyfikacja, sprawdzone kąty: 4; 5; 6
249÷253	1400	2- fazowy modyfikowany	24	8	11	modyfikacja, sprawdzone kąty: 6; 7; 8; 9; 10

5.1. Analiza stopnia nierównomierności pracy silnika dla biegu jałowego

W celu sprawdzenia możliwości wpływu podziału dawki paliwa na równomierność pracy silnika z prędkością obrotową biegu jałowego (915 obr/min) oraz pozostałe jego parametry, wykonano badania według planu przedstawionego w tabeli 5.1. Analizie poddano następujące wielkości zmierzone: ciśnienie wtrysku paliwa w przewodzie wtryskowym, ciśnienie w cylindrze, stopień nierównomierności biegu silnika wyliczony na podstawie sygnału z czujnika prędkości obrotowej wału korbowego silnika, emisję substancji szkodliwych NO_x i PM.

Równomierność pracy silnika sprawdzono na podstawie sygnału z hallotronowego czujnika prędkości obrotowej koła zamachowego 1GT101DC. Szczegółowe dane tego czujnika opisano w rozdziale 4.2. Następnym etapem było obliczenie stopnia nierównomierności biegu silnika według zależności:

$$\delta = \frac{\omega_{max} - \omega_{min}}{\omega_{sr}}, \quad (5.1)$$

gdzie:

ω_{max} – maksymalna prędkość kątowna wału korbowego, 1/s, rad/s,

ω_{min} – minimalna prędkość kątowna wału korbowego, 1/s, rad/s,

ω_{sr} – średnia prędkość kątowna wału korbowego, 1/s, rad/s,

Średnia prędkość kątowna wału korbowego jest obliczona na podstawie wzoru:

$$\omega_{sr} = \frac{\omega_{max} + \omega_{min}}{2}. \quad (5.2)$$

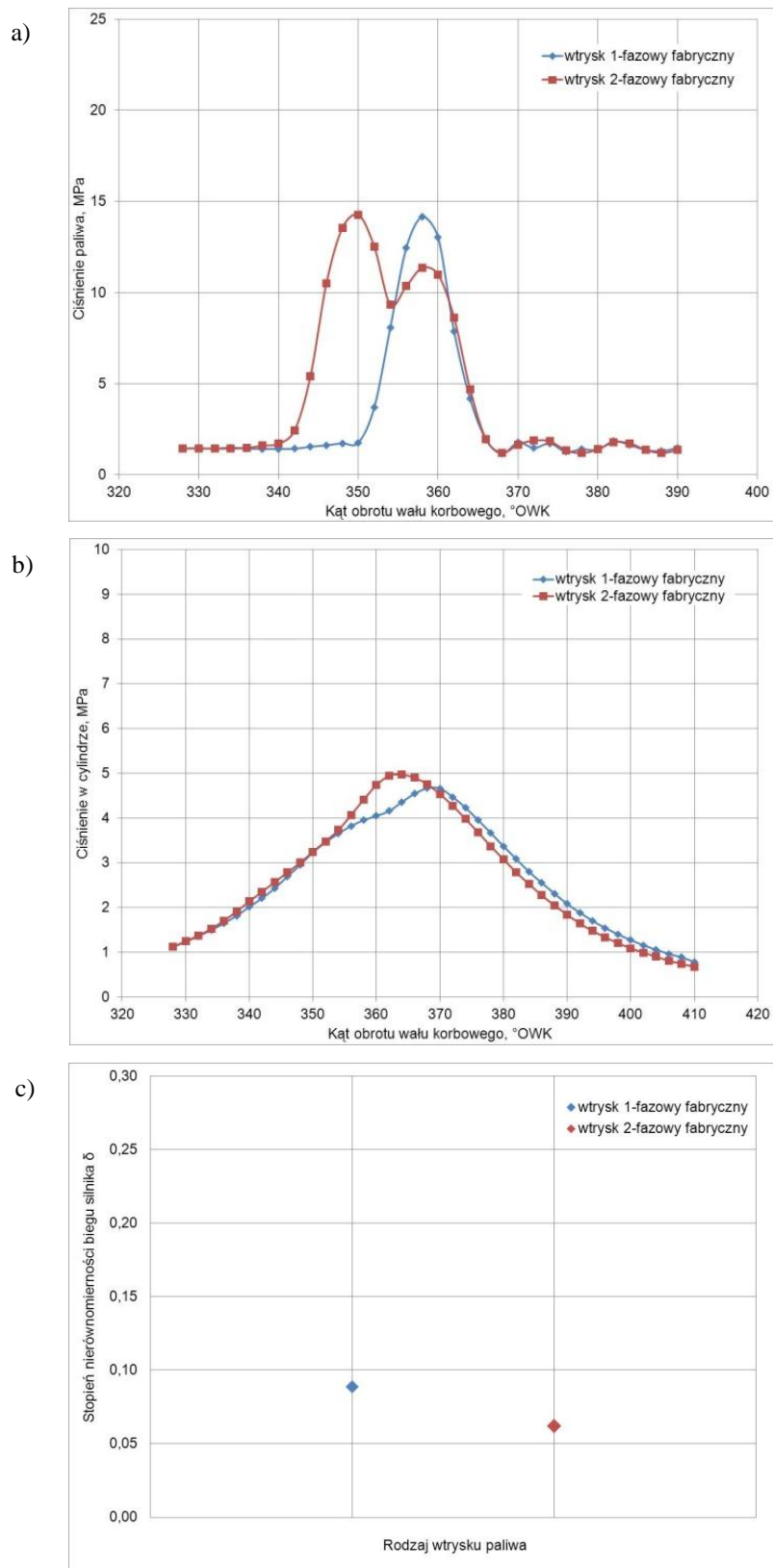
5.1.1. Praca silnika przy fabrycznych ustawieniach systemu wtrysku paliwa

W pierwszym etapie badań sprawdzono, wpływ fabrycznych ustawień wtrysku paliwa na parametry pracy silnika Z-1505 na biegu jałowym. Prędkość obrotowa biegu jałowego dla silnika badawczego Z-1505 wynosi 915 obr/min.

W celu sprawdzenia wykonano badania z włączonym fabrycznym wtryskiem paliwa w dwóch wariantach:

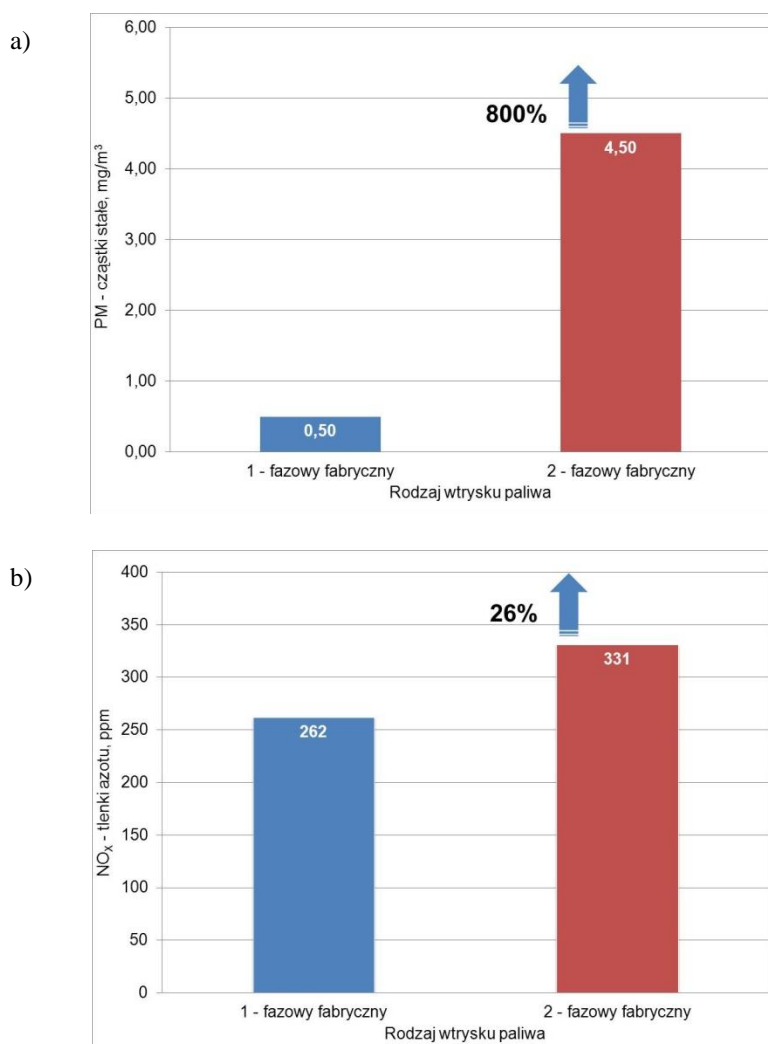
- wtrysk 1-fazowy fabryczny,
- wtrysk 2-fazowy fabryczny.

Wyniki badań ciśnienia wtrysku paliwa w funkcji kąta obrotu wału korbowego, ciśnienia wewnątrz cylindra silnika w funkcji kąta obrotu wału korbowego oraz stopnia nierównomierności biegu silnika, przedstawiono na rysunku 5.1. Natomiast na rysunku 5.2 przedstawiono wyniki badań emisji NO_x i PM.



Rys. 5.1. Wyniki badań silnika pracującego z prędkością obrotową 915 obr/min bez obciążenia i włączonym fabrycznym wtrysku paliwa 1-fazowym oraz 2-fazowym:

- ciśnienie wtrysku paliwa w funkcji kąta obrotu wału korbowego,
- ciśnienie wewnątrz cylindra w funkcji kąta obrotu wału korbowego,
- stopień nierównomierności biegu silnika



Rys. 5.2. Emisja substancji szkodliwych silnika pracującego z prędkością 915 obr/min, bez obciążenia przy realizacji wtrysku 1-fazowego fabrycznego, 2-fazowego fabrycznego: a) PM, b) NO_x

Wyniki badań przedstawione na rysunku 5.1 wykazały możliwość poprawy parametrów pracy silnika w wyniku zastosowania 2-fazowego wtrysku paliwa.

Zastosowany wtrysk 2-fazowy z ustawieniami fabrycznymi kątów podziału dawki wtryskiwanego paliwa pozwolił na uzyskanie wyższej wartości ciśnienia wewnątrz cylindra, które jest odpowiedzialne za średnie ciśnienie efektywne cyklu, a więc możliwość uzyskania większej mocy jednostkowej z cylindra. Poprawa płynności narastania ciśnienia spalania wewnątrz cylindra, za skutkowałą poprawą stopnia nierównomierności biegu silnika (rys. 5.1c) w porównaniu do pracy silnika przy realizacji wtrysku 1-fazowego. Natomiast wyniki badań pozostałych parametrów podczas pracy silnika z realizacją wtrysku 2-fazowego fabrycznego wykazały: podwyższenie emisji cząstek stałych (rys. 5.2a) o 800% oraz tlenków azotu (rys. 5.2b) o 26% w porównaniu do pracy silnika z wtryskiem 1-fazowym fabrycznym.

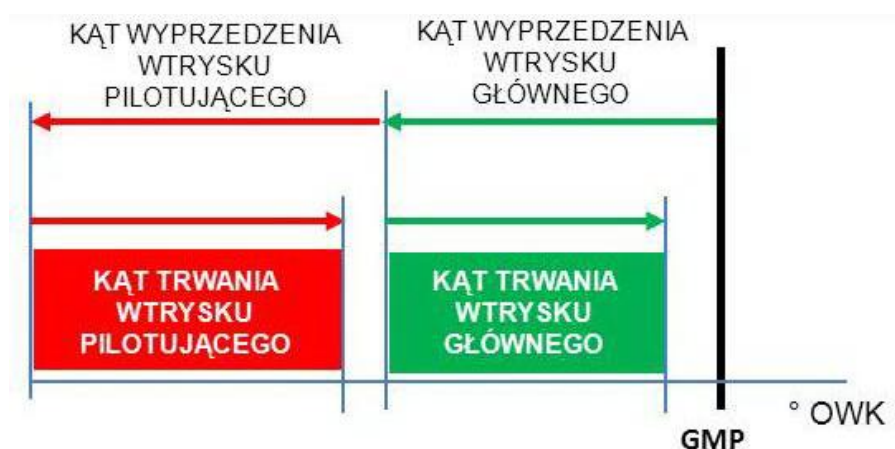
5.1.2. Praca silnika przy zmodyfikowanych kątach 2-fazowego wtrysku paliwa

Ze względu na to, że zastosowanie wtrysku 2-fazowego fabrycznego wpłynęło na poprawę wybranych parametrów pracy silnika, sprawdzono ewentualne korzyści wynikające z modyfikacji kątów ustawienia wtrysku 2-fazowego. Uzyskane wyniki zestawiono i przedstawiono na rysunkach od 5.4 do 5.11. Analiza wyników pozwoliła wyodrębnić ustawienia wtrysku paliwa, zapewniające korzystniejsze parametry pracy badanego silnika Z-1505. Ustawienia kątów wtrysku paliwa, które zostały wprowadzone do sterownika w celu sprawdzenia ich wpływu na pracę silnika, określono jako wtrysk „2-fazowy modyfikowany”.

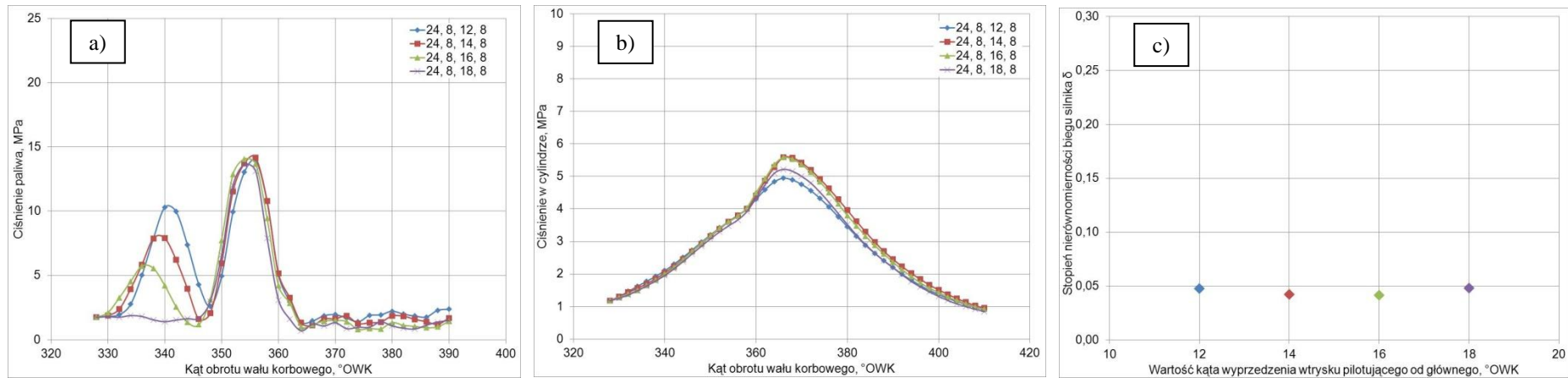
Uwagę zwraca również fakt, iż pomimo włączenia wtrysku 2-fazowego modyfikowanego, wprowadzenie niewłaściwych ustawień kątów wtrysku paliwa skutkowało niewykonaniem przez sterownik ECU oraz aparaturę wtryskową założonego podziału dawki wtryskowej. To niekorzystne ograniczenie układu wtryskowego zilustrowano na rysunku 5.11.

Nazwy serii pomiarowych przedstawionych na wykresach, określono wartościami kątów w postaci liczb oddzielonych przecinkami (np. „24, 8, 12, 9”), których miejsca odpowiadają kolejności zmiany parametrów: kąt wyprzedzenia wtrysku głównego względem GMP, kąt trwania wtrysku głównego, kąt wyprzedzenia wtrysku pilotującego od rozpoczęcia wtrysku głównego, kąt trwania wtrysku pilotującego.

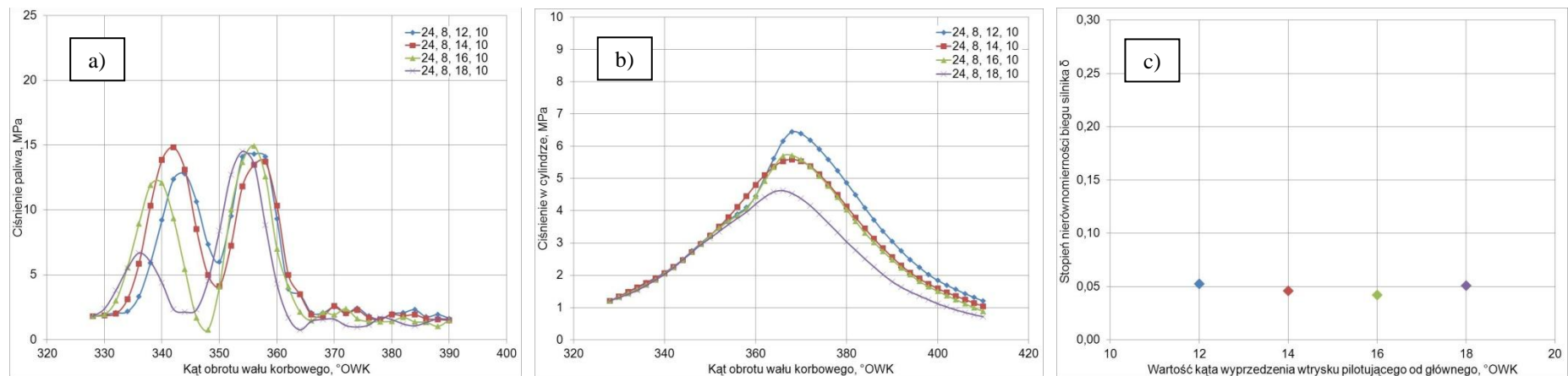
Podział dawki paliwa określony został wartością kątów wtrysku paliwa, odniesionych do GMP tłoka według schematu i nomenklatury (nazwy) przedstawionych na rysunku 5.3.



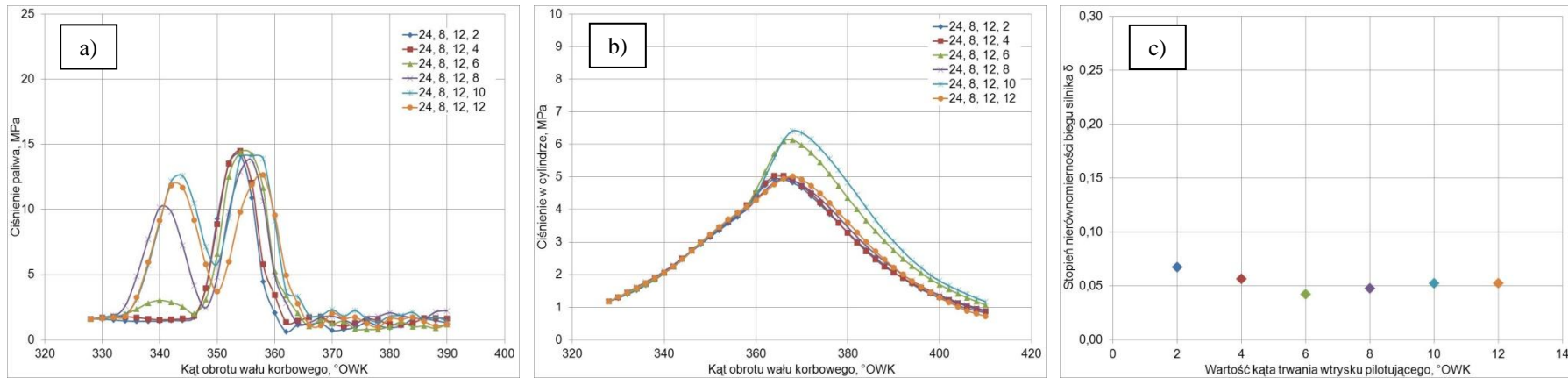
Rys. 5.3. Sposób podziału dawki wtryskowej w sterowniku silnika badawczego Z-1505



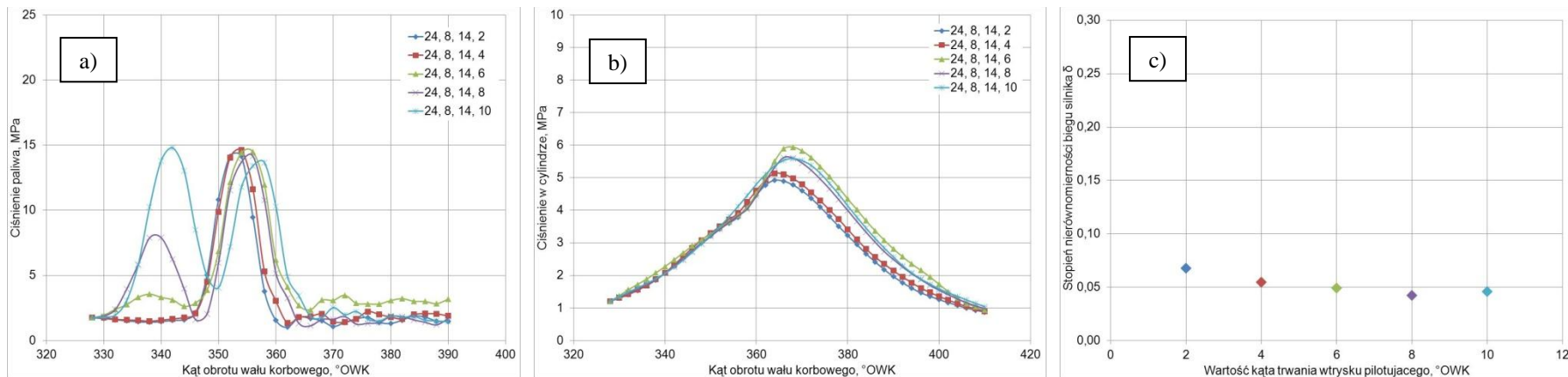
Rys. 5.4. Wyniki badań modyfikacji kąta wyprzedzenia wtrysku pilotującego od rozpoczęcia wtrysku głównego podczas pracy silnika bez obciążenia z prędkością obrotową 915 obr/min: a) ciśnienie wtrysku paliwa w funkcji kąta obrotu wału korbowego, b) ciśnienie wewnątrz cylindra w funkcji kąta obrotu wału korbowego, c) stopień nierównomierności biegu silnika



