

POLITECHNIKA OPOLSKA

WYDZIAŁ ELEKTROTECHNIKI, AUTOMATYKI I INFORMATYKI



MGR INŻ. MARIUSZ GRABA

**IDENTYFIKACJA SYSTEMU RECYRKULACJI SPALIN
SILNIKA O ZAPŁONIE SAMOCZYNNYM**

PRACA DOKTORSKA

PROMOTOR: PROF. DR HAB. INŻ. KRZYSZTOF LATAWIEC

OPOLE 2014

OPOLE UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

DEPARTMENT OF ELECTRICAL, CONTROL
AND COMPUTER ENGINEERING



Ph.D. Thesis
on

“Identification of an Exhaust Gas Recirculation System
in a Diesel Engine”

by

MARIUSZ GRABA, M.Sc.

Advisor:

Prof. KRZYSZTOF LATAWIEC, Ph.D.

OPOLE 2014

Abstract

This Ph.D. dissertation presents new results in parametric identification of a nonlinear dynamic system which is an exhaust gas recirculation system in a diesel engine. In the first part of this thesis, forming of nitrogen oxides (NO_x) in the combustion process for liquid fuels is described. Next, various approaches to modeling of NO_x emission by the world's research institutes are reviewed. A measuring system built for the purpose of this work, and the methods for filtration and normalization of measured signals are described.

The identification process for the exhaust gas recirculation system is proceeded in three stages. In the first stage, identification of the process of emission of nitrogen oxides in the engine without exhaust gas recirculation is performed, just to understand the mechanisms of formation of the harmful substances. The proposed model is a SISO type model whose input is the power pedal, the output is an estimated NO_x and the model is corrupted with many measurable disturbances. In the second approach, identification is made while operating the exhaust gas recirculation system. Both models used at the first two identification stages are static ones and both are positively verified in a number of experiments..

Finally, a nonlinear dynamic Hammerstein-Laguerre model is constructed. The nonlinear part of this model is a polynomial type and the dynamic part are Laguerre filters contributing to essential computational savings. Results of identification for this structure are also positively verified in a series of experiments. Very low prediction errors obtained prove the usefulness of the presented model. Future research directions are finally indicated.

Streszczenie

W niniejszej pracy sformułowano i rozwiązano problem identyfikacji systemu recykulacji spalin silnika o zapłonie samoczynnym do celów starowania. Najpierw opisano mechanizmy tworzenia się tlenków azotu podczas spalania paliw ciekłych i dokonano przeglądu sposobów podejścia do modelowania tego zjawiska przez różne instytuty badawcze na świecie. Opisano obiekt badań wraz ze skonstruowanym systemem pomiarowym. Omówiono również sposób filtracji i normalizacji zarejestrowanych sygnałów pomiarowych.

Proces identyfikacji systemu recykulacji spalin przeprowadzono w trzech etapach. W celu poznania mechanizmów powstawania substancji szkodliwych w procesie spalania i sposobu działania samej jednostki napędowej w pierwszej kolejności przeprowadzono identyfikację procesu emisji tlenków azotu (NO_x) silnika bez układu recykulacji spalin. W efekcie zbudowano model obiektu typu SISO, którego wejściem jest uchylenie pedału mocy, wyjściem stężenie NO_x , a na obiekt działają również różne zakłócenia mierzalne. Model ten został rozszerzony w drugim etapie badań, tym razem już z działającym układem recykulacji spalin. Należy zaznaczyć, że oba te modele są modelami statycznymi, zaś weryfikacja eksperymentalna modeli dała zadowalające wyniki.

W kolejnym etapie badań przeprowadzono identyfikację własności dynamicznych badanego procesu z wykorzystaniem nieliniowego modelu blokowo-zorientowanego, jakim jest model Hammersteina-Laugerre'a. Statyczną część nieliniową zamodelowano w postaci funkcji wielomianowej, a część dynamiczną stanowiły filtry Laguerre'a. Wyniki estymacji stężenia NO_x przez ten model zostały pozytywnie zweryfikowane w eksperymentach na badanym obiekcie.

Nakreślono kierunki dalszych badań, których celem będzie sprawdzenie uniwersalności zaproponowanych modeli, tj. możliwości zastosowania ich dla innych typów silników spalinowych.

*Pragnę serdecznie podziękować promotorowi
prof. dr. hab. inż. Krzysztofowi Latawcowi
za opiekę naukową, poświęcony czas,
oraz otrzymaną pomoc przy realizacji
niniejszej pracy doktorskiej.*

*Słowa podziękowania składam również pracownikom
Katedry Pojazdów Drogowych i Rolniczych
za cenne uwagi oraz pomoc w realizacji badań.*

Spis treści

Spis treści	5
Wykaz ważniejszych skrótów i oznaczeń	6
1. Wstęp	8
1.1. Sformułowanie problemu	8
1.2. Teza pracy.....	9
1.3. Cel i zakres pracy	9
1.4. Aktualny stan wiedzy	10
1.5. Zawartość pracy.....	14
2. System recyrkulacji spalin silnika spalinowego	15
2.1. Charakterystyka obiektu badawczego	16
2.2. Problematyka emisji substancji szkodliwych silników ZS.....	18
2.3. Prototypowe rozwiązania zaworu regulacji systemu recyrkulacji spalin.....	20
2.4. Stanowisko badawcze wykorzystane w badaniach własnych	24
2.4.1. Elementy składowe systemu pomiarowo-sterującego.....	28
2.4.2. Pomiar stężenia tlenków azotu	39
2.5. Narzędzia badawcze	41
3. Identyfikacja obiektów sterowania – przegląd selektywny	45
4. Identyfikacja systemu recyrkulacji spalin	48
4.1. Analiza i specyfikacja sygnałów pomiarowych	48
4.2. Model statyczny emisji tlenków azotu silnika bez recyrkulacji spalin	52
4.3. Model statyczny emisji tlenków azotu silnika z recyrkulacją spalin.....	54
4.4. Filtracja sygnałów	55
4.4.1. Filtracja sygnałów wejściowych.....	55
4.4.2. Filtracja współczynnika korekcyjnego B z przełączaniem.....	56
4.4.3. Filtracja NOx	57
4.5. Dlaczego model dynamiczny Hammersteina-Laguerre'a?.....	57
4.5.1 Filtr Laguerre'a.....	58
4.6 Identyfikacja systemu recyrkulacji spalin	59
4.6.1 Estymacja stężenia NOx z modelu statycznego	59
4.6.2. Identyfikacja z wykorzystaniem modelu Hammersteina-Laguerre'a.....	79
4.6.3. Identyfikacja dynamiki procesu w oparciu o model statyczny.....	89
5. Wnioski i kierunki dalszych badań	90
6. Dodatki	92
Literatura	117

Wykaz ważniejszych skrótów

ARX	- model autoregresyjny z wejściem sterującym (z ang. <i>AutoRegressive with eXogenous input</i>)
CRIO	- urządzenie Compact Rio firmy National Instruments
ECU	- sterownik silnika (z ang. <i>Engine Control Unit</i>)
EGR	- recyrkulacja spalin (z ang. <i>Exhaust Gas Recirculation</i>)
ETC	- test homologacyjny (z ang. <i>European Transient Cycle</i>)
EURO	- norma emisji spalin
GMP	- G órny M artwy P unkt – najwyższe położenie tłoka w cylindrze
KPDiR	- K atedra P ojazdów D rogowych i R olniczych Politechniki Opolskiej
MNK	- M etoda N ajmniejszych K wadratów
NO _x	- stężenie tlenków azotu
OBD2	- standard systemu diagnostyki pokładowej (z ang. <i>On-Board Diagnostics</i>)
OBF	- funkcje bazy ortanormalne (z ang. <i>Orthonormal Basis Functions</i>)
OWK	- O broty W ał K orbowego silnika spalinowego
PM	- cząstki stałe - sadza (z ang. <i>Particulate Matter</i>)
ppm	- wyrażane stężenie (z ang. parts per milion), ilość cząstek substancji szkodliwych na milion cząstek pomiarowych
SCR	- selektywna redukcja katalityczna (ang. <i>Selective Catalytic Reduction</i>)
SISO	- model typu "jedno wejście jedno wyjście" (z ang. <i>Single Input Single Output</i>)
TIER	- normy emisji spalin
VTG	- turbospół o zmiennej geometrii łopatek (z niem. <i>Variable Turbinen Geometrie</i>)
ZS	- silnik o Z apłonie S amoczynnym (wysokoprężny)

Wykaz ważniejszych oznaczeń

B	- współczynnik korekcyjny
B_c	- dawka paliwa przypadająca na cykl [g]
C	- parametr systemu recyrkulacji spalin
c_1	- współczynnik proporcjonalności zależny od składu paliwa i dodatków do niego wprowadzonych
C_3	- współczynnik proporcjonalności zależny od typu silnika
C_D	- koncentracja sadzy w spalinach [%]
c_i	- współczynniki wagowy filtra Laguerre'a
d_1	- opóźnienie sygnału toru prędkości obrotowej n
d_2	- opóźnienie sygnału toru przepływomierza powietrza Q
d_3	- opóźnienie sygnału toru temperatury spalin T_s
$e(t)$	- zakłócenie lub błąd wyjściowy
$f(v)$	- nieliniowa funkcja statyczna modelu Hammersteina/Wienera
$\hat{f}(x)$	- estymator funkcji $f(x)$
$G(z)$	- transmitancja operatorowa
$\hat{G}(z)$	- estymata transmitancji operatorowej
ge	- zużycie paliwa [g/kWh]
$L_i(z)$	- transmitancja ortonormalna filtra Laguerre'a
m	- rząd reakcji dla azotu powietrza
M_1	- masa NO _x wytworzona w pierwszym okresie spalania w cylindrze [kg]

M_2	- masa NO_x wytworzona w drugim okresie spalania w cylindrze [kg]
M_3	- masa NO_x wchodząca we współdziałanie z sadzą [kg]
M_{N_2}	- masa azotu w ładunku cylindra [kg]
M_o	- moment obrotowy [Nm]
MSE	- wyznaczony błąd średniokwadratowy
n	- prędkość obrotowa [obr/min]
na	- rząd filtra sprzężenia zwrotnego
nb	- rząd filtra pętli głównej
Ne	- moc silnika spalinowego [kW]
NO_x	- stężenie tlenków azotu zarejestrowane przez czujnik NO_x [ppm]
\hat{NO}_x	- estymowane stężenie tlenków azotu – wyjście modelu
p	- biegun „dominujący” funkcji Laguerre’a
P	- moc obliczona z charakterystyki zewnętrznej silnika [kW]
Pem	- ciśnienie w kolektorze wydechowym [kPa]
Pim	- ciśnienie w kolektorze dolotowym [kPa]
Q	- sygnał przepływu zasysanego powietrza [kg/h]
Q_α	- przepływ spalin przez zawór w zależności od jego uchylenia
T_s	- temperatura spalin wylotowych [$^{\circ}\text{C}$]
T_w	- temperatura wody (cieczy) chłodzącej [$^{\circ}\text{C}$]
U	- wejście modelu
$u(t)$	- sygnał wejściowy
u_{egr}	- pozycja (nastawa) zaworu EGR [%]
u_{vtg}	- pozycja (nastawa) łopatek turbosprężarki [%]
V_c	- objętość komory spalania [cm^3]
x	- wartość sygnału mierzonego
x_1	- część paliwa spalonego do końca pierwszego zapłonu [g]
x_2	- dawka paliwa wtrysnięta od 30° do 50° OWK za GMP [g]
X_n	- wartość normalizacyjna
$Xoem$	- masa tlenu w kolektorze wydechowym [g]
$Xoim$	- masa tlenu w kolektorze dolotowym [g]
Y	- wyjście modelu (oznaczane także przez NO_x)
\hat{Y}	- estymator stężenia NO_x (oznaczane także przez \hat{NO}_x)
$y(t)$	- sygnał wyjściowy
Z_m	- zakłócenia mierzalne
Z_n	- zakłócenia niemierzalne np. wilgotność i temperatura powietrza otoczenia, ciśnienie atmosferyczne, obciążenie, jakość paliwa, itp.
α	- stopień uchylenia zaworu EGR [%]
β	- uchylenie pedału mocy [%]
λ	- stosunek mieszanki paliwa do powietrza
ω_t	- prędkość obrotowa turbosprężarki [rad/sek]

1. Wstęp

1.1. Sformułowanie problemu

Obowiązujące obecnie normy emisji spalin wymuszają na producentach nie tylko samochodów osobowych, ale również ciągników i maszyn rolniczych, przeprowadzenie zmian konstrukcyjnych swych jednostek napędowych, by te nie emitowały zbyt wysokich ilości substancji szkodliwych w spalinach do środowiska naturalnego. Limity określające graniczną emisję substancji szkodliwych w spalinach silników spalinowych pojazdów drogowych oraz pozadrogowych zostały zapisane w odpowiednich przepisach prawnych (np. Rozporządzenie Parlamentu Europejskiego i Rady Wspólnoty Europejskiej nr 595/2009 z dnia 18 czerwca 2009 roku lub dyrektywa 2003/37/WE Parlamentu Europejskiego i Rady z dnia 26 maja 2003 r.). Przepisy te, powszechnie określane mianem norm homologacji EURO lub TIER, są wyznaczane dla różnych klas pojazdów, czy też w zależności od mocy jednostek napędowych. O ile na etapie seryjnej produkcji nowych jednostek napędowych spełnienie obecnie obowiązujących norm jest uwzględnione w fazie projektu danego silnika, to utrzymanie założonego poziomu emisji dla już wyprodukowanego silnika w trakcie jego eksploatacji staje się znacznie trudniejsze. Równocześnie w zapleczu technicznym motoryzacji są prowadzone badania skutkujące rozwiązaniami technicznymi prowadzącymi do obniżenia poziomu emisji silników spalinowych już eksploatowanych. Zachętą do modyfikacji starszych jednostek napędowych, by te spełniały lub zmniejszyły emisję substancji szkodliwych w spalinach, są najnowsze uregulowania prawne nakładane przez ustawodawcę, jak np. brak możliwości wjazdu starszych pojazdów do centrum miast, droższe opłaty za korzystanie z dróg, jak również gdzieśkolwiek większe podatki z tytułu posiadania pojazdu niespełniającego najnowszych norm homologacyjnych.

Należy zwrócić uwagę na fakt, że w sektorze rolnictwa wymiana taboru postępuje znacznie wolniej niż w sektorze samochodów osobowych. Nierzadko spotykane są tu pojazdy kilkunasto-, a nawet kilkudziesięcioletnie. Zostały one wyprodukowane, kiedy obowiązywały starsze normy emisji niż w chwili obecnej, stąd ich emisja znacznie przekracza obecnie dopuszczalne poziomy.

W silnikach o zapłonie samoczynnym (wysokoprężnych), stosowanych również do napędu maszyn i ciągników rolniczych, problem emisji substancji szkodliwych dotyczy głównie dwóch związków - są to tlenki azotu NO_x oraz cząstki stałe PM - sadza (z ang. *Particulate Matter*). Emitowane do środowiska w wyniku spalania paliw ropopochodnych tlenki azotu (NO_x) są związkami silnie toksycznymi, które stanowią zagrożenie dla zdrowia i życia ludzi oraz zwierząt. Duże stężenia NO_x wpływają także niekorzystnie na prawidłowy rozwój i wegetację roślin. Tlenki azotu wchłonięte do organizmu człowieka oddziałują na układ nerwowy, wywołując stany rakowe tkanek, oddziałują również na układ krążenia krwi w organizmie, powodując wiązanie hemoglobiny. Oddziaływanie chemiczne tlenków azotu z hemoglobina jest kilkakrotnie wyższe niż działanie tlenku węgla [Mus12]. Nawet krótkotrwałe wdychanie wyższego stężenia tlenków azotu może spowodować obrzęk płuc prowadzący do śmierci. Natomiast dłuższe przebywanie w niższych stężeniach prowadzi do rozwijających się schorzeń płuc, np. rozedmy. Przeprowadzone na przestrzeni ostatnich lat badania potwierdziły szkodliwe działanie tlenków azotu na organizmy żywe, stąd od wielu lat próbuje się ograniczyć emisję tych związków chemicznych, zarówno w przemyśle motoryzacyjnym, jak i w innych sektorach gospodarczych.

Celem niniejszej pracy jest identyfikacja i wyznaczenie modelu matematycznego emisji substancji szkodliwych, zawartych w spalinach silnika spalinowego ciągnika

rolniczego, wyposażonego w pierwotny układ oczyszczenia spalin: układ zewnętrznej recyrkulacji spalin. Zbudowany model ma posłużyć do celów sterowania układem recyrkulacji spalin, by ograniczyć emisję tlenków azotu, nie zakłócając przy tym prawidłowej pracy jednostki napędowej.

Układ ten (zewnętrznej recyrkulacji spalin) został zmodyfikowany na potrzeby niniejszej pracy i zabudowany na silniku spalinowym o zapłonie samoczynnym (ZS) typu Z-1505 firmy Zetor. Całość stanowi jednolity obiekt badań, który zamontowano na hamowni silnikowej, będącej na wyposażeniu Katedry Pojazdów Drogowych i Rolniczych Politechniki Opolskiej. Badania nad układem recyrkulacji spalin realizowane na Politechnice Opolskiej, są efektem jej współpracy z firmami Auto Power Elektronic oraz Zetor Tractors a. s. z Brna.

Należy podkreślić, że w warunkach nie tylko krajowego rolnictwa, element niskiej ceny ciągnika rolniczego odgrywa istotną rolę. Dlatego na potrzeby pracy w układzie wydechowym silnika za zespołem turbosprężarki, a przed tłumikiem, zabudowano zintegrowany czujnik jakości spalania. Następnie podjęto próbę zastąpienia tego czujnika, urządzenia jeszcze relatywnie drogiego i montowanego głównie w rozwiązaniach testowych, przez estymator tlenków azotu (NO_x) bazujący na modelu matematycznym procesu emisji NO_x w silniku. Z uwagi na fakt, że zbudowany model ma w późniejszych etapach prac posłużyć do budowy niskonakładowego systemu sterowania układem recyrkulacji spalin tego silnika, autorowi zależy na tym, by model wykorzystywał sygnały ze standardowych czujników już zamontowanych na tej jednostce napędowej bądź też dodatkowych tanich czujników szeroko rozpowszechnionych w motoryzacji. Skoro model ma posłużyć do sterowania systemem recyrkulacji spalin, musi on oszacować ilość emitowanych substancji szkodliwych do środowiska jeszcze przed ich powstaniem tak, by system recyrkulacji mógł odpowiednio zareagować. W związku z powyższym sformułowano tezę pracy.

1.2. Teza pracy

Możliwa jest estymacja poziomu emisji tlenków azotu (NO_x) w spalinach dla różnych punktów pracy silnika o zapłonie samoczynnym na podstawie modelu matematycznego, wykorzystującego sygnały pomiarowe z podstawowych czujników, w które wyposażony jest silnik spalinowy.

1.3. Cel i zakres pracy

Podstawowym celem pracy jest opracowanie modelu matematycznego emisji tlenków azotu NO_x do środowiska naturalnego dla silnika o zapłonie samoczynnym, będącego w ciągłej eksploatacji i produkcji. Model ten ma posłużyć w późniejszym etapie prac do sterowania systemem recyrkulacji w procesie eksploatacji silnika, pozwalającego nie tylko utrzymać założony poziom emisji, ale również doprowadzić do ograniczenia emisji substancji szkodliwych do środowiska przy równoczesnym zachowaniu własności dynamicznych jednostki napędowej.

Zakres pracy:

1. Przegląd literatury.
2. Analiza stanu wiedzy i techniki.
3. Identyfikacja obiektu sterowania.
 - 3.1. Charakteryzacja obiektu sterowania.

- 3.2. Klasa modelu matematycznego.
- 3.3. Organizacja eksperymentu.
- 3.4. Opracowanie stanowiska badawczego i systemu pomiarowego.
- 3.5. Przeprowadzenie badań eksperymentalnych.
- 3.6. Analiza i interpretacja wyników.
- 3.7. Estymacja parametrów modelu.
- 3.8. Weryfikacja modelu.
4. Dyskusja i wnioski.

1.4. Aktualny stan wiedzy

Wiele ośrodków badawczych w Polsce [BrN11, Now05, SPK02, JMŁ08, KrD07], ale również na całym świecie [EWA06, LDC01, Eng01, ANJ06, MCM05, Ghe11], zajmuje się obecnie problemem redukcji emisji związków toksycznych emitowanych przez silniki spalinowe do środowiska. Poszukuje się różnych rozwiązań konstrukcyjnych, ale również dostrzegany jest ogromny potencjał w odpowiednim sterowaniu samym silnikiem. Należy zaznaczyć, że rozwój algorytmów sterowania znacznie przyczynił się do wzrostu mocy, oszczędności paliwa i zmniejszenia emisji substancji szkodliwych do środowiska współczesnych silników spalinowych. Uznaje się, że znaczące obniżenie emisji tlenków azotu można osiągnąć poprzez właściwe (nie zawsze konwencjonalne) sterowanie zaworem recyrkulacji spalin (z ang. *Exhaust Gas Recirculation – EGR*) [Wen06, ZRH04, ANK08, FOL07]. Aby móc odpowiednio sterować zaworem, trzeba dobrze znać zjawiska zachodzące w silniku, podczas procesu spalania i w oparciu o nie zbudować model matematyczny, dzięki któremu będzie można szacować stężenie NO_x [Ait10]. Tak skonstruowany model pozwoli na odpowiednie podejmowanie decyzji co do stopnia recyrkulacji.

W literaturze światowej spotykane są różne podejścia do problemu modelowania emisji tlenków NO_x w silniku spalinowym.

Jeden ze sposobów szacowania ilości emisji tlenków azotu emitowanych do atmosfery został opisany przez Anderya Marchenko i współautorów w publikacji „Metodyka obliczeń emisji tlenków azotu NO_x ze spalinami silników ZS i jej zastosowanie” [MPA00]. W artykule tym autorzy, bazując na teorii przedstawionej przez prof. N. Z. Razlejcewa z Charkowa i uściślając model, opierają się na ogólnej teorii reakcji łańcuchowej oraz uwzględniają specyfikę reakcji zachodzących w silniku ZS. Opisują sposób szacowania stężenia NO_x na podstawie ilości paliwa wtryskiwanego do komory spalania. Według ich modelu stężenie tlenków azotu szacuje się ze wzoru [MPA00]:

$$M_{\text{NO}_x} = M_1 + M_2 - M_3; \quad (1.4.1)$$

gdzie:

M_1 – masa NO_x wytworzona w pierwszym okresie spalania w cylindrze,

$$M_1 = c_1 \left[\frac{M_{N_2}}{V_c} \right]^m B_c x_1; \quad (1.4.2)$$

M_2 – masa NO_x wytworzona w drugim okresie spalania w cylindrze,

$$M_2 = c_2 \left[\frac{M_{N_2}}{V_c} \right]^m B_c \left[x_2 - \frac{\lambda - x_2}{x_2} \left(\lambda \ln \frac{\lambda}{\lambda - x_2} - x_2 \right) \right]; \quad (1.4.3)$$

M_3 – masa NO_x wchodząca we współdziałanie z sadzą,

$$M_3 = C_3 \cdot C_D^m; \quad (1.4.4)$$

c_1 – współczynnik proporcjonalności zależny od składu paliwa i dodatków do niego wprowadzonych,

$$c_2 = c_1/2;$$

m – rząd reakcji dla azotu powietrza,

B_c – dawka paliwa przypadająca na cykl,

M_{N_2} – ilość azotu w ładunku cylindra,

x_1 – część paliwa spalonego do końca pierwszego zapłonu,

x_2 – dawka paliwa wtrysnięta od 30° do 50° OWK za GMP,

V_c – objętość komory spalania,

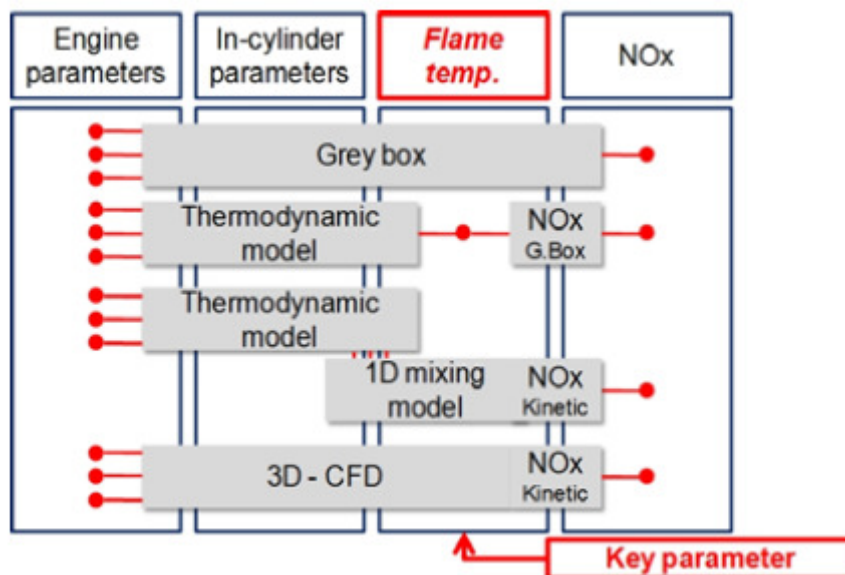
C_3 – współczynnik proporcjonalności zależny od typu silnika,

C_D – koncentracja sadzy w spalinach,

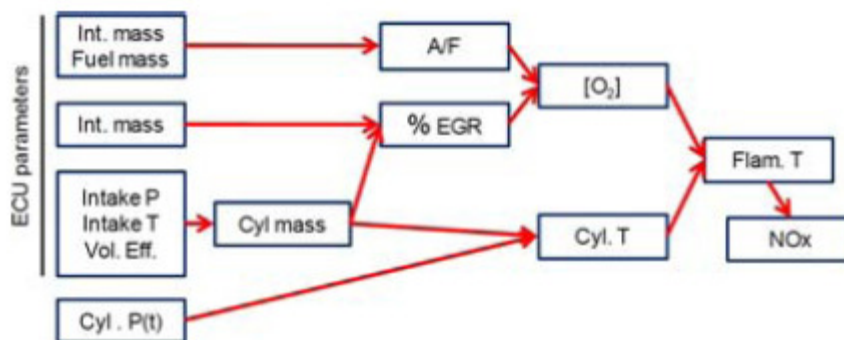
λ – stosunek mieszanki paliwa do powietrza,

Model ten jednak nie uwzględnia systemu recyrkulacji spalin, ale również wysokociśnieniowych układów wtryskowych obecnie produkowanych silników, co znacznie utrudnia poprawną estymację stężenia tlenków azotu dla takiego silnika.

Bazując również na termicznym mechanizmie tworzenia się tlenków azotu według teorii Zeldovicha [Zel46] autorzy publikacji „On Board NO_x Prediction in Diesel Engines: A Physical Approach” [ALG10] proponują model NO_x oparty na tej teorii, ale z uwzględnieniem sygnałów z czujników rozmieszczonych na silniku. Ich model szacuje stężenie tlenków azotu na podstawie temperatury w cylindrze obliczanej z parametrów dostępnych w silniku sterownika (z ang. *Engine Control Unit – ECU*), takich jak masowy przepływ powietrza, dawka paliwa, ciśnienie powietrza i ciśnienie w cylindrze. Model ten został przedstawiony na rysunkach 1.4.1 i 1.4.2.



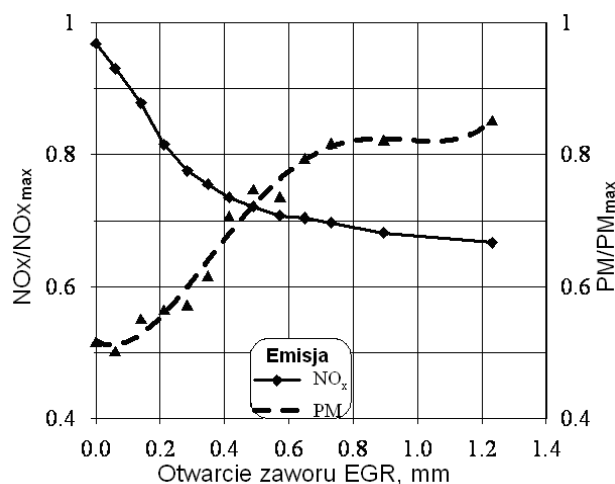
Rys. 1.4.1. Proponowany model bazujący na termicznej teorii tworzenia tlenków azotu według Arregle i współautorów [ALG10]



Rys. 1.4.2. Schemat obliczania temperatury płomienia i NO_x według Arregle i współautorów [ALG10]

Według autorów znaczący wpływ na dokładność zaproponowanego przez nich modelu ma błąd pomiarowy użytych czujników pomiarowych. Nawet niewielkie przekłamania wybranych sygnałów z czujnika rzędu $\pm 5\%$ mogą powodować przekłamania w estymacji stężenia NO_x rzędu nawet $\pm 60\%$ [ALG10]. Podobne podejście do problemu szacowania stężenia tlenków azotu można między innymi również odnaleźć w pracach [EWA06, ENG98, ANJ06].

W celu ograniczenia zawartości szkodliwych dla środowiska tlenków azotu wprowadzono do silnika dodatkowe układy pozwalające na zawrót części spalin do komory spalania. Ilość poddawanych recyrkulacji spalin, kontrolowana jest za pomocą zaworu regulacyjnego (potocznie nazywanego zaworem EGR), którego stopień uchylecia wyraża się w procentach. Zwiększanie stopnia otwarcia zaworu powoduje zwiększenie ilości recyrkulowanych spalin a w konsekwencji powoduje zmniejszenie emisji NO_x do atmosfery. Jednakże takie działanie powoduje zwiększanie emisji cząstek stałych do środowiska - zjawisko to również zostało potwierdzone w badaniach własnych [BGM11, BMGL11].



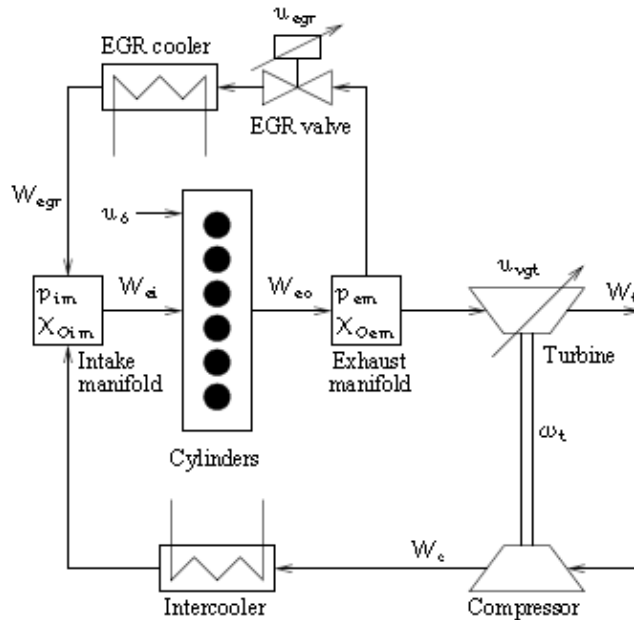
Rys. 1.4.3. Emisja szkodliwych substancji przy zmianie otwarcia zaworu EGR (dla $n=1100$ obr/min i $M_0=100\text{Nm}$) [BMG11]

Dymienie można ograniczyć zwiększając stosunek mieszanki paliwowo-powietrznej. Dokonuje się tego za pomocą odpowiedniego sterowania kątem uchylecia łopatek turbiny powietrza [Hey88, Wah09].

Zgodnie z powyższym Walhstrom w swych publikacjach [WaE10, WaE06], a w szczególności w pracy „Control of EGR and VGT for Emission Control and Pumping

Work Minimization In Diesel Engines” [Wah09], prezentuje model silnika o zapłonie samoczynnym opisany pięcioma sygnałami z czujników oraz dwoma sygnałami dodatkowymi: uchylenia zaworu EGR i nastawy geometrii łopatek turbosespołu. Zmienne modelu zapisane zostały w postaci wektora stanu:

$$x = (P_{im} \quad P_{em} \quad X_{oim} \quad X_{oem} \quad \omega_t \quad \tilde{u}_{egr} \quad \tilde{u}_{vtg})^T \quad (1.4.5)$$

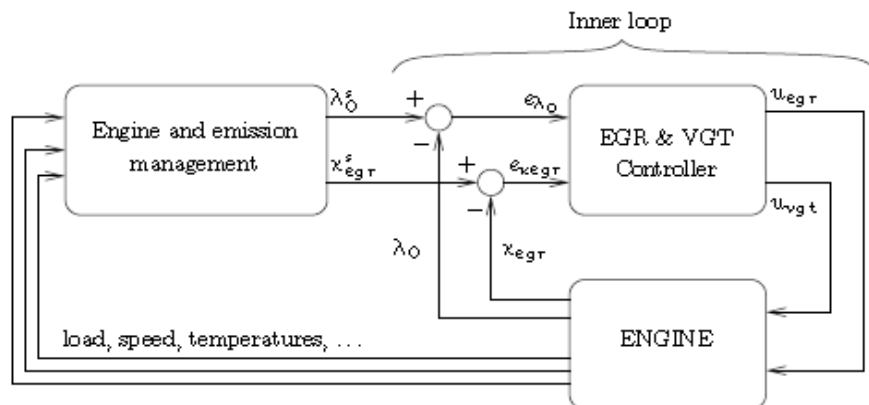


Rys. 1.4.4. Model zaproponowany przez Wahlstroma [Wah09]

gdzie:

- P_{im} – ciśnienie w kolektorze dolotowym,
- P_{em} – ciśnienie w kolektorze wydechowym,
- X_{oim} – masa tlenu w kolektorze dolotowym,
- X_{oem} – masa tlenu w kolektorze wydechowym,
- ω_t – prędkość obrotowa turbosprężarki,
- u_{egr} – pozycja (nastawa) zaworu EGR,
- u_{vtg} – pozycja (nastawa) łopatek turbosprężarki.

Zgodnie z powyższym opisem autor artykułu proponuje, aby całym systemem recyrkulacji i pracą turbosprężarki zarządzał jeden sterownik.



Rys. 1.4.5. Zaproponowany układ sterowania przez Wahlstroma [Wah09]

Dokładny sposób sterowania i strojenia regulatora PID zarządzającego pracą proponowanego systemu ograniczenia emisji substancji szkodliwych do środowiska można odnaleźć w publikacji [WEN05]. W tak skonstruowanym systemie, aby ograniczyć emisję NO_x do wartości narzuconej przez ustawodawcę, wynikającej np. z testu European Transient Cycle (ETC), należy odpowiednio zwiększyć recyrkulację spalin oraz jednocześnie korygować stosunek mieszanki paliwowo-powietrznej [Wah09].

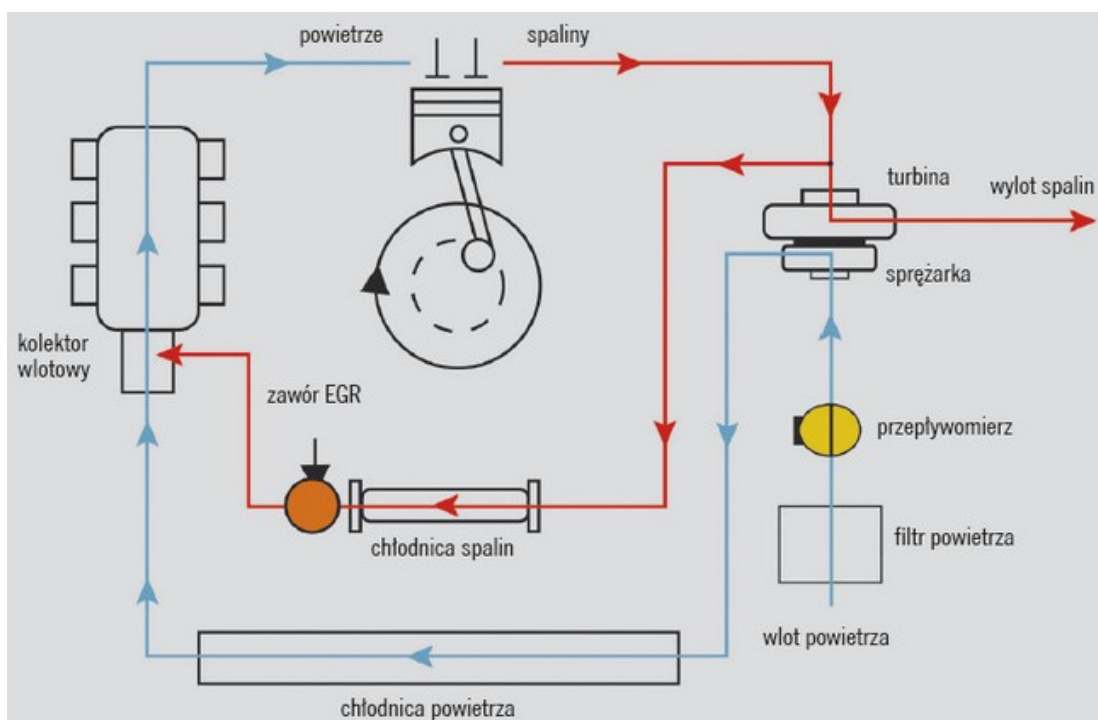
Podobną koncepcję sterowania recyrkulacją spalin i ciśnieniem doładowania silnika spalinowego przedstawia E. Perez i współautorzy w publikacji „Diesel Engine Identification and Predictive Control using Wiener and Hammerstein Models” [PBG06]. Autorzy tej pracy przedstawiają sposób identyfikacji i sterowania silnikiem o zapłonie samoczynnym za pomocą modeli Wienera lub Hammersteina. Ich koncepcja również zakłada regulację stopnia recyrkulacji i ciśnienia powietrza generowanego przez turbozespół VTG (niem. *Variable Turbinen Geometrie*). Z uwagi na fakt, że silnik spalinowy jest obiektem nieliniowym, a składu mieszanki paliwowo-powietrznej wewnątrz komory spalania silnika o zapłonie samoczynnym nie można zmierzyć tradycyjnymi i powszechnie dostępnymi czujnikami, proponują jako element nieliniowy wykorzystać zarejestrowaną w drodze eksperymentów charakterystykę statyczną zależności wyjścia od wejścia w wybranych punktach pracy. W przypadku braku do symulacji któregoś z punktu pracy należy dokonać interpolacji liniowej dla zarejestrowanych wyników [PBG06].

1.5. Zawartość pracy

Struktura niniejszej pracy przedstawia się następująco. W rozdziale pierwszym zarysowano problem emisji substancji szkodliwych silnika o zapłonie samoczynnym do środowiska naturalnego oraz sposoby ich ograniczenia. Przedstawiono również cel i zakres pracy jak i sformułowano tezę. W drugim rozdziale omówiono obecnie stosowane systemy ograniczenia emisji tlenków azotu, prototypowe rozwiązanie dostępne dla celów realizacji niniejszej pracy oraz omówiono budowę stanowiska badawczego. Kolejny rozdział, trzeci to krótki zarys problemów identyfikacji, w szczególności dla celów sterowania. W rozdziale czwartym omówiono dostępne sygnały pomiarowe, ich filtrację i normalizację. W dalszej części tego rozdziału omówiono strukturę modelu statycznego emisji NO_x silnika z i bez recyrkulacji spalin. Przedstawiono również sposób pomiaru stężenia tlenków azotu oraz przeprowadzono weryfikację otrzymanych odpowiedzi modelu na podstawie danych eksperymentalnych. Rozdział piąty to podsumowanie przeprowadzonych prac i wnioski z dokonanych badań. Omówiono w nim również zaplanowane kierunki dalszych badań, konieczne do przeprowadzenia dodatkowe testy i weryfikacje. Rozdział szósty „Dodatki”, zawiera informacje uzupełniające do niniejszej pracy oraz wyniki pozostałych badań niezamieszczonych w poprzednich rozdziałach.

2. System recykulacji spalin silnika spalinowego

W rozdziale tym przedstawiono budowę i zasadę działania obiektu badań, tj. systemu recykulacji spalin silnika o zapłonie samoczynnym (ZS). Opisano również testowy silnik spalinowy oraz stanowisko badawcze, ze szczególnym zwróceniem uwagi na dodatkowe komponenty systemu pomiarowego potrzebnego do przeprowadzenia identyfikacji systemu recykulacji spalin silnika ZS.