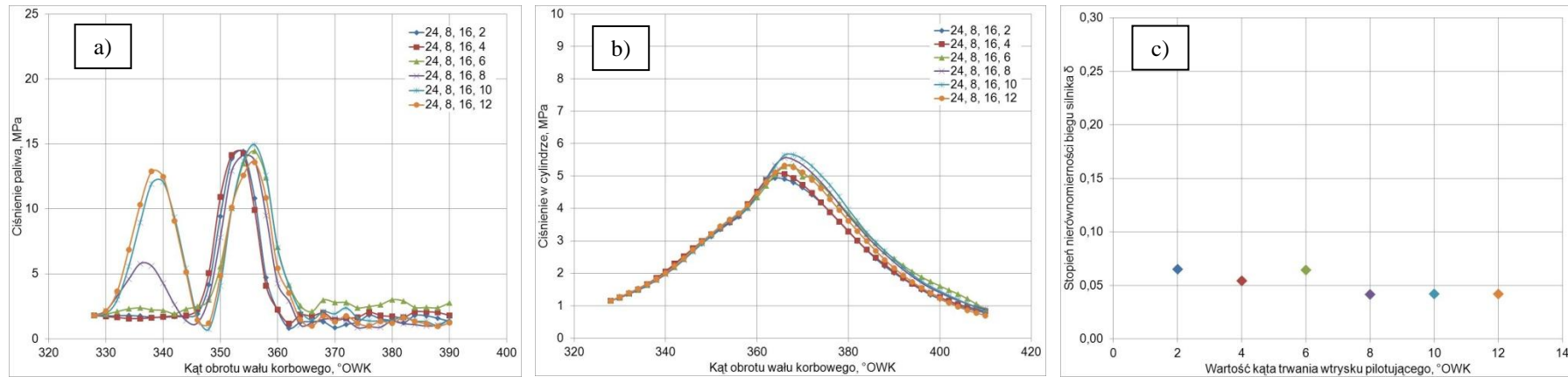
Rys. 5.5. Wyniki badań modyfikacji kąta wyprzedzenia wtrysku pilotującego od rozpoczęcia wtrysku głównego podczas pracy silnika bez obciążenia z prędkością obrotową 915 obr/min: a) ciśnienie wtrysku paliwa w funkcji kąta obrotu wału korbowego, b) ciśnienie wewnątrz cylindra w funkcji kąta obrotu wału korbowego, c) stopień nierównomierności biegu silnika



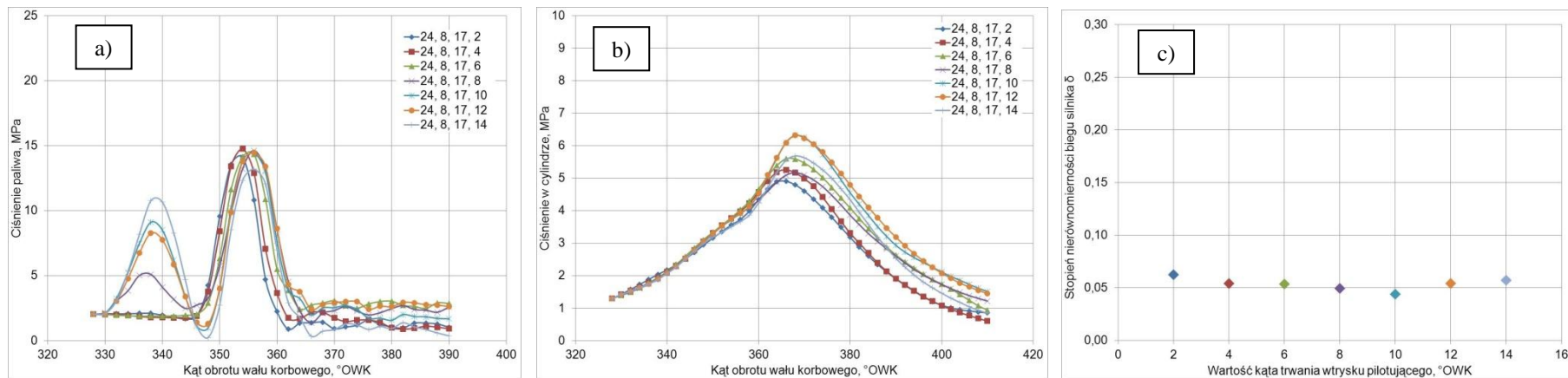
Rys. 5.6. Wyniki badań modyfikacji kąta trwania wtrysku pilotującego podczas pracy silnika bez obciążenia z prędkością obrotową 915 obr/min:
a) ciśnienie wtrysku paliwa w funkcji kąta obrotu wału korbowego, b) ciśnienie wewnątrz cylindra w funkcji kąta obrotu wału korbowego,
c) stopień nierównomierności biegu silnika



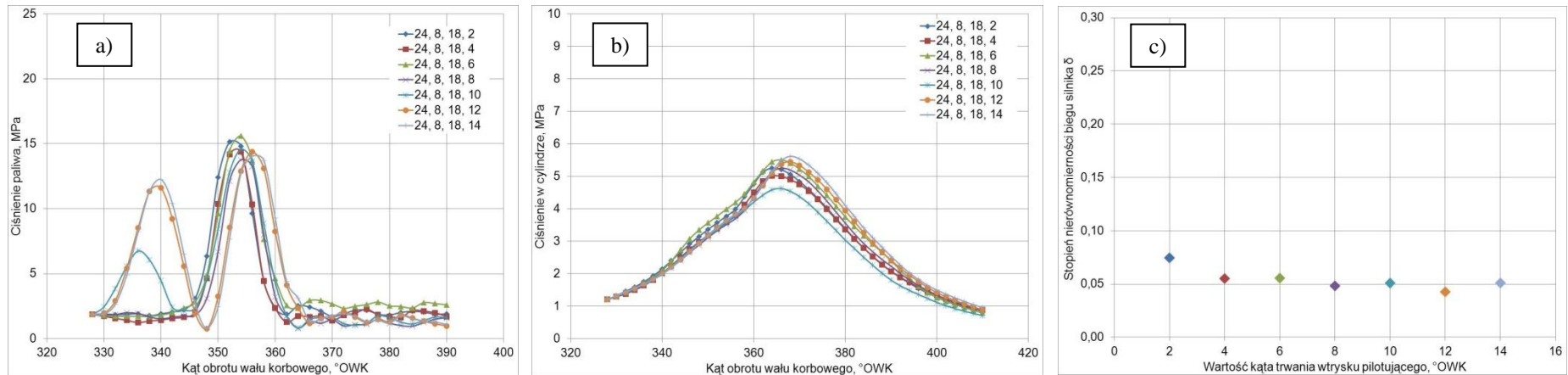
Rys. 5.7. Wyniki badań modyfikacji kąta trwania wtrysku pilotującego podczas pracy silnika bez obciążenia z prędkością obrotową 915 obr/min:
a) ciśnienie wtrysku paliwa w funkcji kąta obrotu wału korbowego, b) ciśnienie wewnątrz cylindra w funkcji kąta obrotu wału korbowego,
c) stopień nierównomierności biegu silnika



Rys. 5.8. Wyniki badań modyfikacji kąta trwania wtrysku pilotującego podczas pracy silnika bez obciążenia z prędkością obrotową 915 obr/min:
a) ciśnienie wtrysku paliwa w funkcji kąta obrotu wału korbowego, b) ciśnienie wewnątrz cylindra w funkcji kąta obrotu wału korbowego,
c) stopień nierównomierności biegu silnika

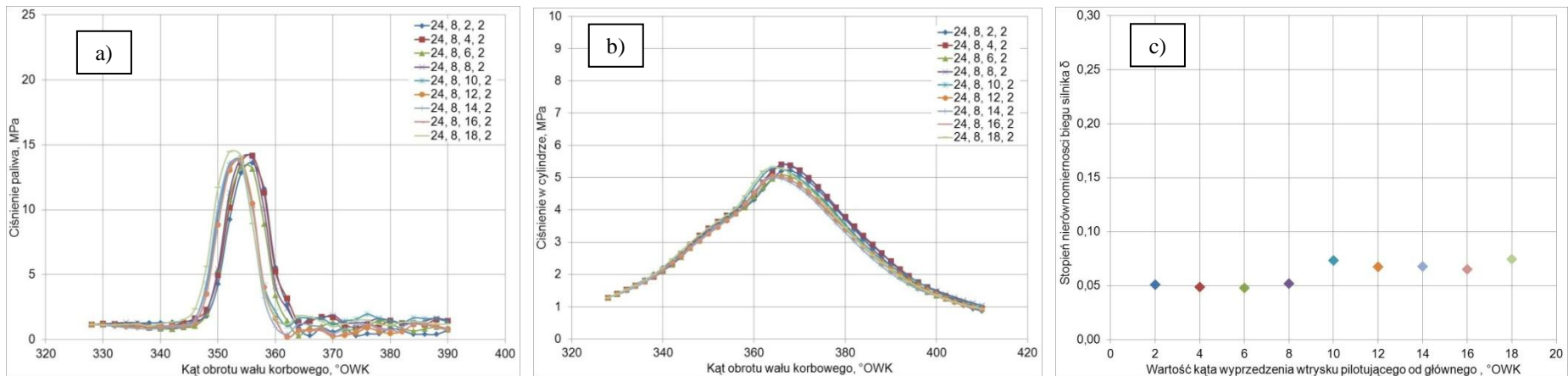


Rys. 5.9. Wyniki badań modyfikacji kąta trwania wtrysku pilotującego podczas pracy silnika bez obciążenia z prędkością obrotową 915 obr/min:
a) ciśnienie wtrysku paliwa w funkcji kąta obrotu wału korbowego, b) ciśnienie wewnątrz cylindra w funkcji kąta obrotu wału korbowego,
c) stopień nierównomierności biegu silnika



Rys. 5.10. Wyniki badań modyfikacji kąta trwania wtrysku pilotującego podczas pracy silnika bez obciążenia z prędkością obrotową 915 obr/min:

a) ciśnienie wtrysku paliwa w funkcji kąta obrotu wału korbowego, b) ciśnienie wewnątrz cylindra w funkcji kąta obrotu wału korbowego, c) stopień nierównomierności biegu silnika



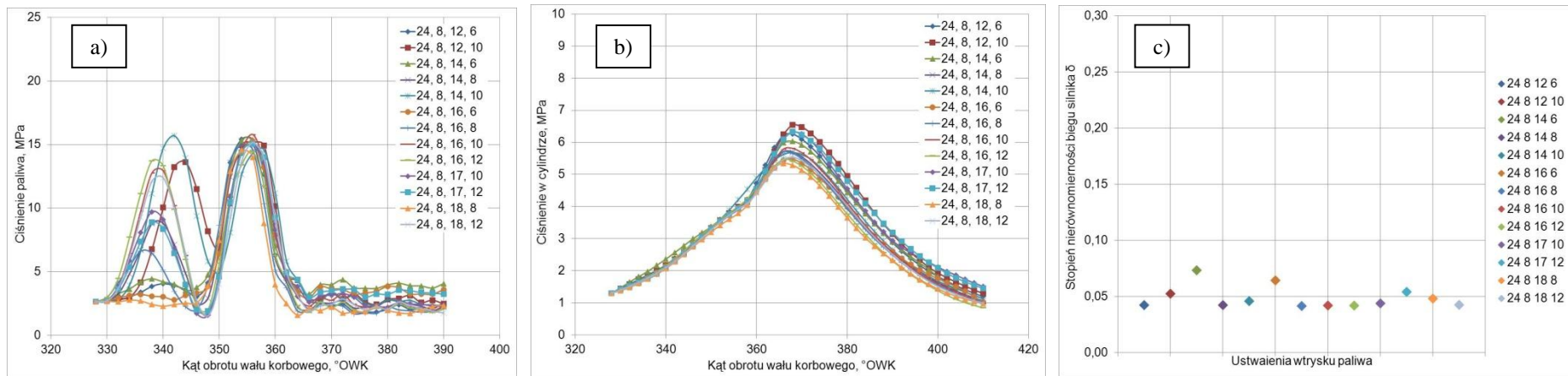
Rys. 5.11. Wyniki badań modyfikacji kąta wyprzedzenia wtrysku pilotującego od rozpoczęcia wtrysku głównego podczas pracy silnika bez obciążenia z prędkością obrotową 915 obr/min:

a) ciśnienie wtrysku paliwa w funkcji kąta obrotu wału korbowego, b) ciśnienie wewnątrz cylindra w funkcji kąta obrotu wału korbowego, c) stopień nierównomierności biegu silnika

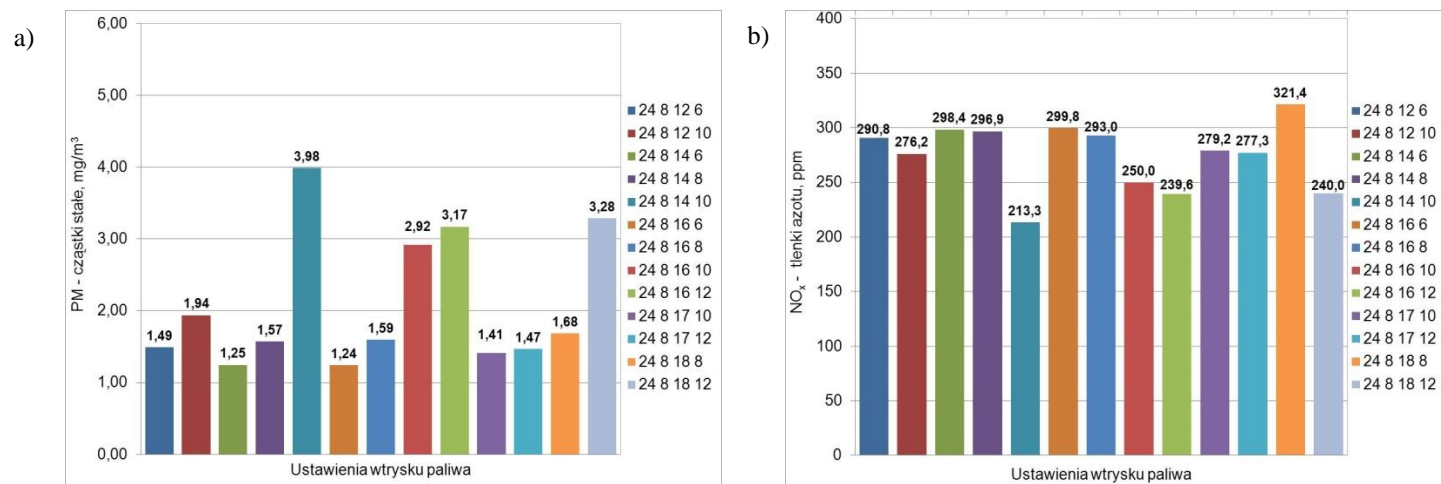
Z wyników przeprowadzonych badań (rysunki od 5.4 do 5.11) dla prędkości obrotowej silnika 915 obr/min, pracującego bez obciążenia, wyodrębniono przebiegi, w których uzyskano najwyższe ciśnienia w cylindrze (ciśnienie w cylindrze $p_i > 5$ MPa) przy możliwie najniższej wartości stopnia nierównomierności biegu silnika (stopień nierównomierności $\delta < 0,05$). Zestawienie to przedstawiono na rysunku 5.12 oraz 5.13. Wyselekcjonowane w ten sposób wyniki pomiarów z określonymi ustawieniami kątów wtrysku paliwa, pozwoliły na wyodrębnienie przebiegu, dla którego uzyskano dalszą poprawę stopnia równomierności biegu silnika w stosunku do ustawień fabrycznych zarówno wtrysku 1-fazowego, jak i 2-fazowego. Ustawienia te wybrano jako korzystniejsze ze względu również na uzyskanie pożądaných wartości pozostałych parametrów takich jak: wyższe ciśnienie w cylindrze, niższa emisja cząstek stałych oraz tlenków azotu. Ustawienia kątów wtrysku paliwa dla tego przebiegu wynoszą: kąt wyprzedzenia wtrysku głównego od GMP 24 °OWK, kąt trwania wtrysku głównego 8 °OWK, kąt wyprzedzenia wtrysku pilotującego od głównego 16 °OWK, kąt trwania wtrysku pilotującego 10 °OWK. Wyniki pomiarów pracy silnika z ustawieniami modyfikowanymi „24,8,16,10” porównano z wynikami uzyskanymi podczas dwóch testów pracy silnika w tych samych warunkach i realizacją następujących ustawień wtrysku paliwa:

- wtrysk 1-fazowy fabryczny,
- wtrysk 2-fazowy fabryczny.

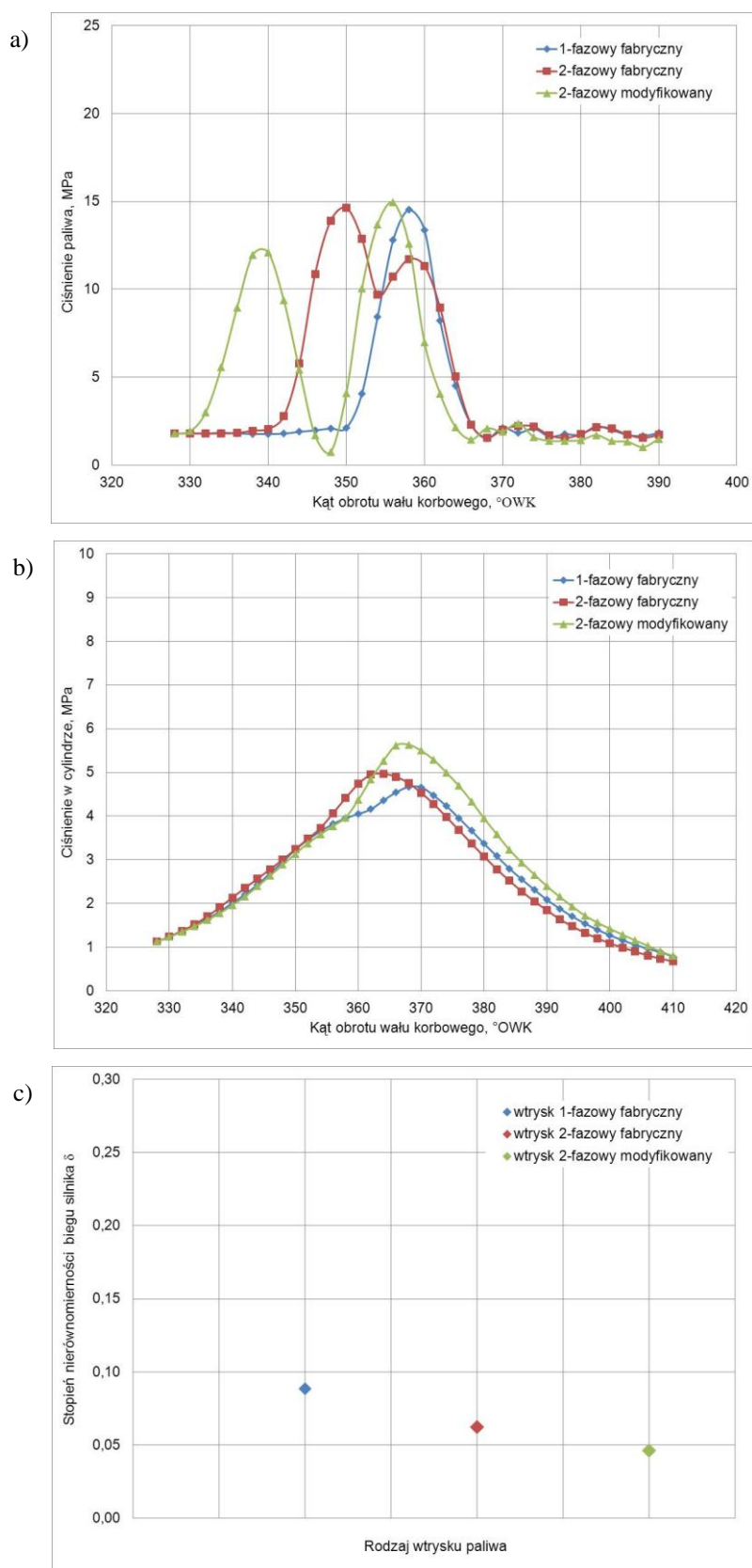
Porównano następujące parametry: przebieg ciśnienia paliwa w przewodzie wtryskowym (rys. 5.14a), ciśnienie w cylindrze (rys. 5.14b), stopień nierównomierności biegu silnika (rys. 5.14c). Ustawienia kątów wtrysku 2-fazowego modyfikowanego, spowodowało poprawę stopnia równomierności biegu silnika. Jednocześnie uzyskano wyższą wartość ciśnienia wewnątrz cylindra. Następnie dla tych ustawień wtrysku, analizie poddano wyniki badań emisji substancji szkodliwych PM i NO_x przedstawione na rysunku 5.15. Analiza wykresów emisji substancji szkodliwych (rys. 5.15a i 5.15b) wykazała, iż zastosowanie wtrysku 2-fazowego modyfikowanego, wpłynęło na obniżenie ilości substancji szkodliwych zawartych w spalinach, w stosunku do wtrysku 2-fazowego fabrycznego. Natomiast w stosunku do pracy silnika z wtryskiem 1-fazowym fabrycznym, uzyskano obniżenie zawartości składników toksycznych w spalinach tylko dla tlenków azotu.



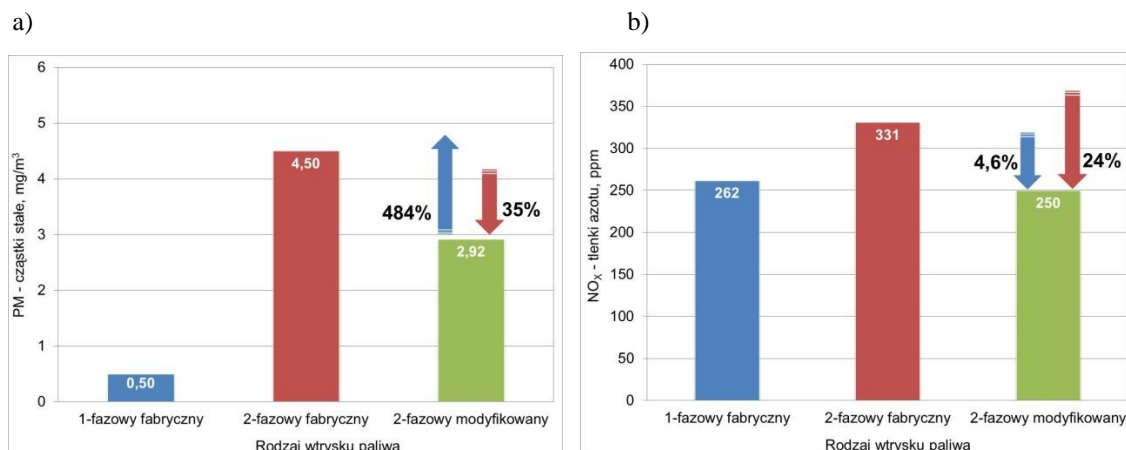
Rys. 5.12. Porównanie wyselekcjonowanych przebiegów według założonego kryterium dla silnika pracującego bez obciążenia z prędkością obrotową 915 obr/min: a) ciśnienie wtrysku paliwa w funkcji kąta obrotu wału korbowego, b) ciśnienie wewnątrz cylindra w funkcji kąta obrotu wału korbowego, c) stopień nierównomierności biegu silnika



Rys. 5.13. Emisja substancji szkodliwych silnika pracującego z prędkością 915 obr/min, bez obciążenia, przy realizacji wtrysku 2-fazowego modyfikowanego – porównanie najkorzystniejszych ustawień wtrysku paliwa: a) PM, b) NO_x



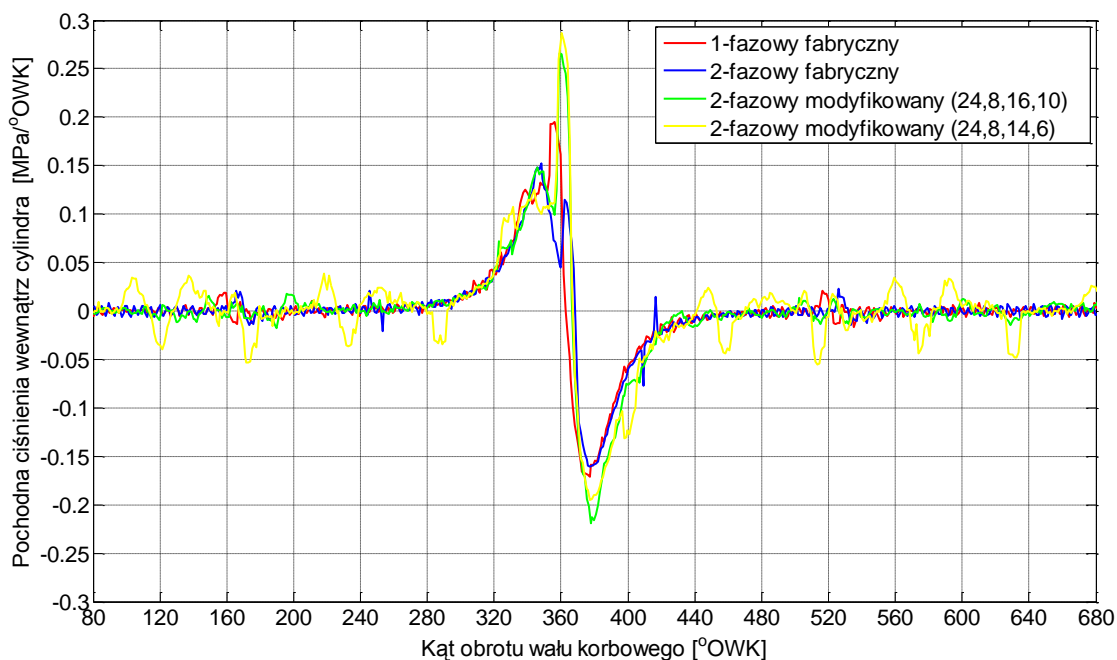
Rys. 5.14. Porównanie wyników badań silnika pracującego przy włączonym fabrycznym wtrysku paliwa i modyfikowanym z prędkością obrotową 915 obr/min bez obciążenia: a) ciśnienie wtrysku paliwa w funkcji kąta obrotu wału korbowego, b) ciśnienie wewnątrz cylindra w funkcji kąta obrotu wału korbowego, c) stopień nierównomierności biegu silnika



Rys. 5.15. Emisja substancji szkodliwych silnika pracującego z prędkością 915 obr/min, bez obciążenia przy realizacji wtrysku 1-fazowego fabrycznego, 2-fazowego fabrycznego, 2-fazowego modyfikowanego: a) PM, b) NO_x

5.1.3. Analiza przebiegu ciśnienia wewnątrz cylindra w kontekście nierównomierności pracy silnika

Jak zaznaczono w tekście (str. 87) poprawienie przebiegu ciśnienia spalania wewnątrz cylindra skutkuje poprawą stopnia nierównomierności biegu silnika w wyniku zmian prędkości narastania tego ciśnienia (rys 5.16).



Rys. 5.16. Pochodna ciśnienia w cylindrze w funkcji kąta obrotu wału korbowego dla różnych ustawień wtrysku paliwa i prędkości obrotowej biegu jałowego silnika 915 obr/min

Na rysunku 5.16 przedstawiono wyselekcjonowane przebiegi prędkości narastania ciśnienia wewnątrz cylindra. Zwrócono szczególną uwagę na przyrost

wartości maksymalnej prędkości narastania ciśnienia w okolicach GMP. Największą szybkość przyrostu ciśnienia spalania dla wtrysku 2-fazowego fabrycznego oraz 1-fazowego fabrycznego, zarejestrowano przed GMP. Szybkość narastania ciśnienia wewnątrz cylindra jest niższa i nie ma charakterystycznego pikowego przyrostu ciśnienia bezpośrednio po GMP. Przyrost ciśnienia wewnątrz cylindra silnika, jest zgodny z prawem Gay-Lussaca mówiącym o zmianie doprowadzonego ciepła do obiegu Diesla przy stałej objętości właściwej gazu wprost proporcjonalnej do zmiany temperatury bezwzględnej w cylindrze. Jednak realizacja procesu spalania przy takich ustawieniach (wtrysk 2-fazowy fabryczny) skutkuje tym, iż spalanie wewnątrz cylindra w punkcie GMP, jest najwyższe z analizowanych przebiegów i wynosi 4,9 MPa (rys. 5.14). Natomiast jego maksymalna wartość wynosi 5,0 MPa i występuje bezpośrednio po GMP. Zarówno wtrysk 2-fazowy modyfikowany jak i 2-fazowy fabryczny, zmieniają początek procesu spalania w cylindrze. W szczególności wtrysk 2-fazowy modyfikowany charakteryzuje się korzystniejszym z punktu widzenia spalania, przebiegiem ciśnienia i prędkości jego zmian w cylindrze. Na rysunku 5.16 przedstawiono dwa następujące po sobie wybrane zmiany prędkości narastania ciśnienia spalania (wtrysk 2-fazowy modyfikowany), w którym zaobserwowano znaczący pikowy przyrost prędkości spalania w punkcie GMP. Jego maksymalna wartość jest 2 razy większa dla wtrysku 2-fazowego fabrycznego oraz o 50% wyższa od wtrysku 1-fazowego fabrycznego. Analizując dla tych prędkości spalania przebiegi ciśnienia wewnątrz cylindra w punkcie GMP osiągają wartość 4,5 MPa. Natomiast wartość szczytowa tego ciśnienia występuje bezpośrednio po GMP i jest wyższa o około 1 MPa w odniesieniu do wtrysku 1-fazowego fabrycznego. Zatem jest to o 0,9 MPa większy przyrost niż w przypadku wtrysku 1-fazowego. Pikowy przyrost prędkości spalania GMP dla wtrysku 2-fazowego modyfikowanego przybliży ten proces spalania do obecnej tendencji rozwijanej w teorii spalania współczesnych silników spalinowych opisanych w tej fazie przez prawo Charlesa, mówiące o wprost proporcjonalnym przyroście ciśnienia gazu do zmiany jego temperatury bezwzględnej, realizowanej przy stałej objętości. Realizacja poprawy szybkości spalania krótkotrwałego w czasie, skutkuje obniżeniem substancji szkodliwych, a w szczególności tlenków azotu co zobrazowano na rysunku 5.15b. Jednocześnie można zaobserwować na rysunku 5.17 znaczące powiększenie pola pracy pod krzywą zmian ciśnienia, przy takim samym początku i końcu przebiegu ciśnienia.

Analiza wyników pola powierzchni pod krzywą ciśnienia w cylindrze przedstawionych na rysunkach od 5.17 do 5.19, potwierdza tezę, że zmiana prędkości przyrostu ciśnienia wewnątrz cylindra korzystnie wpływa na wielkość pola pod krzywą. Większe pole powierzchni w cyklu pracy na otwartym wykresie indykatorowym przekłada się bezpośrednio na wzrost efektywnego ciśnienia w cylindrze. Wzrost ciśnienia efektywnego przekłada się bezpośrednio na wyższą moc efektywną uzyskaną z jednego suwu pracy zgodnie z równaniem:

$$N_e = \frac{p_e \cdot V_{ss} \cdot n}{2}, \quad (5.3)$$

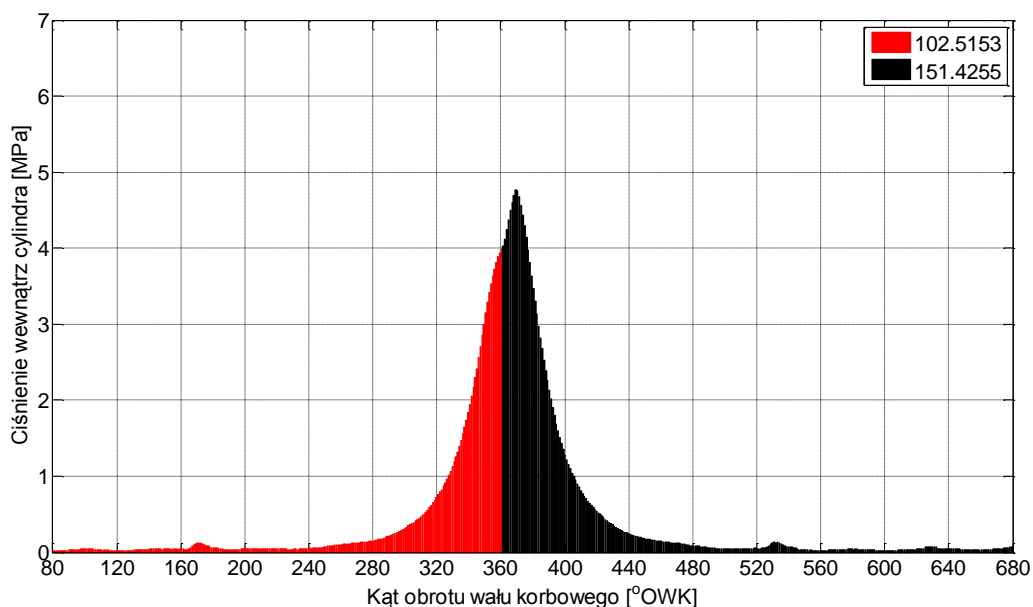
gdzie:

p_e – ciśnienie efektywne, MPa,

V_{ss} – pojemność skokowa silnika, cm^3 ,

n – prędkość obrotowa silnika, obr/min.

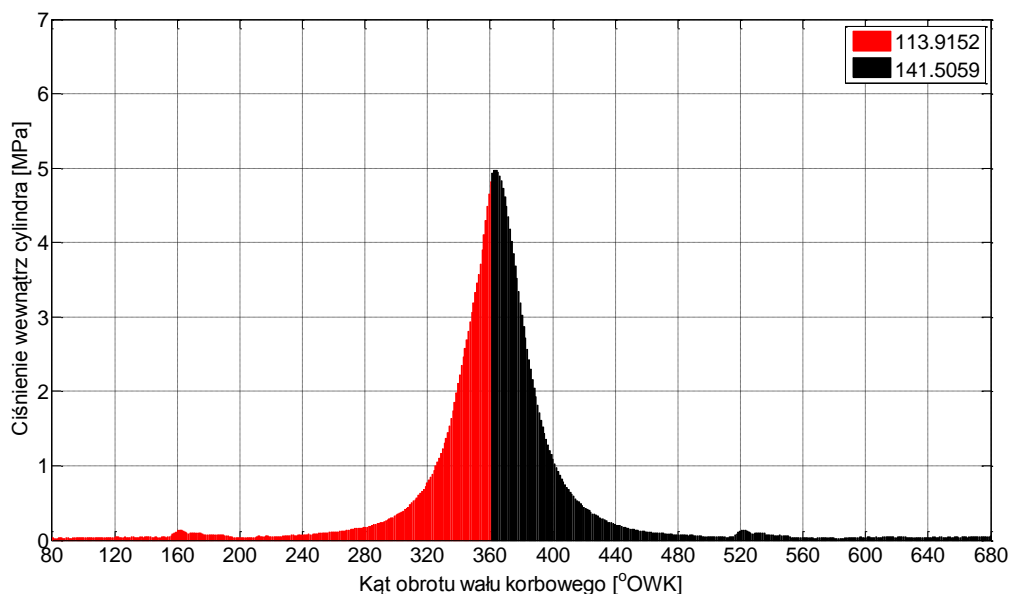
Na rysunku 5.17 przedstawiono pole pod krzywą ciśnienia wewnątrz cylindra silnika pracującego z realizacją wtrysku 1-fazowego fabrycznego, natomiast na rysunku 5.18 pole pod krzywą dla ciśnienia wewnątrz cylindra silnika pracującego z wtryskiem 2-fazowym fabrycznym.



Rys. 5.17. Całka ciśnienia w cylindrze w funkcji kąta obrotu wału korbowego przy realizacji wtrysku 1-fazowego fabrycznego i prędkości obrotowej silnika biegu jałowego 915 obr/min

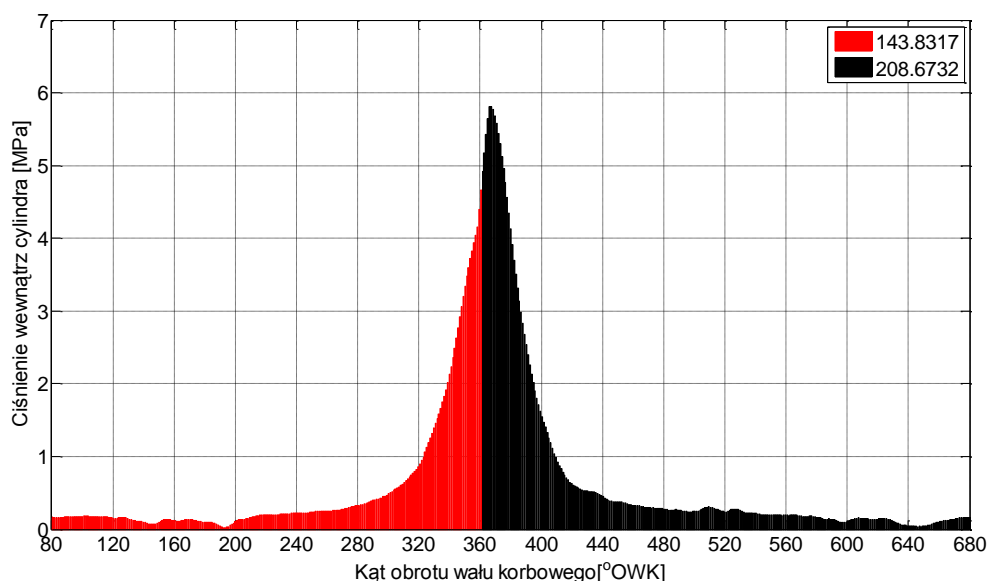
Dla wtrysku 1-fazowego fabrycznego suma pól pod krzywą wynosi zarówno przed jak i po GMP 253,9 jednostek. Dla wtrysku 2-fazowego fabrycznego analogiczna

suma pól pod krzywą jest nie wiele większa. Jednak w rozbiciu na pole przed i po GMP, można zauważyć znaczące różnice.



Rys. 5.18. Całka ciśnienia w cylindrze w funkcji kąta obrotu wału korbowego przy realizacji wtrysku 2-fazowego fabrycznego i prędkości obrotowej silnika biegu jałowego 915 obr/min

Wtrysk 2-fazowy fabryczny powoduje szybszy przyrost ciśnienia przed GMP. Stąd pole w tej części wykresu jest większe o 13%, natomiast pole po GMP jest mniejsze o ok. 7%. Znaczące różnice natomiast powoduje wtrysk 2-fazowy modyfikowany (rys. 5.19), którego całkowite pole powierzchni pod krzywą wynosi 352,5. Pole to w odniesieniu do wtrysku 1-fazowego fabrycznego jest większe o około 43%, natomiast pole po GMP jest większe o 25%.



Rys. 5.19. Całka ciśnienia w cylindrze w funkcji kąta obrotu wału korbowego przy realizacji wtrysku 2-fazowego modyfikowanego i prędkości obrotowej silnika biegu jałowego 915 obr/min

5.2. Analiza stopnia nierównomierności dla podwyższonych prędkości obrotowych silnika

Dla prędkości obrotowej 1200 obr/min przeprowadzono analogiczną interpretację wyników, jak w przypadku prędkości 915 obr/min. Z wyników pomiarów przedstawionych na rysunkach od 5.20 do 5.23 można wyodrębnić przebiegi z realizacją wtrysku 2-fazowego modyfikowanego, które charakteryzują się znaczącym wzrostem ciśnienia spalania wewnątrz cylindra (rys. 5.22b) z równoczesnym zachowaniem stopnia nierównomierności biegu silnika na niskim poziomie (rys. 5.22c).

Z przedstawionych wyników badań można wskazać te, w których modyfikowano jednocześnie dwa kąty wtrysku (kąąt wyprzedzenia wtrysku pilotującego oraz kąąt trwania wtrysku pilotującego), gdzie uzyskuje się przyrost ciśnienia w cylindrze z jednoczesnym niskim stopniem nierównomierności biegu silnika. Jednak uwagę zwraca fakt, iż zwiększanie wartości kąąta trwania wtrysku pilotującego powoduje wzrost stopnia nierównomierności biegu silnika (rys. 5.23c).