Rys. 2.1. Schemat blokowy układu recykulacji spalin [Aut10]

Zainteresowanie identyfikacją systemu recykulacji spalin silnika ZS, pracującego w pojazdach pozadrogowych wynika między innymi z następujących powodów:

- powszechne wykorzystanie tego typu układów recykulacji spalin w bieżącej produkcji silników, ale również w silnikach już wyprodukowanych i eksploatowanych,
- niezawodność jednostki napędowej, jednakże o nie najlepszych własnościach emisyjnych substancji szkodliwych do środowiska, które zadaniem autora można poprawić zachowując przy tym własności eksploatacyjne i dynamiczne jednostki napędowej,
- dostępność do unikatowego stanowiska badawczego: obiektu badań oraz współuczestnictwo autora niniejszej pracy w badaniach realizowanych przy współpracy Katedry Pojazdów Drogowych i Rolniczych Politechniki Opolskiej z firmami Zetor i APE,
- budowy sterownika zarządzającego pracą systemu recykulacji spalin silnika ZS,

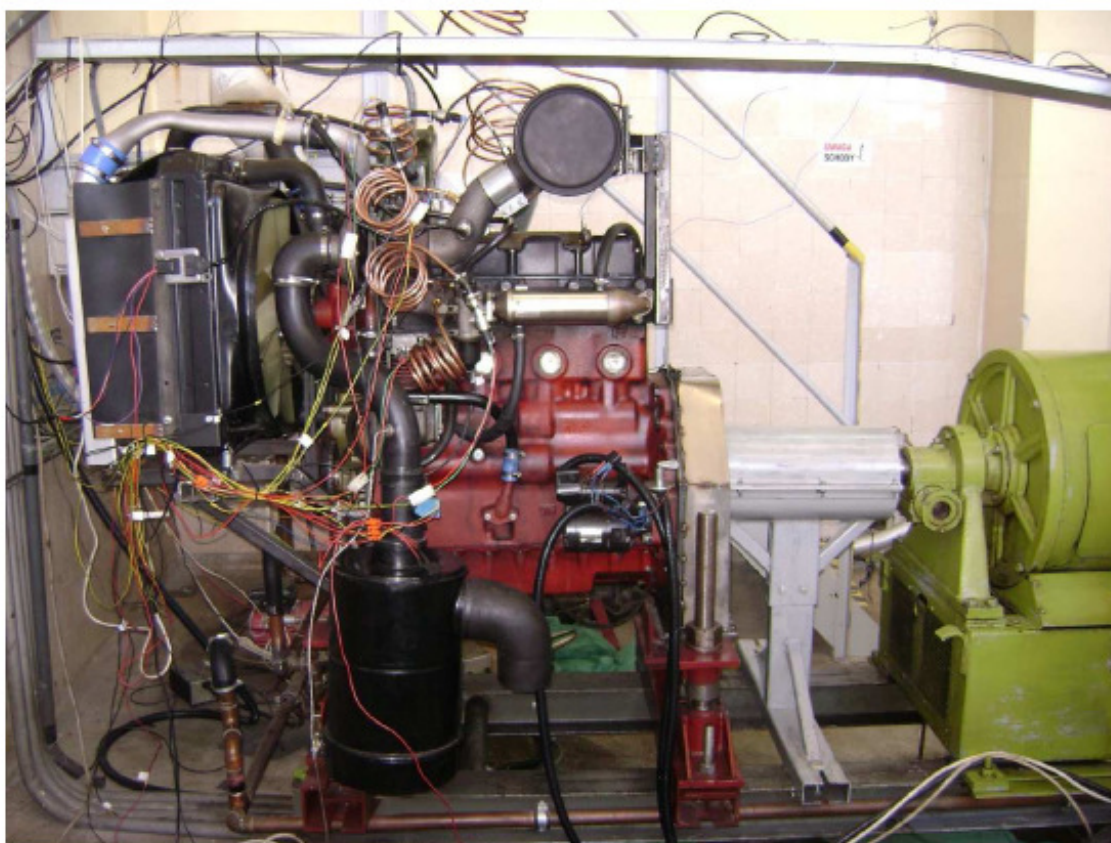
2. System recyrkulacji spalin silnika spalinowego

- zidentyfikowanym potrzebom wynikłym na podstawie badań własnych przeprowadzonych przez zespół pracowników Katedry Pojazdów Drogowych i Rolniczych [MBG11].

W podrozdziale pierwszym przedstawiono ogólną charakterystykę i właściwości badanego obiektu. Podrozdział drugi to opis problematyki emisji substancji szkodliwych do środowiska przez silniki spalinowe oraz stosowanych obecnie systemów ograniczających tę emisję. Budowę i zasadę działania prototypowego zaworu recyrkulacji spalin EGR opisano w podrozdziale trzecim. Czwarty to opis budowy stanowiska badawczego wykorzystanego w badaniach. Następny podrozdział dotyczy czujnika i sposobu pomiaru stężenia tlenków azotu w spalinach silnika ZS. Ostatni podrozdział poświęcono prezentacji narzędzia badawczego, przedstawiono tu urządzenie pomiarowo-sterujące wraz z aplikacją .

2.1. Charakterystyka obiektu badawczego

Obiekt badań testowany był na silniku typu Z-1505 (rys. 2.1.1), stosowanym w ciągnikach rolniczych Zetor Forterra. Silnik ten zamontowano na hamowni silnikowej, będącej na wyposażeniu Katedry Pojazdów Drogowych i Rolniczych Politechniki Opolskiej.



Rys. 2.1.1. Silnik Z-1505 zamontowany na hamowni silnikowej

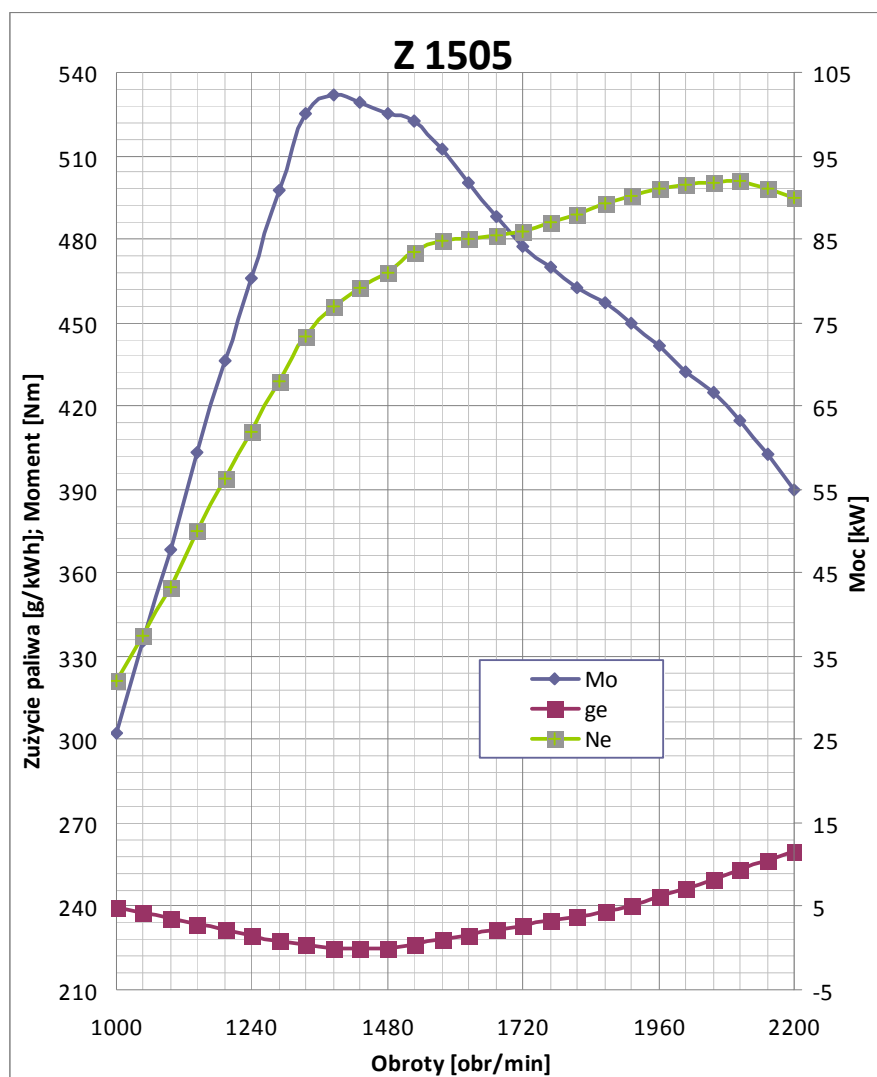
Podstawowe parametry silnika typu Z-1505 podane przez producenta zestawiono w tabeli 2.1.1.

2. System recyrkulacji spalin silnika spalinowego

Tabela. 2.1.1. Podstawowe parametry techniczne silnika typu Z-1505

Parametr:	Wartość:
Moc 2000 / 25 (ISO) (kW/HP)	93/127
Prędkość znamionowa (rpm)	2200
Ilość zaworów	8
Ilość cylindrów	4
Typ	turbodoładowany
Skok tłoka (mm)	105/120
Pojemność skokowa (cm ³)	4156
Max. Moment obr. / Rezerwa mom. obr. (ECE R24) (Nm/%)	525 / 34
Substancja chłodząca	ciecz
Norma emisji	TIER IIIA

Właściwości dynamiczne tej jednostki napędowej dobrze obrazuje również przedstawiona poniżej charakterystyka zewnętrzna mocy wyznaczona przez producenta. Maksymalną moc 93 kW silnik uzyskuje dla prędkości obrotowej 2000obr/min, a maksymalny moment obrotowy 525 Nm dla prędkości obrotowej równej 1400 obr/min.



Rys. 2.1.2. Charakterystyka zewnętrzna silnika Z-1505 [Zet13]

Prezentowana jednostka napędowa jest od wielu lat produkowana seryjnie, pomimo tego spełnia obecnie obowiązującą normę emisji spalin TIER IIIA. W wyniku przeprowadzonych badań własnych przez pracowników KPDiR Politechniki Opolskiej [MBG11], dostrzeżono szeroki potencjał możliwości obniżenia emisji substancji szkodliwych do środowiska naturalnego przez modernizację układu recyrkulacji spalin i sposobu sterowania zaworem EGR, stąd autor niniejszej pracy podjął próbę identyfikacji emisji tej jednostki napędowej do celów sterowania.

2.2. Problematyka emisji substancji szkodliwych silników ZS

W silniku o zapłonie samoczynnym problem emisji substancji szkodliwych dotyczy głównie dwóch związków chemicznych, tzn. tlenków azotu (NO_x) oraz cząstek stałych (z ang. *Particulate Matter - PM*) - sadzy. Do ograniczenia ich stosuje się różne metody, które zasadniczo można podzielić na dwie grupy: silnikowe i pozasilnikowe. O ile te pierwsze muszą być zaimplementowane w silniku bądź zaimplementowane w algorytmie sterownika silnika ECU (z ang. *Engine Control Unit*) już na etapie projektu jednostki napędowej, to metody pozasilnikowe pozwalają na późniejszą ingerencję w osprzęt silnika. Jednym ze sposobów pozasilnikowych ograniczenia emisji cząstek stałych jest doposażenie silnika w filtr cząstek stałych, natomiast do ograniczenia emisji tlenków azotu w tych systemach stosuje się różnego rodzaju katalizatory np. SCR (ang. *Selective Catalytic Reduction* – SelektYWna Redukcja Katalityczna). Systemy recyrkulacji spalin stanowią podstawową metodę silnikową oczyszczania spalin. W układach tych część spalin jest pozostawiana lub zawracana z układu wydechowego z powrotem do komory spalania. Z tego względu rozróżniamy dwa systemy recyrkulacji spalin, tzw. zewnętrzny i wewnętrzny. Jednak w obu przypadkach stosunek spalin do świeżego powietrza zasysanego przez silnik nie może być zbyt wysoki i musi pozostawać pod stałą kontrolą, by nie zakłócić prawidłowej pracy jednostki napędowej. Stąd w zewnętrznym układzie recyrkulacji spalin znaczącą rolę odgrywa zawór recyrkulacji spalin, regulujący przepływ spalin w zależności od aktualnych potrzeb. Zawór ten jest sterowany w oparciu o różne metody, jak również inne systemy sterowania, ale najczęściej w oparciu o sterowanie proporcjonalne. W zewnętrznych układach recyrkulacji spalin spaliny przed wprowadzeniem do kolektora dolotowego poddawane są schłodzeniu, przepływając przez chłodnicę spalin. Jednak tylko w najnowszych rozwiązaniach lub układach testowych uchylenie zaworu regulacyjnego uzależnione jest głównie od dodatkowego specjalistycznego czujnika tlenków azotu zamontowanego na rurze wylotowej silnika oraz od aktualnego punktu pracy silnika wyznaczonego przez ECU. Ponadto sygnał z czujników NO_x jest dość znacznie opóźniony względem aktualnego poziomu emisji substancji szkodliwych, stąd układ recyrkulacji pracuje w trybie nadążnym, tzn. reaguje na wytworzone już stężenie NO_x . Z powyższych powodów autor niniejszej pracy próbuje zbudować model matematyczny, który będzie estymować stężenie tlenków azotu jeszcze przed ich wytworzeniem na podstawie sygnałów z dostępnych standardowych czujników zamontowanych na jednostce napędowej.

W procesach spalania paliw ciekłych problem emisji tlenków azotu dotyczy głównie dwóch grup związków: tlenku azotu (II) - NO (tlenek azotu), oraz tlenku azotu (VI) - NO_2 (dwutlenku azotu). Pozostałe grupy tlenków azotu, czyli: (I) N_2O , (III) N_2O_3 oraz (V) N_2O_5 , występują w procesie spalania paliw jedynie w śladowych ilościach [Wil07].

Mechanizm powstawania tlenku azotu NO można podzielić na cztery sposoby:

- mechanizm termiczny,

mechanizm ten był już opisany przez Zeldowicza [Zel46], według którego następuje zerwanie wiązania w cząsteczce tlenu,



2. System recyrkulacji spalin silnika spalinowego

gdzie M jest stabilną cząsteczką niosącą energię.

W związku z tym zachodzą reakcje:



- mechanizm natychmiastowy „prompt”,

mechanizm ten zakłada wiele reakcji pośrednich, poniższe wzory przedstawiają efekt końcowy tych reakcji:



- mechanizm za pośrednictwem N_2O ,



- mechanizm paliwowy.

Zawarte w paliwach ciekłych związki azotowe zwane azotem paliwowym wskutek oddziaływania termicznego podczas procesu spalania zamieniają się w NO i NO_2 [Wil07]. Mechanizm ten został przedstawiony na poniższym rysunku 2.2.1.

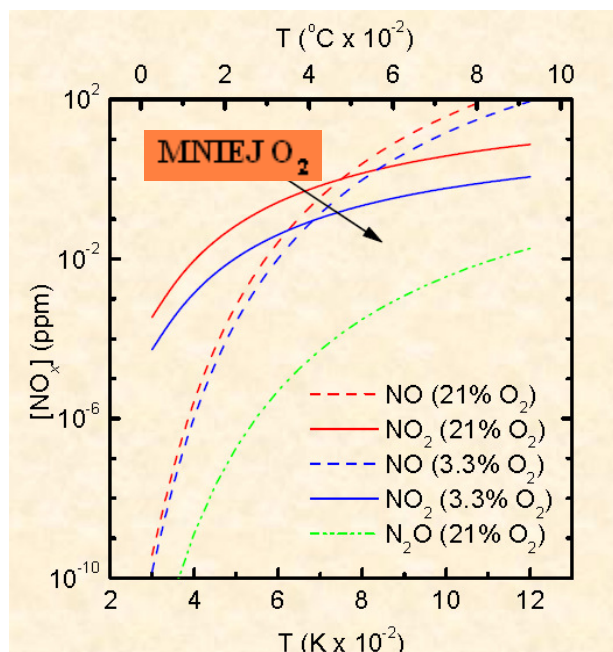


Rys. 2.2.1. Schemat blokowy tworzenia tlenków azotu w procesie spalania w silniku spalinowym według mechanizmu paliwowego [Mys10]

Natomiast powstawanie tlenków azotu (IV) NO_2 uzależnione jest głównie od temperatury, a według Millera i Bormanna powstają według następującego schematu [Wil07]:



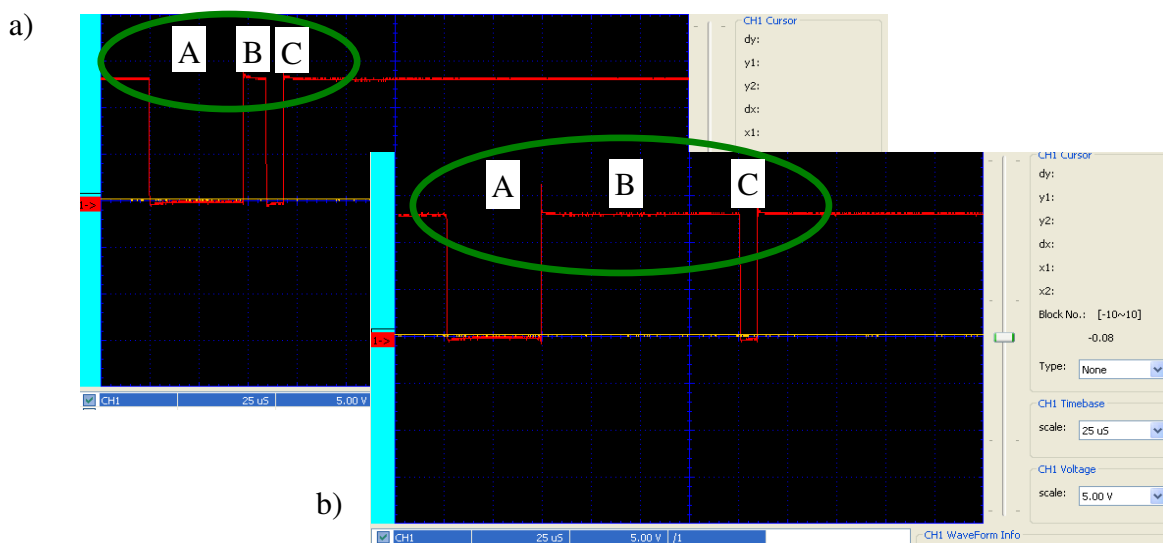
Rysunek 2.2.2 przedstawia zależność stężenia tlenków azotu od temperatury oraz od zawartości tlenu w otoczeniu.



Rys. 2.2.2. Zależność powstawania tlenków azotu od temperatury i zawartości tlenu O_2 [AWM06]

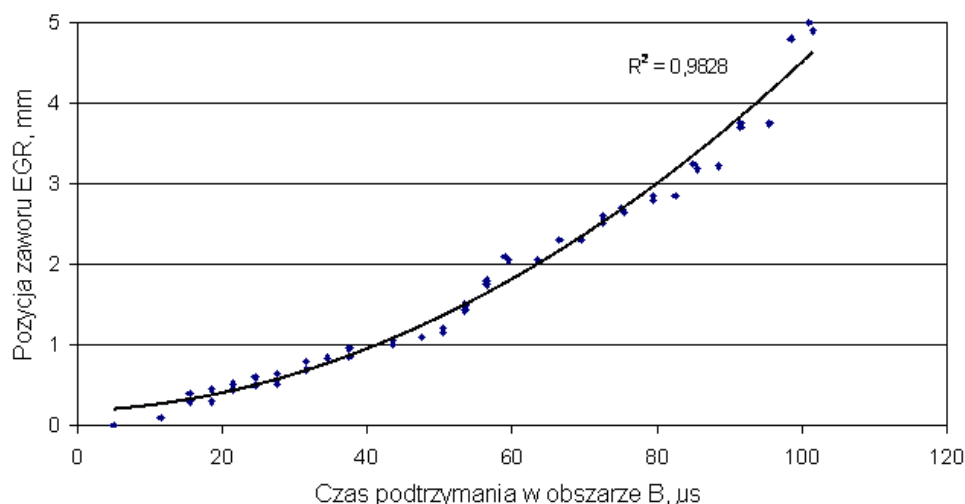
2.3. Prototypowe rozwiązania zaworu regulacji systemu recyrkulacji spalin

Badania zostały przeprowadzone z wykorzystaniem prototypowego zaworu regulacyjnego wyprodukowanego i w dalszym ciągu rozwijanego przez firmę APE w Opolu. W początkowej wersji silnik wyposażony był w zawór regulacyjny dwustanowy, dodatkowo wyposażony w kanał obejściowy, tzw. bypass. W wyniku zrealizowanych prac badawczych [BMG12, MBG11, BGM11] pierwotny zawór regulacyjny (dwustanowy: ON - OFF) został wymieniony na nowy, z możliwością zaprogramowania 17 kroków w przedziale uchylecia grzybka zaworu (otwarcia zaworu) od 0 do 5mm (przeliczanego na procent stopnia otwarcia zaworu od 0 do 100%). Na podstawie przeprowadzonych badań własnych [JMB09] stwierdzono, że w zakresie otwarcia zaworu EGR jego charakterystyka jest linowa (rys.2.3.2) o dużej powtarzalności i dokładności.



Rys. 2.3.1. Sygnał sterujący zaworem recyrkulacji spalin EGR dla wysunięcia zaworu: a) 0,1 mm, b) 5 mm [JMB09]

Na rysunku 2.3.1 przedstawiono sygnał sterujący zaworem regulacyjnym systemu recyrkulacji spalin. Komunikacja między samym zaworem, a modulem CAN zaworu odbywa się po dwóch przewodach, będących jednocześnie przewodami zasilającymi. Na przedstawionym zarejestrowanym sygnale zaznaczono trzy charakterystyczne obszary sterowania zaworem. Znacznik początku przesyłanego rozkazu został przedstawiony w obszarze A i trwa 50 μs . Obszar C jest wyznacznikiem końca rozkazu i trwa 10 μs , natomiast wysunięcie zaworu jest regulowane czasem podtrzymania napięcia w obszarze B, którego czas jest zależny od potrzeby stopnia otwarcia zaworu. Na rysunku 2.3.2 przedstawiono charakterystykę otwarcia zaworu EGR w funkcji czasu trwania sygnału w obszarze B.

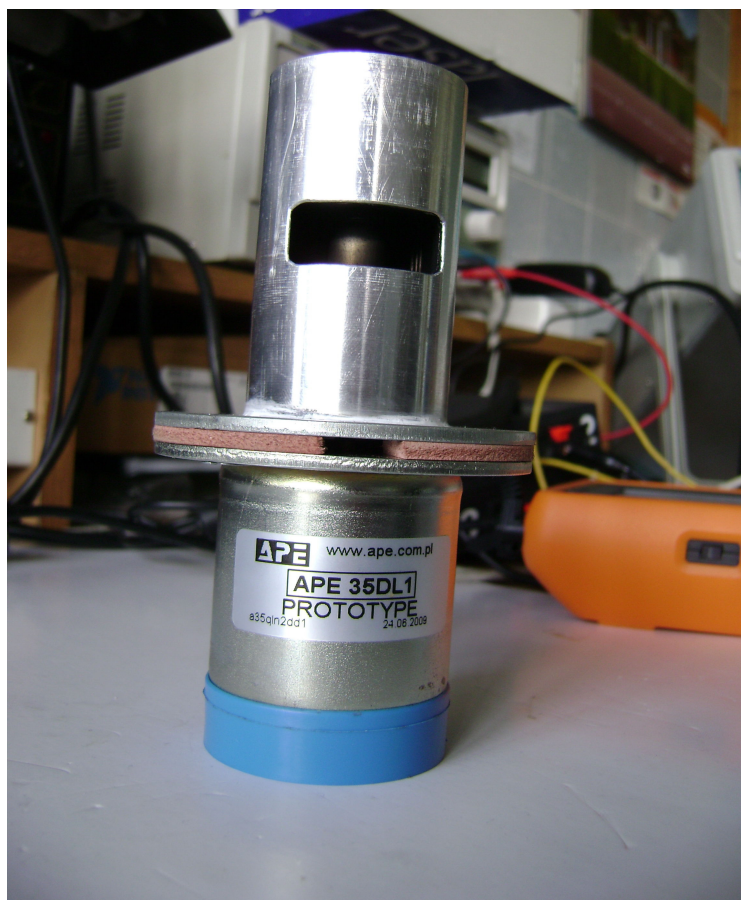


Rys. 2.3.2. Otwarcie zaworu EGR w funkcji sygnału sterującego w obszarze B [JMB09]

Kroki zaworu można w dowolny sposób programować, tzn. każdy kolejny krok może przyjąć wartość uchylenia z przedziału od 0 do 5mm. Minimalny jednak skok pomiędzy krokami wynosi 0.1mm. Znajdujący się wewnątrz zaworu mikroprocesor odczytuje informacje przesłane do niego przez sterownik nadrzędny i za pomocą regulatora prądu odpowiednio zadaje wartość prądu płynącego przez cewkę aktuatora by ten mógł się uchylić do zadanej wartości. W sprzężeniu zwrotnym mikroprocesor otrzymuje od układu pomiarowego aktualną informację o pozycji (uchyleniu) zaworu recyrkulacji. To właśnie w oparciu o tę informację mikroprocesor reguluje wartość prądu cewki wykonawczej zaworu. W nowszej wersji tego zaworu regulacji można osiągnąć już 40 kroków mieszczących się w tym samym przedziale uchyień. Zapisane w pamięci zaworu wartości uchyień można w dowolnym momencie pracy przeprogramować. Ma to szczególne znaczenie, gdy w trakcie długotrwałej eksploatacji zaworu jego elementy pokryją się warstwą nalotu sadzy zmieniając tym samym jego charakterystykę przepływową. W takim wypadku system diagnostyczny zaworu przeprogramuje wartości kroków o odpowiednią wartość, tak by charakterystyka przepływowa powróciła do pierwotnej wartości. Mikroprocesor zaworu recyrkulacji spalin i sterownik nadrzędny komunikując się ze sobą po magistrali CAN, dodatkowo wymieniają się szeregiem informacjami. Sterownik zaworu wysyła w ściśle ustalonych odstępach czasu informację „rozkaz” otwarcia na odpowiedni krok, zawór natomiast wysyła potwierdzenie zwrotne, w jakiej pozycji aktualnie się znajduje – potwierdza ustawienie na określonej pozycji. To właśnie ta odpowiedź zapisywana jest przez system pomiarowy jako aktualne uchylenie zaworu α . Ponadto mikroprocesor zaworu wysyła również informację o swej temperaturze. Obie te informacje są dla systemu diagnostycznego bardzo ważne, gdyż informują o aktualnych warunkach pracy oraz o ewentualnym zablokowaniu lub uszkodzeniu samego zaworu. Taka komunikacja i możliwość samodiagnostyki sprawia, że omawiany

2. System recyrkulacji spalin silnika spalinowego

zawór może być wykorzystywany w systemach (pojazdach), pracujących w standardzie OBD2. Rysunek 2.3.3 przedstawia najnowszy omawiany zawór regulacyjny, a zestawienie najważniejszych parametrów technicznych przestawiono w tabeli 2.3.1.



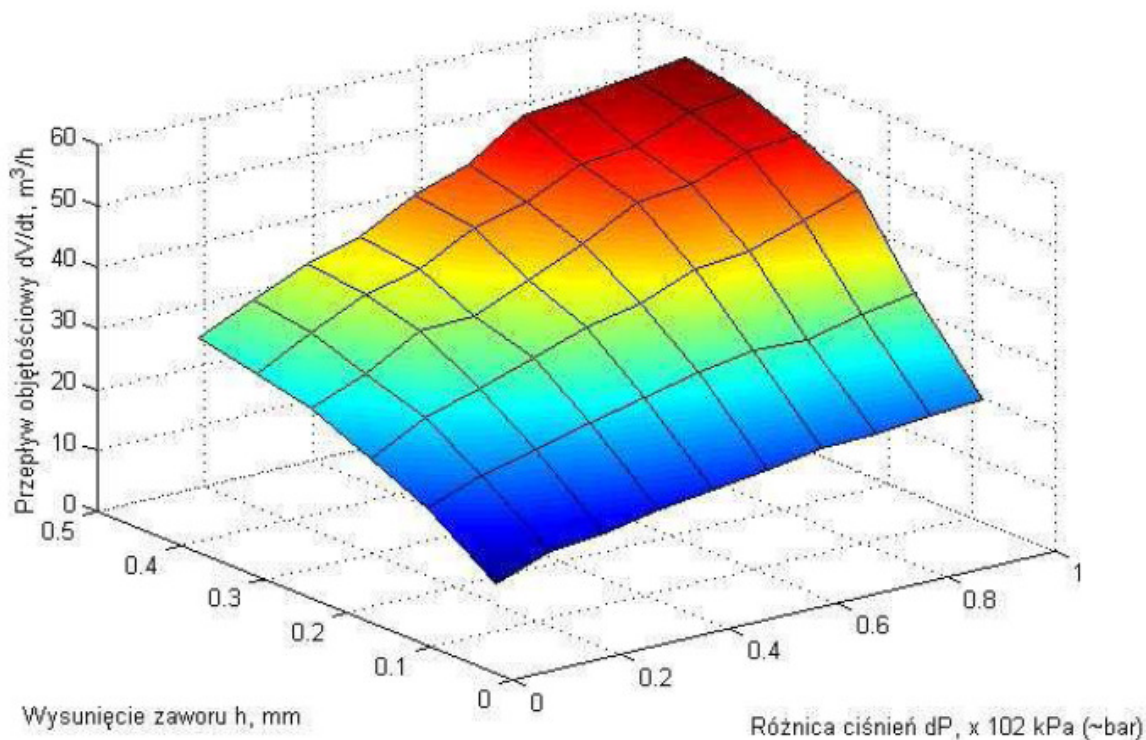
Rys. 2.3.3. Prototypowy zawór EGR firmy APE Opole

Tabele. 2.3.1. Specyfikacja techniczna zaworu EGR firmy APE

Parametr	Wartość
Nominalne napięcie zasilania	12 ÷ 24 V Maksymalny pobór mocy 10 W
Dopuszczalny zakres napięcia zasilania	10 ÷ 30 V
Dokładność zamocowania	0,37 ± 0,05 mm
Zakres temperatur pracy	- 40°C ÷ 125°C
Skok zaworu	0 ÷ 5 mm
Maksymalny przepływ gazu	90 ± 5 kg/h przy ciśnieniu 50 hPa
Ochrona elektromagnetyczna	EMV VDE0839
Trwałość	500 000 cykli
Czas zamykania zaworu	50 ± 20 ms
Ochrona przed wilgocią i szokiem termicznym	APE 02/01/00 Norm
Powłoka zewnętrznych części	Fe/Zn 12A
Powłoka rdzenia zaworu	Fe/Zn 12C
Klasa zabezpieczenia obudowy	IP 65
Odporność na drgania	15g
Izolacja cieplna materiału obudowy Klasa H	(VDE 0580)

2. System recyrkulacji spalin silnika spalinowego

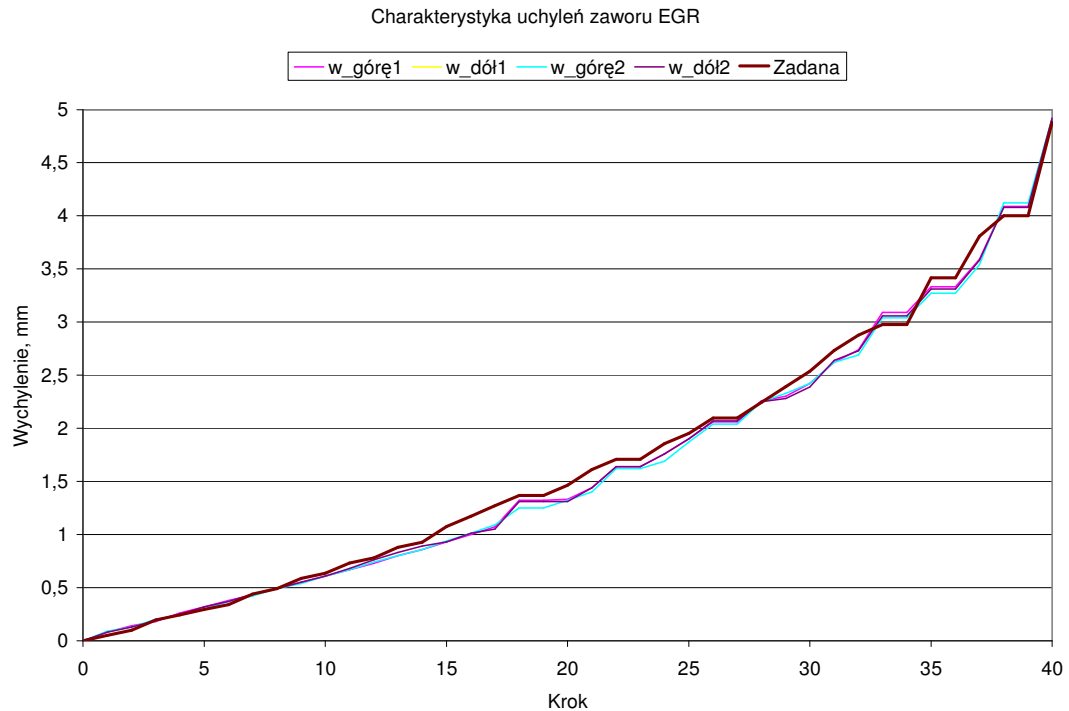
W raporcie zrealizowanego projektu badawczego pt. „Mechatroniczna pompa wtryskowa dla pojazdów typu Off - Road” [BMG12, MBG11] wyznaczono charakterystykę przepływową omawianego zaworu EGR przedstawioną na rysunku 2.3.4.



Rys. 2.3.4. Charakterystyka przepływowa zaworu EGR firmy APE w zależności od wychylenia h i różnicy ciśnień dP [BMG12]

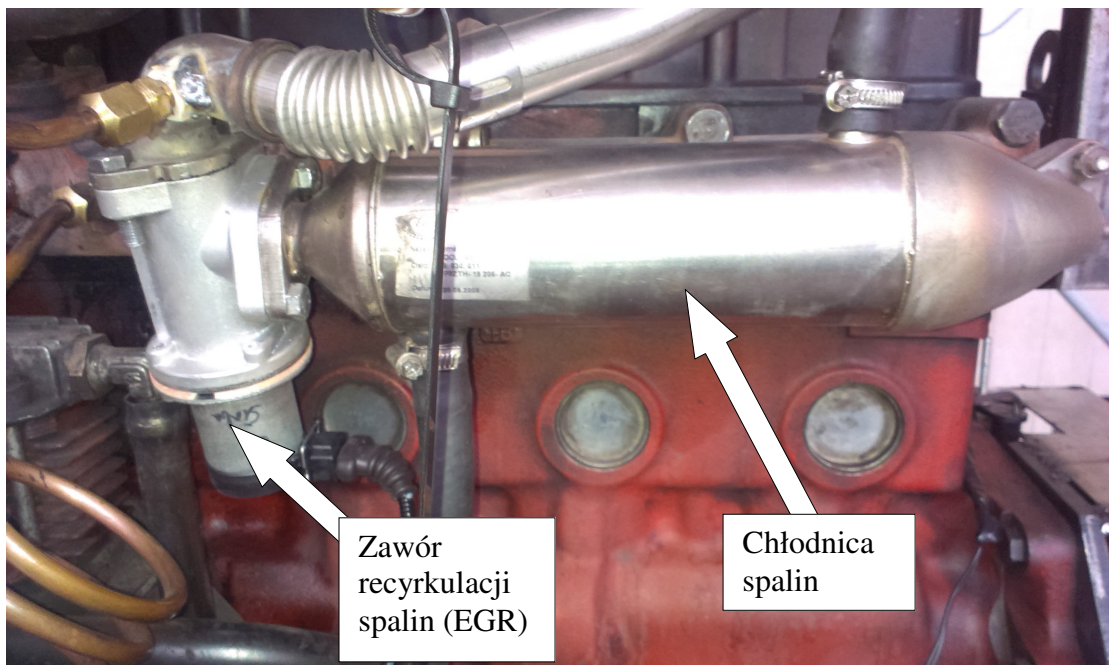
Podczas prac wstępnych przeprowadzono również szereg prób związanych z powtarzalnością pozycjonowania zaworu EGR. Prace te polegały na zamontowaniu zaworu w specjalnym uchwycie wyposażonym w dokładny czujniki wychylenia oraz zadawaniu odpowiednich rozkazów wychylenia zaworu. W celu sprawdzenia histerezy zaworu, a także powtarzalności wychyleń, zanotowano pozycje zaworu dla każdego z 40 kroków przy otwieraniu do maksymalnego wychylenia i zamykaniu z powrotem zaworu do 0. Proces ten powtórzono wielokrotnie dla różnych zaworów, a wyniki uzyskanych badań dla dwóch prób tego samego zaworu przedstawiono na rysunku 2.3.5. Na osi x zaznaczono zadane kroki otwarcia zaworu, natomiast oś y to pozycje odczytane z czujnika wychylenia. Ponadto na wykresie zaznaczono również linię zadanych pozycji zaworu recyrkulacji (pozycji zapisanych w pamięci), do których zawór powinien się ustawić w trakcie testów.

2. System recyrkulacji spalin silnika spalinowego



Rys. 2.3.5. Charakterystyka otwarcia zaworu EGR

Miejsce i sposób zamontowania układu recyrkulacji spalin z zaworem EGR i chłodnicą spalin przedstawia rysunek 2.3.6.



Rys. 2.3.6. Zawór recyrkulacji spalin (EGR) wraz z chłodnicą spalin, zamontowany na silniku typu Z-1505

2.4. Stanowisko badawcze wykorzystane w badaniach własnych

Badania przeprowadzono na hamowni silnikowej wyposażonej w hamulec elektrodynamiczny, współpracujący z testowym silnikiem i tworzą tzw. symulator drogowego

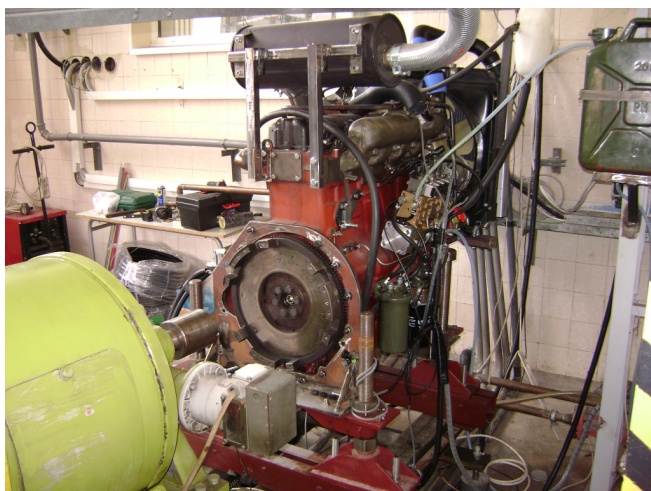
2. System recyrkulacji spalin silnika spalinowego

obciążenia silnika. Na rysunkach 2.4.1 oraz 2.4.2 przedstawiono ogólny widok stanowiska badawczego, składającego się z dwóch odrębnych zespołów. Zespół kontrolno-pomiarowy, tzw. sterownia (rys. 2.4.1), przedstawiająca komputery kontrolno-pomiarowe systemu sterowania mocą hamowni, szafy sterownicze wraz z układem przetwarzania energii, analizatory spalin i stężenia cząstek stałych, urządzenie pomiarowo-sterujące CopmactRIO. Zespół siłowy (rys. 2.4.2) to układ składający się z hamulca elektrodynamicznego oraz silnika testowego wyposażonego w identyfikowany układ recyrkulacji spalin. Na silniku testowym oraz obiekcie badań zabudowano szereg dodatkowych czujników pomiarowych, które zabudowano w jednej platformie pomiarowej bazującej na urządzeniu CompactRIO wraz ze specjalistycznym oprogramowaniem pomiarowo-sterującym opracowanym dla prototypowego zaworu regulacji.