Jednocześnie można zauważyć, że zwiększenie kąąta wyprzedzenia dawki pilotującej względem dawki głównej, zmniejsza możliwość do wykonania przez system wtrysku paliwa dwóch faz. Sytuacja taka występuje na rysunkach 5.20a oraz 5.21a, gdzie przebieg ciśnienia wtrysku paliwa w funkcji kąąta obrotu wału korbowego, nie posiada pików ciśnienia charakterystycznych dla 2-fazowego wtrysku paliwa. Rozpatrując przebiegi ciśnienia paliwa na rysunkach 5.20a oraz 5.21a, można zauważyć wpływ wartości kąąta wyprzedzenia dawki pilotującej względem dawki głównej, na stopniowe zmniejszanie charakterystycznego przebiegu z dwoma pikami ciśnienia. Na rysunku 5.20a, dwa pierwsze przebiegi ciśnienia tj. przy ustawieniach kąątów: 24, 8, 16, 8 oraz 24, 8, 18, 8 posiadają niewielki pik ciśnienia paliwa odpowiadający dawce pilotującej. Natomiast kolejne przebiegi z wzrastającymi wartościami kąąta wyprzedzenia dawki pilotującej od głównej powyżej 18° OWK, charakteryzuje brak podziału dawki wtryskiwanego paliwa. Sytuacja taka występuje pomimo włączenia w sterowniku ECU funkcji wtrysku 2-fazowego modyfikowanego. Przekłada się to bezpośrednio na uzyskane ciśnienie wewnątrz cylindra, którego najwyższa wartość występuje w przypadku ustawień kąątów wtrysku 24, 8, 16, 8. Zarejestrowana przy tych ustawieniach kąątów wtrysku, wartość szczytowa ciśnienia w cylindrze (rys. 5.20b) wynosi ponad 6 MPa. Zatem jest większa od pozostałych wartości szczytowych ciśnień zarejestrowanych w tym teście o około 1,5 MPa. Jednocześnie potwierdza to fakt, iż odpowiednio dobrane kąąty wtrysku charakteryzujące się wyraźnym podziałem dawki,

widocznym na przebiegu ciśnienia paliwa, skutkują uzyskaniem wyższego ciśnienia wewnątrz cylindra (rys. 5.20b). Przebiegi te występują przy zachowaniu stopnia nierównomierności biegu silnika na niskim poziomie wynoszącym około 0,1.

Analogiczną tendencję do zmniejszania ciśnienia wtrysku dawki pilotującej oraz jej stopniowy zanik uzyskano w drugiej próbie pomiarów przedstawionych na rysunku 5.21. Również i w tym przypadku dwa pierwsze przebiegi ciśnienia wtrysku z ustawieniami kątów: 24, 8, 24, 16 oraz 24, 8, 26, 16 charakteryzuje pik ciśnienia świadczący o podziale dawki. Natomiast zwiększanie kąta wyprzedzenia wtrysku pilotującego względem początku dawki głównej prowadzi do sytuacji, w której nie wstępnie podział wtrysku na 2-fazy. Należy zauważyć również, że w stosunku do pierwszej analizowanej próby przedstawionej na rysunku 5.20, zmieniono ustawienie kąta trwania wtrysku pilotującego z wartości 8 °OWK na wartość 16 °OWK. Sprawdzane modyfikacje kątów wtrysku paliwa nie powodują natomiast w tej próbie dużych różnic wartości szczytowych przebiegów ciśnienia wewnątrz cylindra w funkcji obrotów wału korbowego (rys. 5.21b). Wśród przebiegów można natomiast wskazać taki, dla którego uzyskano największą wartość szczytową ciśnienia wewnątrz cylindra (rys. 5.21b). Jest to przebieg z ustawieniami kątów wtrysku paliwa 24, 8, 26, 16. Wartość szczytowa ciśnienia wewnątrz cylindra wynosi około 4,8 MPa. Ma to również swoje odzwierciedlenie w uzyskanym stopniu nierównomierności biegu silnika na poziomie 0,13 (rys. 5.21c).

Wyniki testu, przedstawione na rysunku 5.22 dotyczyły pracy silnika z modyfikacją kąta trwania wtrysku paliwa. Analiza przebiegów zarówno ciśnienia paliwa jak i ciśnienia wewnątrz cylindra w funkcji kąta obrotu wału korbowego, pozwala stwierdzić, że wysokie ciśnienie wtrysku paliwa dawki pilotującej (rys. 5.22a) powoduje wzrost ciśnienia wewnątrz cylindra silnika (rys. 5.22b). Jak przedstawiono na rysunkach 5.22a oraz 5.22b stopniowe zwiększanie wartości kąta trwania wtrysku pilotującego w następujących po sobie przebiegach, skutkuje zmniejszeniem ciśnienia wewnątrz cylindra silnika. Wyniki stopnia nierównomierności biegu silnika uzyskane w tym teście wskazują na najmniejszą wartość wynoszącą, około 0,8, która występuje przy ustawieniach wtrysku 24, 8, 24, 8. Zatem jest to najmniejsza wartość uzyskana w całym teście modyfikacji kątów wtrysku paliwa dla pracy silnika bez obciążenia z prędkością obrotową 1200 obr/min. Porównując przebieg ciśnienia paliwa, dla tych ustawień można zauważyć brak realizacji wtrysku 2-fazowego (rys. 5.22a).

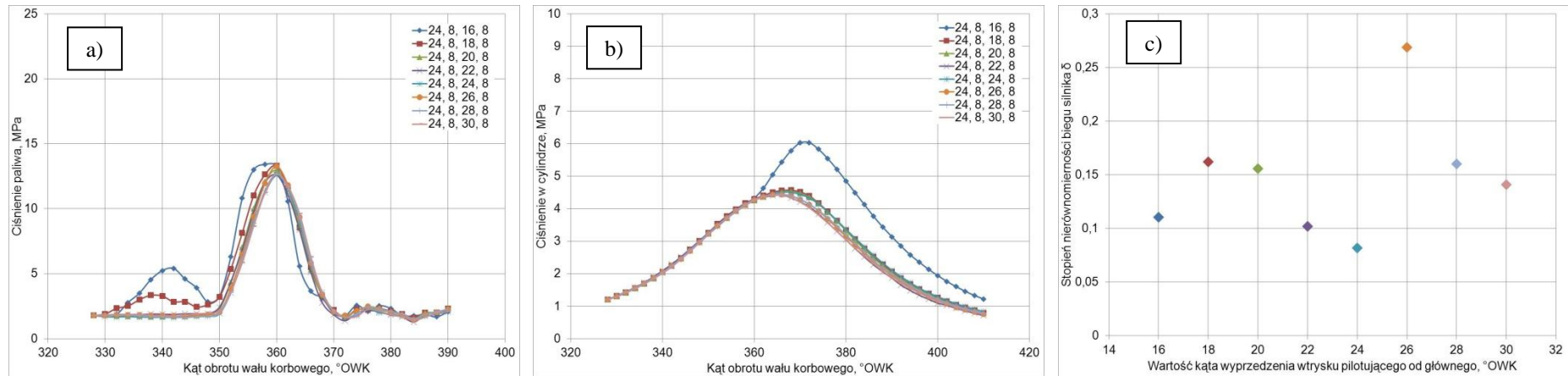
Analizie poddano również wybrane przebiegi ciśnienia paliwa w funkcji kąta obrotu wału korbowego, ciśnienia wewnątrz cylindra w funkcji kąta obrotu wału korbowego oraz stopnia nierównomierności biegu silnika. Wybrano po jednym przebiegu z każdego zestawienia wyników, przedstawionych na rysunkach 5.20, 5.21, 5.22, 5.23, według przyjętego kryterium. Kryterium wyboru najkorzystniejszego przebiegu dla tej części analizy opierało się na najwyższej wartości szczytowej ciśnienia wewnątrz cylindra oraz możliwie najniższym stopniu nierównomierności biegu silnika. Najwyższe ciśnienie wewnątrz cylindra podczas procesu spalania paliwa w silniku, umożliwia uzyskanie przez silnik dużej mocy efektywnej. Z tego względu uznano, że wskazanie przez operatora pojazdu (maszyny) większej prędkości obrotowej, będzie związane głównie z zamiarem uzyskania większej dynamiki jazdy, bądź zapotrzebowania na moc w pewnych warunkach ruchu.

Wyselekcjonowane przebiegi według opisanego wyżej uzasadnienia, przedstawiono na rysunku 5.24. Dla tych przebiegów sporządzono również zestawienie wartości emisji PM i NO_x przedstawione na rysunkach 5.25a oraz 5.25b.

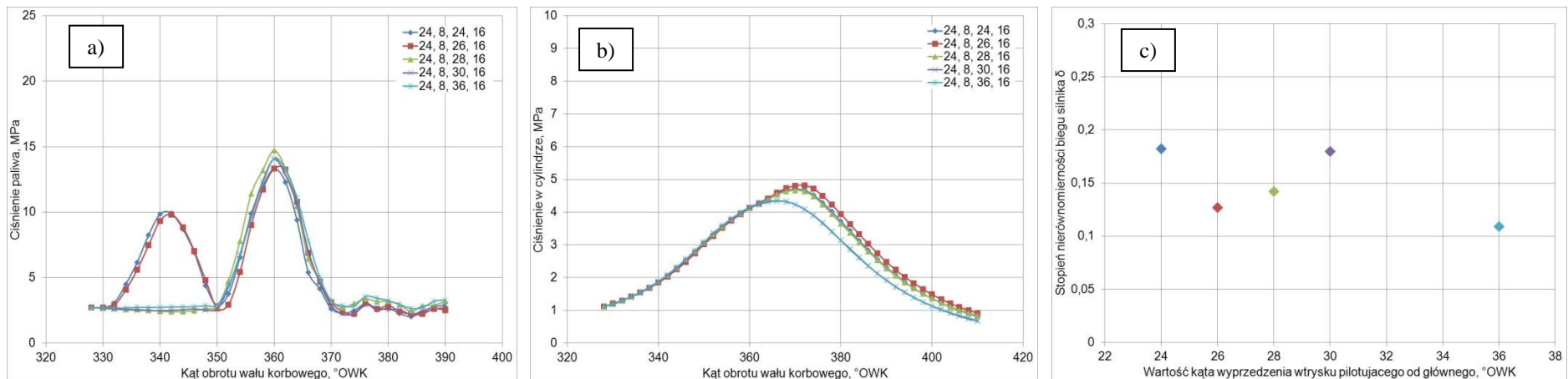
Analiza wybranych najkorzystniejszych ustawień według przyjętego kryterium (rys. 5.24b) wykazała, iż najwyższa wartość ciśnienia w cylindrze została osiągnięta dla przebiegu z ustawieniami kątów wtrysku paliwa „24, 8, 15.2, 14,2”. Analizując dla tych ustawień przebieg ciśnienia paliwa w funkcji kąta obrotu wału korbowego (rys. 5.24a), można stwierdzić, że na wyższe uzyskane ciśnienie wewnątrz cylindra wpływ miało zastosowanie większej dawki pilotującej w stosunku do dawki głównej. Wartość stopnia nierównomierności biegu silnika, uzyskana dla tego przebiegu jest na średnim poziomie i wynosi niewiele ponad 0,15.

Natomiast analiza emisji PM oraz NO_x (rys. 5.25), dla ustawień wtrysku paliwa „24, 8, 15.2, 14.2”, wykazała największą niekorzystną wartość spośród porównywanych ustawień wtrysku paliwa. Zatem ustawienia te, w znaczący sposób wpływają niekorzystnie na emisję składników toksycznych.

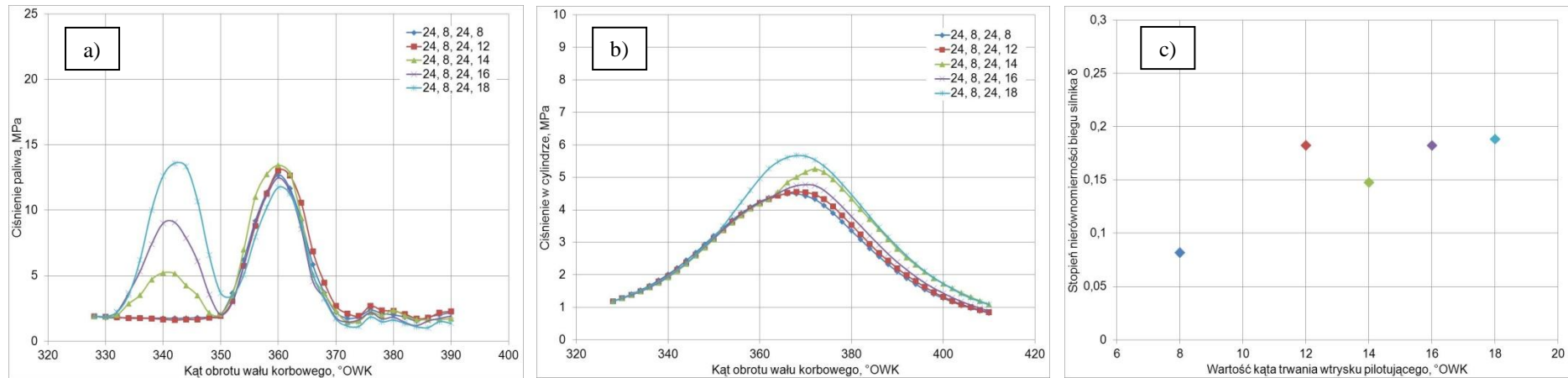
Pozostałe przebiegi przedstawione na rysunku 5.24 wykazują mniejszą wartość ciśnienia wewnątrz cylindra. Jednak z pośród tych przebiegów można wyróżnić jeden, którego wartość stopnia nierównomierności jest na poziomie około 0,11, zatem najniższym w tym porównaniu (rys. 5.24). Jednocześnie uzyskana wartość szczytowa ciśnienia wewnątrz cylindra w danym teście, jest na poziomie średnim i wynosi nieco ponad 6 MPa. Jest to przebieg z ustawieniami kątów wtrysku paliwa „24, 8, 16, 8”. Emisja PM oraz NO_x przy tych ustawieniach, jest na niskim poziomie.



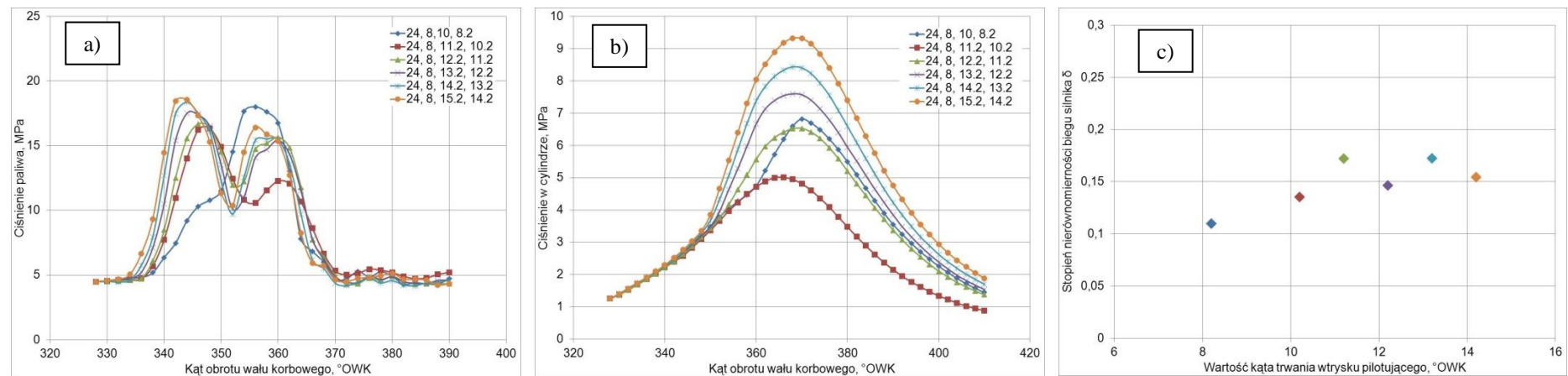
Rys. 5.20. Wyniki badań modyfikacji kąta wyprzedzenia wtrysku pilotującego od rozpoczęcia wtrysku głównego podczas pracy silnika bez obciążenia z prędkością obrotową 1200 obr/min: a) ciśnienie wtrysku paliwa w funkcji kąta obrotu wału korbowego, b) ciśnienie wewnątrz cylindra w funkcji kąta obrotu wału korbowego, c) stopień nierównomierności biegu silnika



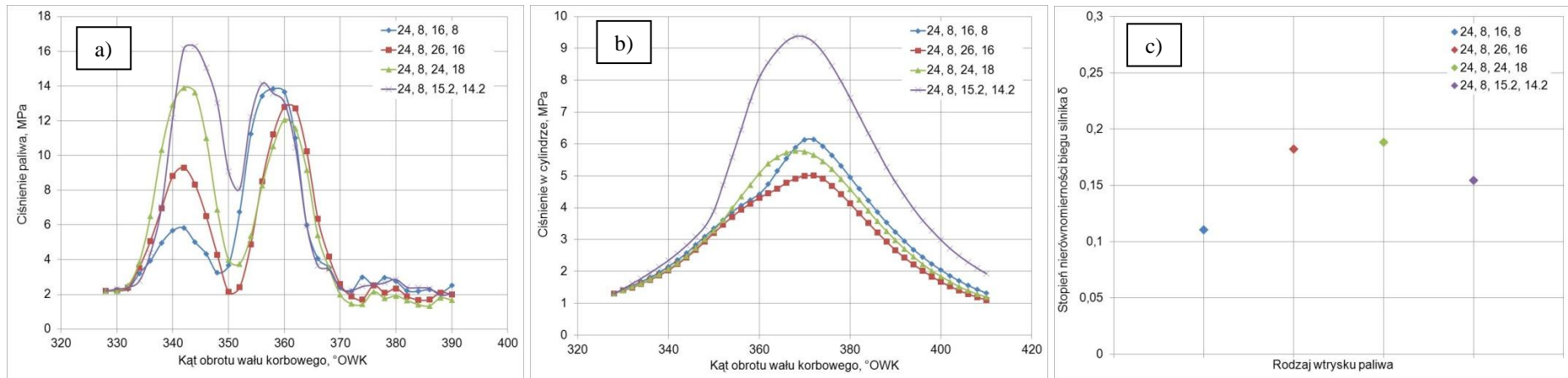
Rys. 5.21. Wyniki badań modyfikacji kąta wyprzedzenia wtrysku pilotującego od rozpoczęcia wtrysku głównego podczas pracy silnika bez obciążenia z prędkością obrotową 1200 obr/min: a) ciśnienie wtrysku paliwa w funkcji kąta obrotu wału korbowego, b) ciśnienie wewnątrz cylindra w funkcji kąta obrotu wału korbowego, c) stopień nierównomierności biegu silnika



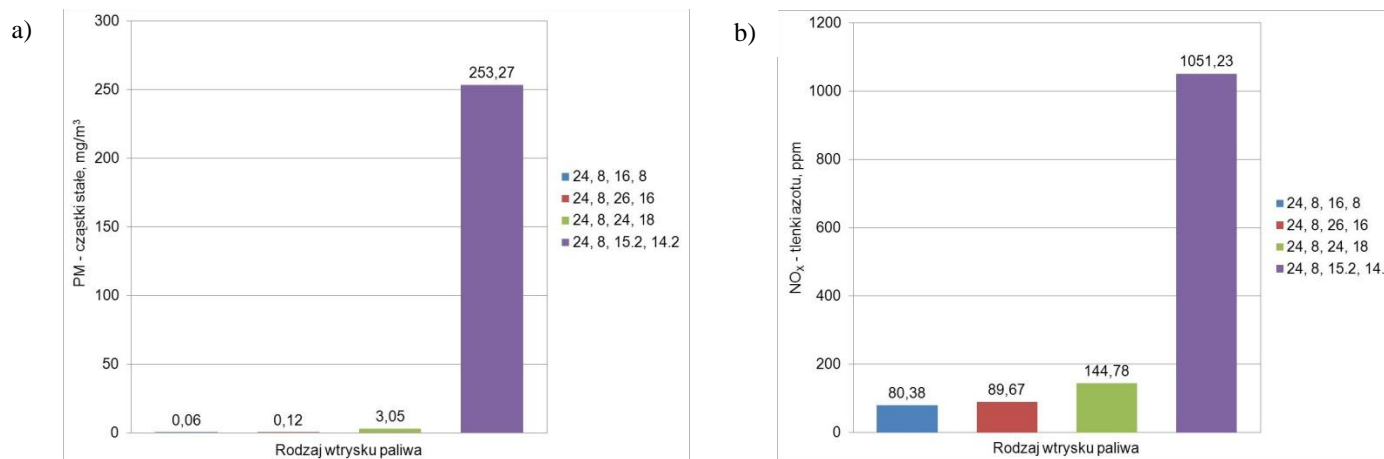
Rys. 5.22. Wyniki badań modyfikacji kąta trwania wtrysku pilotującego podczas pracy silnika bez obciążenia z prędkością obrotową 1200 obr/min:
a) ciśnienie wtrysku paliwa w funkcji kąta obrotu wału korbowego, b) ciśnienie wewnątrz cylindra w funkcji kąta obrotu wału korbowego,
c) stopień nierównomierności biegu silnika



Rys. 5.23. Wyniki badań modyfikacji kąta trwania wtrysku pilotującego podczas pracy silnika bez obciążenia z prędkością obrotową 1200 obr/min:
a) ciśnienie wtrysku paliwa w funkcji kąta obrotu wału korbowego, b) ciśnienie wewnątrz cylindra w funkcji kąta obrotu wału korbowego,
c) stopień nierównomierności biegu silnika



Rys. 5.24. Porównanie wyselekcjonowanych przebiegów według założonego kryterium dla silnika pracującego bez obciążenia z prędkością obrotową 1200 obr/min: a) ciśnienie wtrysku paliwa w funkcji kąta obrotu wału korbowego, b) ciśnienie wewnątrz cylindra w funkcji kąta obrotu wału korbowego, c) stopień nierównomierności biegu silnika



Rys. 5.25. Emisja substancji szkodliwych silnika pracującego z prędkością 1200 obr/min, bez obciążenia, przy realizacji wtrysku 2-fazowego modyfikowanego – porównanie najkorzystniejszych ustawień wtrysku paliwa: a) PM, b) NO_x

Wzrost prędkości do 1400 obr/min jest analogiczny dla wcześniejszych prędkości obrotowych. Powoduje zwiększenie stopnia nierównomierności (0,15) i widać znaczący mniejszy rozrzut wyników. Rozpatrując wyniki pomiarów przedstawione na rysunkach od 5.24 do 5.27, można zauważyć przebiegi ciśnienia wtrysku paliwa, które charakteryzuje niewielki odstęp dawki pilotującej od dawki głównej (rys. 5.24a oraz rys. 5.27a). Na przebiegach tych można również zauważyć bardzo zbliżone wartości szczytowe ciśnień paliwa dla obydwu dawek pilotującej i głównej. Rysunek 5.27b pozwala wskazać przebieg ciśnienia wewnątrz cylindra w funkcji kąta obrotu wału korbowego, którego szczytowa wartość jest największa z pośród analizowanych wyników dla prędkości 1400 obr/min. Jest to przebieg odpowiadający ustawieniom kątów wtrysku wynoszących: 24, 8, 17, 14. Jednak uzyskany stopień nierównomierności biegu silnika dla tych ustawień (rys. 5.28c), nie jest najmniejszym w teście i wynosi około 0,17. Natomiast najlepsze rezultaty pod względem niskiego stopnia nierównomierności biegu silnika na poziomie niższym niż 0,15, uzyskano w kilku próbach. Zatem można stwierdzić, iż przeprowadzone modyfikacje kątów wtrysku paliwa przy prędkości obrotowej silnika 1400 obr/min, nie wpływają znacząco na zmianę stopnia nierównomierności biegu silnika.

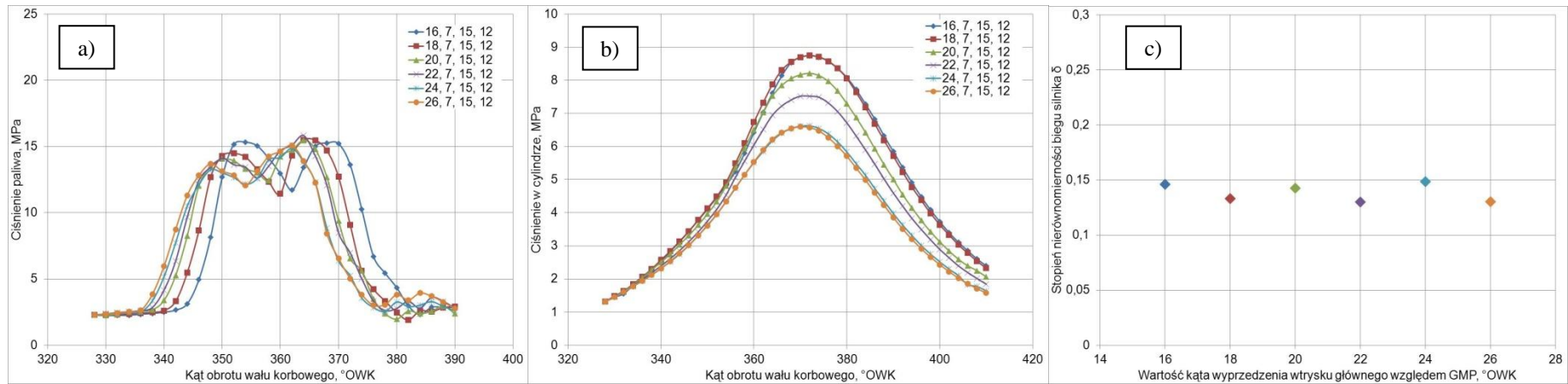
Trend do uzyskiwania wyższych wartości szczytowych ciśnienia wewnątrz cylindra w następujących po sobie przebiegach, uzyskano podczas modyfikacji kąta wyprzedzenia wtrysku głównego względem GMP (rysunki: 5.24b i 5.25b) lub kąta trwania wtrysku głównego (rys. 5.26b). Analiza przebiegu ciśnienia wtrysku w funkcji kąta obrotu wału korbowego (rys. 5.26a) oraz przebiegu ciśnienia wewnątrz cylindra w funkcji kąta obrotu wału korbowego (rys. 5.26b) potwierdzają, że zwiększanie kąta trwania wtrysku głównego powoduje wzrost wartości szczytowych ciśnienia wewnątrz cylindra. Jednak w próbie tej, najniższy stopień nierównomierności biegu silnika uzyskano dla ustawień wtrysku: „24, 8, 15, 12”, których wartość szczytowa ciśnienia wewnątrz cylindra jest na średnim poziomie w rozpatrywanej próbie (rys. 5.26b). Zatem realizacja wtrysku paliwa z podziałem wtrysku na „niewielką” dawkę pilotującą oraz „dużą” dawkę główną, korzystnie wpływa na uzyskanie wyższego ciśnienia wewnątrz cylindra. Natomiast, ustawienia te nie przynoszą korzystnych rezultatów w postaci niskiego stopnia nierównomierności biegu silnika podczas pracy silnika z prędkością obrotową 1400 obr/min.

Następny etap analizy wyników badań uzyskanych w wyniku modyfikacji kątów wtrysku paliwa, dla silnika pracującego z prędkością obrotową 1400 obr/min,

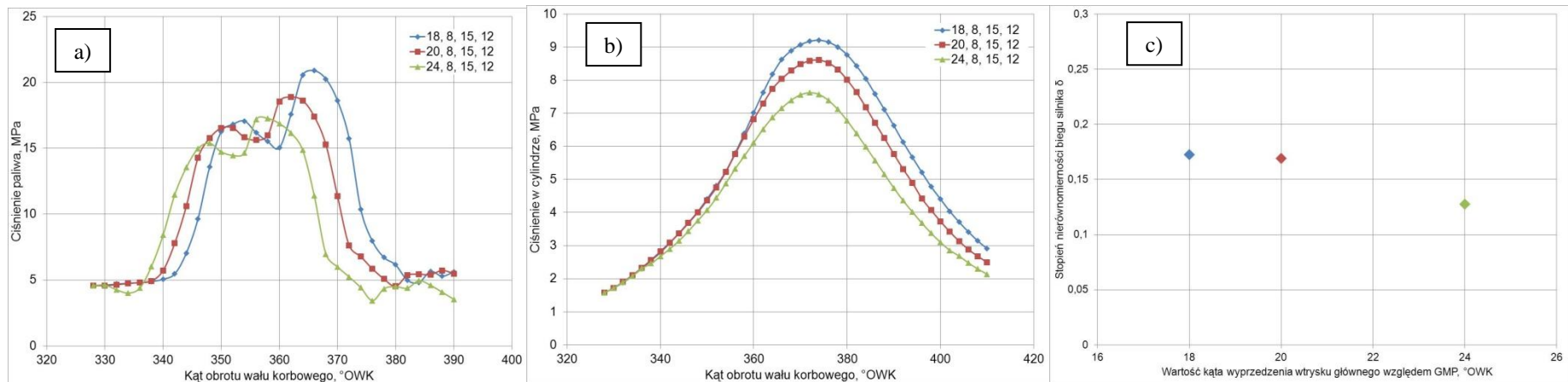
obejmował wyselekcjonowanie najkorzystniejszych ustawień wtrysku paliwa spośród wyników przedstawionych na rysunkach 5.24, 5.25, 5.26, 5.27. Z każdego zestawienia wybrano jeden przebieg według kryterium najwyższego ciśnienia wewnątrz cylindra oraz uzyskanej możliwie najniższej nierównomierności biegu silnika. Wyselekcjonowane w ten sposób przebiegi, przedstawiono na rysunku 5.28.

Analiza przebiegów ciśnienia wewnątrz cylindra w funkcji kąta obrotu wału korbowego (rys. 5.28b) pozwala wskazać przebieg o najwyższym ciśnieniu wewnątrz cylindra. Jest to przebieg z ustawieniami kątów wtrysku paliwa: „24, 8, 17, 14”. Wartość szczytowa ciśnienia wewnątrz cylindra dla tego przebiegu wynosi około 10 MPa. Natomiast uzyskany stopień nierównomierności biegu silnika (rys. 5.28c) jest na poziomie wartości około 0,17. Wartość stopnia nierównomierności biegu silnika dla ustawień wtrysku paliwa „24, 8, 17, 14”, nie odbiega znacząco od uzyskanych wartości z dwóch pozostałych przebiegów, których oznaczenia wynoszą: „18, 8, 15, 12” oraz „24, 10, 15, 12”. Uwagę zwraca również fakt, iż w tym zestawieniu wyselekcjonowanych wyników (rys. 5.28) uzyskano najmniejszą wartość stopnia nierównomierności biegu silnika z ustawieniami kątów wtrysku paliwa wynoszącymi: „18, 7, 15, 12” (rys. 5.28c). Wartość stopnia nierównomierności biegu silnika dla tych ustawień wtrysku paliwa wynosi około 0,14. A zatem jest to najniższa wartość stopnia nierównomierności biegu silnika, przy możliwie najwyższym ciśnieniu wewnątrz cylindra, uzyskana w zakresie prędkości obrotowej 1400 obr/min. Jednak biorąc pod uwagę wartość szczytową ciśnienia wewnątrz cylindra, jest ona najniższa spośród porównania przedstawionego na rysunku 5.28b.

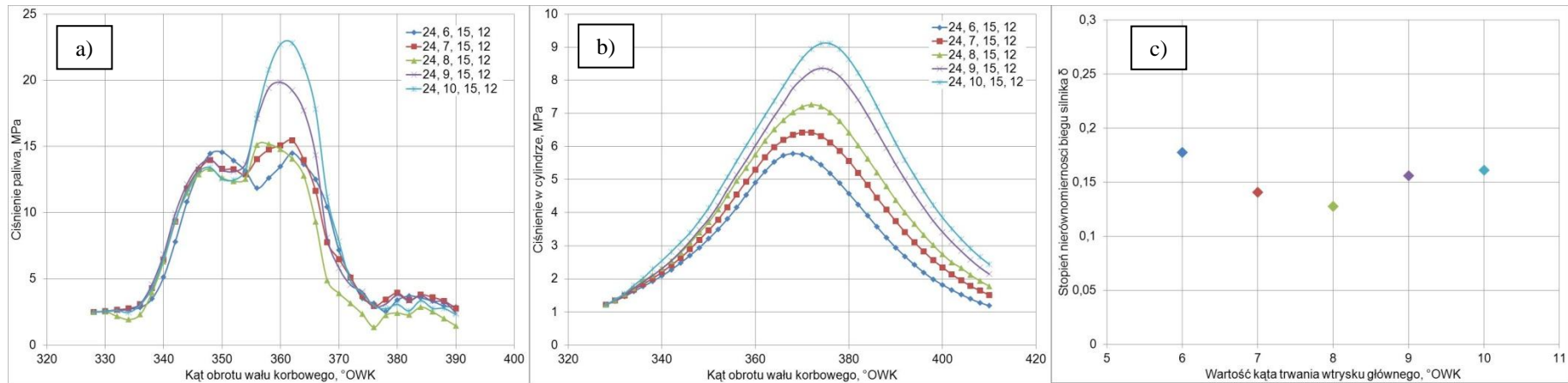
Wyselekcjonowane wyniki badań, poddano również przedstawionemu na rysunku 5.29, porównaniu emisji składników toksycznych PM oraz NO_x. Jednoznaczne wskazanie ustawień kątów wtrysku paliwa, pod względem najmniejszej emisji jest w tym przypadku utrudnione, ze względu na charakter uzyskanych rezultatów badań. Bowiem analiza wyników emisji, nasuwa stwierdzenie, iż uzyskanie obniżonej wartości składnika toksycznego PM, pociąga za sobą wzrost emisji NO_x, dla rozpatrywanych ustawień wtrysku paliwa. Odwrotna sytuacja występuje również w przypadku ustawień wtrysku paliwa, dla których uzyskano obniżoną zawartość składnika toksycznego NO_x. Uzyskanie niższej wartości emisji NO_x spowodowało podwyższenie emisji PM, przy tych samych ustawieniach kątów wtrysku paliwa.



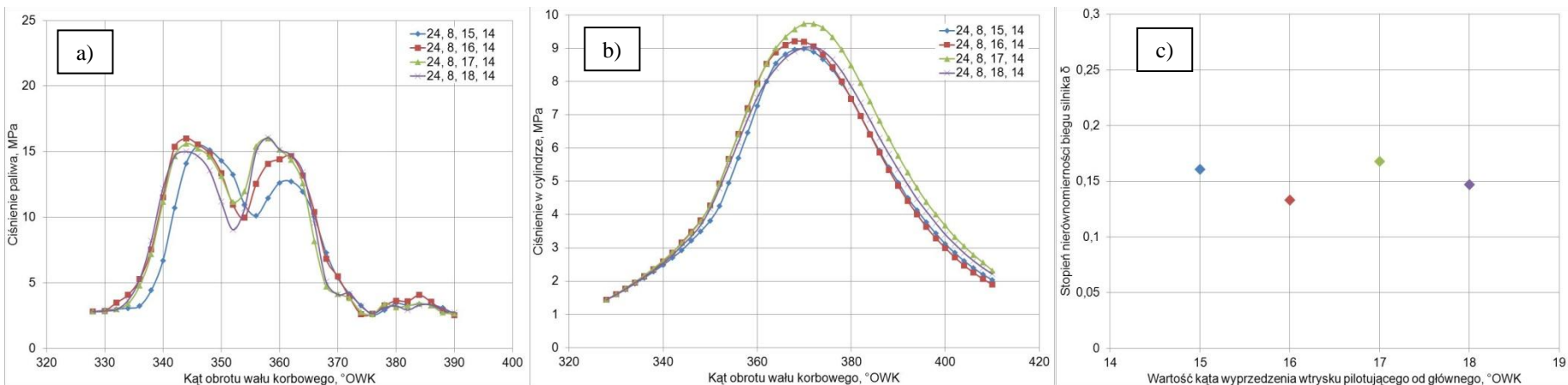
Rys. 5.24. Wyniki badań modyfikacji kąta wyprzedzenia wtrysku głównego względem GMP podczas pracy silnika bez obciążenia z prędkością obrotową 1400 obr/min:
a) ciśnienie wtrysku paliwa w funkcji kąta obrotu wału korbowego, b) ciśnienie wewnątrz cylindra w funkcji kąta obrotu wału korbowego,
c) stopień nierównomierności biegu silnika



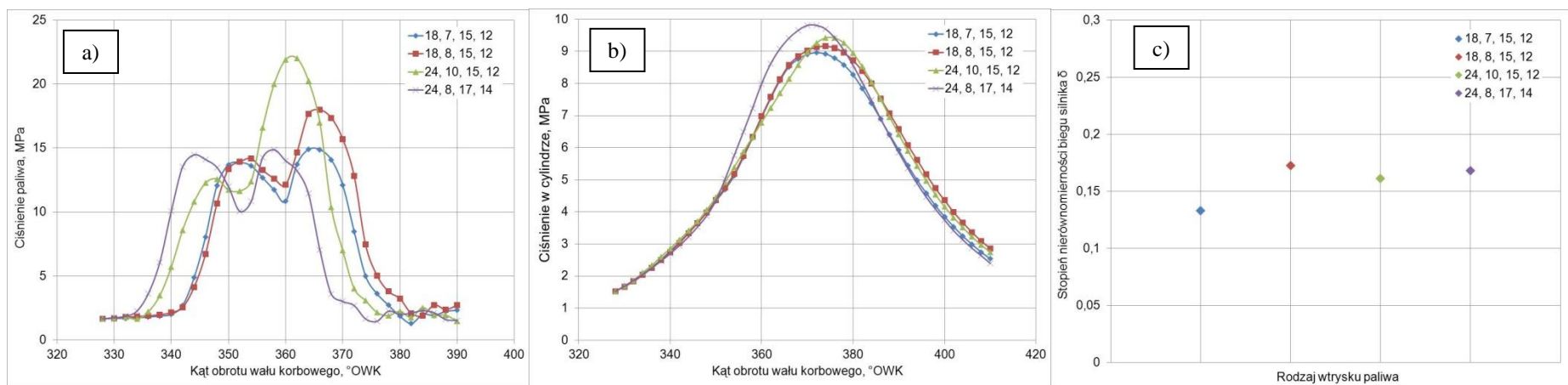
Rys. 5.25. Wyniki badań modyfikacji kąta wyprzedzenia wtrysku głównego względem GMP podczas pracy silnika bez obciążenia z prędkością obrotową 1400 obr/min:
a) ciśnienie wtrysku paliwa w funkcji kąta obrotu wału korbowego, b) ciśnienie wewnątrz cylindra w funkcji kąta obrotu wału korbowego,
c) stopień nierównomierności biegu silnika



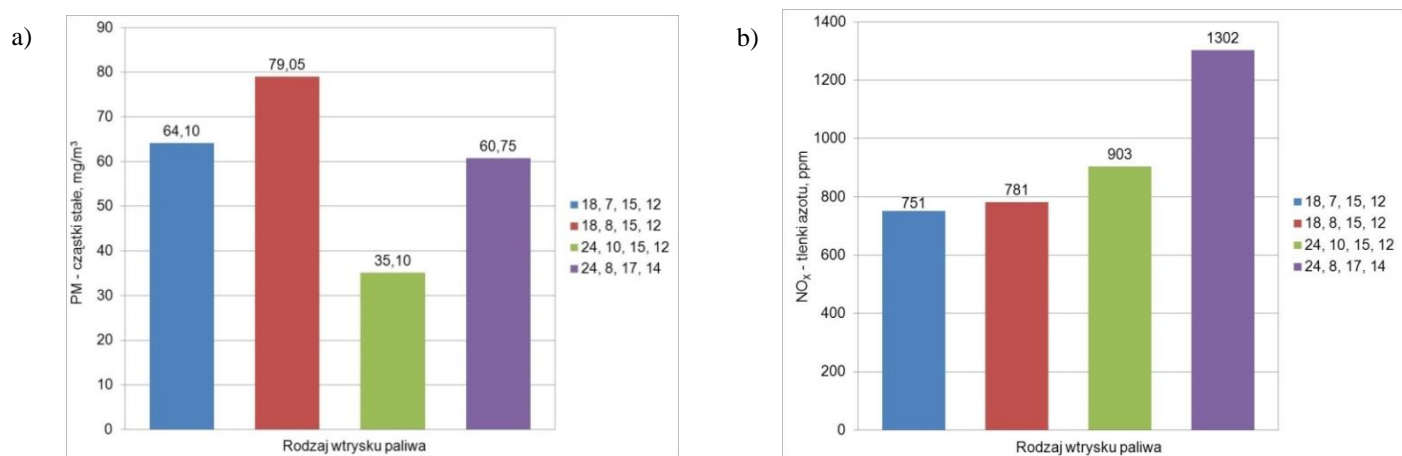
Rys. 5.26. Wyniki badań modyfikacji kąta trwania wtrysku głównego względem GMP podczas pracy silnika bez obciążenia z prędkością obrotową 1400 obr/min:
a) ciśnienie wtrysku paliwa w funkcji kąta obrotu wału korbowego, b) ciśnienie wewnątrz cylindra w funkcji kąta obrotu wału korbowego,
c) stopień nierównomierności biegu silnika



Rys. 5.27. Wyniki badań modyfikacji kąta wyprzedzenia wtrysku pilotującego od rozpoczęcia wtrysku głównego podczas pracy silnika bez obciążenia z prędkością obrotową 1400 obr/min: a) ciśnienie wtrysku paliwa w funkcji kąta obrotu wału korbowego, b) ciśnienie wewnątrz cylindra w funkcji kąta obrotu wału korbowego,
c) stopień nierównomierności biegu silnika

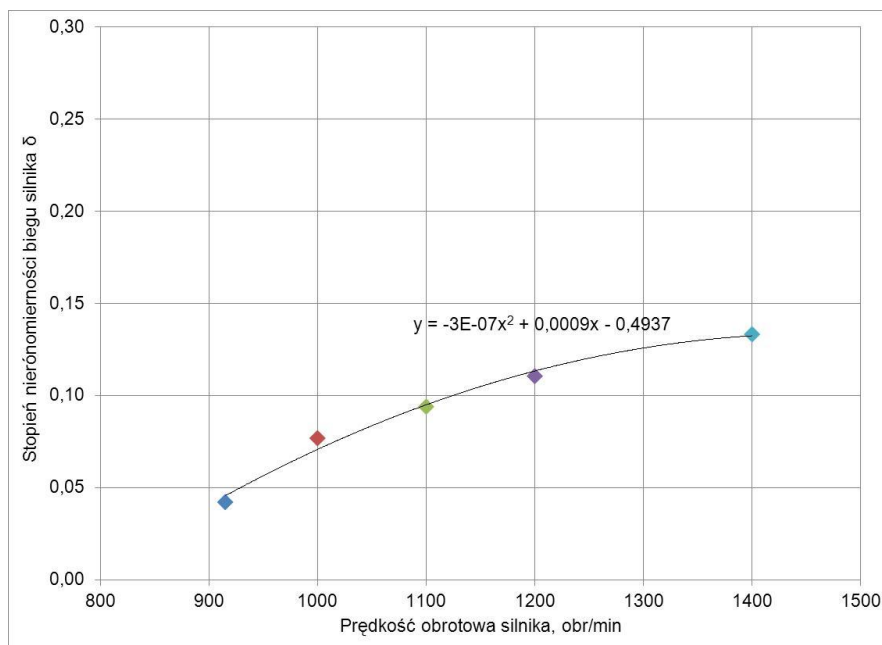


Rys. 5.28. Porównanie wyselekcjonowanych przebiegów według założonego kryterium dla silnika pracującego bez obciążenia z prędkością obrotową 1400 obr/min: a) ciśnienie wtrysku paliwa w funkcji kąta obrotu wału korbowego, b) ciśnienie wewnątrz cylindra w funkcji kąta obrotu wału korbowego, c) stopień nierównomierności biegu silnika



Rys. 5.29. Emisja substancji szkodliwych silnika pracującego z prędkością 1400 obr/min, bez obciążenia, przy realizacji wtrysku 2-fazowego modyfikowanego – porównanie najkorzystniejszych ustawień wtrysku paliwa: a) PM, b) NO_x

Podsumowując etap analizy stopnia nierównomierności biegu silnika, dla podwyższonych prędkości obrotowych, wykonano wykres stopnia nierównomierności w funkcji prędkości obrotowej silnika. Wykres ten przedstawiono na rysunku 5.30.