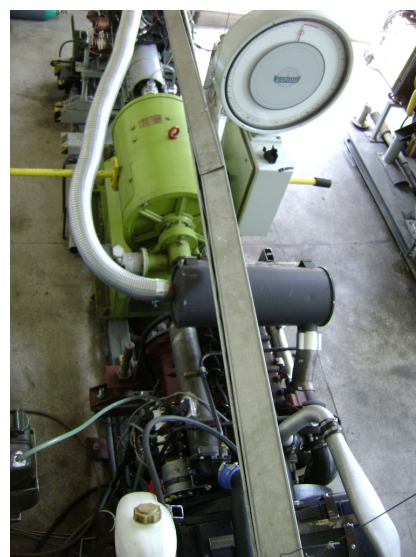


Rys. 2.4.1. Widok panelu sterującego hamownią silnikową - urządzenia i instrumenty badawcze

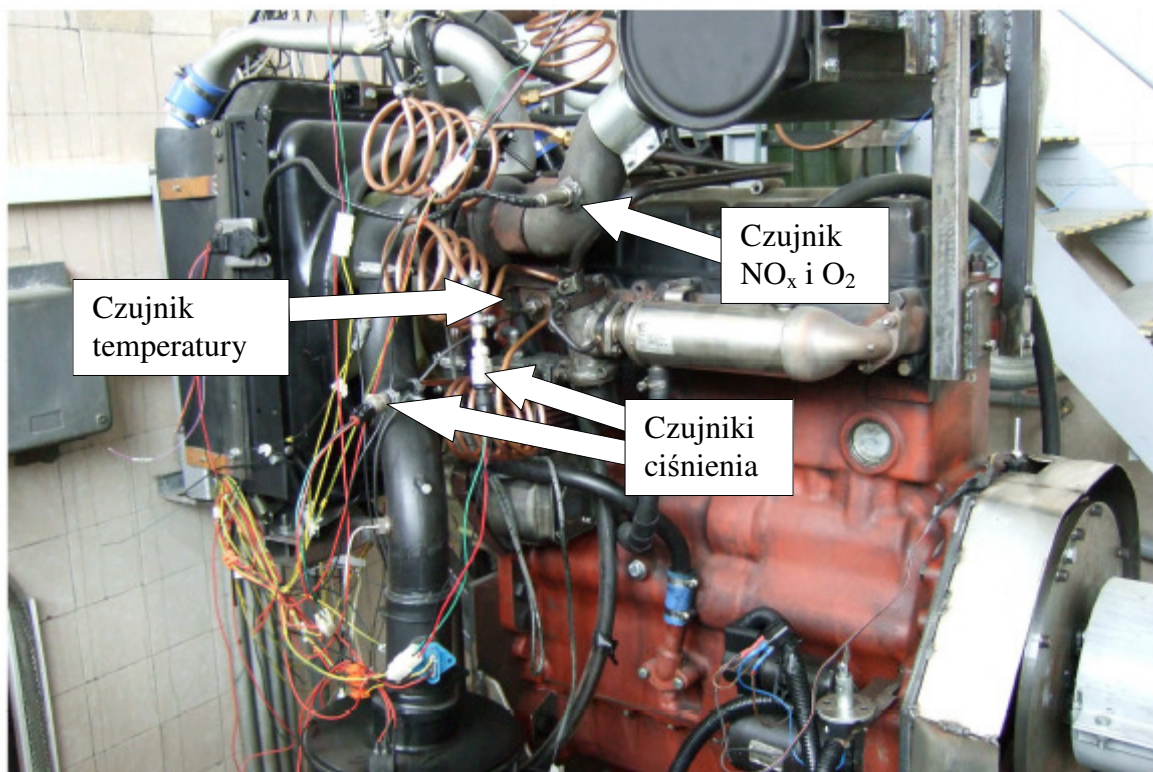
a)



b)



Rys. 2.4.2. Silnik Z-1505 zamontowany na hamowni silnikowej :
a) widok z boku, b) widok z góry



Rys. 2.4.3. Widok silnika z dodatkowymi czujnikami ciśnienia, temperatury oraz czujnikiem tlenków azotu

Na silniku, jak już wspomniano, zamontowano wiele dodatkowych czujników (rys. 2.4.3), które rozmieszczono zgodnie ze schematem przedstawionym na rysunku 2.4.4.

Przedstawione czujniki w początkowej fazie służyły do zebrania jak największej ilości danych o procesach zachodzących w silniku. Były to między innymi czujniki:

– ciśnienia:

- w czwartym cylindrze AVL – GM12D (0 – 200 bar),
- przed czwartym wtryskiwaczem AVL – QL61D (0 – 2000 bar),
- za turbiną (p1: 0 – 5,2 bar),
- za zaworem recyrkulacji spalin (p2: 0 – 5,2 bar),
- przed tłumikiem (p3: 0 – 5,2 bar),
- w kolektorze wylotowym (p4: 0 – 5,2 bar),

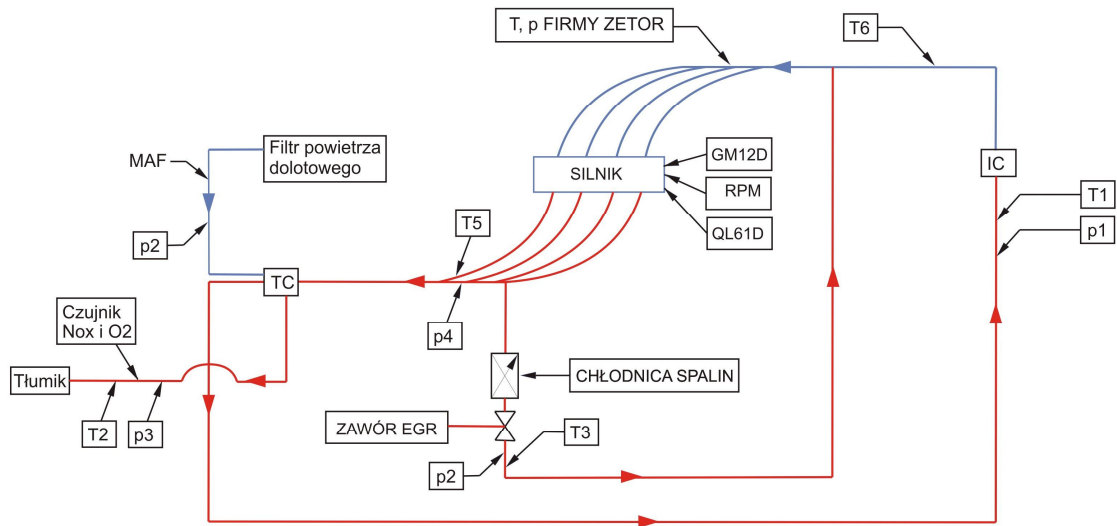
– temperatury:

- za turbiną (T1: 0 – 200 °C),
- w układzie wylotowym przed tłumikiem (T2: 100 – 1000 °C),
- za zaworem recyrkulacji spalin (T3: 0 – 400 °C),
- w układzie dolotowym, tuż za filtrem powietrza (T4: 0 – 100 °C),
- w kolektorze wylotowym (T5 100 – 1000 °C),
- za chłodnicą powietrza - intercoolerem (T6: 0 – 200 °C),

– prędkości obrotowej na kole zamachowym (RPM),

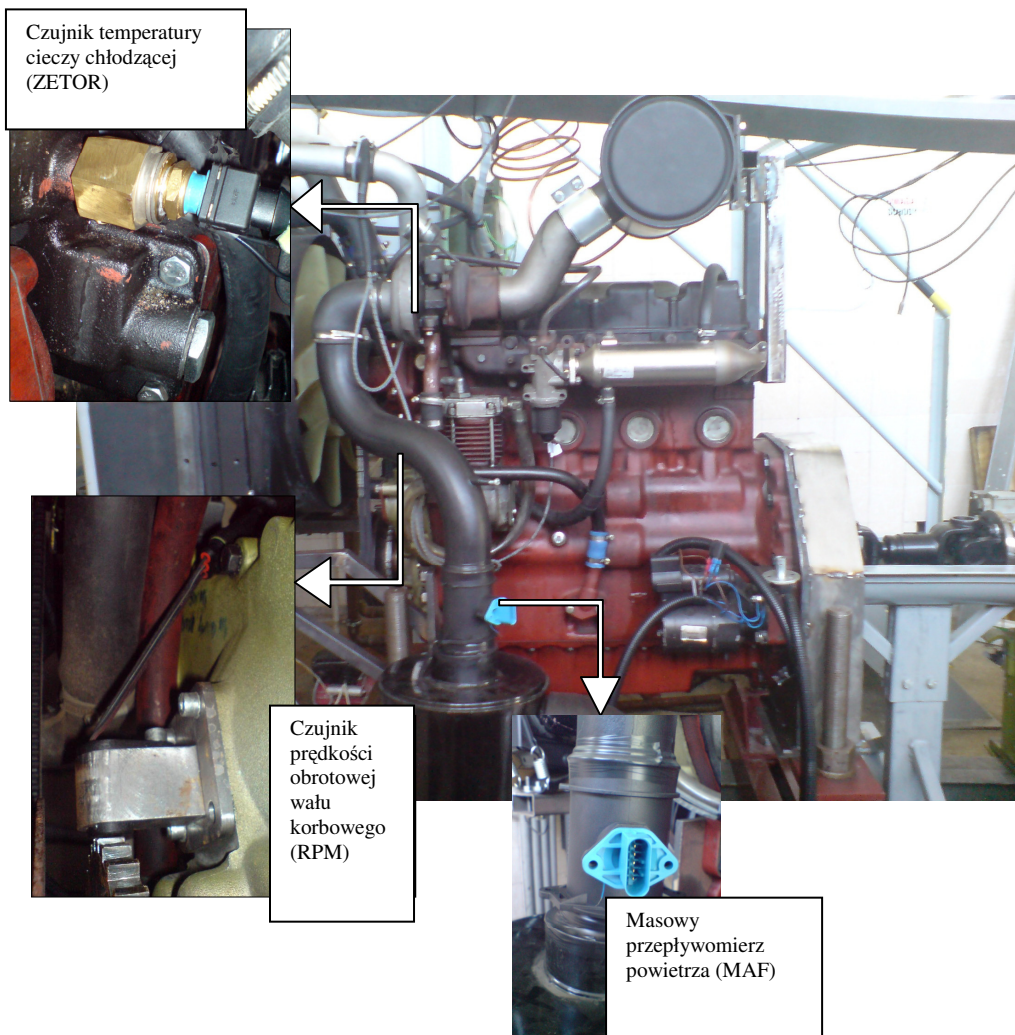
– masowy przepływomierz powietrza (MAF).

2. System recyrkulacji spalin silnika spalinowego



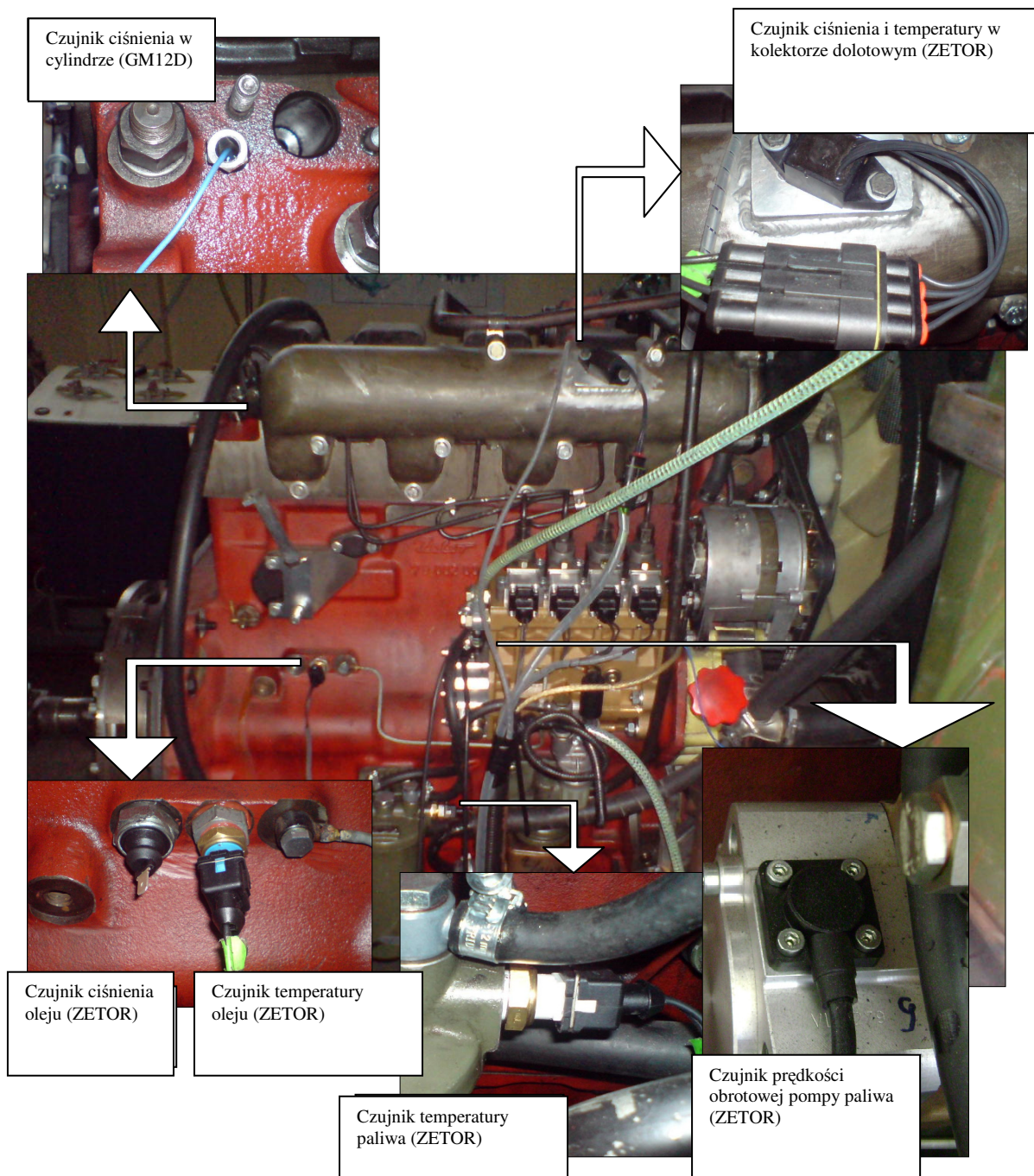
Rys. 2.4.4. Schemat rozmieszczenia czujników na silniku

W badaniach wykorzystano również oryginalne czujniki będące częścią silnika spalinowego, współpracujące ze sterownikiem silnika, oznaczono je na rysunkach za pomocą symbolu: (ZETOR)



Rys. 2.4.5 Rozmieszczenie czujników na silniku – strona lewa

2. System recyrkulacji spalin silnika spalinowego



Rys. 2.4.6 Rozmieszczenie czujników na silniku – strona prawa

Wykorzystane w pracy czujniki (rys. 2.4.5 i rys. 2.4.6) i ich umiejscowienie w systemie opisano w dalszej części tego podrozdziału.

2.4.1. Elementy składowe systemu pomiarowo-sterującego

Prędkość obrotowa mierzona jest za pomocą czujnika hallotronowego firmy Honeywell (rys. 2.4.7), współpracującego z tarczą zębatą (rys. 2.4.8), zamocowaną bezpośrednio na wale korbowym silnika. Tarcza ta posiada 36 „zębów”, dzięki którym w trakcie współpracy z czujnikiem hallotronowym przekazuje do sterownika 36 impulsów na obrót wału korbowego. Tak więc prędkość obrotowa obliczana jest na podstawie liczby

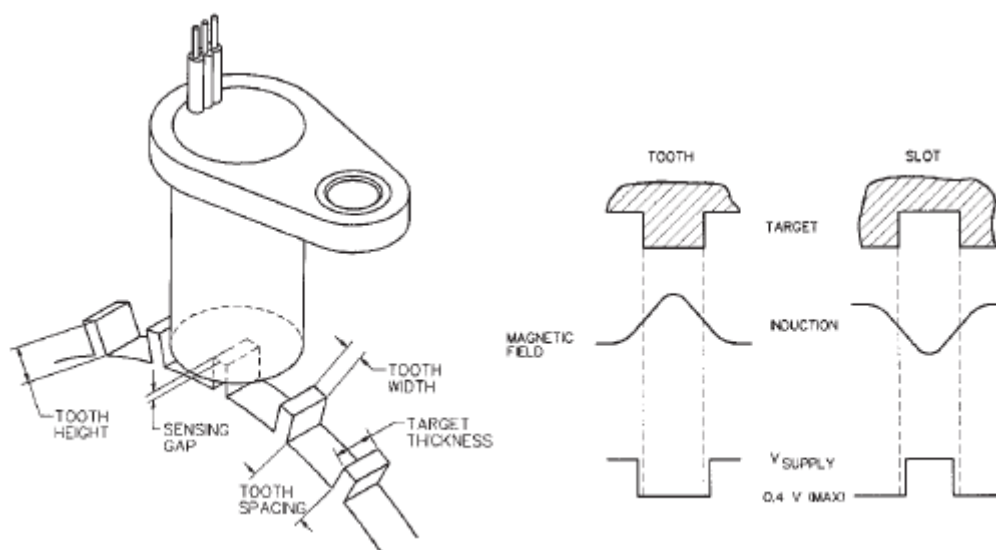
2. System recyrkulacji spalin silnika spalinowego

zliczonych przez sterownik impulsów w stałym oknie czasowym Δt . Dla ułatwienia analizy prędkość obrotowa silnika n obliczana i wyrażana jest w potocznie przyjętej jednostce: obrotach na minutę [obr/min].

$$n = \frac{\text{zliczone_impulsy}}{36} \cdot \frac{1}{0,2} \cdot 60 \text{ [obr/min];} \quad (2.4.1)$$



Rys. 2.4.7. Czujnik hallotronowy prędkości obrotowej 1GT101DC [Hon13]

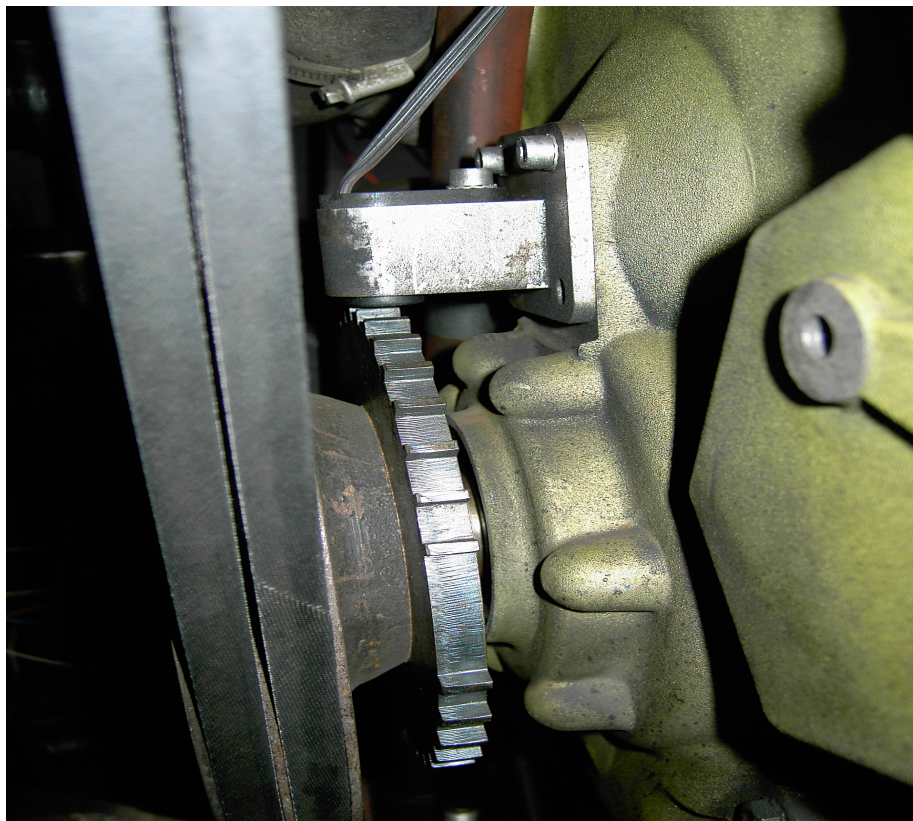


Rys. 2.4.8. Zasada działania czujnika prędkości obrotowej. [Hon13]

Tabela 2.4.1. Specyfikacja czujnika 1GT101DC [Hon13]

Własności elektryczne	Napięcie zasilania	4,5 do 24 V
	Prąd zasilania	10 mA
	Napięcie wyjściowe	0,4 V
	Prąd wyjściowy	10 μ A
Czas przełączania	Zbocze narastające (10 do 90%)	15 μ s max.
	Zbocze opadające (90 do 10%)	1 μ s max.
Wartości maksymalne	Napięcie zasilania	\pm 30V DC
	Prąd zasilania	40 mA
	Temperatura pracy	-40 do 150 °C

Miejsce i sposób zamocowania czujnika na silniku oraz współpracującą z nim tarczę „nadawczą” przedstawia rysunek 2.4.9.

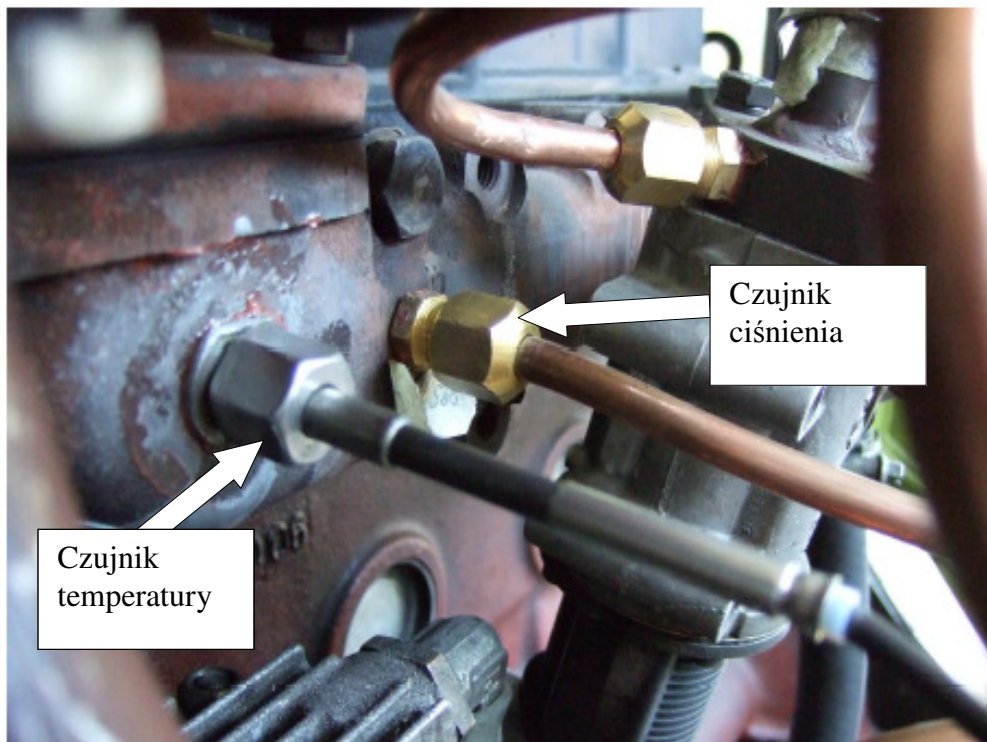


Rys. 2.4.9. Sposób zamocowania czujnika prędkości obrotowej na silniku

W wyniku przeprowadzonego przeglądu literatury [Kow04, Kow00] oraz potwierdzonych badań własnych [BMG11, GBM11] stwierdzono, że znaczący wpływ na kształtowanie się stężenia tlenków azotu emitowanego przez silniki spalinowe w spalinach do środowiska ma temperatura spalania, stąd zdecydowano się na pomiar temperatur w różnych punktach obiektu badawczego, zgodnie ze wcześniej zamieszczonym schematem (rys. 2.4.4). Do pomiaru temperatury spalin wybrano czujniki szeroko rozpowszechnione w motoryzacji (rys. 2.4.10), charakteryzują się one prostą budową i łatwym sposobem montażu, a zarazem przystosowane są do pomiaru wysokich temperatur.



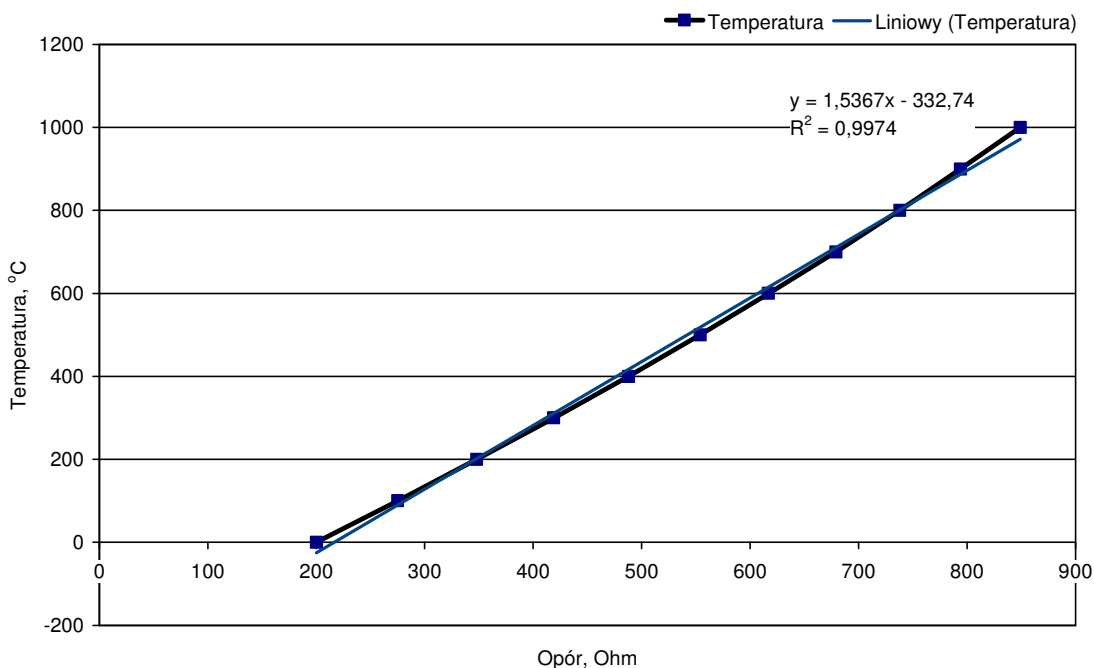
Rys. 2.4.10. Czujnik temperatury AEM P/N 30-2050



Rys. 2.4.11. Sposób i miejsce usytuowania czujnika temperatury spalin w kolektorze wylotowym

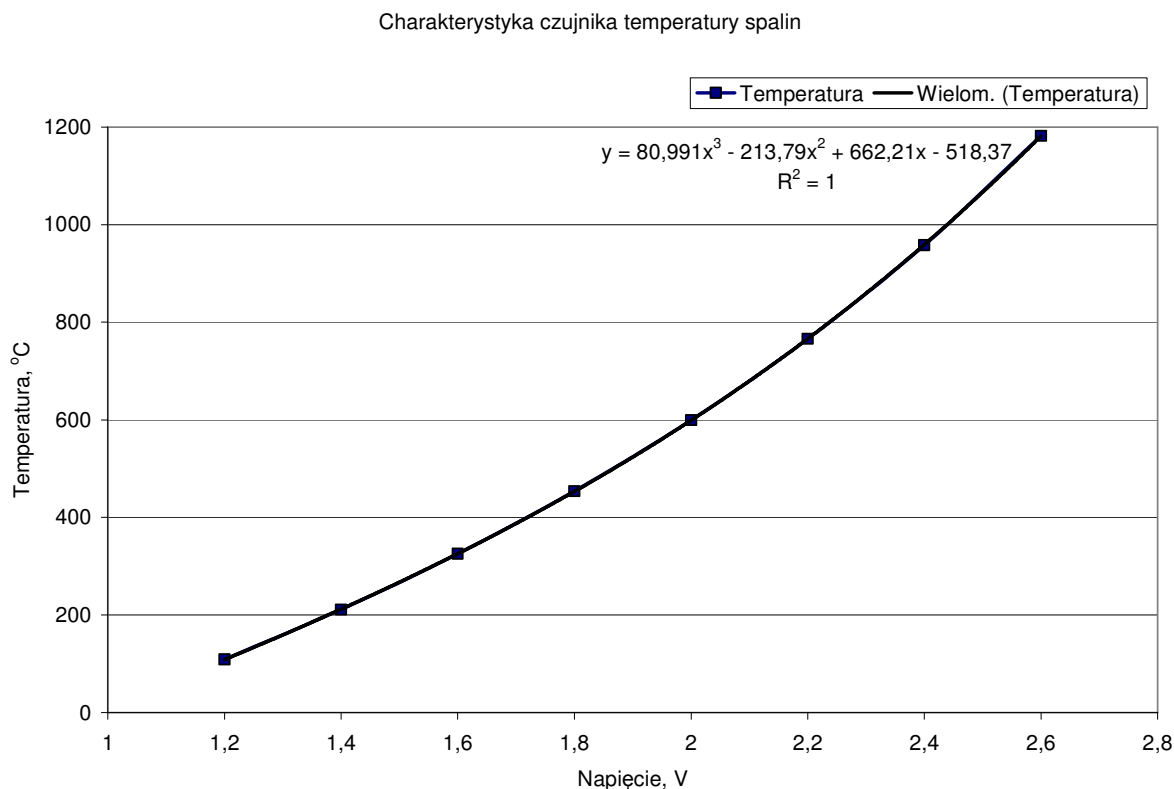
Pomiar temperatury spalin odbywa się za pomocą opisanego czujnika zamieszczonego w kolektorze wylotowym (rys. 2.4.11). Sygnał napięciowy (rys. 2.4.13) z układu pomiarowego mieści się w zakresie od 0V do 5V i przeliczany jest za pomocą charakterystyki czujnika dostarczonej przez producenta (rys. 2.4.12) na temperaturę wyrażoną w $^{\circ}\text{C}$. W trakcie prowadzonych badań temperatura nie przekroczyła poziomu 650°C .

Charakterystyka czujnika temperatury



Rys. 2.4.12. Charakterystyka czujnika temperatury PT-200

2. System recyrkulacji spalin silnika spalinowego



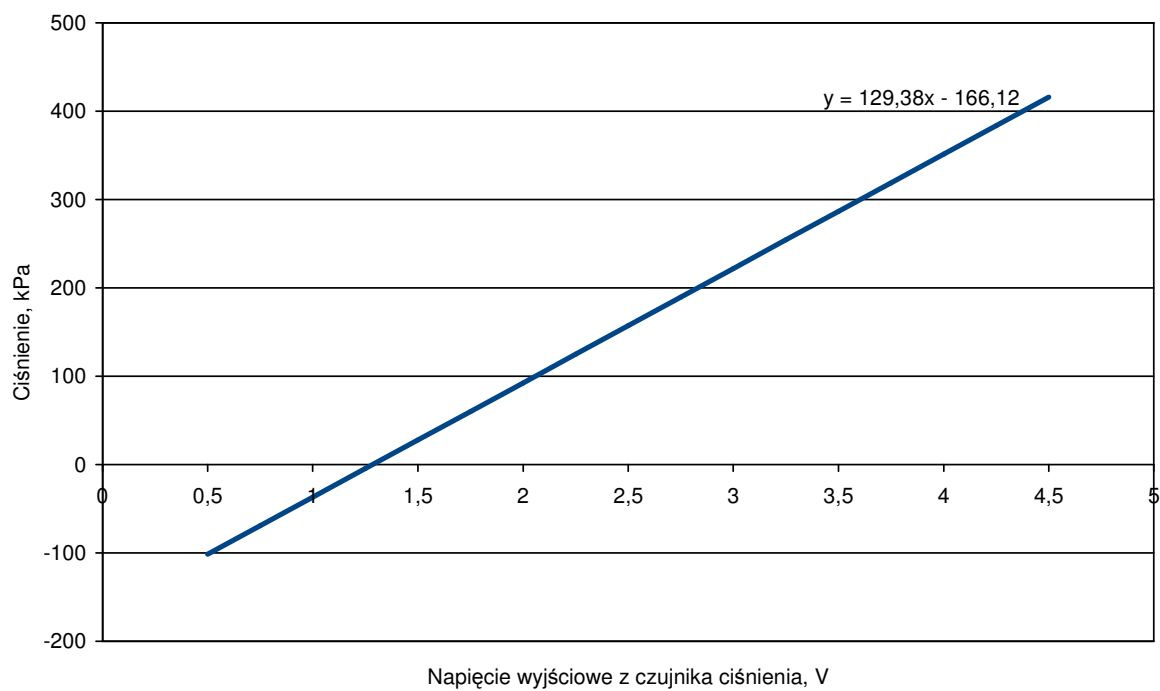
Rys. 2.4.13. Charakterystyka układu pomiaru temperatury spalin

Na silniku rozmieszczono również kilka czujników pomiaru ciśnienia. Jednak analizując wstępne dane pomiarowe [MBG11] stwierdzono, że przydatne do analizy stężenia NO_x w spalinach mogą być sygnały z czujników rozmieszczonych przed i za zaworem EGR. Dane z tych pomiarów, a dokładnie wyznaczona różnica tych ciśnień może być wykorzystana do określenia stopnia recyrkulacji czy też poziomu otwarcia zaworu EGR. Zdecydowano się na wykorzystanie czujników firmy AEM (Advanced Engine Management Inc.), specjalizującej się w produkcji różnego rodzaju czujników dla motoryzacji, o możliwości pomiaru ciśnienia do 500 kPa (rys. 2.4.14). Sygnał wyjściowy z czujnika mierzony jest w woltach, a po uwzględnieniu charakterystyki dostarczonej przez producenta (rys. 2.4.15) może wartość ta być przeliczona na odpowiadającą wartość ciśnienia wyrażoną w kPa. Miejsce i sposób montażu czujnika ciśnienia przedstawia rysunek 2.4.16.

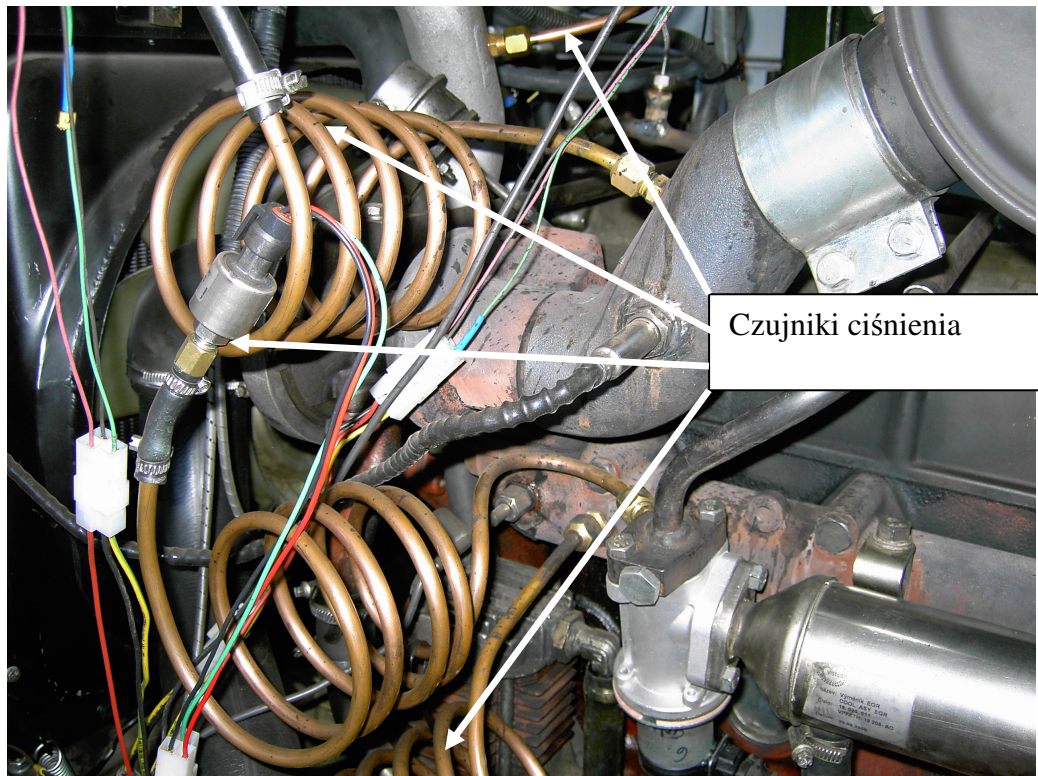


Rys. 2.4.14. Czujnik ciśnienia AEM P/N 30-2130-75 [AEM13]

Charakterystyka czujnika ciśnienia



Rys. 2.4.15. Charakterystyka czujnika ciśnienia [AEM13]



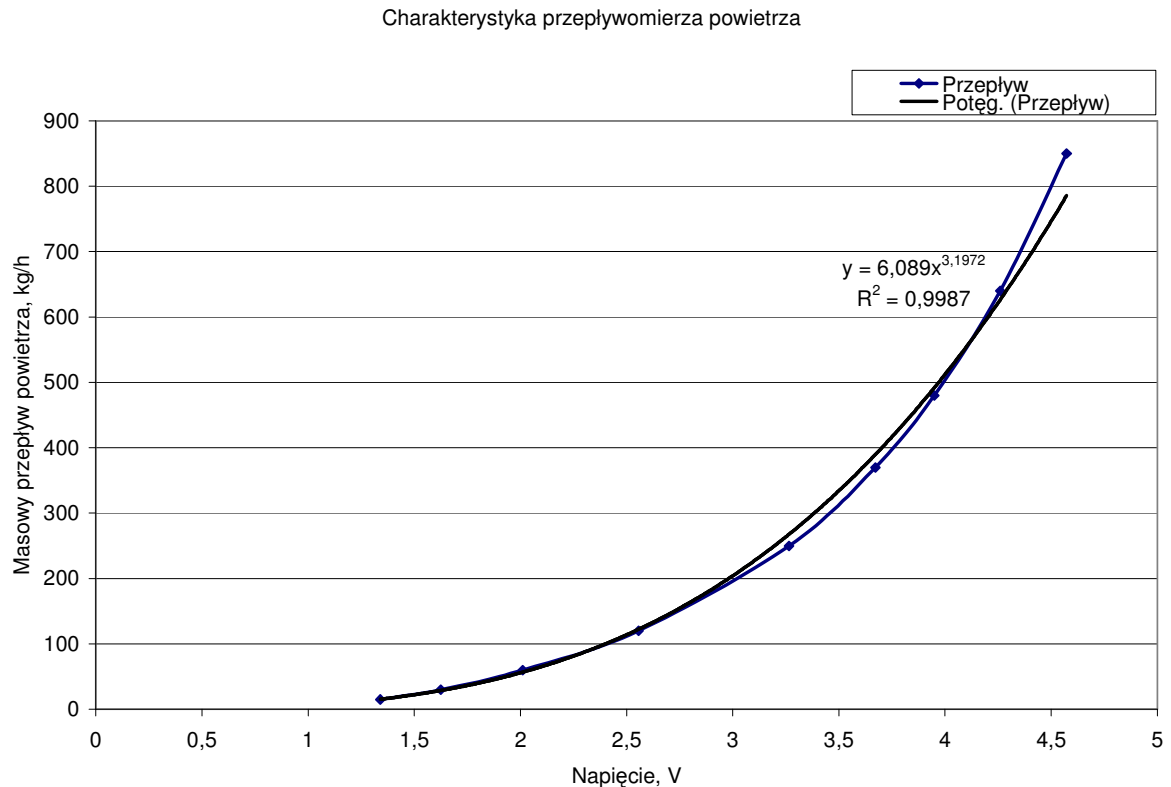
Rys. 2.4.16. Miejsce i sposób montażu czujników ciśnienia na silniku

Masa zasysanego powietrza do komory spalania silnika mierzona jest za pomocą przepływomierza powietrza (rys. 2.4.17). Na wyjściu tego czujnika dokonywany jest pomiar napięcia, a dopiero po uwzględnieniu jego charakterystyki może zostać obliczona masa zasysanego powietrza wyrażona w kilogramach na godzinę [kg/h]. Charakterystykę przepływomierza dostarczoną przez producenta oraz krzywą dopasowania i równaniem przedstawia rysunek 2.4.18. Miejsce i sposób montażu tego czujnika na silniku testowym przedstawiono na rysunku 2.4.5.