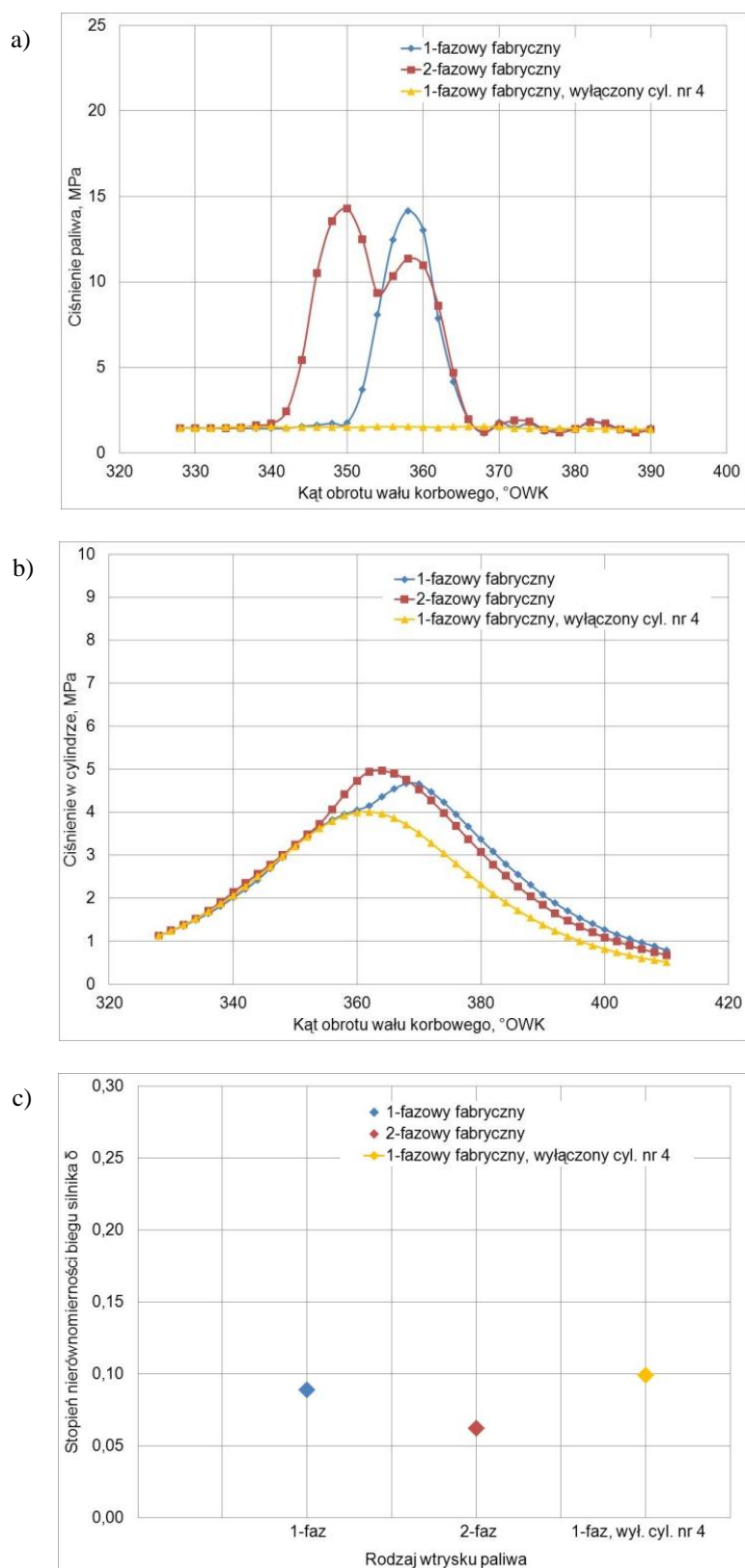


Rys. 5.30. Stopień nierównomierności biegu silnika w funkcji prędkości obrotowej silnika

Rozpatrując ułożenie punktów na wykresie stopnia nierównomierności w funkcji prędkości obrotowej silnika (rys. 5.30), można zauważyć tendencję do zwiększania stopnia nierównomierności wraz ze wzrostem prędkości obrotowej silnika. Najniższy stopień nierównomierności biegu silnika, wyniósł około 0,4 i odpowiadał prędkości obrotowej 915 obr/min. Dla podwyższonych prędkości obrotowych silnika zarejestrowano wartości około 0,11 oraz około 0,14 odpowiednio dla prędkości 1200 obr/min i 1400 obr/min. Jednak śledząc zmianę wartości, o jaką zmienia się stopień nierównomierności biegu przy wyższych prędkościach obrotowych silnika, zauważono trend do jego stabilizacji na ustalonym poziomie. Zatem można przyjąć, że przy wyższych prędkościach obrotowych, (czyli powyżej 1400 obr/min) stopień nierównomierności biegu sprawnego technicznie silnika będzie osiągał stały poziom.

5.3. Analiza pracy silnika z wyłączonym wtryskiem paliwa do 4-tego cylindra

W celu sprawdzenia przydatności metody z zastosowaniem sygnału z czujnika prędkości obrotowej do wykrywania uszkodzeń układu wtryskowego, przeprowadzono badania polegające na pracy silnika badawczego z wyłączonym wtryskiem paliwa do czwartego cylindra. Uzyskane wyniki przedstawiono na rysunku 5.31.



Rys. 5.31. Praca silnika z wyłączonym wtryskiem paliwa do cylindra nr 4 i realizacją wtrysku 1-fazowego fabrycznego oraz włączonym wtryskiem paliwa do wszystkich cylindrów i realizacją wtrysku 1-fazowego fabrycznego i 2-fazowego fabrycznego (prędkość obrotowa silnika 915 obr/min, bez obciążenia):

a) ciśnienie wtrysku paliwa w funkcji kąta obrotu wału korbowego, b) ciśnienie wewnątrz cylindra w funkcji kąta obrotu wału korbowego, c) stopień nierównomierności biegu silnika

Analiza wyników badań wykonanych w teście z wyłączonym wtryskiwaczem, wykazała możliwość wykrycia stanu pracy silnika z brakiem zapłonu w jednym z cylindrów. Do tego celu porównano wartości stopnia nierównomierności biegu silnika, przedstawione na rysunku 5.31c. Na rysunku tym można zauważyć wzrost stopnia nierównomierności biegu silnika dla stanu pracy z wyłączonym wtryskiem paliwa do cylindra nr 4 (kolor żółty na wykresie – rys. 5.31c) w stosunku do stanu pracy silnika z realizacją wtrysku paliwa do wszystkich cylindrów, zarówno 1-fazowego fabrycznego jak i 2-fazowego fabrycznego. W przypadku braku zapłonu w cylindrze nr 4, uzyskano wartość stopnia nierównomierności biegu silnika na poziomie 0,10, natomiast w przypadku pracy silnika z wtryskiem do wszystkich cylindrów wartość ta wynosi odpowiednio: 0,9 wtrysk 1-fazowy fabryczny i powyżej 0,6 wtrysk 2-fazowy fabryczny. Zatem wykorzystanie metody z zastosowaniem sygnału z czujnika prędkości obrotowej umieszczonego nad kołem zamachowym silnika, pozwala na wykrycie niesprawności związanej z uszkodzeniem układu wtryskowego i może posłużyć, jako podstawa do opracowania systemu diagnostyki.

Jednocześnie analiza przebiegów ciśnienia paliwa w funkcji kąta obrotu wału korbowego przedstawiona na rysunku 5.31a, również wskazuje na brak dostarczania paliwa do cylindra nr 4. Dla tego przypadku wartość ciśnienia paliwa jest równa 0 MPa w całym rozpatrywanym zakresie kąta obrotu wału korbowego.

Również przebieg ciśnienia wewnątrz cylindra w funkcji kąta obrotu wału korbowego (rys. 5.31b) wskazuje na niższe ciśnienie wewnątrz cylindra, w którym nie wystąpił zapłon paliwa. Wartość szczytowa ciśnienia wewnątrz niepracującego cylindra wynosi 4 MPa i występuje w punkcie GMP utrzymując się przez kilka stopni po tym punkcie. Zatem jest to wartość, jaka występuje podczas sprężania czystego powietrza, doprowadzonego kanałem dolotowym silnika przy prędkości 915 obr/min badanego silnika Z-1505. Na wartość tego ciśnienia może mieć również wpływ energia kinetyczna występująca w układzie korbowo-tłokowym, która pochodzi od spalania w pozostałych trzech pracujących cylindrach silnika. Przebiegi dwóch pozostałych stanów pracy silnika z realizacją wtrysku do wszystkich cylindrów zarówno 1-fazowym fabrycznym jak i 2-fazowym fabrycznym są odpowiednio większe. W przypadku wtrysku 1-fazowego fabrycznego szczytowa wartość ciśnienia wewnątrz cylindra jest większa o około 0,7 MPa w stosunku do cylindra niepracującego, natomiast podczas realizacji wtrysku 2-fazowego fabrycznego do wszystkich cylindrów jest większa o 1 MPa.

5.4. Pomiar drgań silnika

Podczas realizacji planu badań, przeprowadzono rejestrację sygnału z czujników drgań umieszczonych na silniku w dwóch punktach pomiarowych. Pierwszy punkt pomiarowy zlokalizowano na kadłubie silnika – nazwa punktu pomiarowego: „blok”. Drugi punkt pomiarowy znajdował się na kolektorze dolotowym silnika – nazwa punktu pomiarowego: „kolektor”. W przypadku punktu pomiarowego „blok”, czujnik przyspieszeń drgań umiejscowiono w osi równoległej do osi wału korbowego, natomiast czujnik punktu pomiarowego „kolektor” umieszczono prostopadle do osi wału korbowego silnika. Do celów analizy rejestrowano przebiegi przyspieszenia drgań w czasie 20 sekund z częstotliwością próbkowania 12800Hz. Wykorzystując oprogramowanie LMS Test.Lab v11B SL2, poddano je analizie widmowej FFT o następujących parametrach: pasmo 0÷6400 Hz, rozdzielczość $\Delta f = 0,5\text{Hz}$, 40 uśrednień. Wyniki pomiarów w postaci wykresów widma amplitudowo-częstotliwościowego przedstawiono na rysunkach od 5.32 do 5.35. Następnie wyniki rozpatrywano, jedynie w zakresie występowania głównej częstotliwości spalania, która odpowiada charakterystycznemu wzrostowi ciśnienia w cylindrze podczas zapłonu paliwa.

Przebieg ciśnienia w cylindrze jest przebiegiem okresowym, w związku z tym częstotliwość spalania jest ściśle związana z prędkością obrotową wału korbowego. Częstotliwość ta jest określona zależnością:

$$f = \frac{n}{60} \cdot i, \quad (5.4)$$

gdzie:

n – prędkość obrotowa wału korbowego, obr/min,

i – liczba suwów silnika w jednym cyklu pracy; dla silników 4-suwowych: $i = 2$.

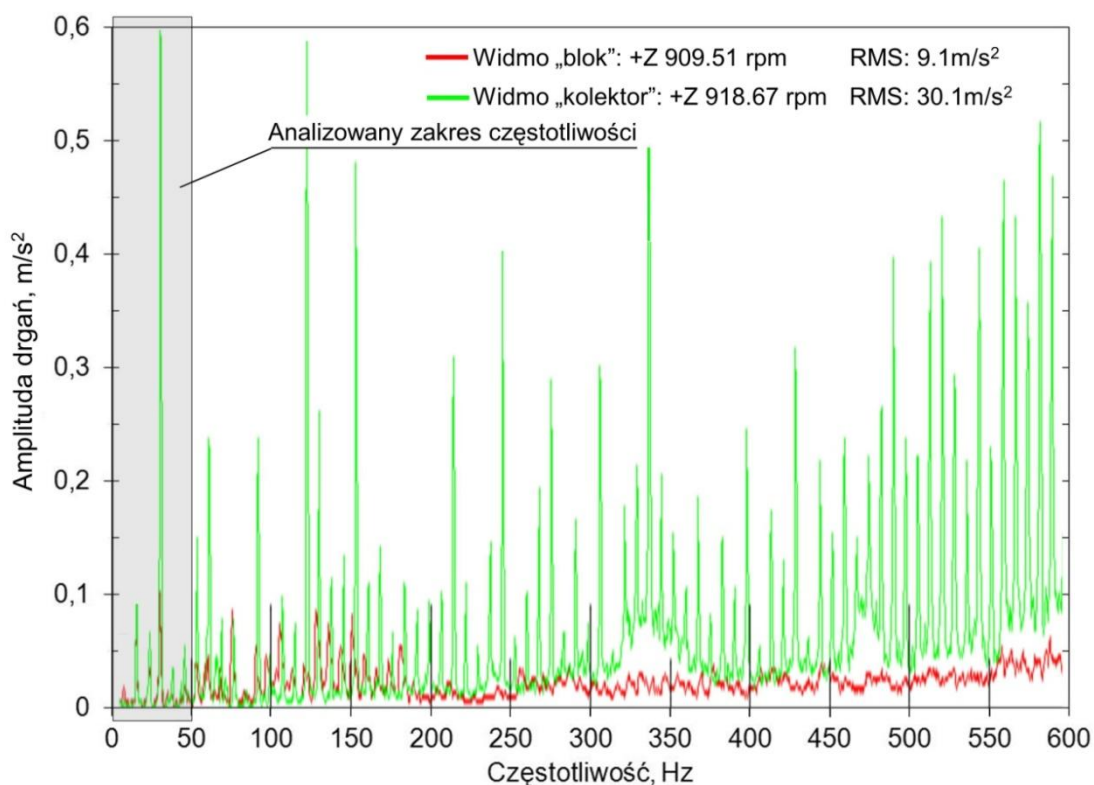
Zatem podstawiając do wzoru 5.4 wartości, odpowiadające warunkom pomiarów tj. prędkość obrotową 915 obr/min, obliczono pierwszą harmoniczną częstotliwości spalania podczas badań:

$$f = \frac{915}{60} \cdot 2 = 30,5. \quad (5.5)$$

Wyliczona pierwsza częstotliwość spalania, dla badanego silnika czterosuwowego podczas jego pracy z prędkością obrotową silnika 915 obr/min wynosi 30,5 Hz.

W badaniach ustalono zakres częstotliwości od (0÷50)Hz, który poddano analizie.

Na rysunkach 5.32 oraz 5.33 przedstawiono wyniki pomiaru przyspieszenia drgań silnika pracującego z fabrycznymi ustawieniami wtrysku paliwa. W obydwu przypadkach sprawdzono poziom amplitudy drgań zarówno na kolektorze dolotowym silnika, jak i na bloku silnika. Przebieg sygnału przyspieszenia drgań silnika pracującego z włączonym wtryskiem 1-fazowym fabrycznym przedstawiono na rysunku 5.29.

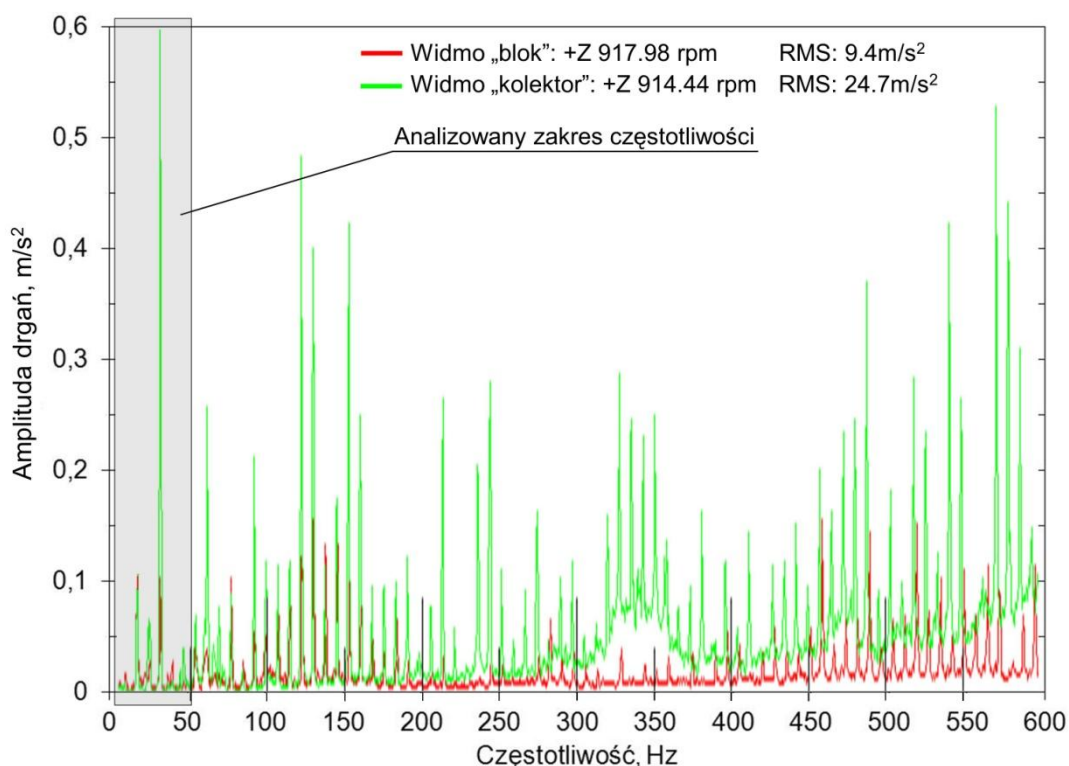


Rys. 5.32. Amplituda przyspieszenia drgań w funkcji częstotliwości dla silnika pracującego z prędkością obrotową 915 obr/min bez obciążenia, przy realizacji wtrysku 1-fazowego fabrycznego (linia czerwona – czujnik umieszczony na bloku cylindrów, linia zielona – czujnik umieszczony na kolektorze dolotowym silnika)

Podczas realizacji wtrysku 1-fazowego fabrycznego (rys. 5.32) zarejestrowano w analizowanym przedziale częstotliwości głównej (0÷50)Hz wartość amplitudy przyspieszenia drgań na poziomie około $0,1 \text{ m/s}^2$ zmierzonej na bloku silnika oraz $0,6 \text{ m/s}^2$ zmierzonej na kolektorze dolotowym silnika. Jak wynika z wykresu (rys. 5.32), obydwie amplitudy przyspieszenia drgań wystąpiły przy częstotliwości odpowiadającej głównej częstotliwości spalania tj. 30,5 Hz. Uwagę zwraca również fakt, iż w całym

zakresie częstotliwości (0÷600)Hz, największe wartości amplitudy przyspieszenia drgań występowały na kolektorze dolotowym.

W celu porównania wpływu wtrysku 2-fazowego na poziom drgań emitowanych przez silnik w wybranych punktach pomiarowych, wykonano analogiczne pomiary, podczas pracy silnika z wtryskiem 2-fazowym fabrycznym. Wyniki tych pomiarów przedstawiono na rysunku 5.33.