Rys. 2.4.17. Przepływomierz powietrza

2. System recyrkulacji spalin silnika spalinowego



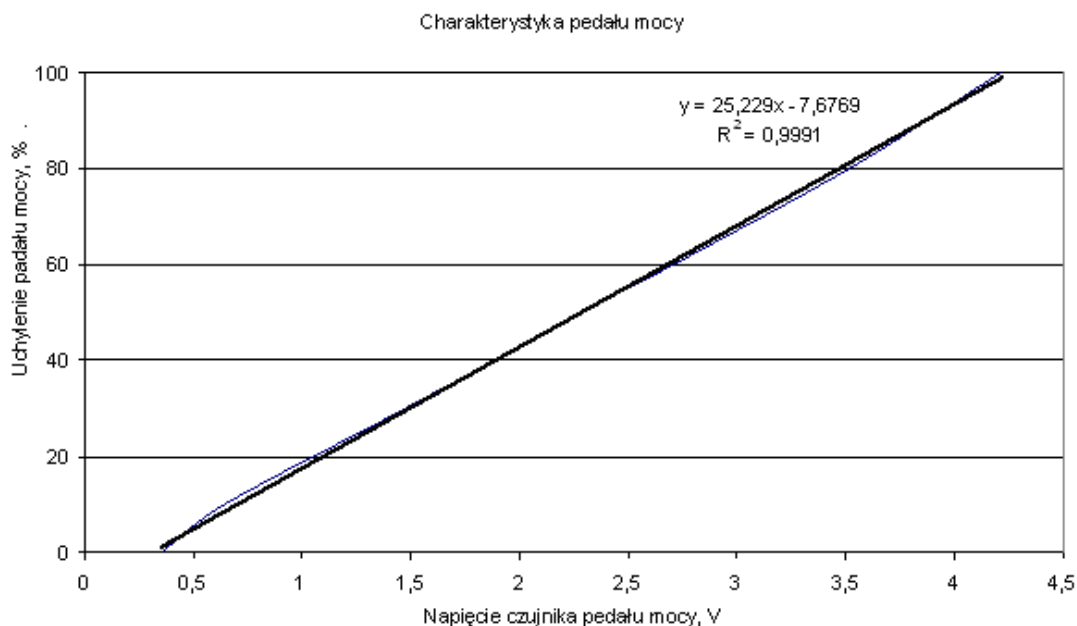
Rys. 2.4.18. Charakterystyka przepływomierza powietrza

Pedał mocy w układzie sterowania ECU silnika został zastąpiony specjalnym zadajnikiem (rys. 2.4.19). Stąd odczyt wartości uchylenia pedału mocy jest realizowany bezpośrednio z potencjometru o charakterystyce liniowej, sprzęgniętego z zadajnikiem mocy. Sygnał ten jest mierzony bezpośrednio w woltach, gdzie napięcie 0,4V odpowiada 0% uchylenia pedału, natomiast napięcie o wartości 4,4V świadczy o 100% wciśnięciu pedału mocy. Charakterystykę czujnika położenia pedału mocy wraz z krzywą dopasowania przedstawiono na rysunku 2.4.20.



Rys. 2.4.19. Zadajnik (pedał) mocy

2. System recyrkulacji spalin silnika spalinowego



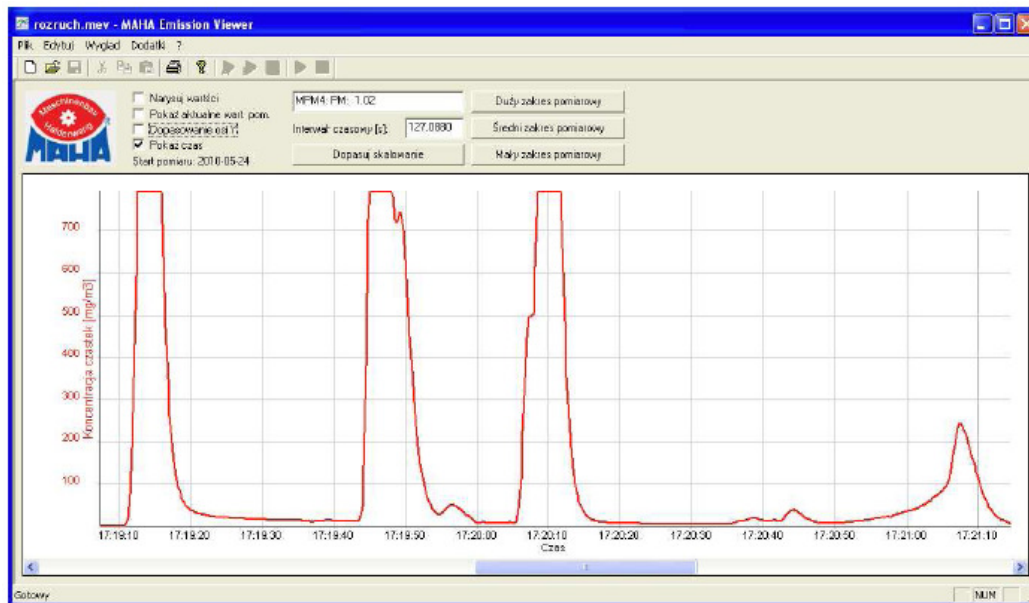
Rys. 2.4.20. Charakterystyka czujnika pedału mocy

Oprócz emisji tlenków azotu w spalinach silnika o zapłonie samoczynnym występują, jak już wcześniej wspomniano, również bardzo szkodliwe dla środowiska i zdrowia ludzi cząstki stałe PM (ang. **P**articulate **M**atter), czyli sadza. Związki te oddziałują głównie na układ oddechowy i są rakotwórcze. Zgodnie z literaturą [SBN08, GBM11] i przeprowadzonymi badaniami własnymi [BMGL11, Gra11] zwiększanie stopnia recyrkulowanych spalin obniża stężenie tlenków azotu NO_x , jednakże może to również powodować gwałtowny wzrost emisji cząstek stałych. Dlatego należy również podczas prac badawczych stale monitorować poziom emisji sadzy (PM). Do pomiaru stężenia tej substancji wybrano analizator MPM-4 firmy Maha (rys. 2.4.21). Jego zakres pomiarowy mieści się w przedziale od 0 do 800 mg/m^3 , a zastosowany w nim układ pomiarowy jest bardzo dokładny i wykrywa cząstki sadzy do wielkości $0,25 \mu\text{m}$.



Rys. 2.4.21. Miernik cząstek stałych Maha MPM-4

2. System recyrkulacji spalin silnika spalinowego



Rys. 2.4.22. Przykładowa zmiana stężenia cząstek stałych zarejestrowana za pomocą urządzenia MPM-4

Analizator cząstek stałych wyposażono również w specjalistyczne oprogramowanie pozwalające na zapis i wizualizację wyników, który przedstawiono na rysunku 2.4.22. Jednak z uwagi na opracowany własny system kontrolno-pomiarowy oparty na CRIO oprogramowanie to nie zostało wykorzystane w dalszej części niniejszej pracy, lecz sygnał z analizatora MPM-4 rejestrowany był bezpośrednio przez wspomniany system. Zbyt wysoki stopień recyrkulacji, tzn. zbyt duża ilość podawanych spalin z powrotem do komory spalania, może powodować, że silnik nie będzie pracować poprawnie, moc w wybranych punktach pracy będzie znacznie odbiegać od wartości nominalnej, a emisja cząstek stałych też może przekroczyć dopuszczalne poziomy. Dobrym sposobem na monitorowanie procesu prawidłowego spalania w silniku jest pomiar ciśnienia bezpośrednio w komorze spalania (rys. 2.4.24). Do takiego pomiaru służy specjalny zestaw firmy AVL, składający się z czujnika pojemnościowego GM12D oraz wzmacniacza ładunku AVL-6705 (rys. 2.4.23). Sygnał z czujnika jest odpowiednio wzmacniany i skalowany, a na wyjściu wzmacniacza dostępny jest sygnał napięciowy od 0V do 5V, który po odpowiednim przeliczeniu (uwzględniając nastawy wzmacniacza) można przeliczyć na ciśnienie w cylindrze wyrażone w MPa (rys. 2.4.25).

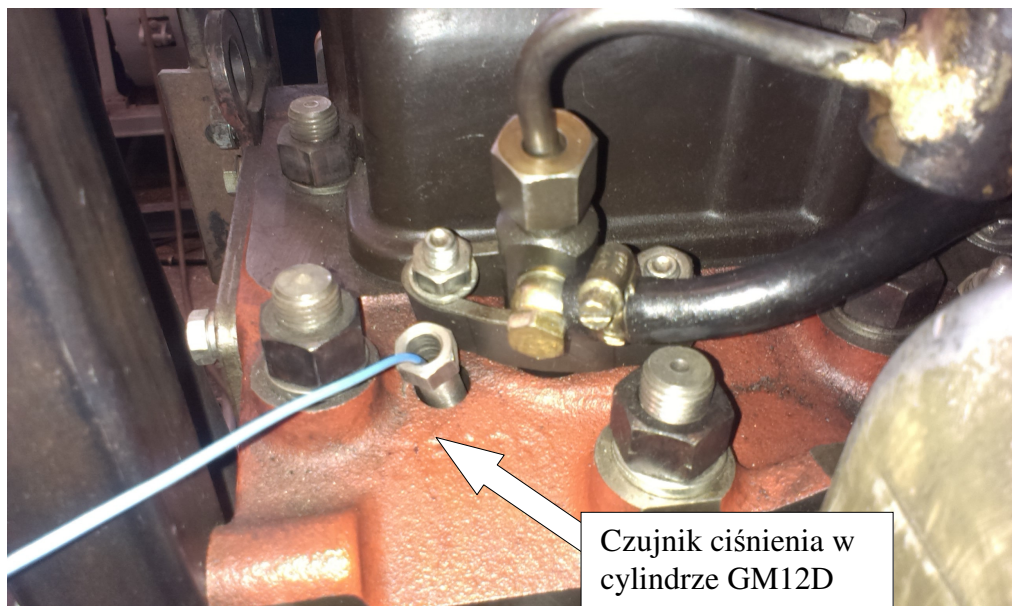
a)



b)

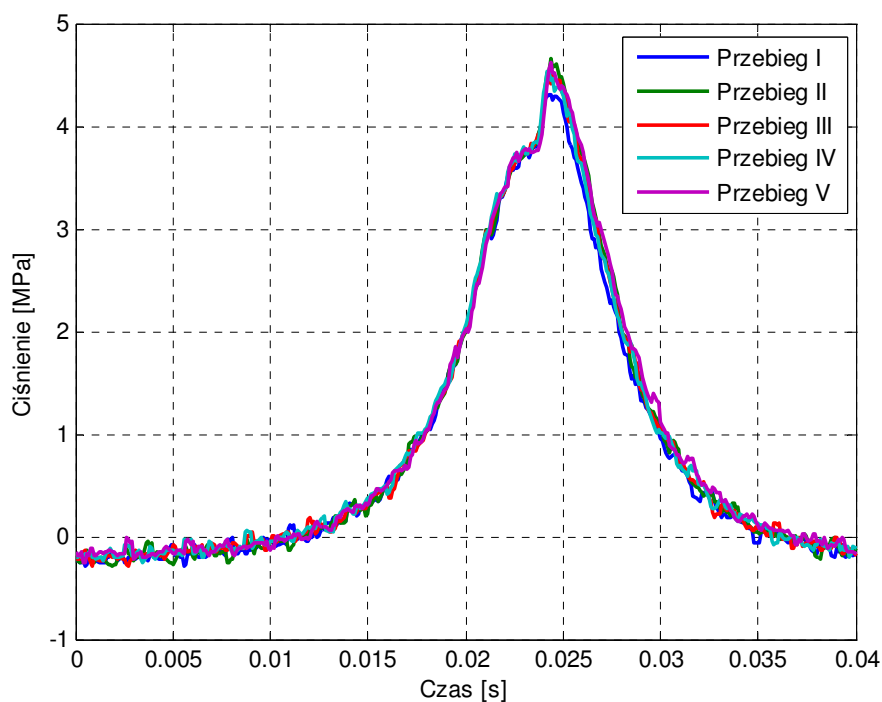


Rys.2.4.23 Zestaw do pomiaru ciśnienia wewnątrz cylindra:
a)wzmacniacz ładunku AVL-6705 , b) czujnik GM12D



Rys. 2.4.24. Sposób i miejsce montażu czujników ciśnienia

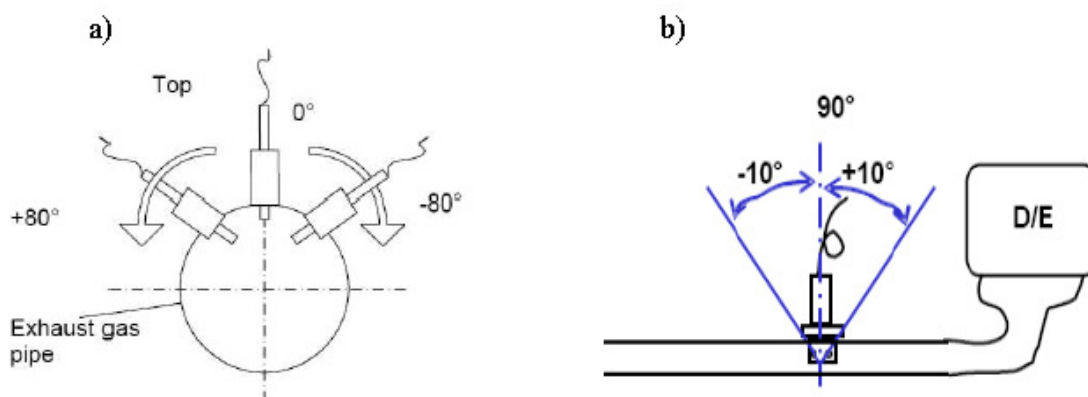
Wyniki analizy procesu spalania w cylindrze dla kilku cykli pracy tego cylindra pokazano na rysunku 2.4.25. Nakładając na siebie kilka cykli oraz cyklu, np. zarejestrowanego jako wzorcowego, można stwierdzić wszelkie odstępstwa od normy wyznaczonej przez wzorzec. Oczywiście niewielkie zmiany kształtowania się ciśnienia w cylindrze podczas procesu spalania są dopuszczalne, ale zbyt niskie ciśnienie lub jego gwałtowny przyrost w niekorzystnym miejscu (punkcie obrotu wału korbowego) może doprowadzić do zakłócenia prawidłowej pracy silnika, a nawet jego uszkodzenia. Dlatego tak ważnym aspektem podczas prowadzonych prac jest stały monitoring tego parametru. Dane z tego czujnika zapisywane są przez system pomiarowy na dysk z częstotliwością 10kHz.



Rys. 2.4.25. Zmiana ciśnienia podczas procesu spalania, porównanie kilku cykli

2.4.2. Pomiar stężenia tlenków azotu

Bardzo ważnym elementem układu pomiarowego, niezbędnym w procesie identyfikacji układu recyrkulacji spalin, jest zakupiony specjalny czujnik jakości spalania firmy Drivven służący do pomiaru stężenia tlenków azotu NO_x i tlenu O₂ w spalinach (rys. 2.4.28). Czujnik ten przypomina kształtem i budową standardową sondę lambda (pomiaru ilości tlenu) stosowaną w samochodach osobowych. Czujnik zamontowano tuż za tłumikiem (rys. 2.4.30) w pozycji zgodnej z zaleceniami producenta przedstawionym na rysunku 2.4.26.

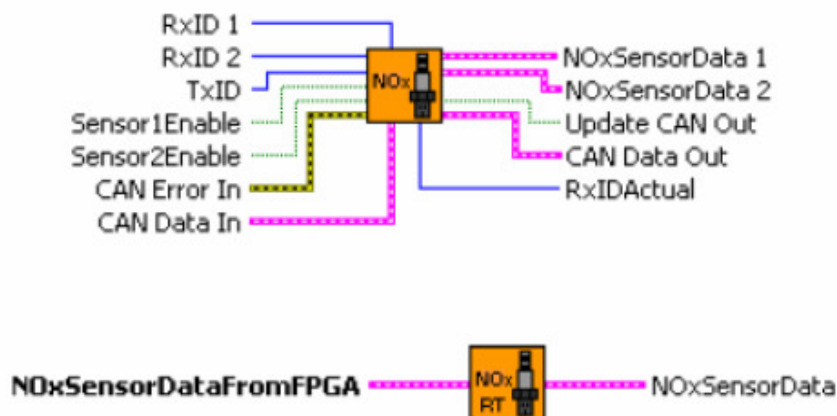


Rys. 2.4.26. Pozycja montażu sondy pomiarowej NO_x i O₂ [Dri13]

Dane pomiarowe z modułu sondy przesyłane są do urządzenia akwizycji danych (CompactRIO) za pomocą magistrali CAN. Elementem pośredniczącym w tej transmisji jest specjalistyczna karta NI 9853 firmy National Instruments, przeznaczona do transmisji danych zgodnie z protokołem magistrali CAN (rys. 2.4.29).

Szeroki zakres napięcia zasilania od 12V do 24V oraz kompaktowa budowa sprawia, że ten system pomiarowy ma szeroki zakres zastosowania. Można go stosować zarówno w dziedzinie motoryzacji dla silników z zapłonem samoczynnym, jak i z zapłonem iskrowym. Ponadto możliwe jest też zastosowanie tego typu toru pomiarowego w dziedzinach spoza motoryzacji, np. pomiar stężeń NO_x i O₂ w spalinach pieca przemysłowego.

Firma Drivven wraz z zakupioną sondą NO_x dostarczyła bibliotekę programu LabView do komunikacji za pomocą magistrali CAN (rys. 2.4.27). Biblioteka ta składa się 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 klastra przekazywane są dane zmierzone. Drugi blok RT służy do przetworzenia tego klastra na wartości rzeczywiste z czujnika NO_x wyrażane w ppm (z ang. **parts per million**).



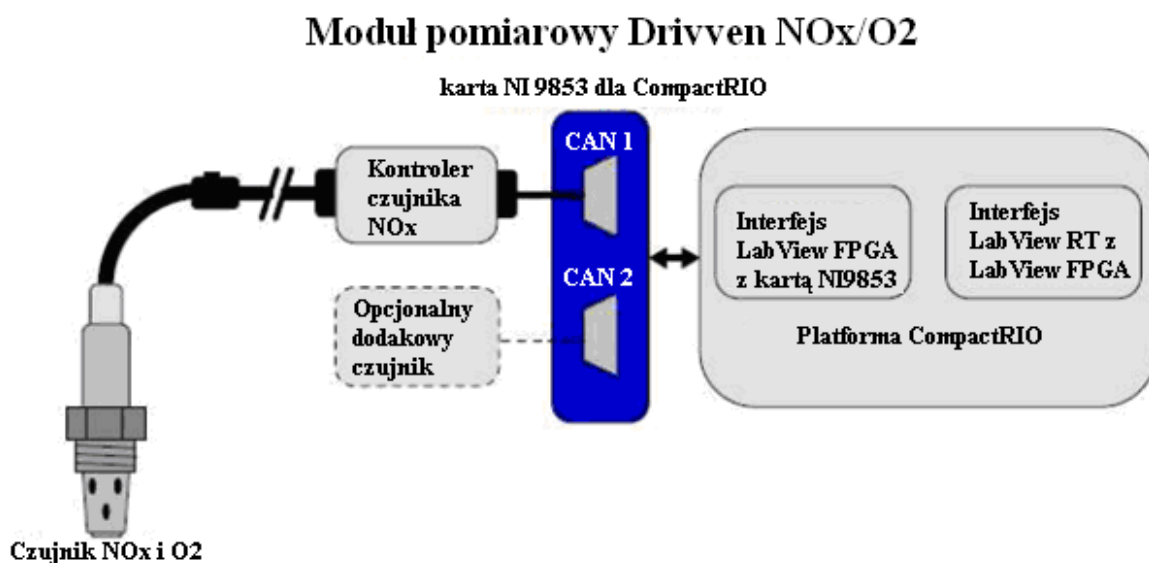
Rys. 2.4.27. Biblioteki do obsługi sondy NO_x dostarczone przez firmę Drivven [Dri13]

2. System recyrkulacji spalin silnika spalinowego

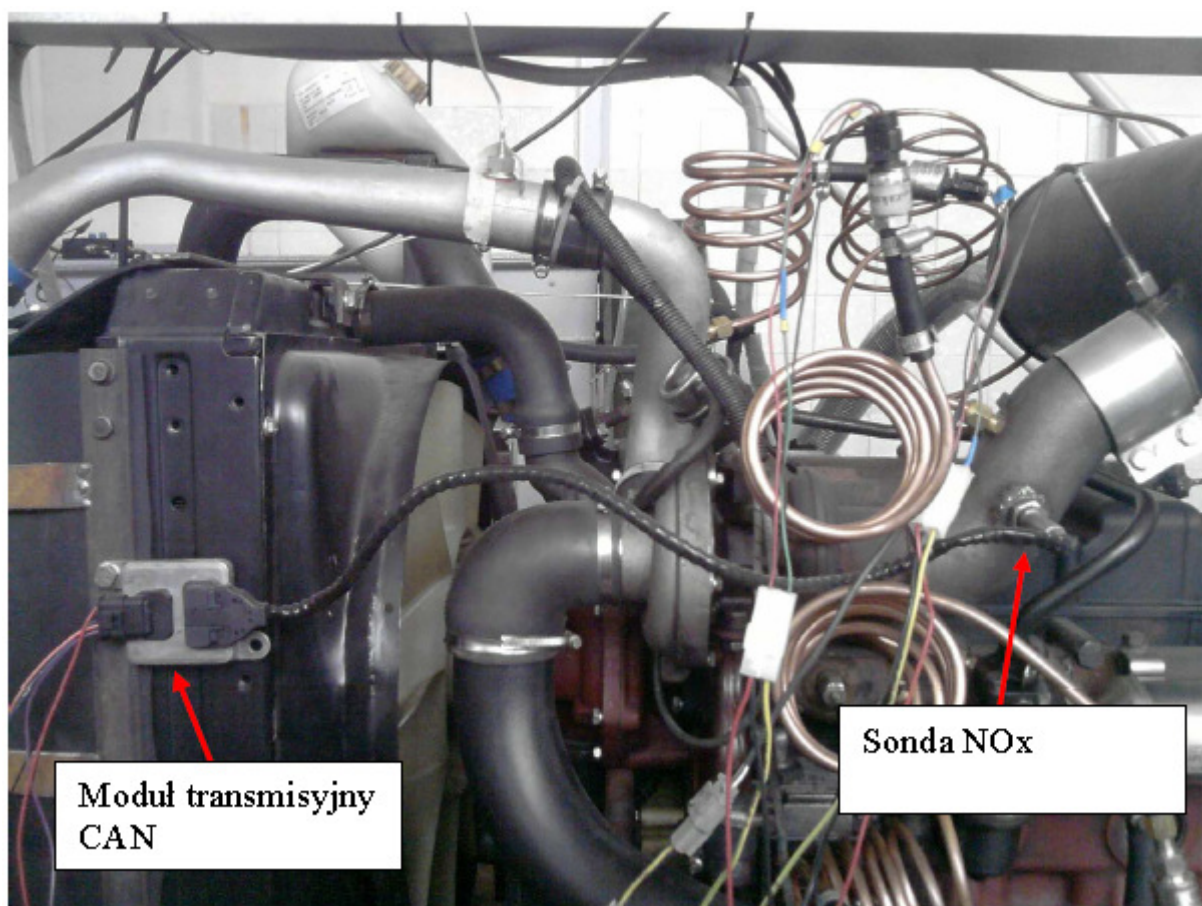
Dane pomiarowe zarejestrowane za pomocą tego czujnika posłużyły autorowi niniejszej pracy do estymacji parametrów modelu, jak i późniejszej weryfikacji uzyskanych modeli. Jednak należy również zwrócić uwagę na fakt, że zgodnie ze specyfikacją czujnika podaną przez producenta błąd pomiarowy sondy w zakresie emisji NO_x silnika typu Z-1505 wynosi 10%, a czas odpowiedzi mieści się w przedziale od 1300 ms do 1650 ms w zależności od zużycia sondy.



Rys. 2.4.28. Zestaw pomiarowy tlenków azotu NO_x oraz tlenu O_2 firmy DRIVEN [Dri13]



Rys. 2.4.29. Schemat sposobu przekazywania informacji [Dri13]



Rys. 2.4.30. Miejsce i sposób montażu czujnika tlenków azotu na silniku

Najważniejsze dane specyfikacyjne czujnika zebrano i zamieszczono w tabeli 2.4.2.

Tabela 2.4.2. Specyfikacja czujnika NO_x firmy DRIVEN [Dri13]

Typ wyjścia	Zakres pomiarowy	Dokładność	Czas odpowiedzi	Odświeżanie
NO _x	0 do 3000 ppm	dla 0ppm: ±10ppm dla 100 do 1500ppm: ±10% dla 1500 do 3000ppm: brak	1300ms (nowa) 1650ms (używana)	50ms
O ₂	-12 do 21 %	dla λ=0.9 : ±1,4% dla 13% (λ=2,65): ±0,32%	1000ms (nowa) 1300ms (używana)	

2.5. Narzędzia badawcze

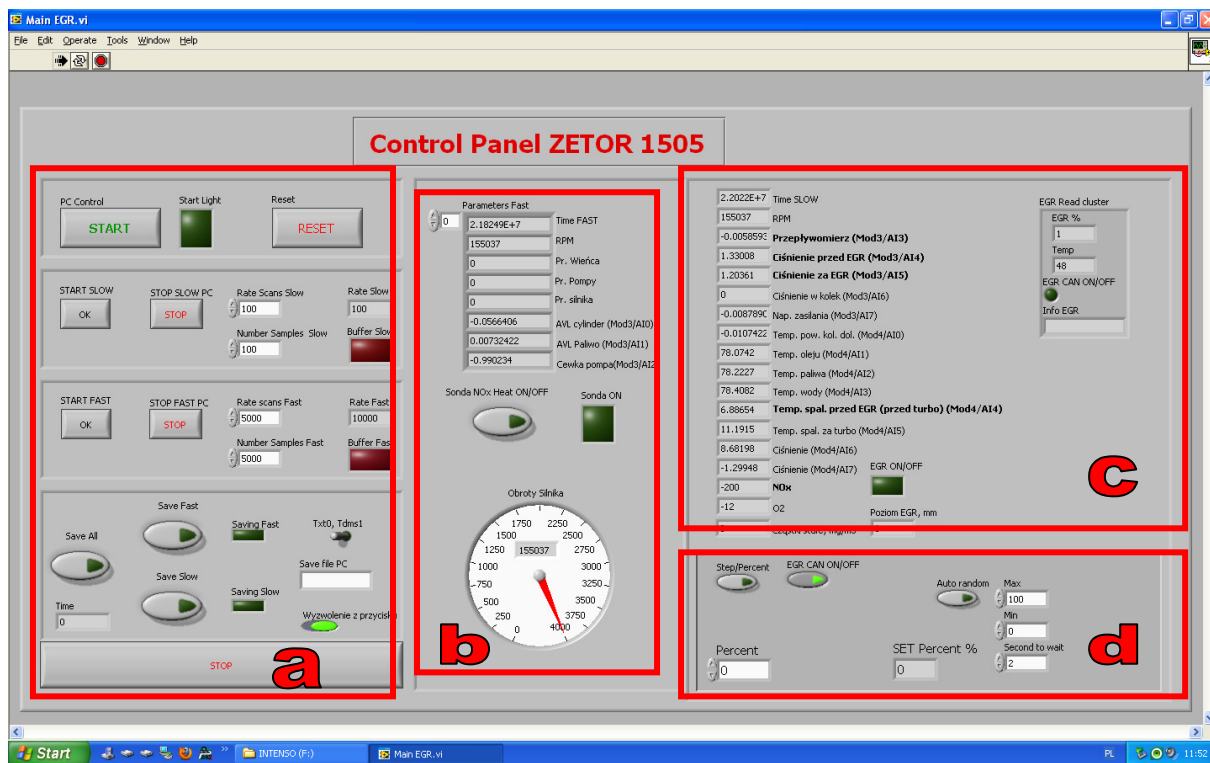
Rejestrowanie danych pomiarowych oraz sterowanie położeniem zaworu EGR zrealizowano za pomocą platformy CompactRIO (rys. 2.5.1). Jest to wysokowydajna wbudowana platforma sterowania i zbierania danych, oparta na systemie graficznym, przeznaczona dla zaawansowanych zastosowań. Platforma ta oparta jest na technologiach National Instruments LabVIEW FPGA i LabVIEW Real-Time, które zapewniają użytkownikowi możliwości definiowania i tworzenia niestandardowych systemów wbudowanych, przeznaczonych dla różnych gałęzi przemysłu - motoryzacyjnej, militarnej,

2. System recykulacji spalin silnika spalinowego

lotniczej, do sterowania urządzeniami przemysłowymi oraz prototypowania systemów wbudowanych. Platforma CompactRIO zapewnia doskonale możliwości sterowania, szybkość przetwarzania, pamięć operacyjną i pamięć masową w niewielkim, odpornym na wstrząsy opakowaniu [NaI13]. Poprawną pracą urządzenia CRIO zarządza specjalistyczna aplikacja napisana na potrzeby niniejszej pracy, której interfejs użytkownika przedstawiono na rysunku 2.5.2.



Rys. 2.5.1. Compact Rio (CRio) z kartami pomiarowymi i sterującymi



Rys. 2.5.2. Aplikacja sterująca działaniem układu CRIO

W aplikacji sterującej działaniem układu CompactRIO wyróżnić można cztery funkcje główne zaznaczone czerwonymi ramkami na rysunku 2.5.2. Część „a” odpowiedzialna jest za uruchomienie i komunikację aplikacji pracującej na komputerze klasy PC z układem CRIO. W tej części programu uzyskujemy również informację o stanie zapełnienia bufora z danymi, a w dolnej części zaznaczonego fragmentu użytkownik ma możliwość kontrolowania zapisu danych pomiarowych na dysk wewnętrzny urządzenia CRIO. Układ pomiarowy rejestruje dane pomiarowe z dwiema częstotliwościami 10KHz oraz 100Hz i zapisuje je do dwóch osobnych plików zsynchronizowanych ze sobą na podstawie zapisanego w pliku czasu. Zdecydowano się na zapis danych z dwiema różnymi częstotliwościami, gdyż

w silniku zachodzą procesy szybkozmiennie takie jak np. zmiany ciśnienia w cylindrze, odczyt prędkości obrotowej wału korbowego z czujników, zmiany prądów sterowania cewkami elektrozaworów pompy wysokiego ciśnienia, ale również mamy do czynienia z wolnozmiennymi zmianami wielkości fizycznych, jak np. zmiana temperatury, stężenia NO_x , stężenia PM itp. Konieczność próbkowania wybranych sygnałów z częstotliwością 10kHz jest podyktowana przez maksymalną prędkość obrotową silnika, która wynosi 2200 obr/min, co przekłada się na czas jednego obrotu wału korbowego, wynoszącego 0,027s. Aby dobrze odzwierciedlić np. przebieg ciśnienia wewnątrz cylindra, należy badać go przynajmniej co 1° lub 2° obroty wału korbowego. Wybrana częstotliwość pomiarowa pozwala na pomiar wybranych wielkości co ok. $1,3^\circ$ obrotu wału korbowego, co jest zupełnie wystarczające do prawidłowego odzwierciedlenia faktycznych warunków panujących w obiekcie. Zbyt wysoka zaś częstotliwość pomiarowa nie jest również korzystna ze względu na zapelnienie pamięci urządzenia pomiarowego, a dla procesu identyfikacji sygnały o zbyt małych różnicach (pobudzeniach), wpływają niekorzystnie na wynik estymacji modelu. Stąd zdecydowano się na zapis procesów wolnozmiennych z zdecydowanie mniejszą częstotliwością, bo 100Hz, która jednocześnie pozwoli na prawidłowe odzwierciedlenie zachodzących zjawisk, nie zajmuje zbyt wiele pamięci roboczej, a również w procesie identyfikacji będzie odpowiednio pobudzać model.

W części „b” zaznaczonej na rysunku 2.5.2 użytkownik ma dostęp do wielkości pomiarowych mierzonych z częstotliwością 10kHz, w dolnej części tego przedziału zamieszczono wyświetlacz wskazówkowy informujący o prędkości obrotowej silnika. Część „c” zaznaczona na tym samym rysunku - to widok danych pomiarowych wykonywanych z częstotliwością 100Hz. W tej ramce zamieszczono również blok wyświetlający informacje przesłane przez zawór regulacyjny, dotyczący jego pozycji i temperatury. Ostatnia część „d” to okno umożliwiające użytkownikowi ręczne sterowanie zaworem regulacyjnym systemu recyrkulacji spalin. W tym bloku użytkownik ma możliwość wyboru kroku zaworu, bądź też może włączyć funkcję losowego wyboru kroku w zadanych odstępach czasu. Funkcja ta jest przydatna w procesie gromadzenia danych do identyfikacji obiektu, uzyskuje się dzięki takiemu losowemu wybieraniu kroków stosunkowo duże pobudzenie obiektu, wyniki działania tej funkcji zaprezentowano w dalszej części niniejszej pracy.

Podczas prac nad tym systemem kontrolno-pomiarowym zwrócono szczególną uwagę, by nie zakłócić prawidłowej pracy samej jednostki napędowej. Z uwagi na fakt, że jest to już jednostka napędowa będąca w bieżącej produkcji i eksploatacji od kilku lat, niemożliwa jest ingerencja w wewnętrzną konstrukcję silnika. W związku z tym skoncentrowano się na modyfikacji układu recyrkulacji spalin, wymagających jedynie ingerencji w osprzęt zewnętrzny silnika. Uzyskanie rozwiązania ekonomicznie uzasadnionego wymaga, aby modyfikacja elementów będącego w eksploatacji silnika charakteryzowała się względnie niskim kosztem, a równocześnie wykazywała dużą niezawodność. Tylko takie podejście pozwoli zachęcić użytkowników do modyfikacji swych taborów, dzięki czemu można będzie zmniejszyć negatywny wpływ emisji silników o zapłonie samoczynnym na środowisko i zdrowie społeczeństwa. Z uwagi na ten fakt zdecydowano się na podjęcie próby zrezygnowania ze stosunkowo drogiego specjalistycznego zintegrowanego czujnika tlenków azotu i tlenu, a zastąpienie go szeroko rozpowszechnionymi w motoryzacji czujnikami temperatury, prędkości obrotowej oraz przepływu powietrza, współpracującymi z opracowanym modelem matematycznym, przez co oczekuje się szybszej odpowiedzi o emitowanym stężeniu NO_x . Niektóre z wymienionych podzespołów (np. czujnik prędkości obrotowej czy przepływomierz powietrza) mogą być częścią fabrycznego systemu, co może wpłynąć na dalsze obniżenie kosztów. Dzięki analizie sygnałów z zaproponowanych czujników i zastosowaniu modelu matematycznego oczekuje się uzyskania informacji o własnościach ekologicznych silnika o zapłonie samoczynnym. Tak więc zastąpienie

2. System recyrkulacji spalin silnika spalinowego

zintegrowanego czujnika NO_x/O_2 należy rozumieć jako próbę uzyskania informacji o emisji substancji szkodliwych silnika z analizy informacji z innych proponowanych czujników, mierzących wielkości fizyczne, niezwiązane bezpośrednio z emisją.

3. Identyfikacja obiektów sterowania – przegląd selektywny

Identyfikacja obiektów dynamicznych, w szczególności obiektów sterowania, jest złożonym zagadnieniem teoretycznym i praktycznym, które doczekało się niezwykle obszernej dokumentacji literaturowej. Podany tu przegląd literatury jest przeglądem selektywnym, ograniczonym do praktyki identyfikacji pewnej klasy nieliniowych systemów dynamicznych [Stan04, Zie05, Eyk80, Bie97, IsM11, Lju09, Kas02]. Niniejszy rozdział ograniczono do wskazania najważniejszych problemów praktycznych, związanych z identyfikacją naszego specyficznego obiektu sterowania, jakim jest układ recyrkulacji spalin silnika.

Identyfikacja własności dynamicznych obiektów sterowania jest zadaniem złożonym, które w dużym uproszczeniu można określić jako konstrukcję „optymalnego”, w sensie pewnego kryterium (najczęściej matematycznego), modelu matematycznego obiektu w oparciu o zebrane z obiektu dane eksperymentalne [Gór06, Świ09, MaN83, SoS97].

Identyfikacja jest w rzeczywistości skomplikowanym zadaniem wieloetapowym, obejmującym następujące problemy [GaW08, Nel01, DaS91, Lan09]:

- 1) cel identyfikacji,
- 2) ogólna charakteryzacja obiektu i jego otoczenia,
- 3) wybór klasy modelu,
- 4) organizacja eksperymentu,
- 5) estymacja parametrów modelu (identyfikacja parametryczna),
- 6) walidacja/weryfikacja modelu.

Omówimy pokrótce poszczególne etapy zadania identyfikacji parametrycznej, najczęściej w praktyce stosowanej i także wykorzystanej w niniejszej pracy. Ograniczymy się także do rozważania procesów fizyko-chemicznych, chociaż identyfikacja może z powodzeniem być stosowana dla wielu innych klas procesów, np. biologicznych, medycznych, socjologicznych, finansowo-ekonomicznych, zarządzania.

Cele identyfikacji mogą obejmować:

- 1) modelowanie, symulację, optymalizację i projektowanie procesu fizyko-chemicznego dla wskazania jego „najlepszych”, „optymalnych” własności; można tu mówić o celu „poznawczo-symulacyjno-optymalizacyjno-projektowym”, reprezentowanym np. w zadaniach optymalizacji i projektowania maszyn elektrycznych [KMŁ11, WŁJ03, OBD05, NRP00],
- 2) diagnostyka procesu/systemu [Żół96, BTT06],
- 3) prognozowanie/predykcja zachowania procesu [Man08, LMR03, CaB04], często w powiązaniu z powyższym celem 2, a także poniższym celem 4,
- 4) sterowanie przebiegiem procesu [WeM95, YUN10, LaO01].

Identyfikacja dla celów sterowania procesem, rozważana w niniejszej pracy, jest najtrudniejszym z powyższych zadań, głównie z uwagi na fakt, iż sterowanie komputerowe

złożonymi procesami odbywa się on-line w czasie rzeczywistym. Faktycznie, wykorzystanie komputera sterującego do jednoczesnej identyfikacji obiektu sterowania on-line w czasie rzeczywistym przedstawia bardzo trudne wyzwanie zarówno w sensie teorii, jak i praktyki sterowania komputerowego [AsW96, Lug11, KAA12, Rav00, SiR91].

Drugim etapem identyfikacji, w szczególności dla celów sterowania, jest ogólna charakterystyka obiektu sterowania i jego otoczenia. Po ogólnym opisie technologii procesowej należy wyróżnić wielkości wejściowe i wyjściowe obiektu, a także opisać zakłócenia mierzalne i niemierzalne. Wstępne wnioski w zakresie możliwej niestacjonarności obiektu i jego zakłóceń są tu bardzo wskazane, podobnie jak wstępne uwagi odnośnie do możliwej nieliniowości obiektu. W naszym przypadku opis procesu spalania w silniku spalinowym (rozdział 4) sugeruje przyjęcie modelu nieliniowego oraz uwzględnienie niestacjonarności obiektu i jego zakłóceń.

Trzecim etapem identyfikacji jest wybór klasy modelu dla celów sterowania. W naszym przypadku, zaproponowany najpierw nieliniowy model statyczny procesem spalania (rozdział 4) będzie efektem intuicji inżynierskiej, wiedzy eksperckiej, powstałym metodą prób i błędów w wyniku ogromnej liczby eksperymentów. Jest to model uproszczony, którego wyjściem jest estymator stężenia NO_x , wielkości procesowej związanej z zadaniem sterowania sformułowanym w rozdziale 4.

Natomiast zaproponowany później nieliniowy model dynamiczny, stanowiący kombinację liniowego filtru Laguerre'a i nieliniowego modelu Hammersteina (rozdział 4), wynika z wiedzy eksperckiej twórców modelu [Lat04, SHL08, StHL08], a także wstępnych eksperymentów symulacyjnych przeprowadzonych porównawczo z udziałem innych modeli dynamicznych, np. liniowego modelu ARX (z *ang. Autoregressive with exogenous input*) i nieliniowego modelu Wienera. Zaproponowany model nieliniowy, tj. model Hammersteina, jest relatywnie prosty obliczeniowo, co także miało wpływ na jego wybór, zwłaszcza w świetle jego możliwego wykorzystania w algorytmie sterowania predykcyjnego [Stan04, LMR03].

Czwartym etapem identyfikacji jest organizacja eksperymentu [Bie97, LHS06]. Wyróżniamy tu eksperyment czynny i bierny. W eksperymencie czynnym [Lug11, ABG10, PoS04, ZSK91] na wejście obiektu podawany jest sygnał arbitralny, różny od normalnego sygnału sterującego obiektem w układzie zamkniętym. Eksperyment czynny przeprowadzany jest zatem w układzie otwartym (z punktu widzenia sterowania), co jest korzystne z punktu widzenia dokładności identyfikacji, lecz niekorzystne z punktu widzenia zadania sterowania. W eksperymencie biernym, sygnałem pobudzającym wejście obiektu jest normalny sygnał sterujący w układzie zamkniętym, co jest korzystne z punktu widzenia celu sterowania, ale wymaga wydzielenia okresów silnego pobudzenia (z *ang. persistent excitation*), np. w przypadku dużych zakłóceń lub zmiany wartości zadanej, w celu zbierania danych użytecznych dla identyfikacji [Rao06, SYW91, SFC97].

W naszym przypadku, zarówno do konstrukcji modelu statycznego, jak i dynamicznego korzystaliśmy z eksperymentu czynnego. Jest to korzystne dla dokładności identyfikacji, ale wynikało także z faktu, iż nie dysponujemy jeszcze algorytmem sterowania w układzie zamkniętym.

Piątym etapem identyfikacji jest estymacja parametrów modelu. Zaproponowane parametryczne modele statyczny i dynamiczny stanowiły modele jakościowe. Estymacja parametrów tych modeli prowadzi do uzyskania modeli ilościowych, z konkretnymi wartościami estymat parametrów otrzymanymi np. metodą najmniejszych kwadratów [DiU79, OgS12]. W przypadku modelu statycznego, minimalizacja kryterium najmniejszych kwadratów odbywa się w sposób numeryczny. Natomiast w przypadku modelu dynamicznego, możliwego do przedstawienia w formie liniowej względem parametrów (z *ang. linear-in-the-parameters*), estymator nieznanych parametrów ma postać analityczną

i obliczany jest rekursywnie [StL05, Bar74], co znacznie zmniejsza obciążenie obliczeniowe algorytmu estymacji.

Należy podkreślić, że metoda najmniejszych kwadratów jest najpopularniejszą, często najprostszą obliczeniowo metodą estymacji parametrów. W literaturze przedmiotu spotkać można wiele innych metod, np. metoda uogólnionych/rozszerzonych najmniejszych kwadratów [CCK09, XiD92], metoda największej wiarygodności [SoS97, Syd88], metoda zmiennej instrumentalnej [Mzy01, StS82]. Największą zaletą metody najmniejszych kwadratów jest możliwość analitycznego rozwiązania zadania minimalizacji kryterium estymacji w przypadkach, gdy równanie regresji (dla wyjścia modelu) da się przedstawić w formie liniowej względem parametrów.

Wyżej wspomniane metody mogą być sformułowane w dziedzinie czasu lub w dziedzinie częstotliwości. Ponieważ ta druga formułacja jest bardziej złożona obliczeniowo, w niniejszej pracy rozważono wersję metody najmniejszych kwadratów w dziedzinie czasu.

Szóstym etapem identyfikacji jest walidacja/weryfikacja modelu ilościowego. W przypadku modelu statycznego walidacja/weryfikacja odbywa się na podstawie porównania błędów średniokwadratowych wyjścia modelu względem wyjścia obiektu. Natomiast w przypadku modelu dynamicznego wstępna walidacja odbywa się poprzez ocenę liczby uwarunkowania (*z ang. condition number*) macierzy kowariancyjnej, a następnie porównania błędów średniokwadratowych wyjścia modelu względem wyjścia obiektu.

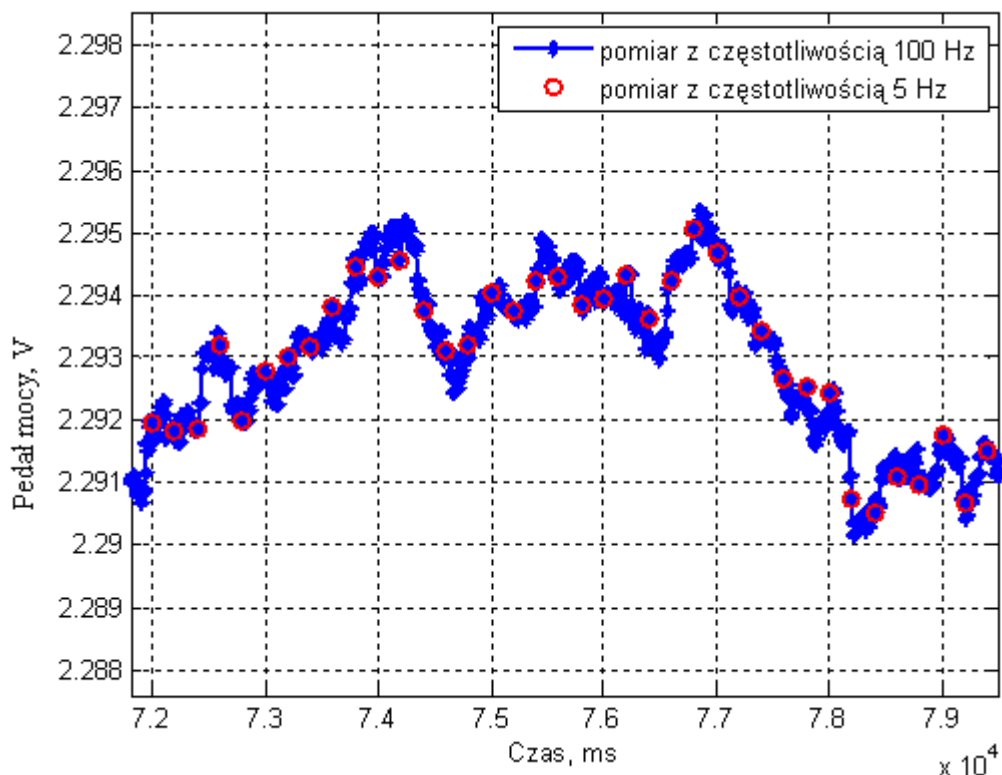
Należy podkreślić, że końcowym wskaźnikiem adekwatności modelu ilościowego jest jakość sterowania w oparciu o ten model. Taka weryfikacja modelu ilościowego będzie możliwa dopiero po skonstruowaniu algorytmu sterowania procesem w układzie zamkniętym.

4. Identyfikacja systemu recyrkulacji spalin

Budowa modelu matematycznego, opisującego pewne właściwości obiektu i jego zachowanie się przy różnych wymuszeniach, wymaga przeprowadzenia procesu identyfikacji. Aby na podstawie zarejestrowanych wielkości móc estymować poziom emisji tlenków azotu, należy przeprowadzić identyfikację systemu przy odpowiednich znanych wymuszeniach (identyfikacja czynna). Analizując poszczególne tory wejście-wyjście oraz dostępne pomiarowo zakłócenia mierzalne, można wybrać klasę modelu, a na podstawie zebranych informacji zbudować model matematyczny opisujący zależności między poszczególnymi zarejestrowanymi sygnałami, a mierzonym stężeniem NO_x . Taki proces nazywany jest identyfikacją off-line, gdzie wcześniej zarejestrowane dane pomiarowe poddawane są pewnej obróbce, ale już poza procesem, z którego zostały zarejestrowane. Jest to stosunkowo wygodny i bezpieczny sposób identyfikacji, gdyż nie ma bezpośredniej ingerencji w proces, przez co nie ma możliwości zakłócenia prawidłowej pracy obiektu. W niniejszym rozdziale omówiono wybrane sygnały pomiarowe, które służą do identyfikacji układu i weryfikacji wybranego modelu. Opisano również wykorzystane w procesie identyfikacji filtry. W końcowej części przedstawiono wybrane modele matematyczne opisujące system recyrkulacji spalin oraz przedstawiono wyniki weryfikacji tych modeli.

4.1. Analiza i specyfikacja sygnałów pomiarowych

Ważnym aspektem podczas pomiarów sygnałów za pośrednictwem czujników wraz z przetwornikami jest określenie właściwej częstotliwości próbkowania oraz odpowiednia filtracja sygnałów. Nieodpowiednie dopasowanie tych parametrów może skutkować znacznymi przekłamaniami estymowanego sygnału. System pomiarowy pozwala na pomiar wybranych sygnałów z częstotliwością do 10 kHz, jednak tak ogromna ilość danych z czujników nie jest wymagana. Należy wziąć pod uwagę, że stałe czasowe niektórych wykorzystanych czujników są znacznie większe, stąd tak częsty pomiar nie ma uzasadnienia. Zdecydowano się na pomiar i rejestrację do pliku wybranych wielkości z częstotliwością 100 Hz, która pozwala w zupełności opisać zjawiska zachodzące w silniku podczas jego pracy. W trakcie przeprowadzonych testów z różnymi modelami stwierdzono jednak, że zgromadzone dane z częstotliwością 100 Hz nie zmieniają się wystarczająco mocno, tzn. model nie jest zbyt mocno pobudzany. W wyniku tej analizy zdecydowano się jeszcze na zmniejszenie częstotliwości pomiarowej do 5 Hz. Redukcję danych i jej uzasadnienie dobrze obrazuje rysunek 4.1.1. Zakres zmienności utraconych danych jest na poziomie tysięcznych części wartości pomiarowych, co stanowi granicę błędu systemu pomiarowego.



Rys. 4.1.1. Redukcja częstotliwości próbkowania

Ponadto z uwagi na fakt, że mierzone wartości z czujników mieszczą się w szerokim zakresie wartości, tzn. napięcie z pedału mocy mieści się w przedziale wielkości od 0V do 5V, a prędkość obrotowa mieści się w przedziale od 800 obr/min do 2200 obr/min, konieczne jest zastosowanie normalizacji sygnałów. Jest to ważny zabieg w procesie identyfikacji, aby wszystkie sygnały miały podobne zakresy zmienności, a wybrany model nie faworyzował sygnałów z wyższym zakresem wartości. Do celu identyfikacji przyjęto, że każda wartość pomiarowa to iloraz wartości zmierzonej oraz wartości normalizacyjnej (4.1.2). Wartości normalizacyjne wyznaczono na podstawie badań wstępnych, gdzie przyjęto zasadę, że wartość normalizacyjna X_n danego sygnału X obliczana jest na podstawie wzoru:

$$X_n = 0,75 \cdot X_{\max}; \quad (4.1.1)$$

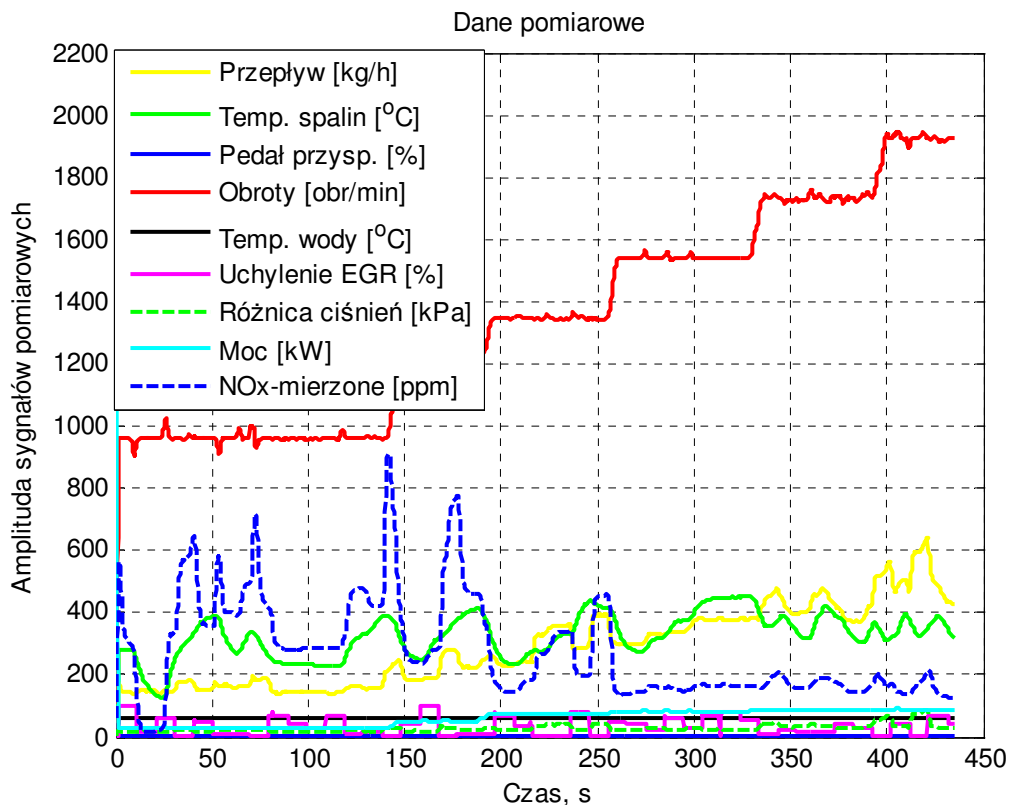
gdzie X_{\max} jest maksymalną możliwą wartością sygnału zarejestrowana w trakcie testów lub wartością fizycznie ograniczoną. Współczynnik 0,75 został wyznaczony na podstawie znacznej liczby przeprowadzonych eksperymentów identyfikacyjnych.

Sygnał znormalizowany x wchodzący do modelu obliczany jest jako:

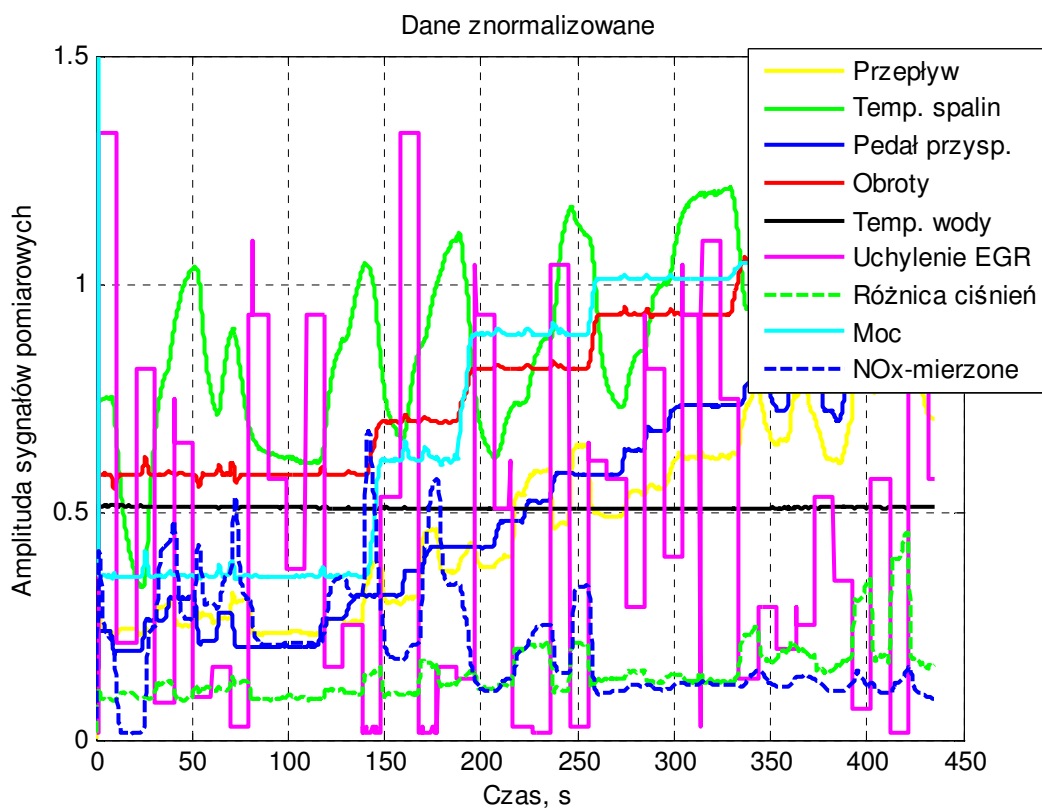
$$x = \frac{X}{X_n}; \quad (4.1.2)$$

Poniższe rysunki (rys. 4.1.2 oraz rys. 4.1.3) przedstawiają odpowiednio dane zarejestrowane przez system pomiarowy oraz te same dane po procesie normalizacji.

4. Identyfikacja systemu recyrkulacji spalin



Rys. 4.1.2. Dane pomiarowe zarejestrowane przez system pomiarowy



Rys. 4.1.3. Dane pomiarowe znormalizowane

4. Identyfikacja systemu recyrkulacji spalin

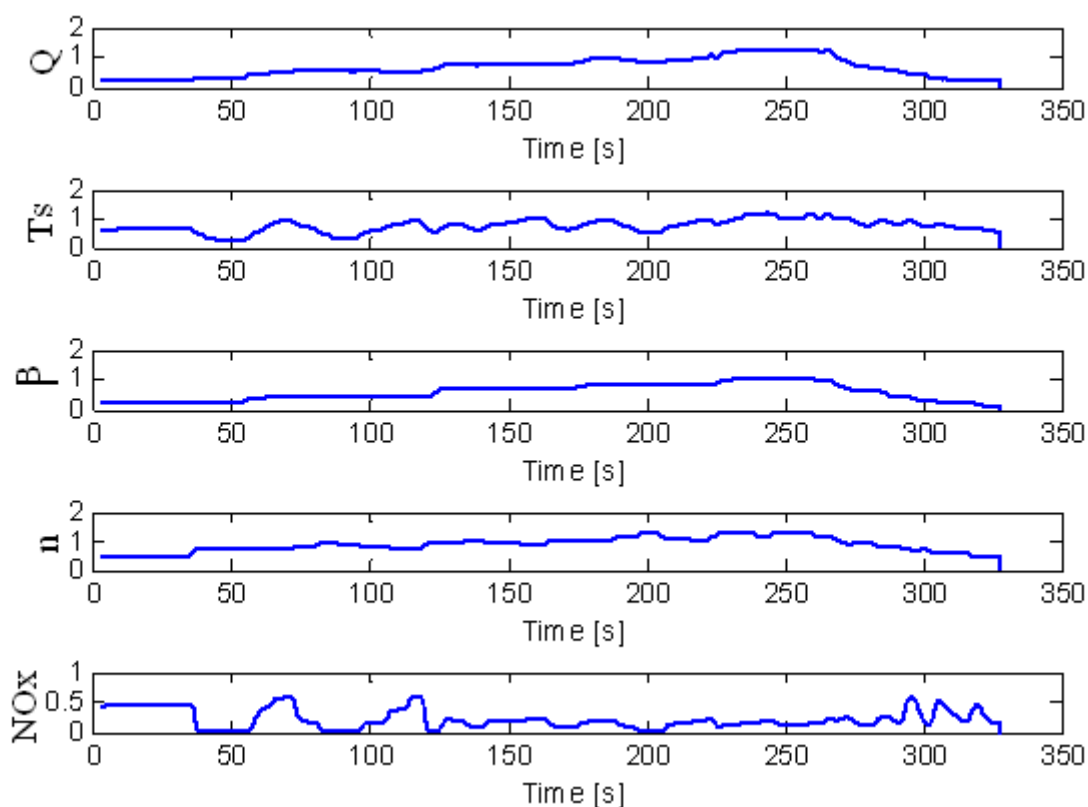
Jak to opisano w rozdziale 2.4 na silniku rozmieszczono szereg dodatkowych czujników mierzących różne wielkości. W trakcie analizy uzyskanych wyników badań stwierdzono, że można ograniczyć ilość analizowanych danych wejściowych, by móc estymować stężenie tlenków azotu w danym punkcie pracy silnika o zapłonie samoczynnym. Zdecydowano się na wybranie wielkości pomiarowych, które wynikają bezpośrednio z modelu fizykochemicznego. Dla przykładu w analizowanym układzie:

- położenie pedału mocy ma bezpośredni wpływ na dawkę wtryskiwanego paliwa do komory spalania silnika,
- sygnał przepływu powietrza z przepływomierza informuje o ilości zasassanego powietrza do komory spalania,

co w połączeniu z czujnikiem prędkości obrotowej i czujnikiem temperatury spalin wyznacza obciążenie silnika.

W oparciu o tak wybrane sygnały pomiarowe wielkości procesowych zbudowano model emisji tlenków azotu silnika spalinowego o zapłonie samoczynnym.

Zarejestrowane w jednym z wybranych testów (uwzględniających zmienne warunki pracy silnika) oraz znormalizowane sygnały z poszczególnych czujników zostały przedstawione na rysunku 4.1.4. Na przedstawionym poniżej rysunku sygnał przedstawiający stężenie tlenków azotu został zarejestrowany za pomocą monolitycznego czujnika tlenków azotu i tlenu firmy DRIVEN. Sygnał ten posłuży również do weryfikacji zbudowanych modeli.



Rys. 4.1.4. Przebieg parametrów pracy silnika w wybranym teście

Q – sygnał z przepływomierza powietrza,

T_s – temperatura spalin,

β – pedał mocy,

n – prędkość obrotowa silnika,

NO_x – stężenie tlenków azotu zarejestrowane przez czujnik NO_x .

4.2. Model statyczny emisji tlenków azotu silnika bez recyrkulacji spalin

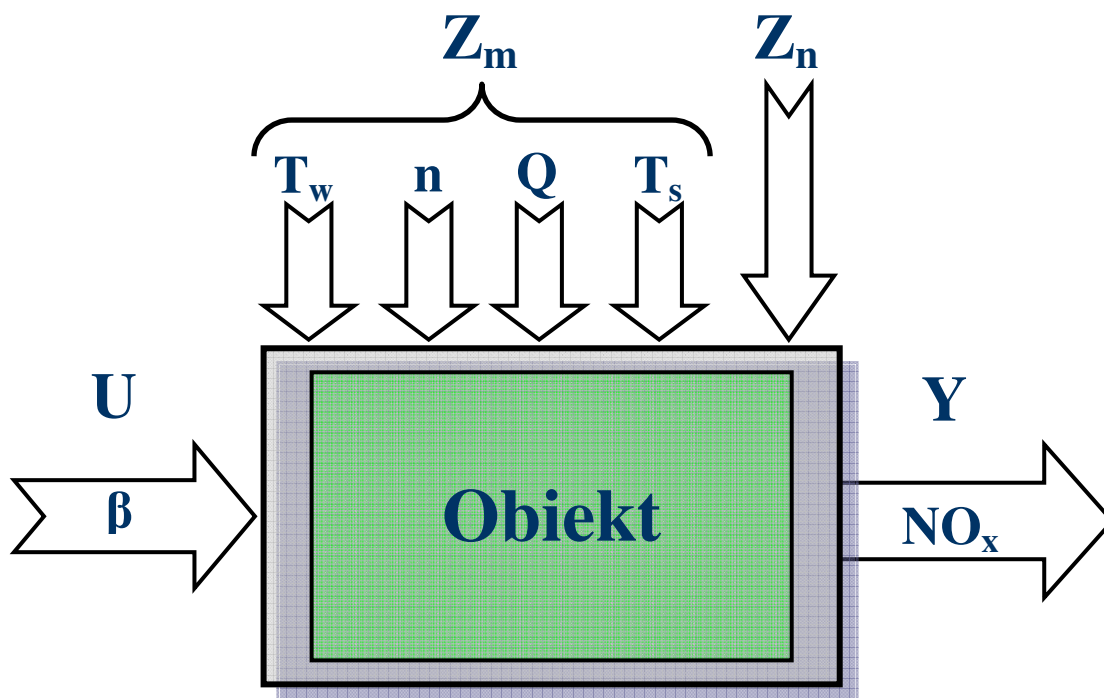
Analizując wyniki pomiarów sygnałów silnika w różnych testach oraz analizując prace różnych instytutów badawczych na świecie [SSZ07, KiN05, GMB08], autor niniejszej pracy podjął próbę budowy statycznego modelu matematycznego emisji tlenków azotu silnika o zapłonie samoczynnym. Mając na uwadze zalecenia dotyczące konstrukcji niskonakładowego systemu sterowania systemem recyrkulacji spalin, w pracy opracowano algorytm estymacji NO_x , zamiast jego pomiaru. To trudne wyzwanie, zmierzające do wyeliminowania czujnika NO_x , będzie realizowane w dwóch etapach, najpierw bez uwzględniania recyrkulacji spalin, a następnie z uwzględnieniem recyrkulacji spalin.

Analizując silnik spalinowy, a dokładniej jego emisję NO_x , przyjęto model typu "jedno wejście, jedno wyjście", (z ang. **Single Input Single Output - SISO**), z wieloma zakłóceniami mierzalnymi oraz oddziaływanymi na obiekt zakłóceniami niemierzalnymi. Zakłóceniami niemierzalnymi mogą być w kontekście emisji NO_x między innymi obciążenie silnika, wilgotność zasysanego powietrza, ciśnienie atmosferyczne powietrza otoczenia, a także jakość i skład paliwa. Wymienione wielkości niemierzalne mają wpływ na emisję tlenków azotu do środowiska, ale nie można ich bezpośrednio zmierzyć za pomocą systemu pomiarowego dostępnego w laboratorium. Ponadto założenia niniejszej pracy zakładają, aby zbudować system umożliwiający estymację emisji NO_x przy możliwie jak najmniejszych nakładach finansowych, który może pracować poza laboratorium w warunkach normalnej eksploatacji silnika spalinowego. Każdy dodatkowy czujnik zwiększałby koszty późniejszego systemu kontroli i sterowania systemem recyrkulacji spalin. Dodatkowo pomiar momentu obciążenia i jakości paliwa jest praktycznie niemożliwy do przeprowadzenia w standardowym ciągniku rolniczym.

Jako wejście $U=U_{\text{ust}}$ „wstępnego” modelu statycznego przyjęto sygnał uchylenia pedału mocy $\beta=\beta_{\text{ust}}$ w stanie ustalonym, gdyż tylko za pomocą tego aktuatora użytkownik ma wpływ na pracę silnika spalinowego. Model nazywamy „wstępnym” (bez recyrkulacji spalin), gdyż nie uwzględnia on jeszcze docelowego sterowania, jakim będzie sterowanie uchyleniem zaworu regulacyjnego α . Metodologia konstrukcji modelu „wstępnego” jest prostsza niż modelu „docelowego”, uwzględniającego sterowanie α . Dodatkowo wartość poznawcza modelu wstępnego jest bliższa intuicji inżynierskiej przeciętnego użytkownika pojazdu oddziaływanego na pedał mocy.

Jako wyjście modelu statycznego, zarówno „wstępnego” jak i „docelowego”, przyjęto poziom stężenia NO_x w stanie ustalonym. Pozostałe dostępne sygnały pomiarowe uznano jako zakłócenia mierzalne, gdyż są one pośrednio lub bezpośrednio wynikiem oddziaływania użytkownika na pedał mocy oraz wynikiem współoddziaływania otoczenia na obiekt. Do zakłóceń mierzalnych zaliczamy: temperaturę cieczy chłodzącej, prędkość obrotową silnika, masowy przepływ powietrza oraz temperaturę spalin.

Opis rozważanego procesu/obiektu można przedstawić graficznie w następujący sposób (rys. 4.2.1):



Rys. 4.2.1. Schemat ogólny procesu emisji tlenków azotu dla silnika bez recyrkulacji spalin

Opis własności statycznych rozważanego procesu emisji NO_x można przedstawić w postaci:

$$Y = f(U, Z_m) + Z_n; \quad (4.2.1)$$

gdzie:

wejście U :

β – uchylenie pedału mocy [%],

wyjście Y :

NO_x – wyjście modelu, stężenie tlenków azotu,

zakłócenia mierzalne Z_m :

T_w – temperatura cieczy chłodzącej [$^{\circ}C$],

n – prędkość obrotowa [obr/min],

Q – przepływ zasysanego powietrza [kg/h],

T_s – temperatura spalin wylotowych [$^{\circ}C$],

zakłócenia niemierzalne Z_n :

np. wilgotność powietrza, ciśnienie atmosferyczne, obciążenie, jakość paliwa itp.

Uwaga: Wszystkie występujące tu sygnały są znormalizowane.

Nadrzędnym zadaniem będzie poszukiwanie statycznego modelu (wstępnego) obiektu w postaci:

$$\hat{Y} = \hat{f}(U, Z_m); \quad (4.2.2)$$

gdzie:

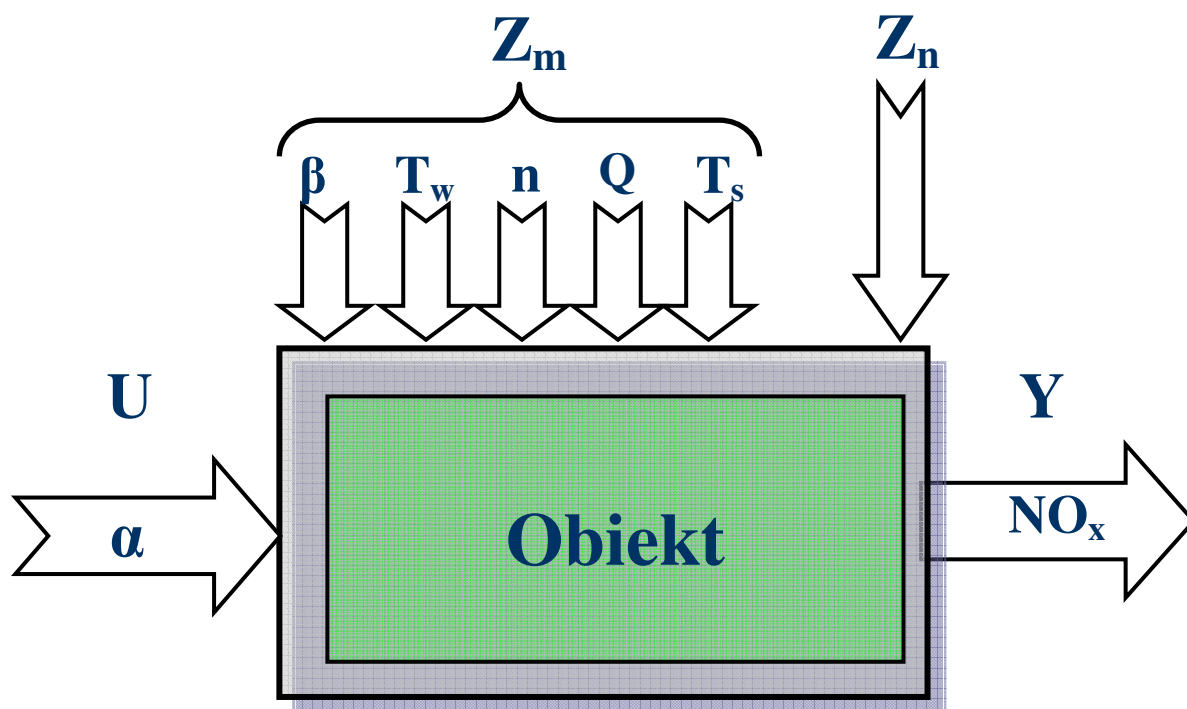
\hat{Y} – estymator stężenia NO_x ,

$\hat{f}(x)$ – estymator funkcji $f(x)$.

4.3. Model statyczny emisji tlenków azotu silnika z recyrkulacją spalin

Dla silnika z recyrkulacją spalin, czyli z dodatkowym sterowalnym elementem wykonawczym, jakim jest zawór regulacyjny systemu recyrkulacji spalin, strona wejść uległa zmianie. Budując model matematyczny służący do celów sterowania, należy zwrócić uwagę na sposób, w jaki układ regulacyjny ma możliwość oddziaływania na obiekt. Dla opisywanego układu recyrkulacji spalin, jedynym wejściem, za pomocą którego regulator będzie oddziaływać na system recyrkulacji spalin, jest sygnał α sterujący uchyleniem zaworu recyrkulacji. Uwzględniając wszystkie założenia przyjęto model typu SISO.

Opis rozważanego systemu można przedstawić graficznie w następujący sposób (rys. 4.3.1):



Rys. 4.3.1. Schemat ogólny procesu emisji tlenków azotu dla silnika z recyrkulacją spalin

Opis własności statycznych rozważanego procesu emisji NO_x można przedstawić w postaci:

$$Y = f(U, Z_m) + Z_n; \quad (4.3.1)$$

gdzie:

wejście to:

α – stopień uchylenia zaworu EGR [%],

zakłócenia mierzalne Z_m :

β – uchylenie pedału mocy [%],

T_w – temperatura cieczy chłodzącej silnik [°C],

n – prędkość obrotowa [obr/min],

Q – masa zasysanego powietrza [kg/h],

T_s – temperatura spalin wylotowych [°C],

zakłócenia niemierzalne Z_n :

np. wilgotność powietrza, ciśnienie atmosferyczne, obciążenie, jakość paliwa, itp.

wyjście:

NO_x – wyjście modelu, stężenie tlenków azotu.

Oczywiście wszystkie występujące tu sygnały są znormalizowane.

Nadrzędnym zadaniem będzie tu poszukiwanie statycznego modelu obiektu w postaci:

$$\hat{Y} = \hat{f}(U, Z_m); \quad (4.3.2)$$

gdzie:

\hat{Y} - estymator stężenia NO_x ,
 $\hat{f}(x)$ - estymator funkcji $f(x)$.

4.4. Filtracja sygnałów

Z uwagi na fakt, że pomiarów dokonywano na hamowni silnikowej z hamulcem elektrodynamicznym, wszystkie sygnały pomiarowe narażone są na znaczne działania pola elektromagnetycznego. Oddziaływanie jest tym większe, im bardziej obciążony jest zespół silnik – generator. Dlatego należy wszystkie sygnały pomiarowe odpowiednio przefiltrować, by ograniczyć wpływ środowiska zewnętrznego na dokładność pomiarów. Duża zawartość składowych stochastycznych może niekorzystnie wpłynąć na wynik estymacji [Stan04, AsW89, DeG94, MSH94, SMS90].

W niniejszej pracy autor wykorzystywał trzy rodzaje filtrów.

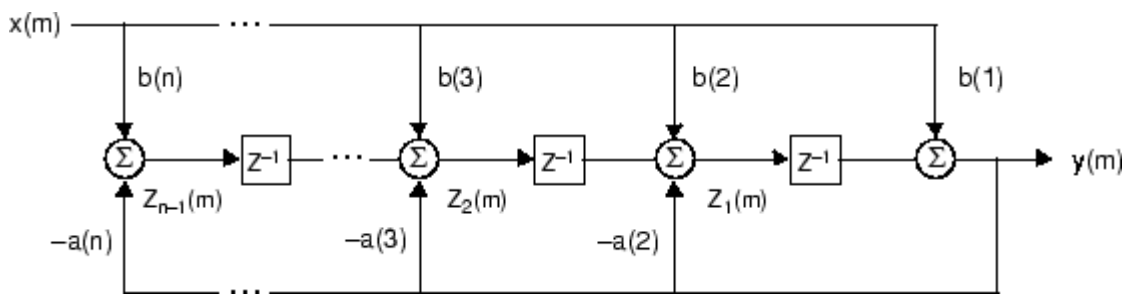
4.4.1. Filtracja sygnałów wejściowych

Po redukcji częstotliwości próbkowania danych wszystkie sygnały wejściowe modelu poddawane są filtracji, obliczając średnią biegnącą sygnału z pewnym oknem kroczącym. Filtr ten można opisać następująco:

$$y(n) = b(1)x(n) + b(2)x(n-1) + \dots + b(nb+1)x(n-nb) - a(2)y(n-1) - \dots - a(na+1)y(n-na) \quad (4.4.1)$$

Gdzie $n-1$ to rząd filtra FIR, jak i filtra IIR, a na to rząd filtra sprzężenia zwrotnego (*feedback*), nb natomiast to rząd filtra kompensacyjnego (*feedforward*).

Struktura filtra przedstawia się następująco (rys. 4.4.1):



Rys. 4.4.1. Struktura filtra [Mat10]

Kolejne wartości dla kroku m oblicza się według wzoru:

$$\begin{aligned} y(m) &= b(1)x(m) + z_1(m-1); \\ z_1(m) &= b(2)x(m) + z_2(m-1) - a(2)y(m); \\ &\vdots \\ z_{n-2}(m) &= b(n-1)x(m) + z_{n-1}(m-1) - a(n-1)y(m); \\ z_{n-1}(m) &= b(n)x(m) + a(n)y(m); \end{aligned} \quad (4.4.2)$$

Stąd transmitancję filtra można zapisać jako:

$$Y(z) = \frac{b(1) + b(2)z^{-1} + \dots + b(nb+1)z^{-nb}}{1 + a(2)z^{-1} + \dots + a(na+1)z^{-na}} X(z); \quad (4.4.3)$$

4.4.2. Filtracja współczynnika korekcyjnego B z przełączaniem

W celu wygładzenia przebiegu współczynnika korekcyjnego B (opisanego w dalszej części niniejszej pracy) zdecydowano się na zastosowanie dodatkowego filtra. Zbyt gwałtowne skoki wartości B powodowałyby znaczne przekłamanie wyniku estymowanego sygnału NO_x . Dzieje się tak z uwagi na fakt, że wszystkie elementy silnika posiadają pewną bezwładność, stąd reakcja silnika na różnego rodzaju wymuszenia też jest opóźniona. Dlatego zdecydowano, aby obliczony z algorytmu sygnał B poddać działaniu filtra rekursywnego z przełączaniem, dzięki czemu można uzyskać efekt „łagodnego” przejścia wartości B do nowej obliczonej wartości. W przypadku małych wahań obliczonej wartości B , czyli

$\left[\frac{B(k) - B_f(k-1)}{B_f(k-1)} \right] \leq \delta$, gdzie $\delta=0,05$, filtrowana wartość B czyli B_f , obliczana jest jako:

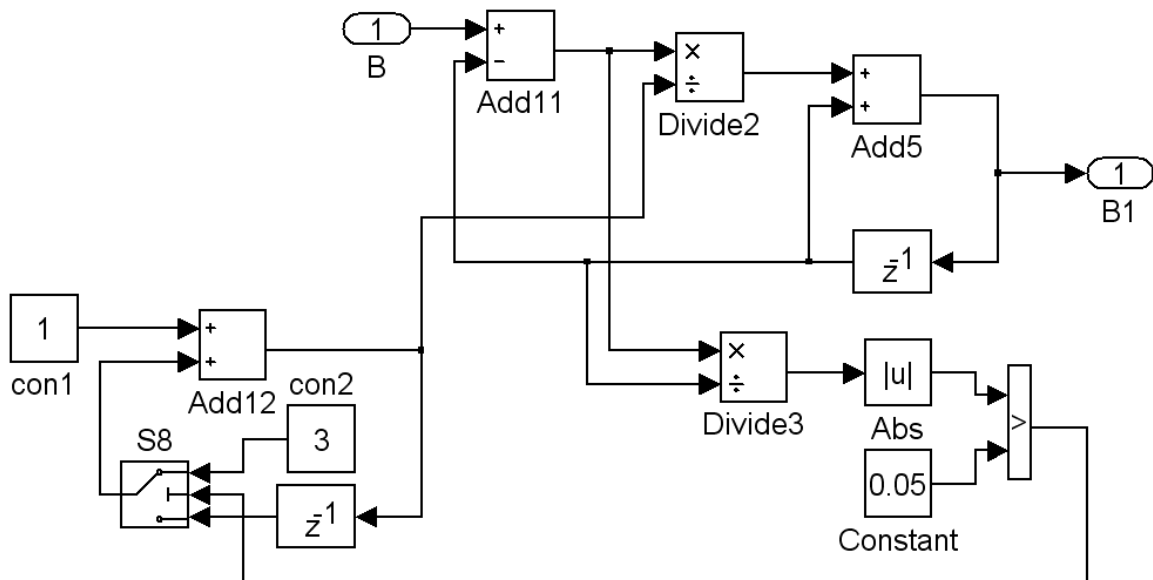
$$B_f(k) = B_f(k-1) + \frac{1}{k} [B(k) - B_f(k-1)]; \quad k=1,2,3,\dots \quad (4.4.4)$$

gdzie k to numer kolejnych próbek sygnału B .