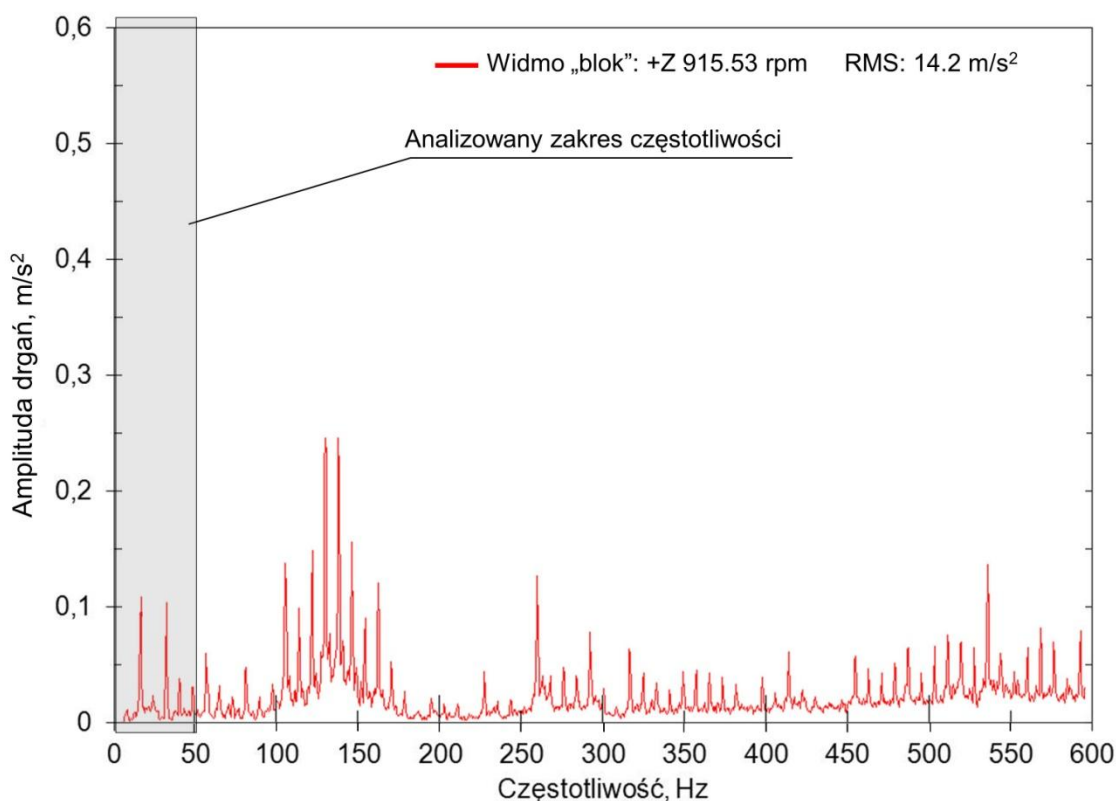


Rys. 5.33. Amplituda przyspieszenia drgań w funkcji częstotliwości dla silnika pracującego z prędkością obrotową 915 obr/min bez obciążenia, przy realizacji wtrysku 2-fazowego fabrycznego (linia czerwona – czujnik umieszczony na bloku cylindrów, linia zielona – czujnik umieszczony na kolektorze dolotowym silnika)

Rozpatrując przebieg sygnału amplitudy przyspieszenia drgań silnika pracującego z włączonym wtryskiem 2-fazowym fabrycznym, można stwierdzić występowanie największych wartości amplitudy w analizowanym zakresie częstotliwości. Amplituda przyspieszenia drgań kolektora dolotowego wynosi około $0,6 \text{ m/s}^2$, natomiast amplituda przyspieszenia drgań bloku silnika około $0,1 \text{ m/s}^2$. Wartości te występują w zakresie głównej częstotliwości spalania (30,5 Hz) i są zbliżone, jak w przypadku pracy silnika z włączonym wtryskiem 1-fazowym fabrycznym. W całym zakresie częstotliwości (0÷600)Hz największe zarejestrowane amplitudy przyspieszenia drgań występują na kolektorze dolotowym silnika, co może być spowodowane również pulsacjami powietrza doprowadzanego do cylindrów

podczas zamykania i otwierania zaworów dolotowych. Uwagę również zwraca fakt, iż w rozpatrywanym zakresie częstotliwości (0÷50)Hz sygnału z czujnika drgań umieszczonego na bloku silnika, można zauważyć dwie harmoniczne dominujące. Jedna z nich występuje przy około 15 Hz i jej wartość wynosi $0,1 \text{ m/s}^2$. Druga natomiast odpowiada głównej częstotliwości spalania i wartością amplitudy przyspieszenia drgań nie odbiega od harmonicznej występującej przy częstotliwości 15 Hz.

Kolejne próby wykonano rejestrując tylko sygnał z czujnika umieszczonego na korpusie silnika (pkt. pomiarowy „blok”). Pierwsza z prób dotyczyła modyfikacji wtrysku paliwa. Wyniki tej próby przedstawiono na rysunku 5.34.

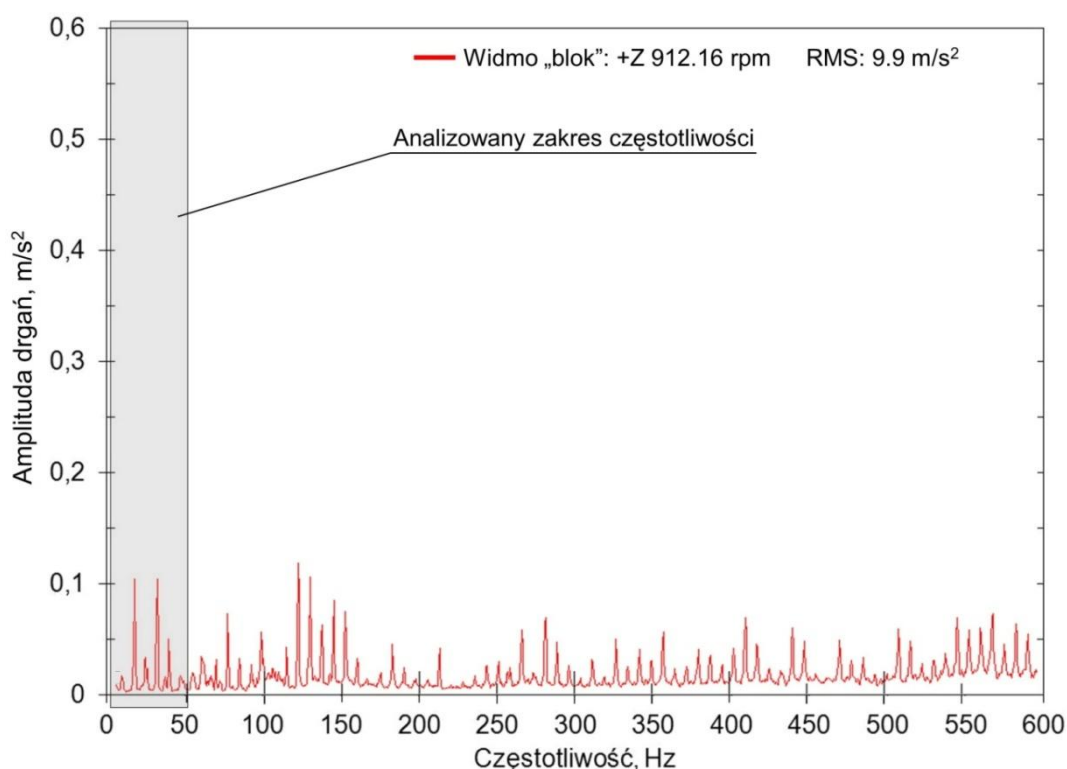


Rys. 5.34. Amplituda przyspieszenia drgań w funkcji częstotliwości dla silnika pracującego z prędkością obrotową 915 obr/min bez obciążenia, przy realizacji wtrysku 2-fazowego modyfikowanego (czujnik umieszczony na bloku cylindrów)

Rozpatrując przebieg amplitudy przyspieszeń drgań w funkcji częstotliwości (rys. 5.34) dla stanu silnika pracującego z wtryskiem 2-fazowym modyfikowanym, nie odnotowano wyraźnej różnicy w wartościach amplitudy przyspieszenia drgań silnika w badanym zakresie częstotliwości (0÷50)Hz. Również w przypadku modyfikacji ustawień wtrysku paliwa, można zauważyć występowanie dwóch harmonicznych dominujących. Pierwsza z nich występuje przy około 15 Hz, natomiast druga przy około 30,5 Hz. Wartość harmonicznej odpowiadającej głównej częstotliwości spalania

(30,5 Hz), wynosi około $0,11 \text{ m/s}^2$. Zatem jest ona na takim samym poziomie, jaki uzyskano w dwóch poprzednich przypadkach (1-fazowy fabryczny, 2-fazowy fabryczny). W związku z czym, określenie zmniejszenia bądź zwiększenia poziomu drgań silnika, po wprowadzeniu zmian w ustawieniach wtrysku paliwa, nie było możliwe. Dlatego też nie pozwoliło to jednoznacznie określić, w jakim stopniu zmiana ustawień kątów wtrysku paliwa wpłynęła na nierównomierność biegu silnika.

Sprawdzono również stan pracy silnika z wyłączonym wtryskiem paliwa do cylindra nr 4. Wykonano to przy użyciu funkcji sterownika ADCIS, która umożliwia wyłączenie dawkowania paliwa do wybranego cylindra. Stan ten symulował pracę silnika z brakiem spalania w cylindrze nr 4. Natomiast wtrysk paliwa w tym teście, był realizowany z ustawieniami wtrysku 1-fazowego fabrycznego. Wyniki tej próby przedstawiono na rysunku 5.35.



Rys. 5.35. Amplituda przyspieszenia drgań w funkcji częstotliwości dla silnika pracującego z prędkością obrotową 915 obr/min bez obciążenia, przy realizacji wtrysku 1-fazowego modyfikowanego z wyłączonym wtryskiem paliwa do cylindra nr 4 (czujnik umieszczony na bloku cylindrów)

Uzyskane wyniki próby (rys. 5.35) z wyłączonym wtryskiem paliwa do cylindra nr 4 i realizacją wtrysku 1-fazowego fabrycznego, również przeanalizowano szczegółowo w zakresie $(0 \div 50) \text{ Hz}$. Rozpatrując ten przedział częstotliwości, można zauważyć występowanie analogicznych jak w poprzednim przypadku dwóch harmonicznych

dominujących. Częstotliwości, przy których występują wynoszą odpowiednio: pierwsza około 15 Hz, druga około 30,5 Hz. Wartości amplitudy sygnału przyspieszenia drgań dla każdej z tych harmonicznnych, wynoszą około $0,1 \text{ m/s}^2$. Na tej podstawie można wnioskować, iż wyłączenie z pracy cylindra nr 4, nie pozwoliło określić, jaki wpływ miało to, na poziom drgań badanego silnika.

Analiza zakresu częstotliwości z przedziału $(0 \div 50) \text{ Hz}$, w której mieści się główna częstotliwość spalania, nie umożliwiła wykrycia nierównomiernej pracy silnika.

Zatem w celu wykrycia nierównomierności biegu silnika niezbędne byłoby przeanalizowanie kolejnych częstotliwości spalania, co nie stanowiło przedmiotu niniejszej pracy. Wykonanie dalszych analiz oraz prób pomiarów drgań silnika, wykracza poza ramy niniejszej pracy.

6. PODSUMOWANIE

Dokonując podsumowania, należy zwrócić uwagę, że głównym celem pracy było przeprowadzenie analizy wpływu modyfikacji wtrysku paliwa na stopień nierównomierności biegu silnika badawczego Z-1505. Silnik wyposażono w zmodernizowany system wtrysku paliwa oparty na konstrukcji pompy EPP4M. Na potrzeby badań przeprowadzono modyfikacje ustawień kątów wtrysku paliwa, dla różnych prędkości obrotowych silnika pracującego bez obciążenia. Przeprowadzone badania pozwoliły określić podstawy, do opracowania metody pomiaru nierównomierności biegu silnika. Wskazano również możliwość poprawy równomierności biegu silnika, przez wprowadzenie modyfikacji w ustawieniach kątów wtrysku paliwa.

Uzyskane rezultaty badań pozwalają na stwierdzenie, że główny cel pracy został osiągnięty. Udowodniono tezę, zawartą w rozdziale 3 niniejszej pracy, która mówi, że istnieje możliwość poprawy nierównomierności pracy silnika o zapłonie samoczynnym przez dobór parametrów wtrysku paliwa. Z uwagi na to, iż szczególnie uciążliwym aspektem jest występowanie nierównomierności biegu silnika, podczas jego pracy przy niskich prędkościach obrotowych, w pracy skupiono się na możliwości poprawy stopnia nierównomierności biegu silnika w zakresie prędkości 915 obr/min. Prędkość ta odpowiada pracy silnika Z-1505 na biegu jałowym.

W pracy wskazano ustawienia kątów wtrysku paliwa, przy których uzyskano korzystniejsze wskaźniki pracy silnika bez obciążenia i prędkości obrotowej 915 obr/min w porównaniu do fabrycznych ustawień wtrysku paliwa. Są to ustawienia, których kąty wynoszą: kąt wyprzedzenia wtrysku głównego od GMP 24 °OWK, kąt trwania wtrysku głównego 8 °OWK, kąt wyprzedzenia wtrysku pilotującego od głównego 16 °OWK, kąt trwania wtrysku pilotującego 10 °OWK.

Wykazano, że realizując wtrysk paliwa z takimi ustawieniami kątów wtrysku, osiągnięto wyższe ciśnienie wewnątrz cylindra o 0,5 MPa w odniesieniu do wtrysku 2-fazowego fabrycznego. Skutkiem modyfikacji było obniżenie stopnia nierównomierności biegu silnika, którego wartość spadła do poziomu około 0,4. Zatem uzyskano korzystniejsze wskaźniki pracy silnika niż w przypadku ustawień fabrycznych zarówno wtrysku 1-fazowego jak i 2-fazowego. Wtrysk 2-fazowy modyfikowany charakteryzuje się korzystniejszym z punktu widzenia spalania, przebiegiem ciśnienia i prędkości jego zmian w cylindrze. Realizacja poprawy szybkości spalania

krótkotrwałego w czasie, skutkowało obniżeniem substancji szkodliwych, a w szczególności NO_x o wartość 4,6% w stosunku do wtrysku 1-fazowego fabrycznego, i o 24% w stosunku do wtrysku 2-fazowego fabrycznego.

Zaproponowane w pracy rozwiązanie systemu wtryskowego opartego na mechatronizacji rzędowej pompy wtryskowej, jest rozwiązaniem tanim i łatwym do zastosowania w praktyce. Opracowana konstrukcja pompy wtryskowej wyróżnia się niskim kosztem adaptacji do obecnie użytkowanych silników, związanym z brakiem ingerencji w jego konstrukcję.

Jednostka sterująca ECU silnika jest przygotowana do współpracy z układami oczyszczania spalin w tym filtrów DPF oraz systemów selektywnej redukcji katalitycznej SCR. W związku z tym, doposażenie silnika badawczego Z-1505 o wymienione układy obróbki spalin, wprowadza możliwość przeprowadzenia dalszych badań mających na celu zmniejszenie emisji substancji szkodliwych. Jest to szczególnie istotne w perspektywie rygorystycznych norm emisji spalin, które mają obowiązywać w przyszłości.

Jednym z podstawowych wniosków wynikających z pracy, jest zaprezentowanie metody diagnostycznej, która również może przyczynić się do ograniczenia negatywnego wpływu na środowisko naturalne. Zatem stanowi ważny aspekt ekologiczny.

Zaproponowana metoda wykrywania nierównomierności biegu silnika, jest rozwiązaniem tanim i łatwym do wdrożenia. Poprzez zastosowanie prostego układu rejestrującego sygnał prędkości obrotowej silnika, uzyskano znaczne uproszczenie systemu mogącego pełnić rolę diagnostyczną. Daje to podstawę do opracowania systemu diagnostycznego, wzorowanego na systemie OBD. Jest to szczególnie ważne, ze względu na spodziewane w przyszłości zaostrzenia norm czystości spalin, które będą obowiązywały zarówno dla samochodów drogowych jak i również pojazdów non-road.

W pracy sprawdzono możliwość wykrywania nierównomierności biegu silnika, dwoma metodami. Pierwsza z nich opierała się na pomiarze prędkości obrotowej silnika z wykorzystaniem czujnika hallotronowego, umieszczonego nad kołem zamachowym badanego silnika Z-1505. Metoda druga polegała na pomiarze drgań silnika, z wykorzystaniem aparatury do pomiarów drgań. Założenia metody analizy wyników pomiarów sprowadzały się jedynie do analizy zakresu częstotliwości, w którym występuje główna częstotliwość spalania. Wyniki uzyskane w tej metodzie, nie dostarczyły jednoznacznych informacji na temat równomierności biegu silnika. Zatem

wskazano w pracy kierunek dalszych badań oraz analiz w zakresie pomiarów drgań silnika do wykrywania nierównomierności biegu silnika. W celu opracowania metody wykrywania nierównomierności biegu silnika przy wykorzystaniu aparatury do pomiaru drgań należy:

- wykonać analizę widmową w większym zakresie częstotliwości 0÷800 Hz,
- sprawdzić poziom przyspieszenia drgań, dla większej liczby punktów pomiarowych, mocując czujniki drgań w różnych miejscach na silniku badawczym Z-1505,
- przeprowadzić pomiary drgań w trzech kierunkach pomiarowych, stosując trójosiowe czujniki przyspieszenia.

7. LITERATURA

- [1] AMBROZIK A., KRUCZYŃSKI W.S., ŁĄCZYŃSKI J.: Metody monitoringu trójfunkcyjnych reaktorów katalitycznych spalin, *Journal of KONES – Internal Combustion Engines*, Vol. 7, No. 1-2, 2000, s. 14-22
- [2] ANTONI C., PETERS N.: Cycle Resolved Emission Spectroscopy for IC Engines, SAE Technical Paper 972917
- [3] *Auto Technika Motoryzacyjna*, Nr 3 (600) marzec 2008, s. 19
- [4] BALLE E., ET AL.: In-Cylinder Air/Fuel Ratio Approximation Using Spark Gap Ionization Sensing, SAE Paper 980166
- [5] BARKOV A.V., BARKOVA N.A., MITCHELL J., S.: Conditions Assessment and Life Prediction of Rolling Element Bearings – Part 1, *Sound & Vibration*, June 1995, s. 10-17
- [6] BARKOV A.V., BARKOVA N.A., MITCHELL J., S.: Conditions Assessment and Life Prediction of Rolling Element Bearings – Part 2, *Sound & Vibration*, June 1995, s. 27-31
- [7] BECKER M., KIENZLE D., SHUTTY J., WENZEL W.: Estimation on Parameters in the Gas Exchange Path by Valuation of the Cylinder Pressure, *MTZ 07- 08/2012 Volume 73*
- [8] BIENIEK A., MAMALA J., JANTOS J., KOWALSKI D.: Advanced Control of Diesel Injection System, XXI-st International Symposium on Combustion Processes, 14-17 wrzesień 2010, Międzyzdroje Poland, Wydawnictwo Uczelniane Zachodniopomorskiego Uniwersytetu w Szczecinie 2010, str. 85-87
- [9] BOGUŚ P., GRZESZCZYK R., MERKISZ J., WRONA A.: On-board diagnostic system for vehicle state assessment, *COMBUSTION ENGINES*, No. 2/2011 (145) PTNSS-2011-SS2-205
- [10] BOLTEZAR M., HAMMOND J., K.: Experimental study of the vibrational behavior of a coupled non-linear mechanical system, *Mechanical Systems and Signal Processing*, Vol. 13, Issue 3, 1999, s. 375-394
- [11] BRZEŻAŃSKI M.: Diesel Engines with Respect to Euro 6 and BIN5/LEV II Emission Limits, *Journal of KONES Powertrain and Transport*, Vol. 18, No. 4 2011
- [12] CECCARANI M., REBOTTINI C., BETTINI R.: Engine Misfire Monitoring for a V12 Engine by Exhaust Pressure Analysis, SAE Technical Papers Series 980518
- [13] CEMPEL C.: *Wibroakustyka stosowana*, Warszawa, PWN 1989,
- [14] CIPOLLA G.: Silniki o zapłonie samoczynnym w perspektywie rynku globalnego, *Bielsko-Biała 2007, Silniki Spalinowe*, nr 2/2007 (129), PTNSS-207-SS2-208 s. 33-37
- [15] CHEN Z., MECHEFSKE C.K.: Maschine signature identification by analysis of impulse vibration signals, *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 244, No. 1, 2001, s. 155-167
- [16] CHŁOPEK Z.: *Ochrona środowiska naturalnego, Pojazdy Samochodowe*, WKŁ, Warszawa 2002, ISBN-83-2061451-1
- [17] CHOU T., PATTERSON D.: Hydrocarbon Emission Sequence Related to Cylinder Mal-Distribution in a L-Head Engine. SAE Technical Paper 940305
- [18] CHUNG Y., BAE C., CHOI S., YOON K.: Application of a Wide Range Oxygen Sensor for the Misfire Detection, SAE Technical Papers Series 1999-01-1485
- [19] CZECHYRA B., SZYMAŃSKI G., TOMASZEWSKI F.: Ocena luzu zaworów silnika spalinowego w oparciu o parametry drgań – założenia metodyczne, *Silniki Spalinowe*, nr 1, 2004, s. 51-59
- [20] DANIELS C.: The Comparison of Mass Fraction Burned Obtained from the Cylinder Pressure Signal and Spark Plug Ion Signal, SAE Technical Paper 980140, 1998, doi: 10.4271/980140