Jeżeli natomiast $\left[\frac{B(k) - B_f(k-1)}{B_f(k-1)} \right] > \delta$, gdzie $\delta=0,05$ (co oznacza gwałtowny przyrost

sygnału), następuje zresetowanie bieżącej wartości k do wartości $k_0=3$. Opisany „filtr rekursywny z przełączaniem” stanowi faktycznie prostą realizację filtra adaptacyjnego wielkości B .

Omawiany algorytm został następująco zrealizowany w programie symulacyjnym Matlab/Simulink (rys. 4.4.2) :



Rys. 4.4.2. Algorytm filtracji B realizowany w programie Matlab/Simulink

4.4.3. Filtracja NO_x

Estymowany sygnał wartości stężenia tlenków azotu poddano również filtracji celem wykluczenia oddziaływania pozostałych, nieodfiltrowanych składowych stochastycznych w sygnałach wejściowych modelu. Zasada działania tego filtru jest bardzo prosta. Do wyznaczenia wartości sygnału filtrowanego NO_x^f wykorzystana jest następująca zależność:

$$\text{NO}_x^f(k) = \text{NO}_x^f(k-1) + \gamma \cdot [\hat{\text{NO}}_x(k) - \text{NO}_x^f(k-1)]; k=1,2,\dots, \quad (4.4.5)$$

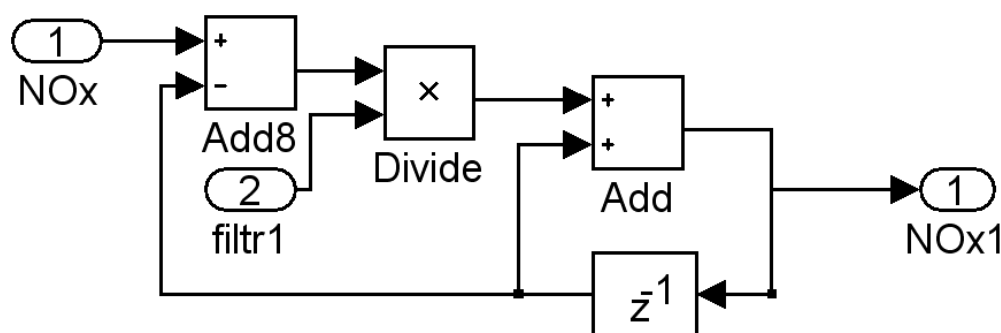
gdzie:

$$\text{NO}_x^f(0) = \hat{\text{NO}}_x(0),$$

$\hat{\text{NO}}_x$ - estymator wartości NO_x ,

$\gamma = 0,5$ – współczynnik stopnia filtracji (dobrany eksperymentalnie).

Realizację struktury filtru w programie Matlab/Simulink przedstawiono na rysunku 4.4.3.



Rys. 4.4.3. Algorytm filtrujący $\hat{\text{NO}}_x$ realizowany w środowisku Matlab/Simulink

4.5. Dlaczego model dynamiczny Hammersteina-Laguerre'a?

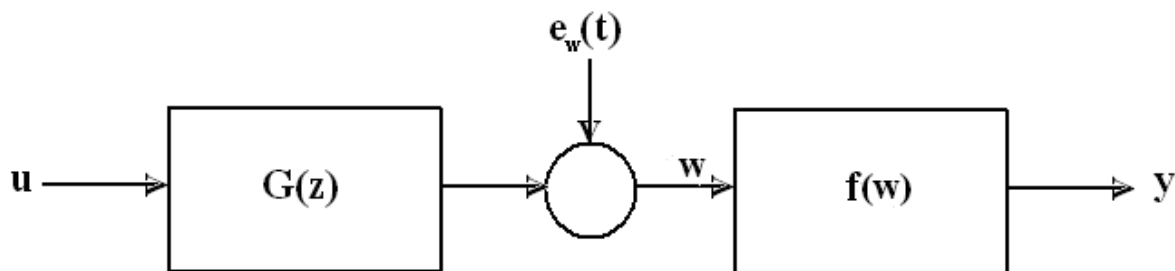
Problem identyfikacji dynamicznych układów nieliniowych doczekał się wielu rozwiązań zarówno teoretycznych, jak i praktycznych [HaK99, HaM02, KIŚ13, Bar04]. Najbardziej ogólne rozwiązania wykorzystują modele w postaci sztucznych sieci neuronowych [Lip01, NRP00, Tad93] i modele rozmyte [RPR97, RBK00, Wal122, KoR11, WBH05], które jednak na ogół mogą prowadzić do znacznych komplikacji obliczeniowych.

W przypadku naszego, nieliniowego obiektu dynamicznego, konieczne jest zastosowanie modeli relatywnie prostych, co wynika z dwóch głównych powodów:

- 1) okres próbkowania w przypadku naszego relatywnie „szybkiego” procesu jest mały (0,2 sek.),
- 2) w okresie tym należy „zmieścić” relatywnie prosty, ale i tak „dość” złożony algorytm identyfikacji, a także planowany „dość” złożony algorytm sterowania predykcyjnego (uzupełniony algorytmem autodiagnostyki systemu komputerowego).

To sprawiło, że autor zainteresował się wykorzystaniem relatywnie prostych, nieliniowych modeli blokowo-zorientowanych, tj. modeli Wienera i Hammersteina.

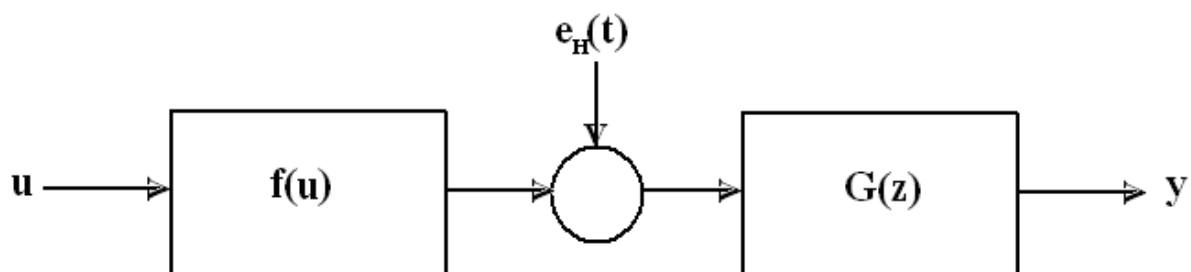
Układ/model Wienera (rys. 4.5.1) stanowi kaskadowe połączenie liniowego obiektu dynamicznego o transmitancji operatorowej $G(z)$ i nieliniowej funkcji statycznej $f(w)$ (rys. 4.5.1).



Rys. 4.5.1. Układ/model Wienera

Sygnal u jest wejściem systemu, y jest wyjściem systemu, a $e_w(t)$ jest zakłóceniem oddziaływującym na system.

Układ/model Hammersteina stanowi kaskadowe połączenie nieliniowej funkcji statycznej $f(u)$ i liniowego obiektu dynamicznego o transmitancji operatorowej $G(z)$ (rys. 4.5.2).



Rys. 4.5.2. Układ/model Hammersteina

Jak poprzednio sygnał u jest wejściem systemu, y jest wyjściem systemu, a $e_H(t)$ jest zakłóceniem oddziaływującym na system.

Jako model nieliniowego bloku statycznego wybrano funkcję wielomianową n -tego rzędu

$$f(u) = a_1 u + a_2 u^2 + \dots + a_n u^n; \quad (4.4.6)$$

Model ten został sprawdzony w zastosowaniach przedstawionych przez innych autorów [SHL09, Sta07, GCH02, Wac08], a także w przeprowadzonych wstępnych eksperymentach identyfikacyjnych dotyczących systemu recyrkulacji spalin.

Natomiast jako liniowy blok dynamiczny wybrano filtr Laguerre'a, stanowiący przykładową realizację funkcji bazy ortonormalnej [Lat04, La001, LMR03, StL05, LeG04, CVJ99, Him11].

Istotną zaletą wykorzystania funkcji bazy ortonormalnej, w szczególności filtrów Laguerre'a, jest tu pozbycie się tzw. efektu biliniowości, przez co znacznie zredukowano liczbę estymowanych parametrów [Lat04, SHL08, SHL09, Sta07].

W wyniku wielu przeprowadzonych eksperymentów stwierdzono, że w naszym konkretnym przypadku zastosowanie układu/modelu Hammersteina prowadziło do uzyskania lepszej dokładności modelowania, dlatego też jemu poświęcono dalszą uwagę.

4.5.1. Filtr Laguerre'a

Od wielu lat identyfikacja obiektu za pomocą filtrów Laguerre'a należących do klasy OBF (*z ang. Orthonormal Basis Functions*) wzbudza duże zainteresowanie zarówno teoretyków, jak i praktyków [WaM96]. Podstawowymi opracowaniami poświęconymi

4. Identyfikacja systemu recyrkulacji spalin

tematyce identyfikacji rekursywnej z wykorzystaniem filtrów Laguerre'a są między innymi [LMS04, SML04, BHN99, LRO00].

Dla jednowymiarowego liniowego stabilnego obiektu typu SISO transmitancję dyskretną modelu obiektu można przedstawić w postaci:

$$\hat{G}(z) = \sum_{i=1}^M c_i L_i(z); \quad (4.5.1)$$

gdzie $L_i(z)$ jest transmitancją filtra ortonormalnego, a c_i jest współczynnikiem wagowym dla $i=1, \dots, M$.

Wyjście modelu obiektu obliczyć można z następującej zależności:

$$\begin{aligned} \hat{y}(k) &= \sum_{i=1}^M c_i L_i(q^{-1})u(k) \\ &= \sum_{i=1}^M c_i v_i(k) \end{aligned}; \quad (4.5.2)$$

gdzie $u(k)$ jest sygnałem wejściowym, a q^{-1} jest operatorem jednostkowego przesunięcia wstecz $q^{-1}u(k)=u(k-1)$.

Transmitancje filtrów Laguerre'a można zapisać w postaci:

$$L_i(z) = \frac{K_L}{z-p} \left[\frac{1-pz}{z-p} \right]^{i-1}; \quad i=1, \dots, M, \quad (4.5.3)$$

gdzie $K_L = \sqrt{1-p^2}$, a przedstawiony w równaniu symbol p oznacza biegun „dominujący”, charakteryzujący funkcje Laguerre'a. Biegun ten dobierany jest eksperymentalnie, ale nawet niedokładne oszacowanie jego wartości daje całkiem dobre wyniki identyfikacji [Sta04].

Z uwagi na powyższe własności problem estymacji sprowadza się do wyznaczenia parametrów c_i , $i=1 \dots M$, których liczba jest znacznie mniejsza w porównaniu np. do filtrów FIR (z ang. *Finite Impulse Response*).

4.6. Identyfikacja systemu recyrkulacji spalin

Identyfikację systemu recyrkulacji spalin silnika spalinowego przeprowadzono w dwóch różnych wariantach. W podrozdziale 4.6.1 przedstawiono wyniki estymacji stężenia NO_x modelu statycznego. Zaprezentowano tu wyniki estymacji stężenia NO_x modelu pracującego bez uwzględnienia systemu recyrkulacji spalin oraz z uwzględnieniem systemu recyrkulacji z dodatkowym sygnałem wejściowym sterującym uchYLENIEM zaworu regulacyjnego. W podrozdziale 4.6.2 niniejszej pracy opisano identyfikację obiektu z wykorzystaniem modelu Hammersteina i funkcji Laguerre'a.

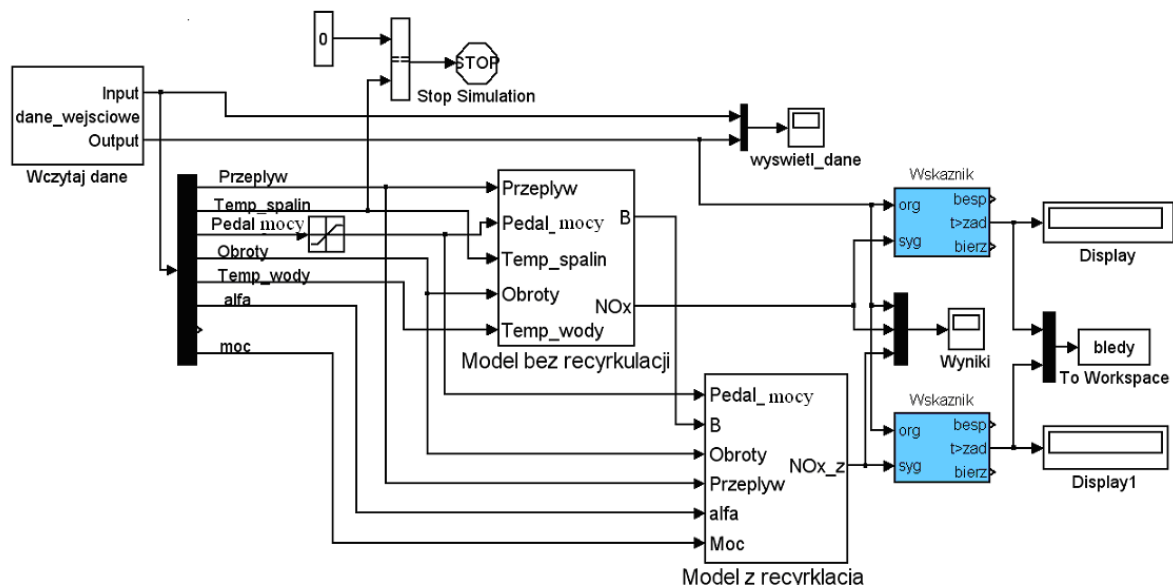
4.6.1. Estymacja stężenia NO_x z modelu statycznego

W wyniku przeprowadzenia znacznej ilości badań i zgromadzenia dużej ilości danych pomiarowych w celu zbudowania poprawnego modelu, łatwiejszej jego korekcji i weryfikacji, autor zdecydował się na zbudowanie modelu symulacyjnego w programie Matlab/Simulink. Dane zarejestrowane podczas testu wczytywane są za pomocą autorskiego m-skryptu programu Matlab. Po wczytaniu do pamięci komputera danych pomiarowych, zgodnie z przedstawioną metodyką, zostają one przefiltrowane oraz zredukowana jest częstotliwość

4. Identyfikacja systemu recyrkulacji spalin

próbkowania. Po tych zabiegach dane zostają formatowane w odpowiedni sposób umożliwiającą wczytanie ich przez model symulacyjny programu Matlab/Simulink. Skrypt wstępnego przygotowania danych pomiarowych zamieszczono w rozdziale „Dodatki”.

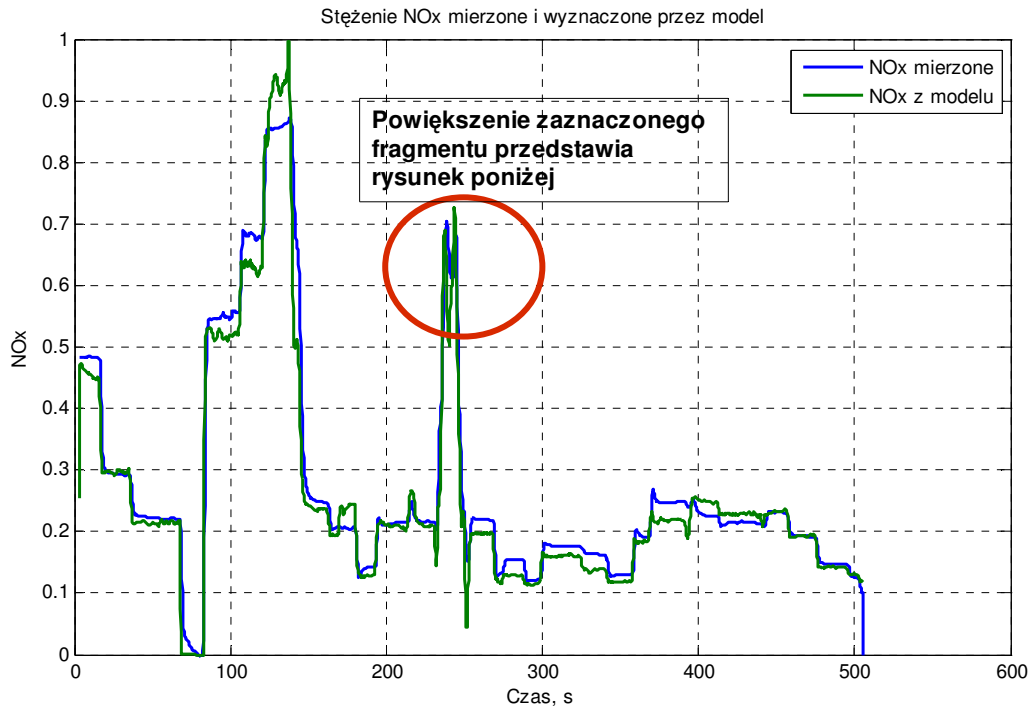
Poniżej na rysunku przedstawiono autorski model symulacyjny napisany w programie Matlab/Simulink. Pierwszy blok od lewej strony służy do wczytania przygotowanych przez opisany wcześniej m-skrypt danych pomiarowych. Bloki (modele matematyczne), zamieszczone w środkowej części schematu służą odpowiednio do estymacji stężenia tlenków azotu emisji NO_x silnika bez recyrkulacji i z recyrkulacją. Prawa część schematu służy do wizualizacji uzyskanych wyników i obliczania dokładności otrzymanych wyników za pomocą błędu średniokwadratowego opisanego dokładniej w dalszej części tego podrozdziału (blok „wskaźnik”). Połączenie obu modeli, tzn. modelu z recyrkulacją i bez niej w jednym programie symulacyjnym daje lepszy pogląd na efekt działania systemu recyrkulacji, a w szczególności samego zaworu EGR ($\alpha=0$) oba modele obliczają tę samą wartość stężenia NO_x . Opisany model symulacyjny zamieszczono na rysunku 4.6.1.



Rys. 4.6.1. Model symulacyjny programu Matlab/Simulink

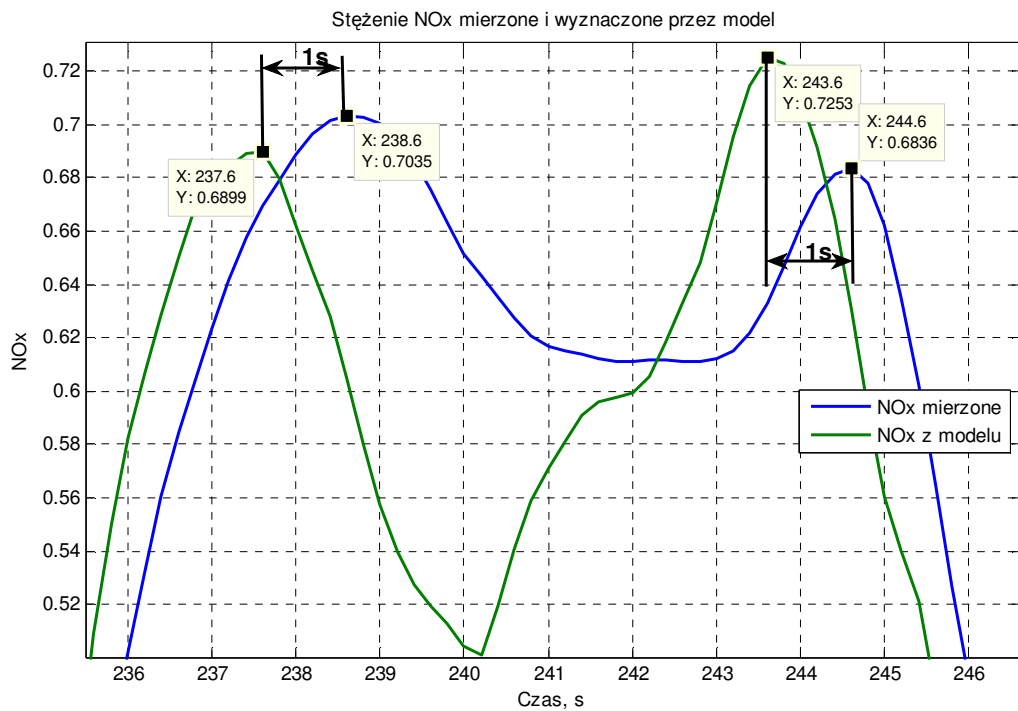
Analizując uzyskane wyniki estymacji stężenia NO_x i dane zarejestrowane przez czujnik pomiarowy zauważono pewne opóźnienie sygnału pomiarowego z czujnika NO_x w stosunku do estymowanej wartości NO_x . Wyniki jednego z testów przedstawiono na rysunku 4.6.2.

4. Identyfikacja systemu recyrkulacji spalin



Rys. 4.6.2. Porównanie odpowiedzi modelu z sygnałem z czujnika dla $\alpha = 0$, n - losowo, M_o - losowo

Analizując cały zarejestrowany test trudno jednoznacznie obliczyć i ocenić wartość tego opóźnienia. Konieczne jest powiększenie zaznaczonej czerwonym kółeczkiem (rys. 4.6.2) części wykresu, co przedstawia rysunek 4.6.3.



Rys. 4.6.3. Powiększony fragment rysunku 4.6.2 z zaznaczonymi opóźnieniami sygnału

W tak powiększonym fragmencie testu można już określić opóźnienie sygnału pomiarowego z czujnika. Jak zaznaczono na rysunku 4.6.3 opóźnienie wartości maksymalnych pomiędzy sygnałami wynosi ok. 1 sekundy. Wartość ta jest również zgodna ze specyfikacją czujnika pomiaru stężenia NO_x przedstawioną przez producenta, a zamieszczoną w rozdziale 2.

W celu określenia dokładności zaproponowanych modeli oprócz wizualizacji porównawczej uzyskanych wyników z sygnałem zarejestrowanym z czujnika, autor postanowił również obliczyć dla każdego przeprowadzonego testu błąd średniokwadratowy (MSE). Dokonuje tego blok zatytułowany „Wskaźnik” opisanego wcześniej modelu symulacyjnego programu Matlab/Simulink. Błąd obliczany jest od pierwszego kroku symulacji, aż do jego końca. W każdym kroku symulacji obliczana jest różnica sygnału z czujnika pomiarowego i sygnału z modelu, po czym podnoszona jest do kwadratu, a następnie sumowana z wartością z poprzedniego kroku według wzoru:

$$MSE = \sum_{k=1}^N (\text{sygnał}_{\text{mierzony}}(k) - \text{sygnał}_{\text{estymowany}}(k))^2 ; \quad (4.6.1)$$

Wartość obliczonego w symulacji błędu będzie podawana w dalszej części niniejszej pracy pod wykresem porównawczym każdego przeprowadzonego testu.

4.6.1.1. Bez recyrkulacji spalin

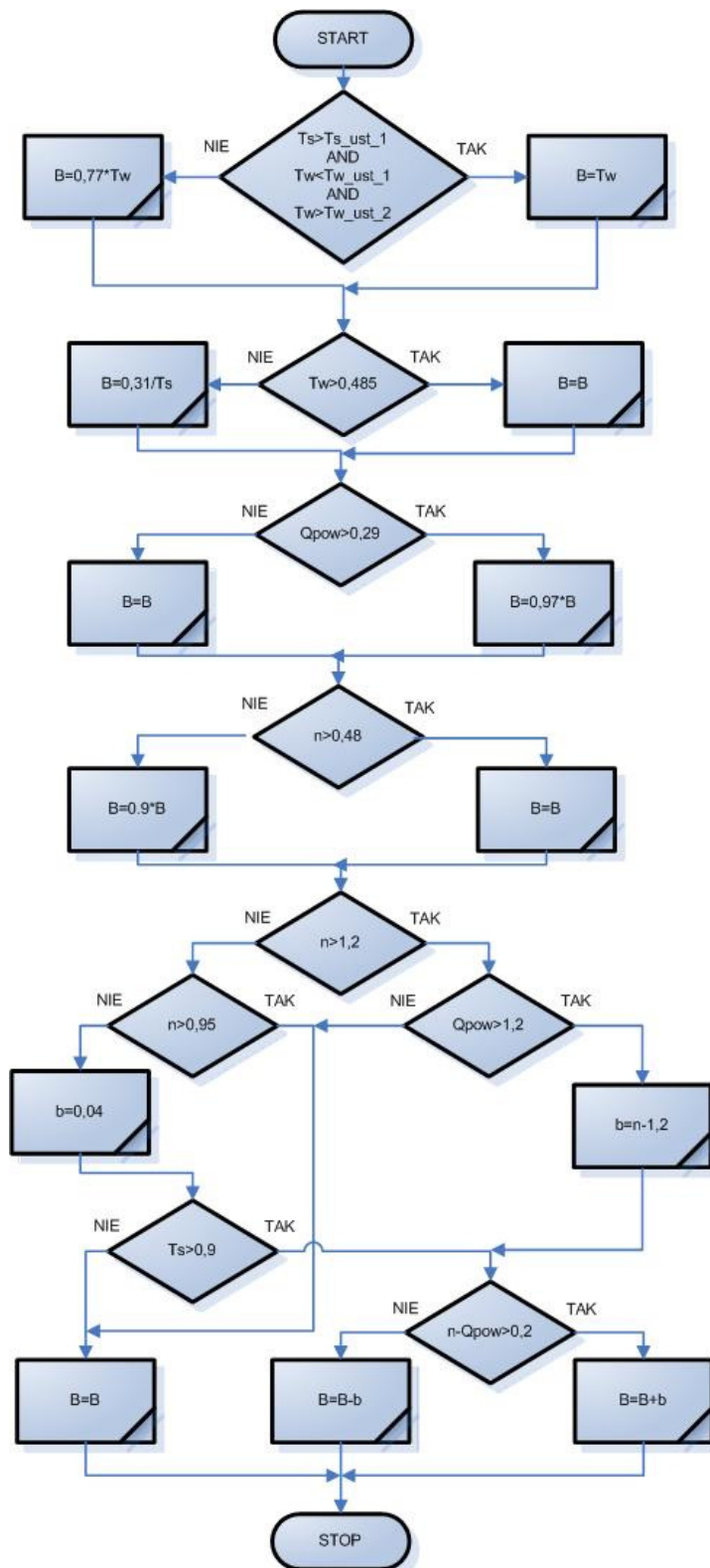
Praca silnika bez recyrkulacji spalin polega na braku przepływu spalin z powrotem do komory spalania. Zawór EGR pozostaje w pozycji zamkniętej ($\alpha=0$), więc w komorze spalania znajduje się tylko świeże powietrze i paliwo. Z szeregu rejestrowanych danych z różnych czujników pomiarowych rozmieszczonych na silniku wybrano te, które zdaniem autora niosą pewną informację o punkcie pracy silnika. Tak więc wybrano trzy podstawowe sygnały, które stanowią bazę do obliczenia stężenia NO_x oraz dwa dodatkowe sygnały, które w odpowiedni sposób korygują estymowaną wartość NO_x. Do podstawowych sygnałów należą: uchylenie pedału mocy, prędkość obrotowa silnika oraz masa zasysanego powietrza. Jako sygnały dodatkowe korygujące wybrano: temperaturę spalin mierzoną w kolektorze wydechowym oraz temperaturę cieczy chłodzącej mierzoną w bloku silnika.

Sygnał z czujnika uchylenia pedału mocy powiązany jest z dawką paliwa wtryskiwaną do komory spalania. Podczas analizy zarejestrowanych sygnałów pomiarowych z testów wstępnych oraz z analizy literatury [MCM05, MBG11, SBN08] z zakresu emisji substancji szkodliwych silników spalinowych stwierdzono, że prędkość obrotowa silnika jest odwrotnie proporcjonalna do emisji NO_x. Dlatego wielkość ta została zamieszczona we wzorze w liczniku poprzedzona znakiem ujemnym. Masa zasysanego powietrza niesie ze sobą dwie informacje. Pierwsza powiązana jest z prędkością obrotową, bo im większa prędkość, tym większe zapotrzebowanie na świeże powietrze, a po drugie świadczy o obciążeniu, które też jest proporcjonalne do masy zasysanego powietrza. Dopiero w połączeniu wszystkich tych trzech podstawowych sygnałów można określić w przybliżeniu punkt pracy silnika, a tym samym wartość stężenia emitowanego NO_x.

Podczas prowadzenia badań wstępnych zauważono, że temperatura spalin niesie również informację o punkcie pracy silnika spalinowego o zapłonie samoczynnym. Zauważono, że dla dużych i długotrwałych obciążeń wzrasta temperatura spalin, a zarazem wzrasta nieco określone wstępnie stężenie NO_x. Analizując proces powstawania tlenków azotu według modelu Zeldowicza oraz inne publikacje naukowe potwierdza się fakt, że temperatura spalania ma wpływ na stężenie NO_x. Analiza zarejestrowanych testów wykazała również wahania stężenia tlenków azotu w wybranych punktach pracy przy różnej temperaturze cieczy chłodzącej silnik. Oznacza to, że również temperatura samego silnika (równoznacznie cieczy chłodzącej) ma wpływ na emisję NO_x, dlatego i ten sygnał został użyty do korekcji estymowanej wartości stężenia NO_x w modelu statycznym. Powodem wahań stężenia NO_x

4. Identyfikacja systemu recyrkulacji spalin

w zależności od stopnia rozgrzania silnika może być różne dawkowanie paliwa w procesie rozgrzewania silnika realizowane przez sterownik ECU. Wszystkie korekty obliczonej wartości NO_x zostały uwzględnione we współczynniku korekcyjnym zapisanym we wzorze opisującym model statyczny jako B . Algorytm obliczający współczynnik korekcyjny przedstawia rysunek 4.6.1.



Rys. 4.6.1. Algorytm wyznaczania współczynnika korekcyjnego „ B ”

4. Identyfikacja systemu recyrkulacji spalin

gdzie:

T_s – temperatura spalin,
 Q_{pow} – masa powietrza,
 n – prędkość obrotowa silnika,
 T_w – temperatura cieczy chłodzącej,
 $T_{w_ust1}; T_{w_ust2}$ – ustalone wartości graniczne temperatury cieczy chłodzącej,
 T_{s_ust1} – ustalona wartość graniczna temperatury spalin,
 b – zmienna pomocnicza.

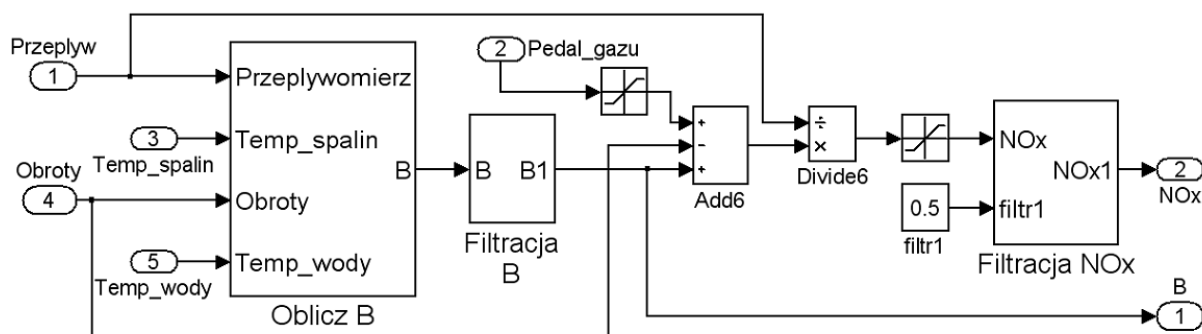
W efekcie zaproponowano następujący model statyczny stężenia tlenków azotu, będący estymatorem \hat{NO}_x stężenia NO_x :

$$\hat{NO}_x = \frac{\beta - n + B}{Q}; \quad (4.6.2)$$

gdzie:

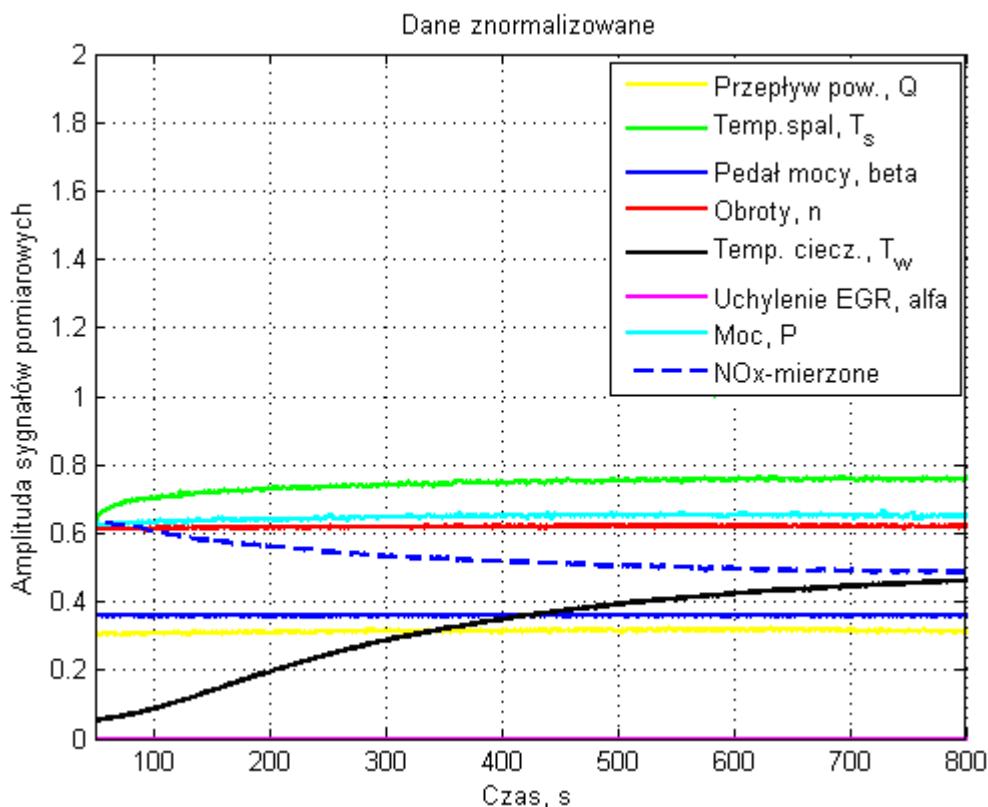
B – współczynnik korekcyjny,
 β - uchylenie pedału mocy,
 n - prędkość obrotowa silnika,
 Q – masowy przepływ zasysanego powietrza.

Wszystkie sygnały podane we wzorze 4.6.2 są sygnałami znormalizowanymi.



Rys. 4.6.2. Model statyczny tlenków azotu działający w programie Matlab/Simulink

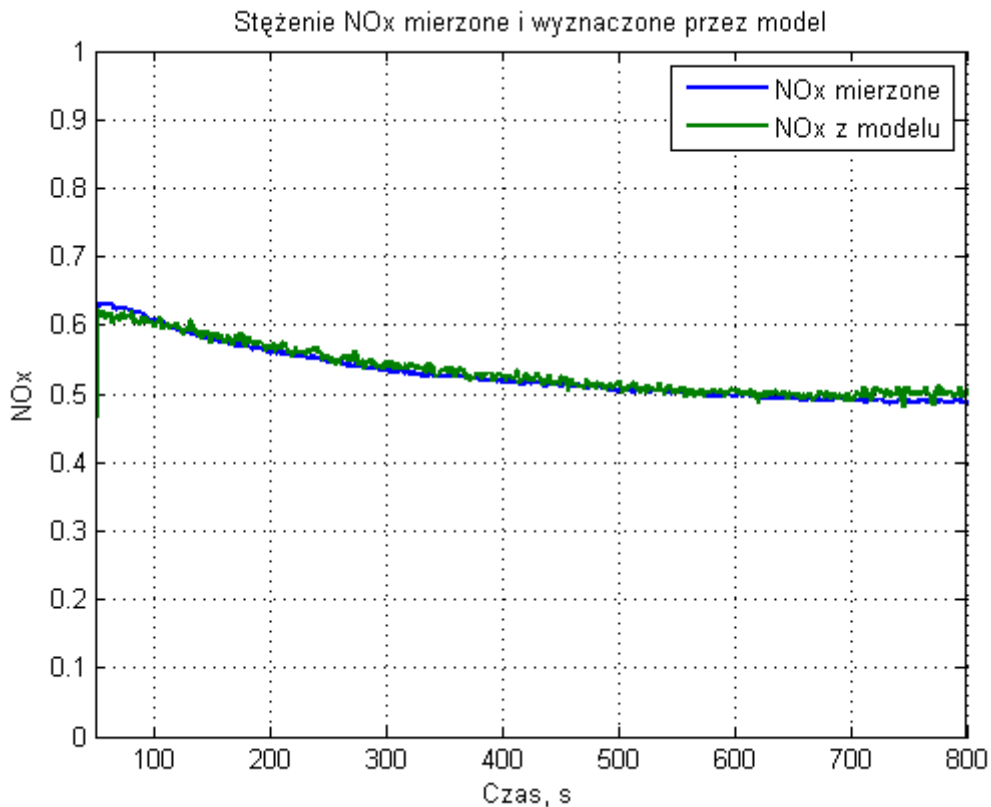
Badania weryfikujące poprawność przyjętego modelu przeprowadzono w różnych warunkach pracy silnika. Jak już wcześniej opisano, na stężenie tlenków azotu w spalinach ma wpływ temperatura silnika. Właściwość tę można zauważyć analizując przebiegi zarejestrowane podczas rozgrzewania silnika do jego ustalonej (nominalnej) temperatury pracy. Wpływ temperatury silnika został uwzględniony we współczynniku B , który jest faktycznie zmienny w czasie $B=B(t)$.



Rys. 4.6.3. Zarejestrowany proces rozgrzewania silnika

Zakłada się, że jako temperaturę silnika można przyjąć temperaturę cieczy chłodzącej przepływającej przez blok silnika. Jak można zauważyć na rysunku 4.6.3 silnik tuż po uruchomieniu po kilkudziesięciogodzinnej przerwie pracuje w pewnym zadanym (ustalonym) punkcie pracy. Dla tej próby to zadana prędkość obrotowa $n = 1200$ obr/min oraz obciążenie momentem $M_o = 100$ Nm. O stałym punkcie na wykresie świadczą niezmienną się na wykresie przebiegi prędkości obrotowej (czerwona linia), masowego przepływu powietrza (linia żółta) i pedału mocy (linia niebieska). Stąd właśnie na omawianym wykresie można zauważyć, w jaki sposób zmiana temperatury silnika (linia koloru czarnego) i temperatury spalin (linia zielona) wpływa na zmianę emisji NO_x (niebieska linia przerywana). Wraz ze wzrostem temperatury silnika do znamionowej (ustabilizowanej) wartości można zauważyć spadek stężenia tlenków azotu. Zjawisko to zostało uwzględnione w modelu matematycznym emisji NO_x silnika (we współczynniku korekcyjnym B).

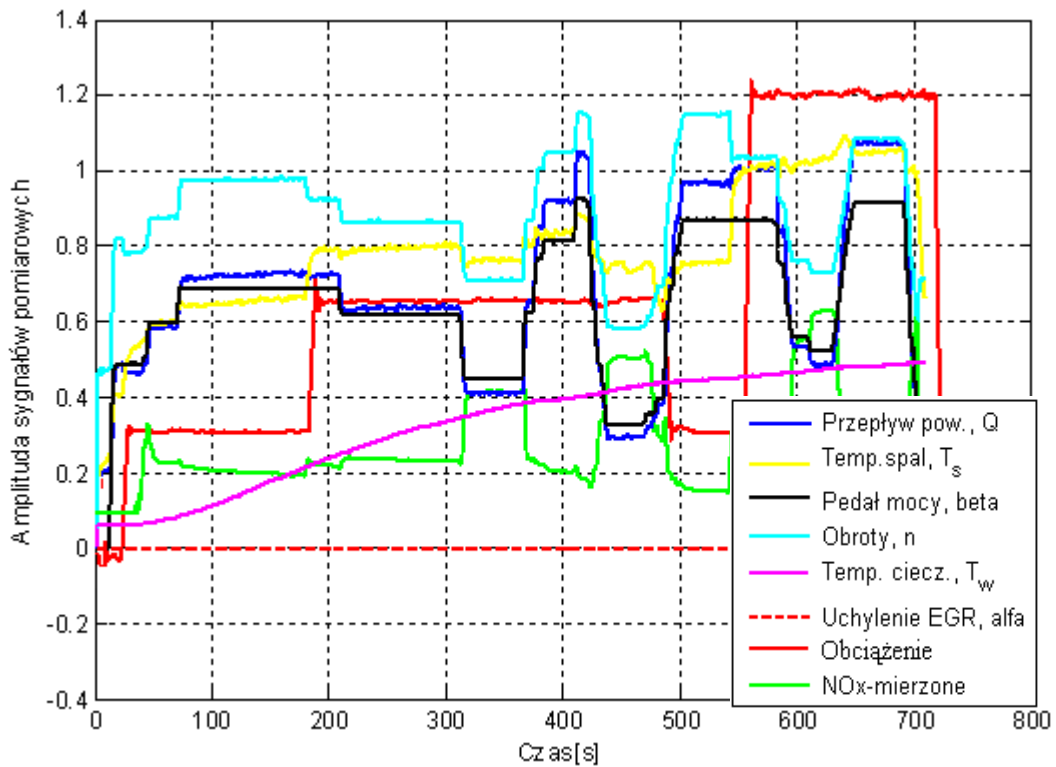
Odpowiedź modelu z uwzględnieniem temperatury silnika i temperatury spalin dla tego samego procesu rozgrzewania (omawianej powyżej próby) przedstawiono na rysunku 4.6.4.



Rys. 4.6.4. Porównanie odpowiedzi modelu \hat{NO}_x i mierzonego stężenia NO_x w procesie rozgrzewania silnika w ustalonym punkcie pracy

Jak można zauważyć odpowiedź modelu pokrywa się z sygnałem zarejestrowanym z czujnika stężenia NO_x . O dobrym odwzorowaniu przebiegu świadczy również obliczony błąd średniokwadratowy dla danej próby, który wynosi 0,16.

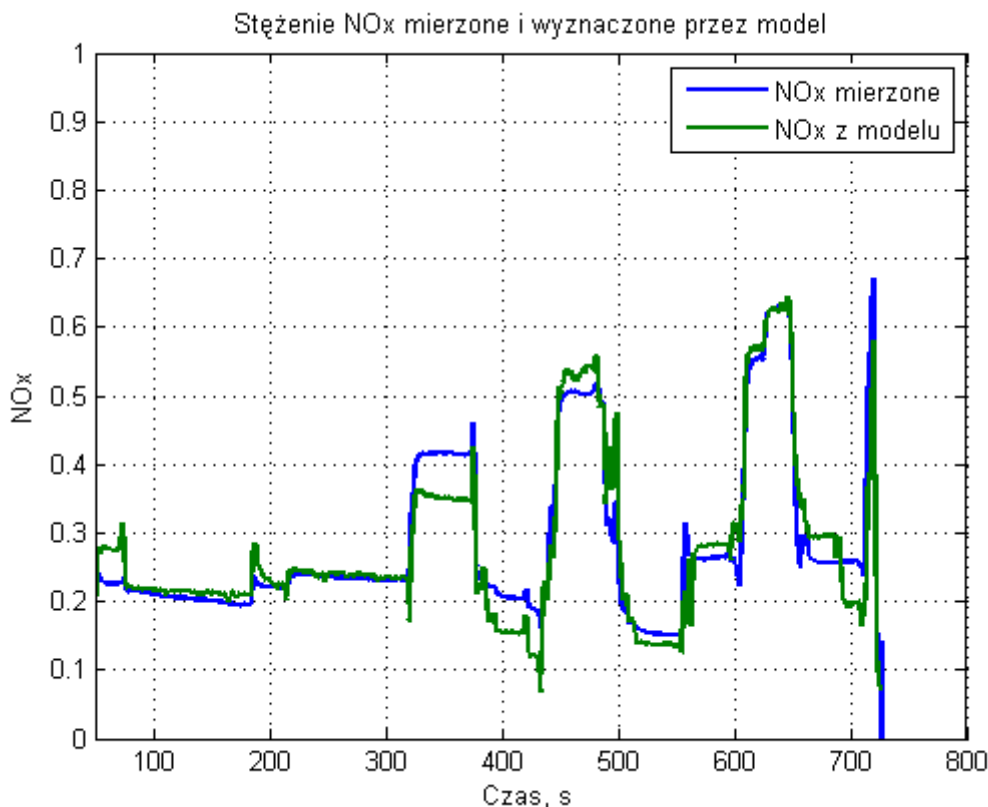
Kolejnym krokiem do weryfikacji poprawności modelu jest przeprowadzenie próby rozgrzewania silnika również po kilkudziesięciogodzinnej przerwie, ale w stanie nieustalonym. W trakcie testu zmieniano w przypadkowy sposób pozycję pedału mocy, zadawane obciążenie, a tym samym zmieniały się pozostałe parametry pracy silnika i mierzone sygnały. Warunki panujące podczas tej próby przedstawia rysunek 4.6.5.



Rys. 4.6.5. Próba rozgrzewania w warunkach niestabilnych

Zmiana pedału mocy przedstawiona jest za pomocą linii czarnej, a kolorem czerwonym zaznaczone losowo zadawane zmiany obciążenia silnika spalinowego za pomocą hamowni. Kolor różowy pokazuje jak zmienia się temperatura cieczy chłodzącej silnika, widać wyraźnie, że jest to proces rozgrzewania.

Porównanie odpowiedzi modelu i sygnału stężenia tlenków azotu zmierzonego za pomocą czujnika dla opisanej próby przedstawiono na kolejnym rysunku 4.6.6.

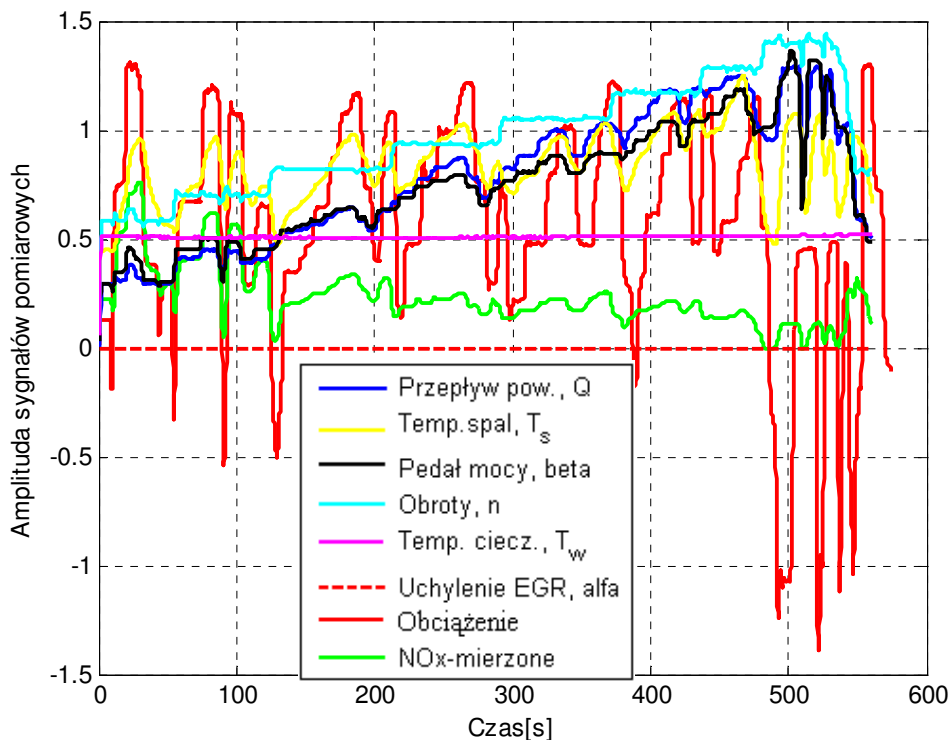


Rys. 4.6.6. Porównanie odpowiedzi modelu \hat{NO}_x i mierzonego stężenia NO_x w procesie rozgrzewania silnika w nieustalonym punkcie pracy

Również dla tej próby pokrycie przebiegów jest dobre, o czym świadczy niewielki błąd średniokwadratowy, który wynosi 1,06.

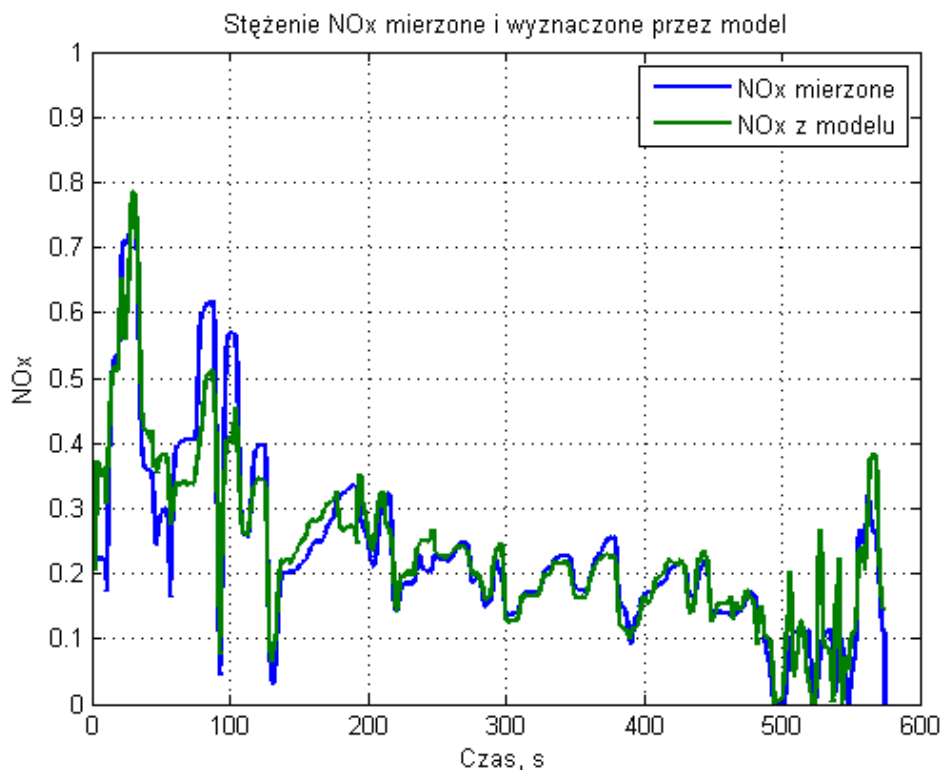
Kolejny cykl testów weryfikujących model polegał na symulacji jazdy ze stałą prędkością obrotową silnika (w pewnych przedziałach czasu), a zmianie losowo ulegało obciążenie. Test taki symuluje np. jazdę pod i z górki, gdzie aby utrzymać stałą prędkość (linia błękitna), należy odpowiednio zwiększać lub zmniejszać uchylenie pedału mocy (linia czarna). Dane pomiarowe z zarejestrowanego testu przedstawiono poniżej na rysunku 4.6.7. Stała prędkość utrzymywana jest przez pewien czas, po czym jest zmieniana i ponownie pozostaje przez pewien czas niezmienna.

Kolorem czerwonym zaznaczono zmienność obciążenia w trakcie symulacji. Można zauważyć, że wraz ze wzrostem obciążenia i przy stałej prędkość obrotowej znacznym zmianom ulega przepływ powietrza (linia żółta). Analizując tę właściwość stwierdzono, że w opisie modelu należy również uwzględnić ten sygnał.



Rys. 4.6.7. Symulacja jazdy ze zmiennym obciążeniem i stałą prędkością

Wynik symulacji (estymacji NOx) przedstawiono na rysunku 4.6.8.

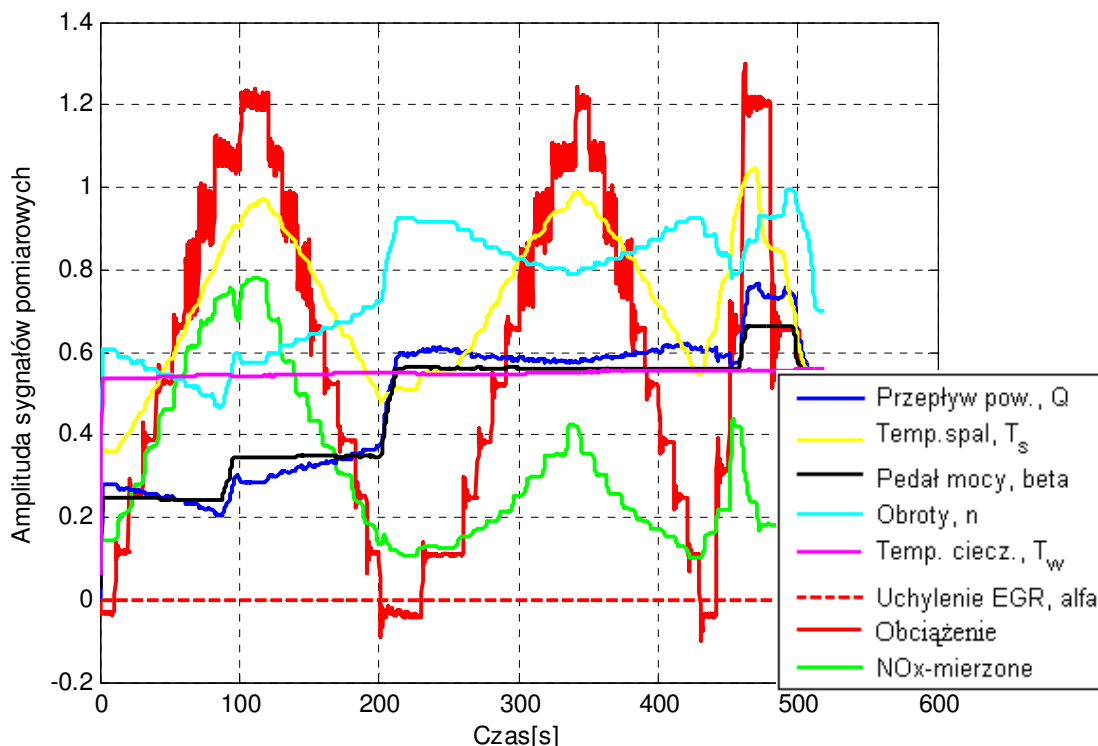


Rys. 4.6.8. Porównanie odpowiedzi modelu \hat{NO}_x i mierzonego stężenia NO_x silnika przy oddziaływaniu zakłóceń niemierzalnych (np. obciążenie)

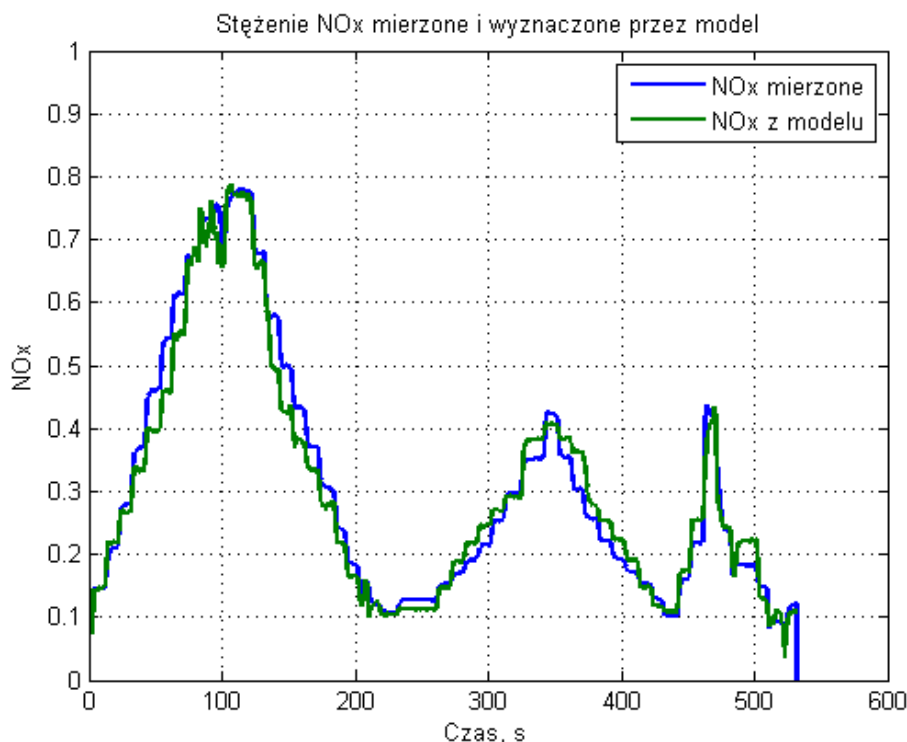
Błąd średniokwadratowy obliczony dla omawianego przypadku wynosi 1,43.

4. Identyfikacja systemu recyrkulacji spalin

Kolejną próbą przeprowadzoną celem weryfikacji modelu jest symulacja jazdy z niezmienną pozycją pedału mocy (w pewnych oknach czasowych), gdy na obiekt oddziaływanie zmienne obciążenie (zakłócenie), efektem są pewne wahania prędkości obrotowej.



Rys. 4.6.9. Symulacja jazdy ze zmiennym obciążeniem i stałym uchyleniem pedału mocy

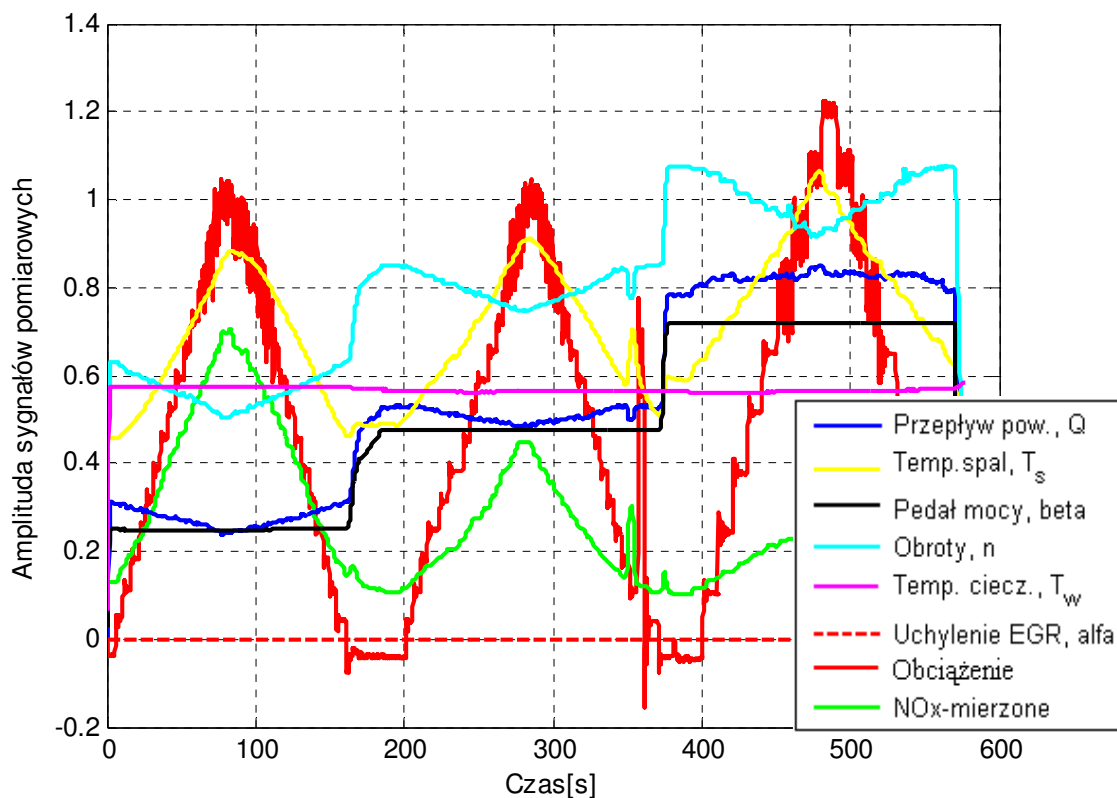


Rys. 4.6.10. Porównanie odpowiedzi modelu \hat{NO}_x i mierzonego stężenia NO_x silnika przy oddziaływaniu zakłóceń niemierzalnych (np. obciążenie) i stałym uchyleniu pedału mocy

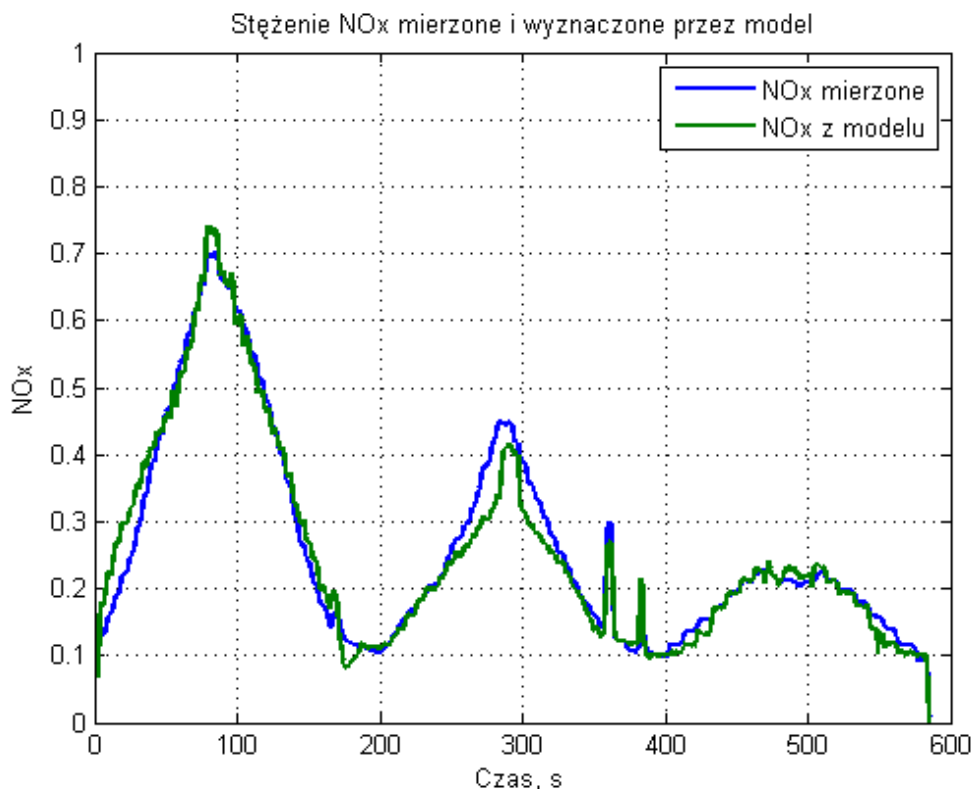
4. Identyfikacja systemu recyrkulacji spalin

Jak można zauważyć na rysunku 4.6.10, odpowiedź modelu bardzo dobrze odwzorowuje sygnał z czujnika. Potwierdza to również błąd średniokwadratowy obliczony dla omawianego przypadku, który wynosi 0,54.

Na rysunku 4.6.11 przedstawiono warunki tego samego testu, z tymi samymi ustawieniami, ale wykonanego innego dnia. W okolicy 350 sekundy widać gwałtowny krótkotrwały przyrost obciążenia silnika, który powoduje chwilowe zwiększenie stężenia emisji tlenków azotu. Estymowany sygnał modelu również zawiera ten chwilowy przyrost, czyli model dobrze zareagował na gwałtowne zmiany warunków pracy silnika, co można zauważyć na rysunku 4.6.12.



Rys. 4.6.11. Symulacja jazdy ze zmiennym obciążeniem i stałym uchyleniem pedału mocy



Rys. 4.6.12. Porównanie odpowiedzi modelu \hat{NO}_x i mierzonego stężenia NO_x silnika przy oddziaływaniu zakłóceń niemierzalnych (np. obciążenie) i stałym uchyleniu pedału mocy

Błąd średniokwadratowy obliczony dla powyższego testu wynosi 0,50.

Z uwagi na fakt przeprowadzenia przez autora znacznej liczby testów weryfikacyjnych, których wyniki zajmowałyby zbyt wiele miejsca w niniejszym rozdziale, zostaną one zamieszczone w rozdziale „Dodatki”.

Kluczową rolę w wykonaniu wysokiej dokładności modelu (wzór 4.6.2) odgrywa dobór współczynnika, a raczej funkcji $B=B(t)$.

4.6.1.2. Z recyrkulacją spalin

Podobnie jak to miało miejsce w układzie bez recyrkulacji spalin, tak i w układzie z działającym systemem recyrkulacji spalin (α - var.), jako bazę do estymacji stężenia NO_x przyjęto zbiór tych samych sygnałów pomiarowych. Dodatkowym sygnałem dostępnym pomiarowo jest stopień uchylenia zaworu EGR (α) wyrażany w procentach [%].

Jednak przepływ spalin przez zawór nie jest zależnością prostoliniową, stąd w obliczeniach należy uwzględnić charakterystyką przepływową zaworu (rozdział 2, rys. 2.3.4). Dodatkowym utrudnieniem dla swobodnego przepływu spalin z powrotem do kolektora ssącego jest (zdaniem autora) rura łącząca układ wydechowy z dolotowym o zbyt małej średnicy. Stąd możliwości stopnia uchylenia zaworu EGR zostają ograniczone właśnie przez to zwężenie. Tę właściwość trzeba również uwzględnić w modelu, przedstawiono ją za pomocą charakterystyki przepływowej systemu recyrkulacji spalin (rys. 4.6.14). Oprócz uchylenia zaworu, na ilość przepływających przez system recyrkulacji spalin ma wpływ różnica ciśnień przed i za zaworem, a wartości te są pochodnymi prędkości obrotowej i obciążenia silnika [BMG12]. Z analizy wyników przeprowadzonych badań wynika, że do szacowania tego wymuszonego różnicą ciśnień przepływu spalin może posłużyć

4. Identyfikacja systemu recyrkulacji spalin

charakterystyka mocy silnika wyznaczona przez producenta (rys. 2.1.2 i rys. 4.6.15). Wszystkie oddziaływania zaworu EGR oraz całego systemu recyrkulacji systemu spalin zostały uwzględnione w modelu statycznym w parametrze C . Można zauważyć, że równanie (4.6.3) modelu z recyrkulacją nieznacznie różni się od modelu bez recyrkulacji (4.6.2) - właśnie dodatkowym elementem jest parametr C . Dodatkowo dla $\alpha = 0$ parametr $C = 0$, wtedy oba modele są równoznaczne.

Model statyczny emisji NO_x z systemem recyrkulacji spalin opisano następująco:

$$N\hat{O}_x = \frac{\beta - n + B}{Q + C}; \quad (4.6.3)$$

gdzie:

B – współczynnik korekcyjny,

β - uchylenie pedału gazu,

n - prędkość obrotowa silnika,

Q – masowy przepływ zasysanego powietrza,

$C = Q_\alpha \cdot P$ - parametr systemu recyrkulacji spalin,

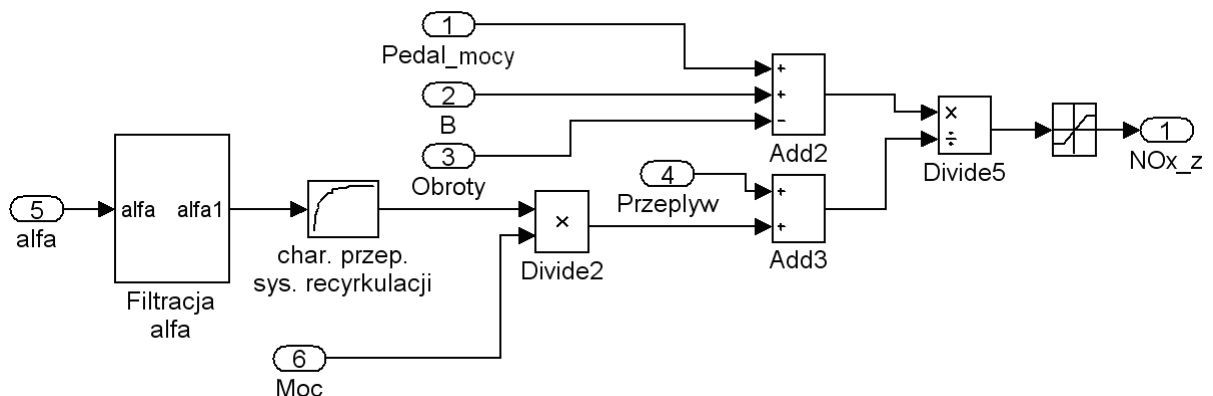
gdzie:

Q_α – przepływ spalin przez zawór w zależności od jego uchylenia,

P – moc obliczona z charakterystyki zewnętrznej silnika.

Uwaga: wszystkie wielkości występujące we wzorze (4.6.3) są znormalizowane.

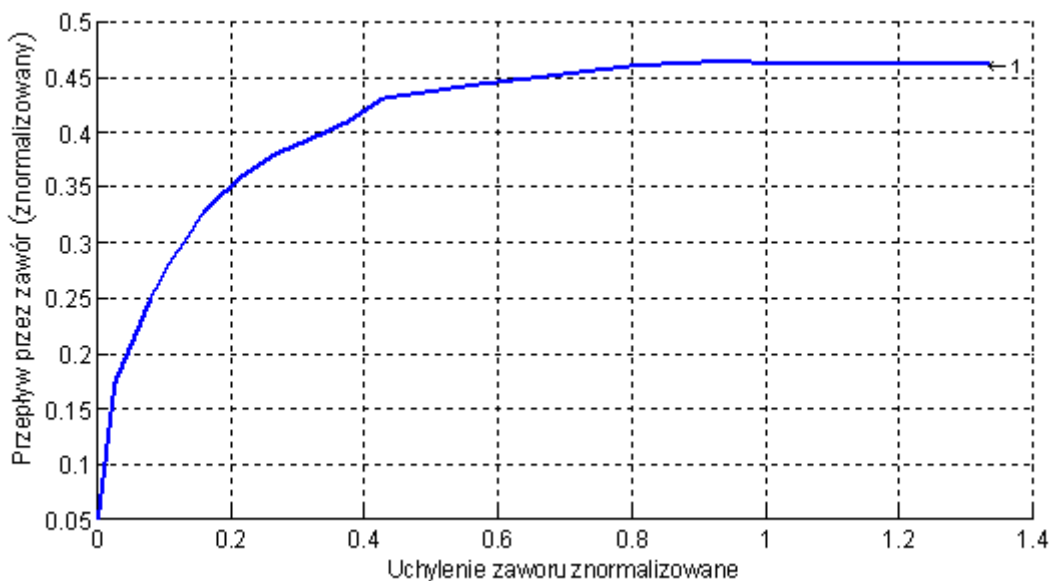
Model symulacyjny programu Matlab/Simulink przedstawiono na rysunku 4.6.13.



Rys. 4.6.13. Model statyczny tlenków azotu systemu z recyrkulacją spalin działający w programie Matlab/Simulink

Charakterystyka przepływowa systemu recyrkulacji spalin uwzględniona w modelu przedstawiona została na rysunku 4.6.14.

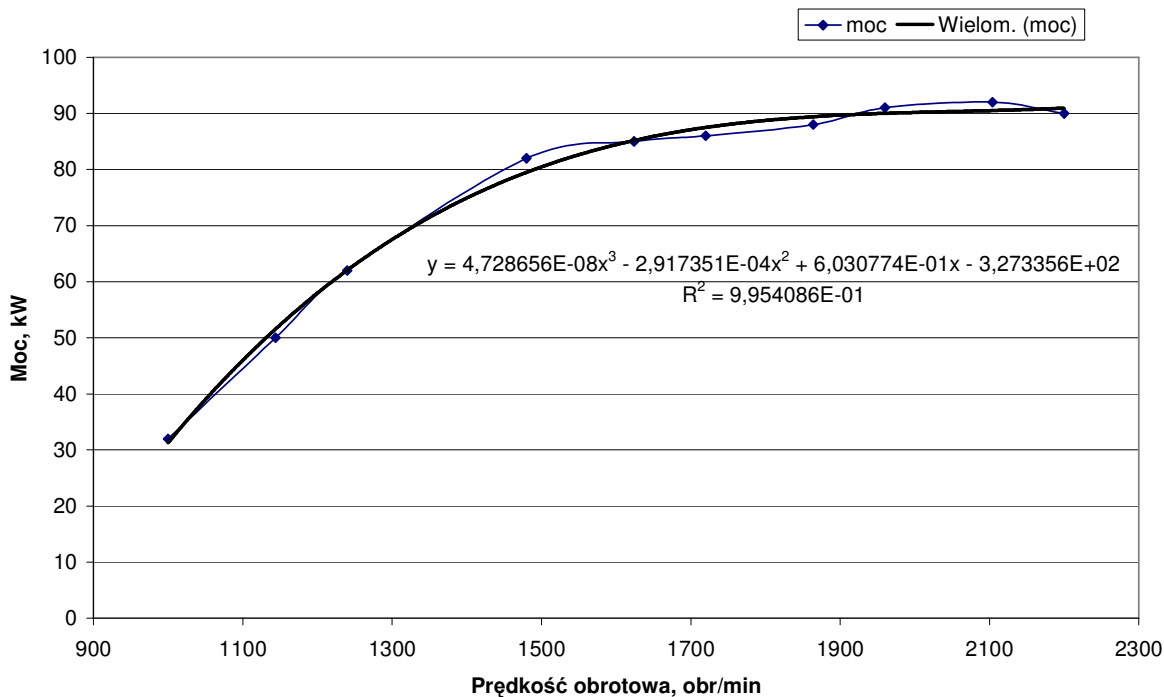
4. Identyfikacja systemu recyrkulacji spalin



Rys. 4.6.14. Charakterystyka przepływowa systemu recyrkulacji spalin uwzględniona w modelu

Również charakterystyka zewnętrzna mocy silnika z równaniem uwzględniona w modelu została przedstawiona na rysunku 4.6.15 (funkcję mocy względem prędkości obrotowej wyznaczono metodą najmniejszych kwadratów).

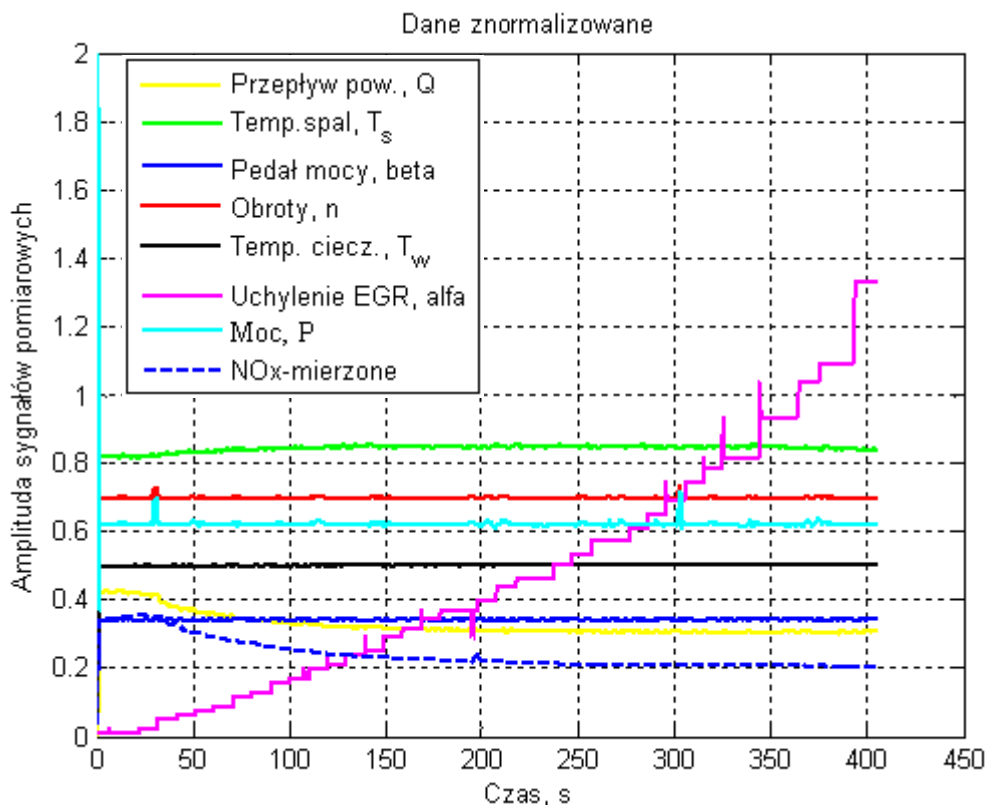
Charakterystyka zewnętrzna mocy silnika spalinowego typu Z-1505



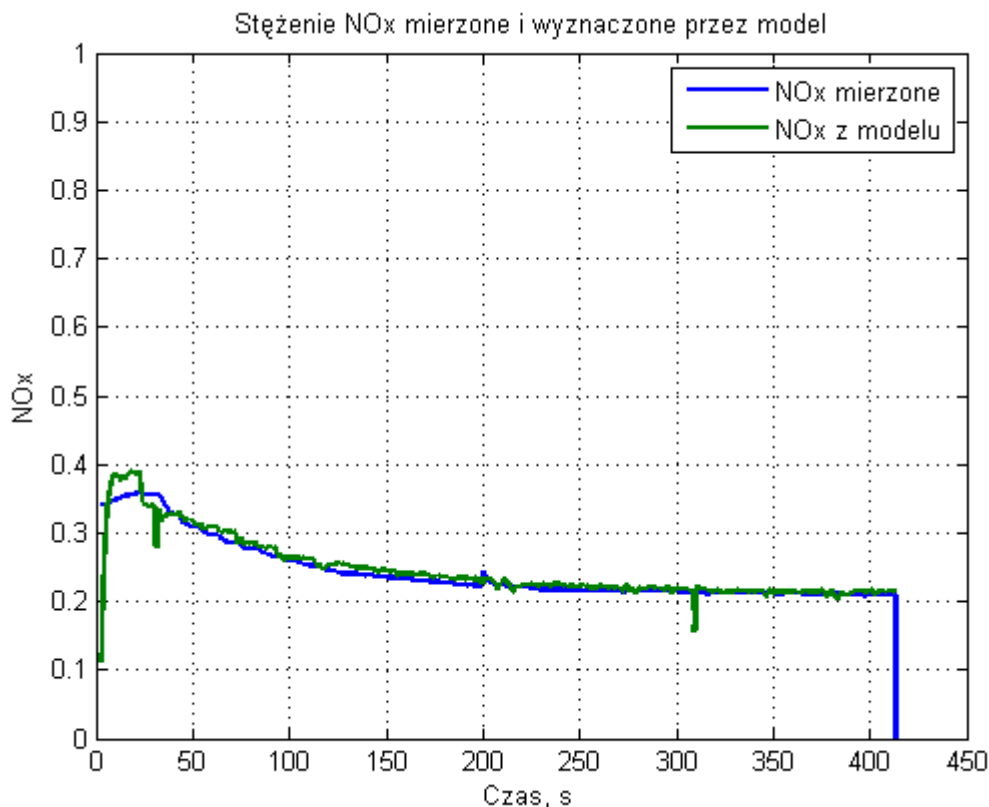
Rys. 4.6.15. Charakterystyka mocy silnika spalinowego uwzględniona w modelu

4. Identyfikacja systemu recyrkulacji spalin

Badania zostały przeprowadzone w różnych punktach pracy silnika oraz w różnych trybach pracy zaworu EGR. W niniejszym podrozdziale przedstawiono tylko niektóre wyniki weryfikacyjne omawianego modelu. Pozostałe wyniki zamieszczono w rozdziale „Dodatki”. W pierwszym etapie badań silnik spalinowy pracował ze stałą prędkością, stałym obciążeniem i przy stałym położeniu pedału mocy. Zmianie ulegała jedynie pozycja zaworu EGR, który w odstępach czasu co około 10s zwiększał swój stopień otwarcia o kolejny krok. Warunki panujące w omawianej próbie przedstawia rysunek 4.6.16.