- [21] DEUSZKIEWICZ P., GÓRNICKA D.: Częstotliwość Rice'a jako miara uszkodzenia zaworu silnika spalinowego, *Przegląd Mechaniczny*, ISSN 0032-2259, ROK WYD. LXVIII, ZESZYT 4/2009, ISSN 0032-2259, s. 41-47
- [22] DOBER G., TULLIS S., GREEVES G., MILOVANOVIC N., HARDY M. AND ZUELCH S.: The Impact of Injection Strategies on Emissions Reduction and Power Output of Future Diesel Engines Delphi Diesel Systems, SAE Technical paper series, 2008-01-0941, 2008 World Congress Detroit, Michigan, April 14-17, 2008
- [23] ERIKSSON L.: Spark Advance Modeling and Control, Dissertations No. 580, Linköping University 1999
- [24] FORESTER J., LOHMANN A., MEZGER M., RIES-MUELLER K.: Advanced Engine Misfire Detection for SI-Engines
- [25] FUGATE M.L.: Vibration-Based Damage Detection Using Statistical Process Control, *Mechanical Systems and Signal Processing*, Vol. 15, Issue 4, 2001, s. 707-721
- [26] GAYDON A. G., WOLFHARD H. G.: *Flames: Their Structure, Radiation and Temperature*, Chapman and Hall, London 1979
- [27] GLAVMO M., SPADAFORA P., BOSCH R.: Closed Loop Start of Combustion Control Utilizing Ionization Sensing in a Diesel Engine. SAE Technical Paper, International Congress and Exposition, Detroit-Michigan, March 1-4, 1999, 1999-01-0549
- [28] GÓRNICKA D.: Badanie wrażliwości wibroakustycznej symptomów mechanicznych uszkodzeń silników spalinowych, Politechnika Warszawska, Zeszyty naukowe akademii marynarki wojennej, rok LII nr 1 (184) 2011
- [29] GUI XINQUN, DANAN DOU, AND RICHARD WINSOR.: Non-Road Diesel Engine Emissions and Technology Options for Meeting Them, Asabe Distinguished Lecture Series, Tractor Design No. 34, 2010, Published by the American Society of Agricultural and Biological Engineers 2950 Niles Road, St. Joseph, MI 49085-9659 USA
- [30] HADLER, J., RUDOLPH, F., DORENKAMP R., KÖSTERS, M., MANNIGE, D., VELDTEN, B.: Der neue 2,0-l-TDI Motor von Volkswagen für niedrigste Abgasgrenzwerte. In: *MTZ* 69 (2008), No. 10
- [31] HELLRING M. AND HOLMBERG U.: An Ion Current Based Peak-Finding Algorithm for Pressure Peak Position Estimation, SAE Technical Paper 2000-01-2829, 2000, doi: 10.4271/2000-01-2829
- [32] HENEIN N., BRYZIK W., ABDEL-REHIM A., AND GUPTA, A.: Characteristics of Ion Current Signals in Compression Ignition and Spark Ignition Engines, *SAE Int. J. Engines* 3(1):260-281, 2010, doi: 10.4271/2010-01-0567
- [33] HUNICZ J., PIERNIKARSKI D.: Zastosowanie metod spektrofotometrycznych w badaniach procesu roboczego silnika ZI, *Journal of KONES, Internal Combustion Engines*, Vol. 7, No 1-2, 2000
- [34] INFORMATOR TECHNICZNY BOSCH: Układy wtryskowe Unit Injector System i Unit Pump System, WKŁ, Warszawa 2011
- [35] INFORMATOR TECHNICZNY BOSCH: Czujniki w pojazdach samochodowych, WKŁ, Warszawa 2009
- [36] INFORMATOR TECHNICZNY BOSCH: Zasobnikowe układy wtryskowe Common Rail, WKŁ, Warszawa 2009
- [37] IZDEBSKI W., SKUDLARSKI J.: Hierarchia ważności czynników techniczno-organizacyjnych wpływających na efektywność obsługi technicznej ciągników rolniczych jako narzędzie wspomagania decyzji o zakupie ciągnika, *Motrol, Motoryzacja i Energetyka Rolnictwa*, 7/2005, s. 97-104, PAN, Lublin 2005
- [38] JANISZEWSKI T., MAVRANTZAS S.: Elektroniczne układy wtryskowe silników wysokoprężnych, WKŁ, Warszawa 2001, ISBN 83-206-1369-8

- [39] JANTOS J., MAMALA J., BIENIEK A., KOWALSKI D., GRABA M.: "Off-Road" Vehicles in the Aspect of Future Emission Exhaust Quality Standards, PAN, Journal of KONES Powertrain and Transport Vol. 16. No 4/2009, Warszawa 2009, ISSN 1231-4005, str. 201-206
- [40] JUNHONG Z., JUN H.: CAE process to simulate and optimize engine noise and vibration, Mechanical Systems and Signal Processing, 2005 Elsevier
- [41] KARIHARA N., KIMURA H., ISHII T., TAKAKU Y.: An On-Board Diagnosis Method for Three-Way Catalyst Deterioration. SAE Technical Paper Series 972854
- [42] KNEBA Z., MAKOWSKI S.: Zasilanie i sterowanie silników, WKŁ, Warszawa 2004, ISBN-83-206-1521-6
- [43] KOWALSKI D.: Wpływ sterowania procesem wtrysku paliwa na nierównomierność pracy silnika ZS, Zeszyty Naukowe Politechniki Opolskiej, seria: Mechanika z.100, Nr kol. 345/2012, VI Środowiskowe Warsztaty Doktorantów Politechniki Opolskiej, Opole – Pokrzywna 2012,
- [44] KOWALSKI D.: Wpływ sterowania wtryskiem paliwa na drgania silnika ZS stosowanego w ciągniku rolniczym, Inżynieria Rolnicza, PAN, Kraków 2012, ISSN 1429-7264, Nr 2 (136), s. 129-138
- [45] KOWALSKI D., GRABA M., LECHOWICZ A., BIENIEK A.: Wpływ zastosowania wtrysku wielofazowego na przebieg ciśnienia spalania w cylindrze silnika ciągnika rolniczego, Inżynieria Rolnicza, PAN, Kraków 2011, Nr 5 (130) s. 117-124
- [46] KOWALSKI D., BIENIEK A., BROL S.: Nierównomierność pracy silnika ze zmodyfikowanym układem wtrysku paliwa wykorzystywanego w ciągniku rolniczym, Materiały konferencyjne, IX Międzynarodowe Warsztaty Akademickie „Rolnictwo, Technika, Zdrowie i Życie”, Opole-Głucholazy 9-11 listopada 2011, Zeszyt: Rolnictwo i technika, str. 6
- [47] KOWALSKI D.: Detekcja nierównomierności pracy silnika o zapłonie samoczynnym z zmodyfikowanym systemem wtrysku paliwa, Doktorant a innowacyjność podejmowanych tematów badań, Część 1 – Nauki inżynieryjne, Creative Science-Monografia 2011, Wydawnictwo: Creativetime, Kraków 2011, ISBN 978-83-63058-09-8, str. 86-91
- [48] KOWALSKI D., BIENIEK A., BROL S.: Irregularity of rotational speed of diesel engine with modified fuel injection system, PAN, Journal of KONES Powertrain and Transport Vol. 18. No 4/2011, European Science Society of Powertrain and Transport Publication, Warszawa 2011, ISSN 1231-4005, str. 199-204
- [49] KOWALSKI D., GRABA M.: Analiza parametrów pracy silnika ZS dla pojazdów użytkowych ze zmodyfikowanym układem wtrysku paliwa, Rola dokonań młodych naukowców a możliwości osiągnięcia sukcesu naukowego i zawodowego, Monografia 2011, TOM I, Wydawnictwo: Creativetime – Kraków 2011, ISBN 978-83-63058-04-3, str. 135-140
- [50] KOWALSKI D.: Wpływ parametrów wtrysku paliwa na parametry pracy silnika ZS, Zeszyty Naukowe Politechniki Opolskiej, seria: Mechanika z. 98, Nr kol. 341/2011, V Środowiskowe Warsztaty Doktorantów Politechniki Opolskiej, Opole – Pokrzywna 18-20 V 2011, ISSN 1429-6055, str. 39-40
- [51] KOWALSKI D., GRABA M., LECHOWICZ A., MAMALA J., JANTOS J.: Analiza procesu spalania silnika ciągnika rolniczego, VII Międzynarodowe Warsztaty Akademickie „Rolnictwo, Technika, Zdrowie i Życie”, Opole-Głucholazy, 10-13 listopada 2010, str. 8-11
- [52] KOWALSKI D.: Mechatroniczna pompa wtryskowa dla pojazdów „off-road”, III-Środowiskowe Warsztaty Doktorantów Opole – Głucholazy 2009, Zeszyty Naukowe Politechniki Opolskiej, seria: Mechanika z. 93, Nr kol. 328/2009, Opole – Pokrzywna 24-26 VI 2009, ISSN 1429-6055, str. 49-50
- [53] KRASNOPOLSKAYA T., S., SHVETS A., Y.: Chaos in vibrating systems with limited power-supply, Chaos, Vol. 3, 1993, s. 387-395

- [54] KUBIAK P., ZALEWSKI K.: Pracownia diagnostyki pojazdów samochodowych, WKŁ Warszawa 2012, ISBN 978-83-206-1828-0
- [55] KUCHARSKI T.: Systemy pomiaru drgań mechanicznych, Warszawa, WNT 2002
- [56] LARISCH J.: Wstępne badania monitorujące poziom drgań silnika zasilanego systemem common-rail, PAK vol. 56, nr 3/2010
- [57] LEE S., K., WHITE P., R.: The enhancement of impulsive noise and vibration signals for fault detection in rotating and reciprocating machinery, Journal of Sound and Vibration, Vol. 217, No. 3, 1998, s. 485-505
- [58] LEE, ANSON, JAN S. PYKO: Engine Misfire Detection by Ionization Current Monitoring, SAE Paper 950003
- [59] LEJDA K., WOŚ P.: Badania symulacyjno-eksperymentalne przebiegu wywiązywania się ciepła w silniku wysokoprężnym dla różnych strategii zasilania, PTNSS-2008-SS1-102, Combustion Engines, No. 1/2008 (132), s. 17-24
- [60] LENZ H.P.: Przyszłość silników spalinowych w świetle 28. Międzynarodowego Sympozjum Silnikowego w Wiedniu, Bielsko-Biała 2007, Silniki Spalinowe, nr 2/2007 (129), PTNSS-207-SS2-207, str. 21-32
- [61] LUFT S.: Podstawy budowy silników, WKŁ, Warszawa 2006, ISBN-978-83-206-1629-3,
- [62] ŁAZARZ B., MADEJ H., PERU G., STANIK Z.: Vibration Based Diagnosis Of Internal Combustion Engine Valve Faults, Diagnostyka' 2(50)/2009
- [63] MAHIEU V., DUPONCHEELE P., LEDUC B.: Misfire Detection on S.I. Engines, by Instantaneous Torque Analysis, SAE Technical Paper No. 2000-01-0367
- [64] MALACZYNSKI G., ROTH G., JOHNSON D.: Ion-Sense-Based Real-Time Combustion Sensing for Closed Loop Engine Control, SAE Int. J. Engines Volume 6, 04/08/2013
- [65] MERKISZ J., PIELECHA J., RADZIMIRSKI S.: Emisja zanieczyszczeń motoryzacyjnych w świetle nowych przepisów Unii Europejskiej, WARSZAWA 2012, WKŁ, ISBN-978-83-206-1831-0
- [66] MERKISZ J., WALIGÓRSKI M.: Diagnosing of misfire events in compression-ignition engines with the help of vibroacoustic methods in the aspect of OBD system application in diesel locomotives, PTNSS-2008-SS1-101, COMBUSTION ENGINES, No. 1/2008 (132), s. 3-16
- [67] MERKISZ J., MAZUREK S.T.: Pokładowe systemy diagnostyczne pojazdów samochodowych OBD, WKŁ, Warszawa 2007
- [68] MERKISZ J.: Uwarunkowania przemysłu silnikowego w Polsce, Bielsko-Biała 2007, Silniki Spalinowe, nr 2/2007 (129), PTNSS-207-SS2-206, str. 3-20
- [69] MERKISZ J., MAZUREK S., GRZESZCZYK R., BOGUŚ P.: Methods of Testing Logical and Electrical Conformity of OBDII and EOBD Communication Bus Parameters Employed to Validate and Certify Diagnostic Scanner Tools, SAE 2003 Transactions, Vol. 112, Journal of Passenger Cars – Electronic and Electrical Systems, 2004, s. 100-106 (SAE Technical Paper No. 2003-01-0130)
- [70] MERKISZ J., GRZESZCZYK R., ZAGÓRSKI J., BOGUŚ P.: Badanie parametrów elektrycznych i logicznych magistrali komunikacyjnych systemów diagnostyki pokładowej OBDII i EOBD dla celów weryfikacji i homologacji czytników informacji diagnostycznych, Proceedings of 28th International Scientific Conference on Combustion Engines KONES 2002, September 8-11, 2002, Jurata, s. 152-159
- [71] MERKISZ J., WALIGÓRSKI M., BOGUŚ P., GRZESZCZYK R.: Some Insights into Diesel Locomotives Misfires for the Application of an OBD System, Journal of KONES Internal Combustion Engines 2002, No. 1-2 ISSN 1231 - 4005, s. 188-203
- [72] MERKISZ J., BOGUŚ P., GRZESZCZYK R.: Overview of Engine misfire detection methods used in on-board diagnostics, Journal of KONES – Internal Combustion Engines, Vol. 8, No. 1-2, 2001, s. 326-341

- [73] MERKISZ J., RYCHTER M., LIJEWSKI P.: Diagnostowanie pracy silnika o zapłonie samoczynnym w trybie on-line, *Journal of Kones. Combustion Engines*, Vol 8, No 3-4, 2001, s. 9-17
- [74] MERKISZ J., RYCHTER M.: Wykrywanie oraz określanie niesprawności w silniku spalinowym przy wykorzystaniu pokładowego systemu diagnostyki, *Journal of Kones, Combustion Engines*, Vol. 8, No 3-4, 2001, s. 43-52
- [75] MERKISZ J., RYCHTER M.: Przystosowanie system OBDO II do silników ZS, *Journal of KONES – Internal Combustion Engines*, Vol. 7, No. 1-2, 2000, s. 390-403
- [76] MERKISZ J.: Ekologiczne problemy silników spalinowych, Tom 2, POZNAŃ 1999, WPP, ISBN 83-7143-039-6
- [77] NEUMANN S.: Sterowanie pracą silnika gazowego z wykorzystaniem układu do pomiaru ciśnienia w cylindrze, *COMBUSTION ENGINES*, No. 3/2011 (146), PTNSS-2011-SS3-302, s. 16-23
- [78] PARK S., CHUNG Y., PARK J.: The OBD-II System in the Hyundai Accent, *SAE Technical Paper No. 982551*
- [79] PIERNIKARSKI D.: Knock Detection Using Spectral Emission of Flames, *Journal of KONES, Powertrain and Transport*, Vol. 16, No. 2, 2009
- [80] PIERNIKARSKI D.: Statistic Evaluation of Usability of Optical Radiation Intensity for the Knock Detection, *Komitet Termodynamiki i Spalania PAN, Archivum Combustionis*, Vol. 26, No. 3-4, 2006. ISSN 0208-4198
- [81] PIERNIKARSKI D., HUNICZ J.: Investigation of Misfire Nature Using Optical Combustion Sensor in a SI Automotive Engine, *SAE Technical Paper 2000-01-0549*
- [82] PIERNIKARSKI D.: Studium teoretyczno-eksperymentalne zastosowania metod optoelektronicznych do badań procesu spalania w silniku o zapłonie iskrowym, rozprawa doktorska, Lublin 1996
- [83] REINMANN R., SAIKZKOFF A., MAUSS F. AND GLAVMO M.: Local Air- Fuel Ratio Measurements Using the Spark Plug as Ionization Sensor, *SAE Paper 970856*
- [84] ROKOSCH U.: Układy oczyszczania spalin i pokładowe systemy diagnostyczne samochodów OBD, WKŁ, Warszawa 2007, ISBN 978-83-206-1657-6
- [85] SAIKZKOFF A., REINMANN R., BERGLIND T. GLAVMO M.: An Ionization Equilibrium Analysis of the Spark Plug as an Ionization Sensor, *SAE Paper 960337*
- [86] SAIKZKOFF A., REINMANN R., MAUSS F. GLAVMO M.: In-Cylinder Pressure Measurements Using the Spark Plug as Ionization Sensor, *SAE Paper 970857*
- [87] *Samochody Specjalne*, 2011, tom 15, Nr 5, s. 88-91
- [88] SANAYOSHI K., HANAWA K., KANEKO H., KOBAYASHI H.: Gas Flow Investigation by Stereography in Spark Ignition Engine, *SAE Technical Paper 910476*
- [89] SASAYMA T., OHO S., KUROIWA H., SUZUKI S.: Recent Developments of Optical Fiber sensors in Automotive Use. *Fiber Optic Systems For Mobile Platforms*, SPIE Vol. 840, 1987
- [90] SELLNAU M., MATEKUNAS F., BATTISTON P., CHANG CH., LANCASTER D.: Cylinder-Pressure-Based Engine Control Using Pressure-Ratio-Management and Low-Cost Non-Intrusive Cylinder Pressure Sensors, *SAE Technical Paper 2000-01-0932*
- [91] SHUTTY, J.; KIENZLE, D.; WENZEL, W.; BECKER, M.: Air System Management to Improve a Diesel Engine. *SAE Annual Congress 2011*, SAE Paper No. 2011-01-2011
- [92] SKUDLARSKI J.: Hierarchia ważności czynników techniczno-organizacyjnych w odniesieniu do efektywności obsługi serwisowej ciągników rolniczych - *Acta Scientiarum Polonorum, Technica Agraria 4(2) 2005*, 49-57, Lublin 2005

- [93] STANIK Z., WARCZEK J.: Application of vibration signals in the diagnosis of combustion engines – exploitation practices, *Journal of KONES Powertrain and Transport*, Vol. 18, No. 3 2011
- [94] STANKOVIĆ L., BÖHME J.F.: Time-frequency analysis of multiple resonance in combustion engine signals, *Signal Processing*, Vol. 79, 1999, s. 15-28
- [95] TOMASZEWSKI F.: Zagadnienia wyznaczania stanu technicznego złożonego obiektu mechanicznego za pomocą sygnału wibroakustycznego. Na przykładzie silnika spalinowego pojazdu szynowego, Wydawnictwo Politechniki Poznańskiej, Poznań 1998
- [96] TOSHIKANAZU I., HIDEKI O., TAKASHI S.: Lean Limit A/F Control System by Using Speed Variation, SAE Technical Paper 86043
- [97] VAN DER WALT D.C.: Measurement Technique to Assess the Acoustic Properties of a Silencer Component for Transient Engine Conditions, *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 243, No. 5, 2001, s. 797-821
- [98] VICKERS D.J., WŁODARCZYK M., T.: A fiber optic sensor for combustion pressure measurement in a washer configuration, *SPIE*, Vol. 840, Fiber Optic Systems for Mobile Platforms, 1987
- [99] WAJAND J., A., WAJAND J., T.: Tłokowe silnika spalinowe średnio- i szybkoobrotowe, WNT, Warszawa 1997, ISBN 83-204-2153-5
- [100] WENDEKER M.: Sterowanie zapłonem w silniku samochodowym. Lubelskie Towarzystwo Naukowe, Lublin 1999
- [101] WENZEL, W., BECKER, M., LAST, B., TOEDTER, O., KIENZLE, D.: Ersatz von Sensoren im Luft- und Abgaspfad von Verbrennungsmotoren unter Verwendung des Zylinderdrucksignals einer Druckmessglühkerze. 9 Internationales Symposium für Verbrennungsdiagnostik, Baden-Baden, 2010
- [102] WILLIAMS J.: Evolution of Constant Speed Assumption for Determining Cylinder Excitation Torque, SAE Technical Paper Series 960041
- [103] WILLIMOWSKI M., ISERMANN R.: A Time Domain Based Diagnostic System for Misfire Detection in Spark-Ignition Engines by Exhaust-Gas Pressure Analysis, SAE Technical Papers 2000-01-0366
- [104] YANG J., PU L., WANG Z., ZHAU Y., YAN X.: Fault detection in a Diesel engine by analyzing the instantaneous angular speed, *Mechanical Systems and Signal Processing*, Vol. 15, No. 3, 2001, s. 549-564
- [105] YANG J., PLEE S., REMBOSKI D.: Relationship Between Monochromatic Gas Radiation Characteristics and SI Engine Combustion Parameters. SAE Pap. 930216, 1993
- [106] ZAJĄC P.: Silniki pojazdów samochodowych cz. 1. WKŁ, Warszawa 2009, ISBN 978-83-206-1735-1
- [107] ZAJĄC P., KOŁODZIECZYK L., M.: Silniki spalinowe, WSiP, Warszawa 2001
- [108] <http://www.adblue.pl/o-normach-prawie-wszystko/dopuszczalne-pozioomy-emisji-spalin>
- [109] www.beru.com/bw/de/sauber-in-serie-beru-drucksensor-gluehkerze-senkt-schadstoffausstoss-des-neuen-20-liter-tdi-von-vw
- [110] <http://www.ects.pl/> - materiały, dane techniczne urządzeń firmy ECTS
- [111] <http://www.motorpal.cz/en>
- [112] <http://www.naukawpolsce.pap.pl/aktualnosci/news,393671,wizualizacja-plomieni-metoda-dla-rafinerii-i-lotnictwa.html>
- [113] http://www.underhoodservice.com/Article/71962/tech_feature_detecting_misfires_in_obd_ii_engines.asp
- [114] <http://www.zetor.com/engines-z-1504-z-1505>
- [115] Materiały informacyjne firmy Maha

- [116] Materiały informacyjne Mercedes-Benz,
- [117] Materiały techniczne i informacyjne firmy AVL
- [118] Materiały techniczne i informacyjne firmy Honeywell
- [119] Projekt badawczy PBW-4474/B/T02/2009/36 – Mechatroniczna pompa wtryskowa dla pojazdów typu „Off-Road”