Rys. 4.6.16. Dane pomiarowe znormalizowane omawianego testu

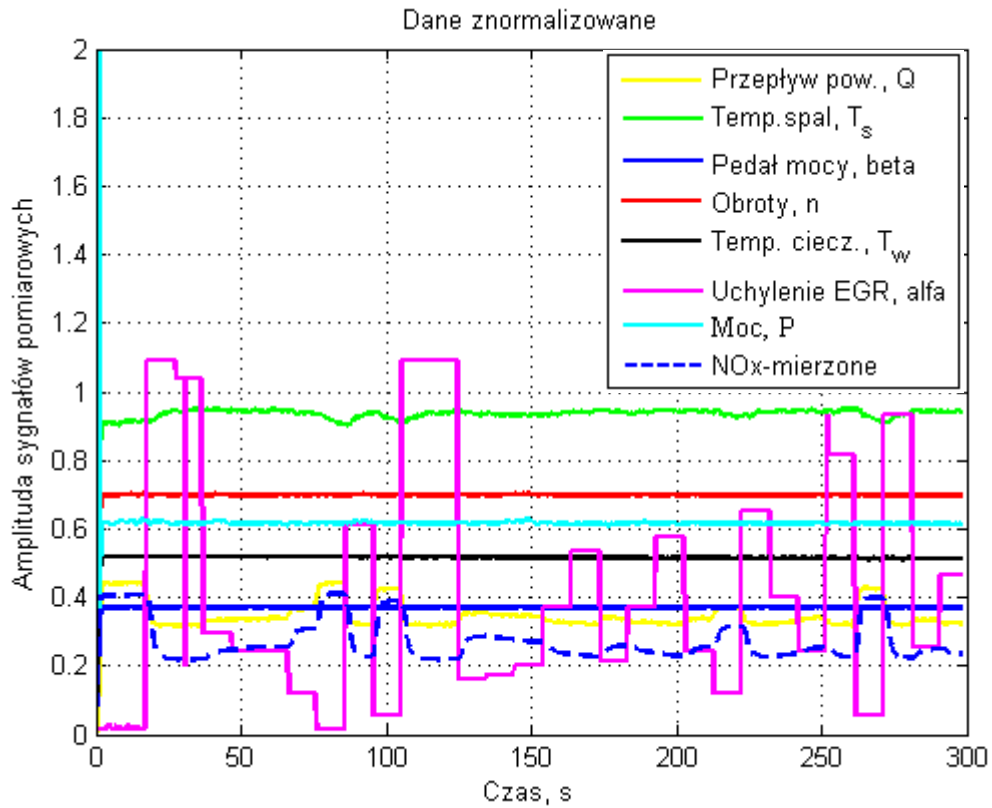


Rys. 4.6.17. Porównanie odpowiedzi modelu \hat{NO}_x z mierzonym sygnałem z czujnika dla $n = 1200$, α - rampa (jak na rysunku 4.6.16), $M_o = 120\text{Nm}$

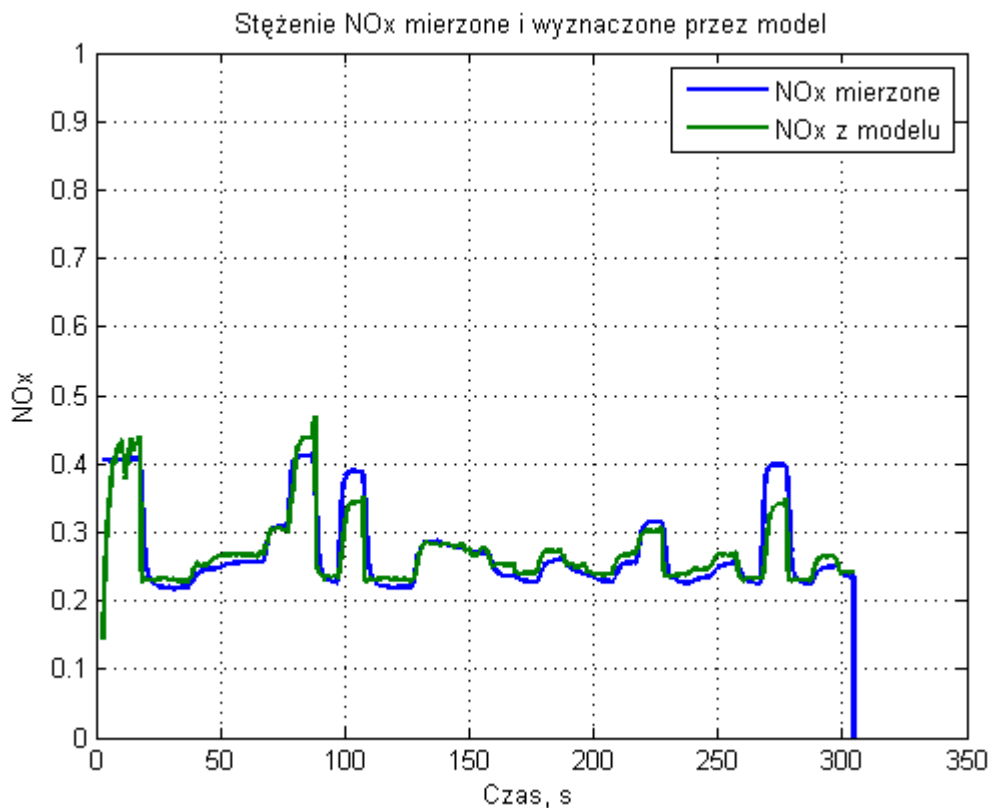
Weryfikację przydatności modelu przeprowadzono na podstawie obliczanego błędu średniokwadratowego porównującego odpowiedź modelu z sygnałem zarejestrowanym przez czujnik pomiaru NO_x . Błąd średniokwadratowy dla omawianej próby (rys. 4.6.17) wynosi 0,0907 dla modelu z recyrkulacją, dla porównania przy tej samej próbie błąd średniokwadratowy modelu bez recyrkulacji wynosi 81,92.

W kolejnym cyklu badań silnik spalinowy również pracował pod stałym obciążeniem, stałą prędkością i stałym uchyleniu pedału mocy. Zawór EGR w tym teście został uruchomiony w trybie losowego wybierania kroków otwarcia - co 10s losowo przyjmował jedną z czterdziestu pozycji. Warunki testu oraz wynik estymacji NO_x tego testu przedstawiają odpowiednio rysunek 4.6.18 i 4.6.19.

4. Identyfikacja systemu recyrkulacji spalin



Rys. 4.6.18. Dane pomiarowe znormalizowane omawianego testu

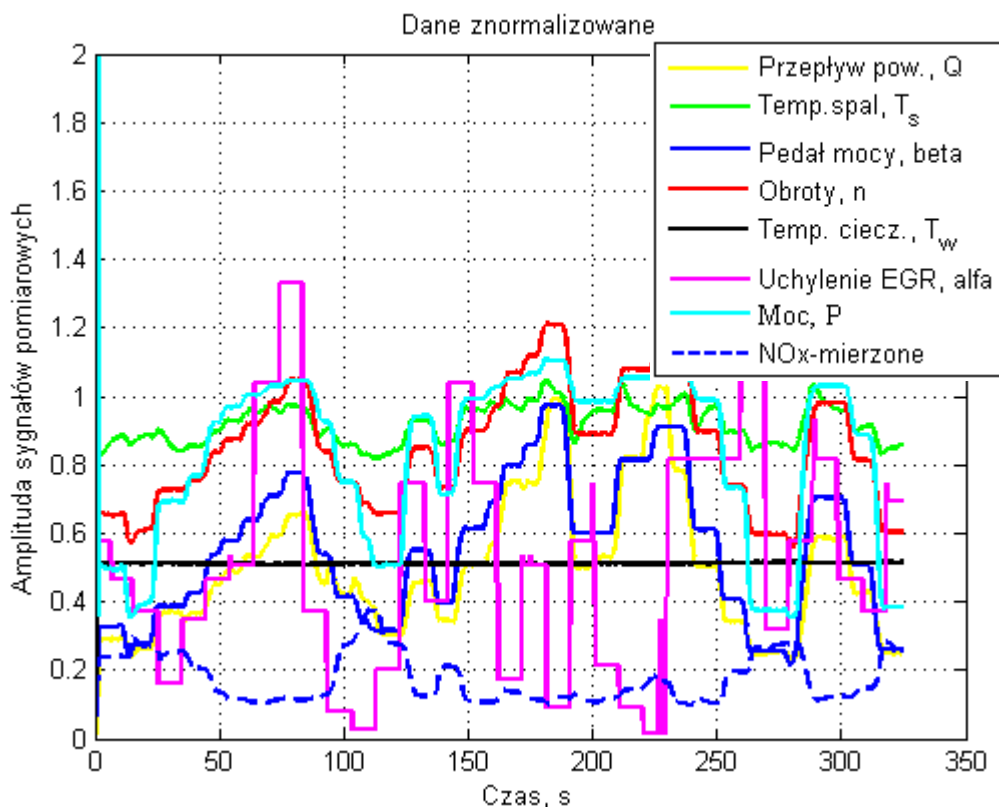


Rys. 4.6.19. Porównanie odpowiedzi modelu \hat{NO}_x z mierzonym sygnałem z czujnika dla $n = 1200$, α - losowo, $M_o = 120\text{Nm}$

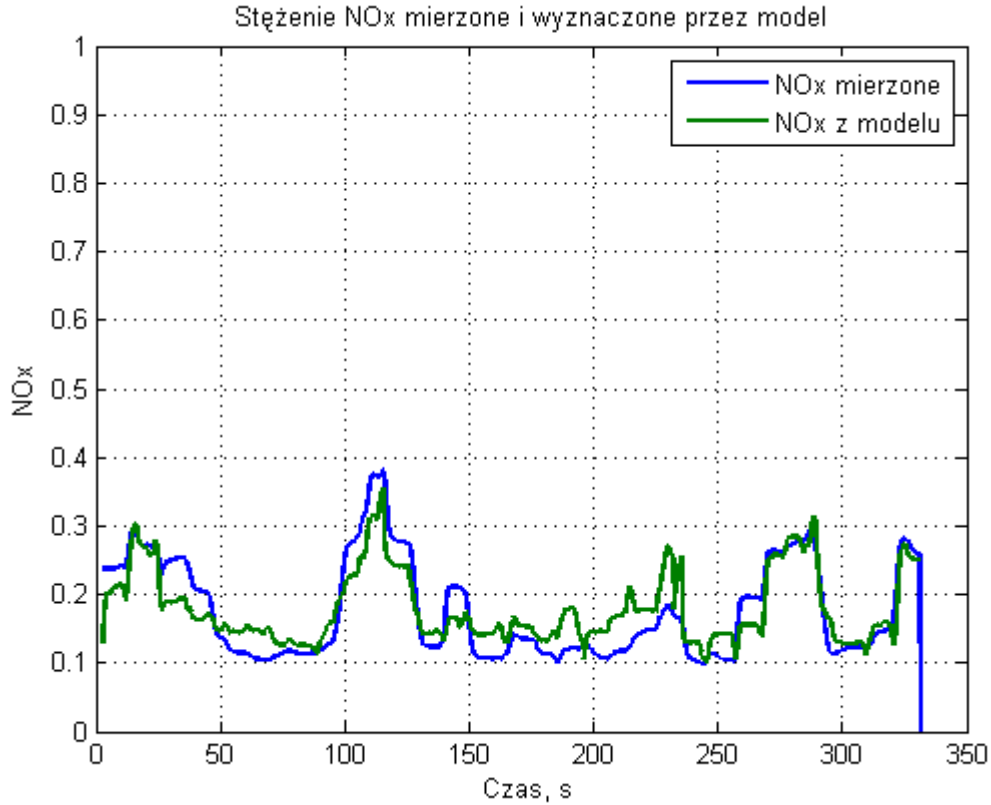
4. Identyfikacja systemu recyrkulacji spalin

Błąd dla omawianej próby wynosi 0,24 dla modelu z recyrkulacją, dla porównania przy tej samej próbie błąd modelu bez recyrkulacji wynosi 106,03.

W ostatnim teście silnik został ustawiany w przypadkowe punkty pracy (nie pracuje już w punkcie ustalonym). Zmianie podlega uchylenie pedału mocy, prędkość obrotowa i obciążenie, a tym samym wszystkie inne sygnały z czujników silnika ulegają zmianom. W tym teście również pozycje zaworu EGR są wybierane losowo co 10s. Warunki panujące podczas tego testu przedstawia rysunek 4.6.20, a wynik działania modelu ukazuje rysunek 4.6.21.



Rys. 4.6.20. Dane pomiarowe znormalizowane omawianego testu



Rys. 4.6.21. Porównanie odpowiedzi modelu \hat{NO}_x z mierzonym sygnałem z czujnika dla n - losowo, α - losowo, M_o - losowo

Błąd średniokwadratowy dla omawianej próby wynosi 0,40 dla modelu z recyrkulacją, dla porównania przy tej samej próbie błąd modelu bez recyrkulacji wynosi 101,94. Wyniki pozostałych przeprowadzonych badań zestawiono w rozdziale „Dodatki”.

4.6.2. Identyfikacja z wykorzystaniem modelu Hammersteina-Laguerre’a

Zgodnie ze wcześniej przyjętą strukturą modelu statycznego (rys. 4.3.1) również podczas identyfikacji z wykorzystaniem modelu Hammersteina-Laguerre’a struktura pozostaje niezmienna. Zakłada się, że mamy do czynienia z obiektem z jednym wejściem (kątem $\alpha(k)$ uchylecia zaworu ERG) i jednym wyjściem (\hat{NO}_x) oraz szeregiem torów zakłóceń mierzalnych oraz niemierzalnych oddziaływującymi na obiekt. W wyniku przyjętych założeń model można opisać następująco (por. [Lat04, SHL08, SHL09, Sta07]):

Równanie modelu obiektu:

$$R(q^{-1})y(k) = \sum_{i=1}^m p_i u^i(k) + a_1 n(k-d_1) + a_2 n(k-d_1-1) + f_1 Q(k-d_2) + f_2 Q(k-d_2-1) + g_1 T_s(k-d_3) + g_2 T_s(k-d_3-1) + h_1 T_w(k-d_4) \quad ; \quad (4.6.4)$$

Wektor nieznanych parametrów (do estymacji):

$$\underline{\Theta}^T = [c_1, \dots, c_M, p_1 \dots p_m, a_1, a_2, f_1, f_2, g_1, g_2, h_1] ; \quad (4.6.5)$$

4. Identyfikacja systemu recyrkulacji spalin

Wektor regresora:

$$\begin{aligned} \underline{\varphi}^T(k) = & [-v_1(k-1)\dots -v_M(k-M); u(k-d); u^2(k-d)\dots u^m(k-d); \\ & n(k-d-d_1); n(k-d-d_1-1); Q(k-d-d_2); Q(k-d-d_2-1); \\ & T_s(k-d-d_3); T_s(k-d-d_3-1); T_w(k-d-d_4)]; \end{aligned} \quad (4.6.6)$$

Rekursywny/adaptacyjny estymator parametrów $\underline{\Theta}$:

$$\hat{\underline{\Theta}}(k) = \hat{\underline{\Theta}}(k-1) + \underline{L}(k)[y(k) - \hat{y}(k)]; \quad (4.6.7)$$

Wektor wzmocnienia estymatora:

$$\underline{L}(k) = \frac{\underline{P}(k-1)\underline{\varphi}(k)}{\lambda + \underline{\varphi}^T(k)\underline{P}(k-1)\underline{\varphi}(k)}; \quad (4.6.8)$$

Macierz kowariancyjna:

$$\underline{P}(k) = \left[\underline{P}(k-1) - \frac{\underline{P}(k-1)\underline{\varphi}(k)\underline{\varphi}^T(k)\underline{P}(k-1)}{1 + \underline{\varphi}^T(k)\underline{P}(k-1)\underline{\varphi}(k)} \right] / \lambda; \quad (4.6.9)$$

Warunki startowe:

$$\hat{\underline{\Theta}}(0) = \underline{0}; \quad \underline{P}(0) = 10^6 \mathbf{I};$$

Wyjście modelu obiektu:

$$\hat{y}(k) = \underline{\varphi}^T(k)\hat{\underline{\Theta}}(k-1); \quad (4.6.10)$$

gdzie k jest czasem dyskretnym $k=1,2,\dots$, $y(k) = N\hat{O}_x(k)$,

$u(k) = a(k)$, d – opóźnienie w torze „ $u(k)$ — $y(k)$ ”,

$n(k)$ – prędkość obrotowa, d_1 -opóźnienie w torze „ $u(k)$ — $n(k)$ ”,

$Q(k)$ – masowy przepływ powietrza, d_2 – opóźnienie w torze „ $u(k)$ — $Q(k)$ ”,

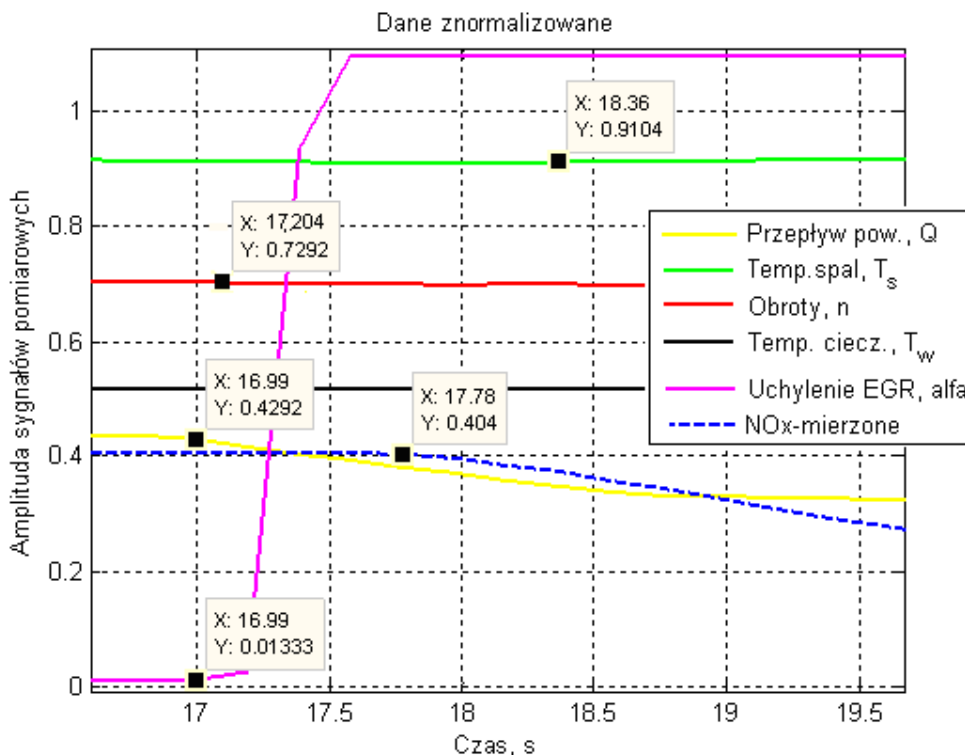
$T_s(k)$ – temperatura spalin, d_3 – opóźnienie w torze „ $u(k)$ — $T_s(k)$ ”,

T_w – temperatura cieczy chłodzącej, d_4 – opóźnienie w torze „ $u(k)$ — $T_w(k)$ ” oraz

transmitancja $R(q^{-1}) = \hat{G}^{-1}(q^{-1})$ jest modelowana za pomocą filtra Laguerre’a, przy czym $v_i(k) = L_i(q^{-1})y(k)$, $i=1,\dots,M$.

Zgodnie z powyższym opisem konieczne jest wyznaczenie opóźnień dla każdego uwzględnionego w opisie sygnału. Opóźnienia poszczególnych torów wyznaczono na podstawie zarejestrowanego testu, w którym następuje skokowe otwarcie zaworu regulacyjnego systemu recyrkulacji spalin (linia różowa na rys. 4.6.22).

Do estymacji wektora parametrów $\underline{\Theta}$ zastosowano adaptacyjny algorytm wg metody najmniejszych kwadratów (MNK), stanowiący kombinację algorytmu rekursywnego MNK i mechanizmu zapominania wykładniczego, przy czym współczynnik zapominania λ został dobrany eksperymentalnie i wynosił 0,99.



Rys. 4.6.22. Opóźnienia poszczególnych torów dynamicznych

Na tym samym rysunku prędkość obrotową silnika spalinowego zaznaczono kolorem czerwonym. Analizując powyższy przebieg można zauważyć, że po ok. 0,2 sek. od momentu zmiany stanu zaworu regulacyjnego następuje zmiana prędkości obrotowej, co oznacza opóźnienie tego sygnału o jeden krok $d_1=1$. Przepływ powietrza reaguje natychmiast po zmianie poziomu otwarcia zaworu, jednakże przyjęto $d_2=1$ ze względów praktycznych (zmiana położenia zaworu odbywa się za pośrednictwem cewki elektromagnetycznej z rdzeniem o ruchu liniowym). Największe opóźnienie, bo aż $d_3=7$ zanotowano dla sygnału temperatury spalin. Nie zauważono zmiany temperatury cieczy chłodzącej na skutek zmian sygnału wejściowego. Dodatkowo zauważono (linia przerywana niebieska), co potwierdza już wcześniejsze obserwacje i dane specyfikacyjne czujnika pomiaru stężenia NO_x , że opóźnienie pomiarowe tego czujnika wynosi ok. 1s (w tym konkretnym przypadku zarejestrowano 0,8 sek.).

Na rysunku 4.6.23 przedstawiono model symulacyjny zbudowany na potrzeby niniejszej pracy w programie Matlab/Simulink, pozwalający na przeprowadzenie identyfikacji obiektu w trybie off-line za pomocą przyjętej struktury modelu Hammersteina-Laugerre'a. Identyfikację przeprowadzono w czterech różnych wersjach dla każdej z zarejestrowanej próby na obiekcie. W bloku podpisanym na schemacie jako „Model 1” (rys. 4.6.23) oraz w dalszej części pracy na wykresach przedstawiających wyniki estymacji dla poszczególnych prób, estymowane są parametry modelu (4.6.4) z uwzględnieniem oddziaływania torów zakłóceń mierzalnych na obiekt. W bloku „Model 1” estymowany jest również parametr h_1 toru temperatury cieczy chłodzącej (zgodnie ze wzorem 4.6.4).

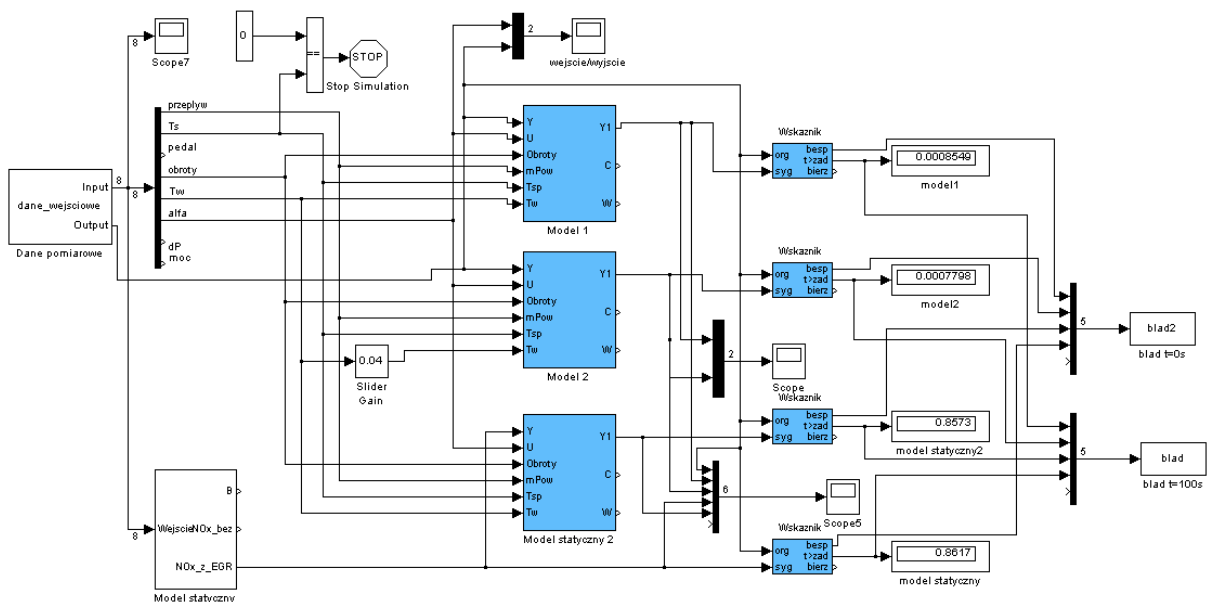
W bloku opisanym „Model 2” estymowane są parametry modelu (4.6.4), z wyjątkiem jednak parametru h_1 , który dobierany jest eksperymentalnie. Wówczas w wektorze nieznanymi parametrów w równaniu (4.6.5) parametr h_1 nie występuje, w regresorze (4.6.6) nie występuje pomiar T_w , zaś równanie wyjścia modelu (4.6.10) przyjmuje postać:

4. Identyfikacja systemu recyrkulacji spalin

$$\hat{y}(k) = \hat{h}_1 T_w(k - d_4) + \underline{\phi}^T(k) \underline{\Theta}(k - 1); \quad (4.6.11)$$

Okazało się bowiem, że po wcześniejszym wyestymowaniu parametru h_1 (w odpowiednich warunkach wymuszenia przy zmieniającej się temperaturze T_w) lepiej było później stosować algorytm z ustawionym na stałe parametrem $h_1=0,04$, gdyż – typowo – temperatura T_w była w długich okresach stała, co źle wpływało na własności estymacji parametru h_1 .

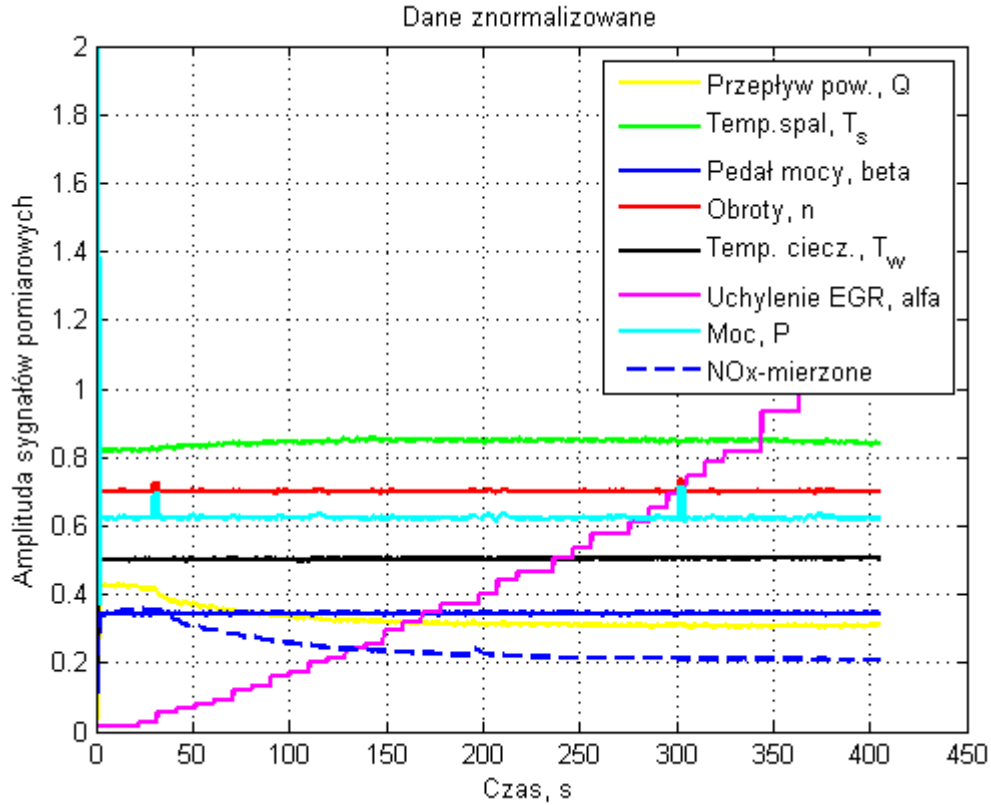
Kolejny blok podpisany „Model statyczny” estymuje stężenie NO_x według modelu (4.6.3) z uwzględnieniem torów zakłóceń mierzalnych - wyniki tego modelu służą do porównania jakości działania wszystkich zaprezentowanych modeli. „Model statyczny 2” to blok, który estymuje parametry modelu (4.6.4) z wykorzystaniem wcześniej opisanej struktury Hammersteina-Laugerre’a, jednakże do estymacji jako sygnał Y podawany jest sygnał estymowanego stężenia NO_x modelu statycznego (4.6.3). W modelu tym uwzględniono również tory zakłóceń mierzalnych wraz z ich opóźnieniami i estymowany jest parametr h_1 toru temperatury cieczy chłodzącej.



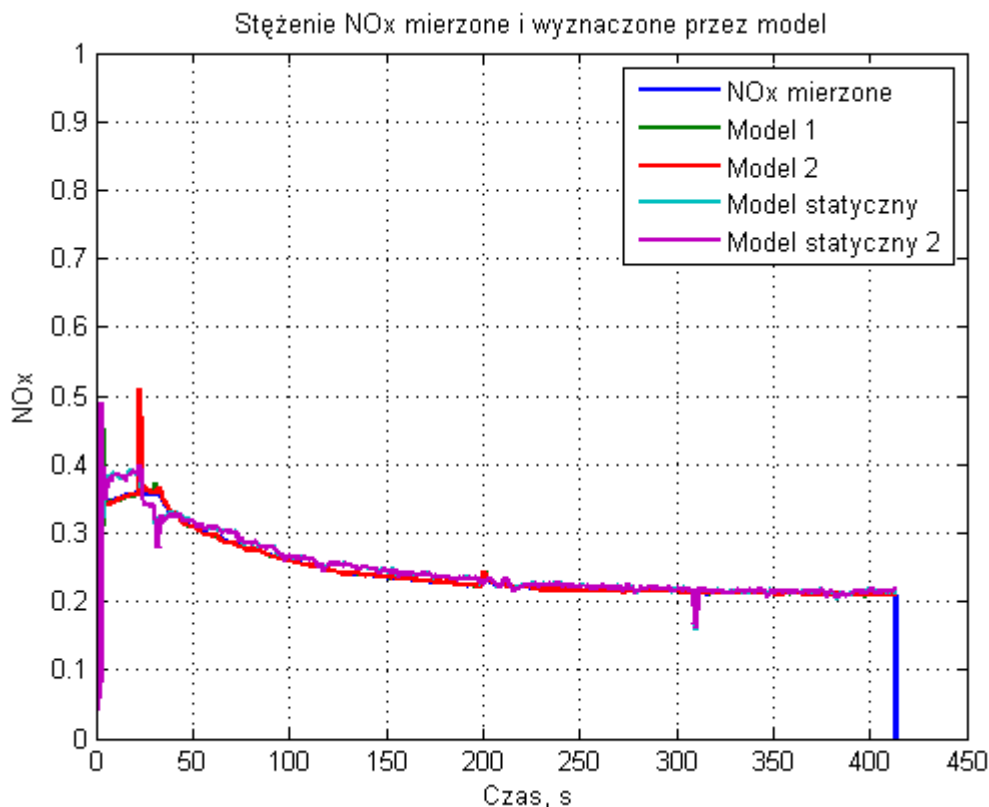
Rys. 4.6.23. Model symulacyjny programu Matlab/Simulink

Również w tym przypadku dla wszystkich przeprowadzonych testów, obliczany jest błąd średniokwadratowy pozwalający określić dopasowanie sygnału estymowanego do mierzonego za pomocą czujnika. Błąd obliczany jest dla każdej próby od początku symulacji ($t = 0s$) do jej końca oraz zdecydowano się dokonać dodatkowego obliczenia błędów od $t = 100s$ do końca symulacji. Ma to na celu wykluczenie początkowego czasu, w którym współczynniki ulegają jeszcze znacznym zmianom, a tym samym wartość estymowana też może odbiegać od wartości zmierzonej. Wartości błędów będą również w tym podrozdziale podawane dla każdej przeprowadzonej próby, przy czym otrzymane błędy zestawiono w tabeli 4.6.1.

W pierwszym opisanym teście z wykorzystaniem modelu Hammersteina-Laugerre’a silnik spalinowy pracował ze stałą prędkością obrotową $n = 1200$ obr/min, został obciążony momentem $M_0 = 120Nm$, a zmianie ulegała pozycja zaworu regulacyjnego systemu recyrkulacji spalin α - co 10 sekund zwiększano o kolejny krok poziom otwarcia tego zaworu, aż do $\alpha = 40$. (rys. 4.6.24).

Rys. 4.6.24. Dane wejściowe, $n = 1200$, α - rampa (jak na rysunku), $M_o = 120\text{Nm}$

Wynik przeprowadzonej estymacji stężenia NO_x dla opisanej próby przedstawia rysunek 4.6.25. Kolorem niebieskim zaznaczono zmierzone stężenie za pomocą czujnika, kolorem zielonym zaznaczono wynik estymacji modelu Hammersteina-Laugerre'a z uwzględnieniem dodatkowych torów zakłóceń mierzalnych i estymowanym parametrem h_1 , na rysunkach w dalszej części niniejszej pracy wyniki estymacji tego modelu będą opisane nazwą „*Model 1*”. Kolorem czerwonym zaznaczono wyniki estymacji modelu Hammersteina-Laugerre'a z uwzględnieniem dodatkowych torów zakłóceń mierzalnych bez estymacji parametru h_1 . Na dalszych rysunkach opisany nazwą „*Model 2*”. Kolorem seledynowym zaznaczono na wykresach wyniki estymacji modelu statycznego opisanego w podpunkcie 4.6.1.2, opisanego na wykresach nazwą „*Model statyczny*”. Kolorem fioletowym zaznaczono wynik estymacji modelu Hammersteina-Laugerre'a z uwzględnieniem dodatkowych torów zakłóceń mierzalnych i estymowanym parametrem h_1 , z tym, że jako sygnał wyjściowy w procesie identyfikacji podano sygnał estymowany przez model statyczny, na wykresach opisany jako „*Model statyczny 2*”.

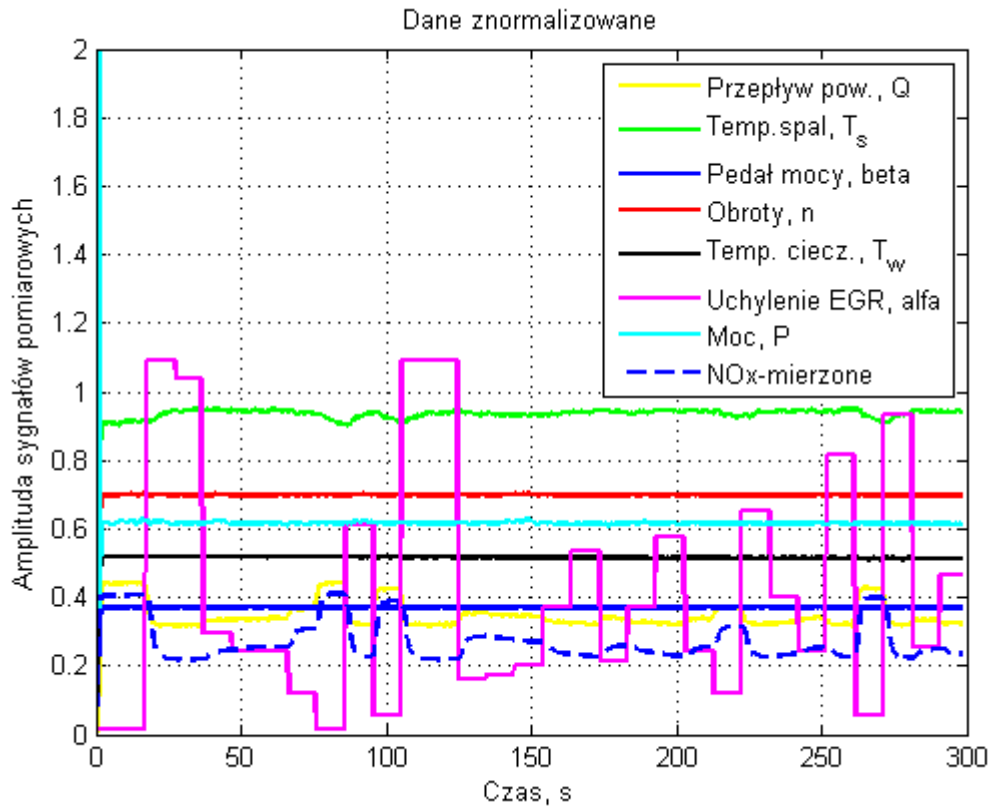


Rys. 4.6.25. Porównanie odpowiedzi modeli z mierzonym sygnałem z czujnika dla $n = 1200$, α - rampa, $M_o = 120\text{Nm}$

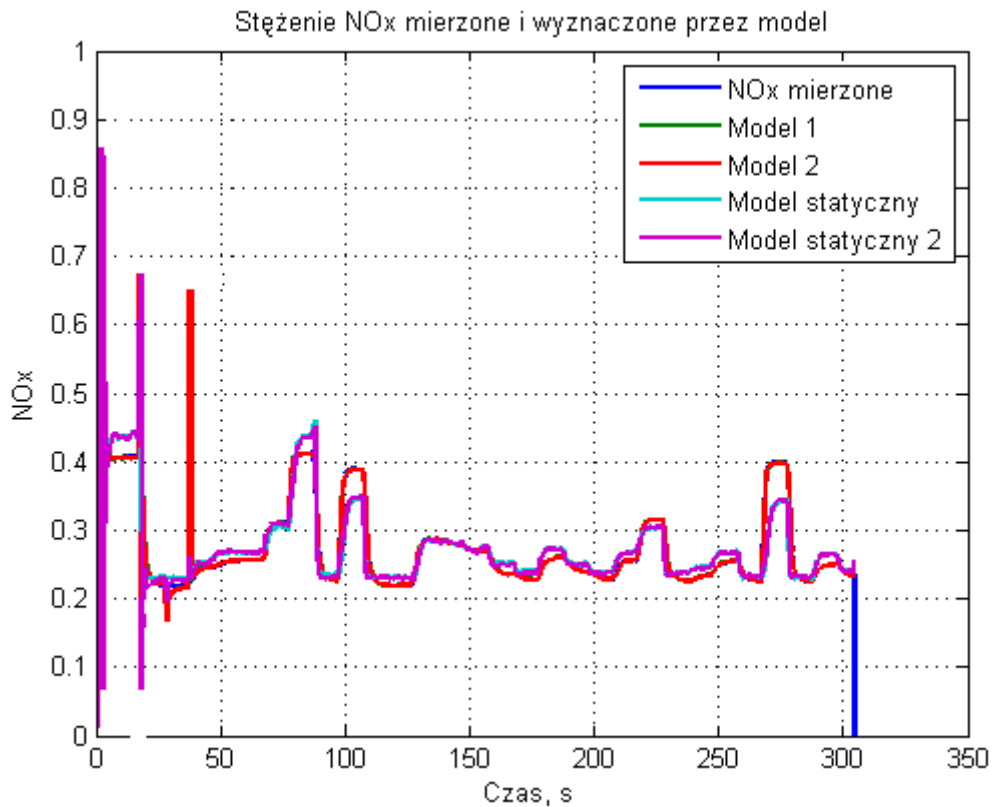
Błąd średniokwadratowy obliczony dla tej próby z estymowanego sygnału „Modelu 1” wynosi 0,0342, „Modelu 2” wynosi 0,0345, „Modelu statycznego 1” wynosi 0,1480, a „Modelu statycznego 2” wynosi 0,1782. Z analizy uzyskanych wyników można wnioskować, że dla opisanych wyżej warunków podczas testu najlepsze dopasowanie daje model dynamiczny z estymacją parametru h_1 . Analizując błąd średniokwadratowy obliczony dla tej próby od $t = 100\text{s}$ można również stwierdzić, że model ten uzyskuje lepsze dopasowanie sygnału estymowanego do mierzonych. Wartości tych błędów są znacznie mniejsze, co świadczy o tym, że w początkowej fazie estymacji parametry nie są jeszcze dobrze „dopasowane”, a tym samym estymowany sygnał w tej fazie testu odbiega od wartości mierzonych. Obliczone błędy wynoszą odpowiednio: błąd Modelu 1 wynosi 0,00007, błąd modelu 2 wynosi 0,0001, błąd modelu statycznego wynosi 0,0171, a błąd modelu statycznego 2 wynosi 0,0168. Zestawienie obliczonych błędów podano w tabeli 4.6.1 w dalszej części niniejszego podrozdziału.

W kolejnej przeprowadzonej próbie silnik spalinowy pracował w tych samych warunkach ($n = 1200\text{obr/min}$, $M_o = 120\text{Nm}$), z tym, że zawór regulacyjny przyjmował w sposób losowy kroki z przedziału od 0 do 40. Warunki testu przedstawiono na rysunku 4.6.26.

4. Identyfikacja systemu recyrkulacji spalin



Rys. 4.6.26. Zarejestrowane sygnały podczas testu: $n = 1200$ obr/min, $M_o = 120$ Nm, α - losowo

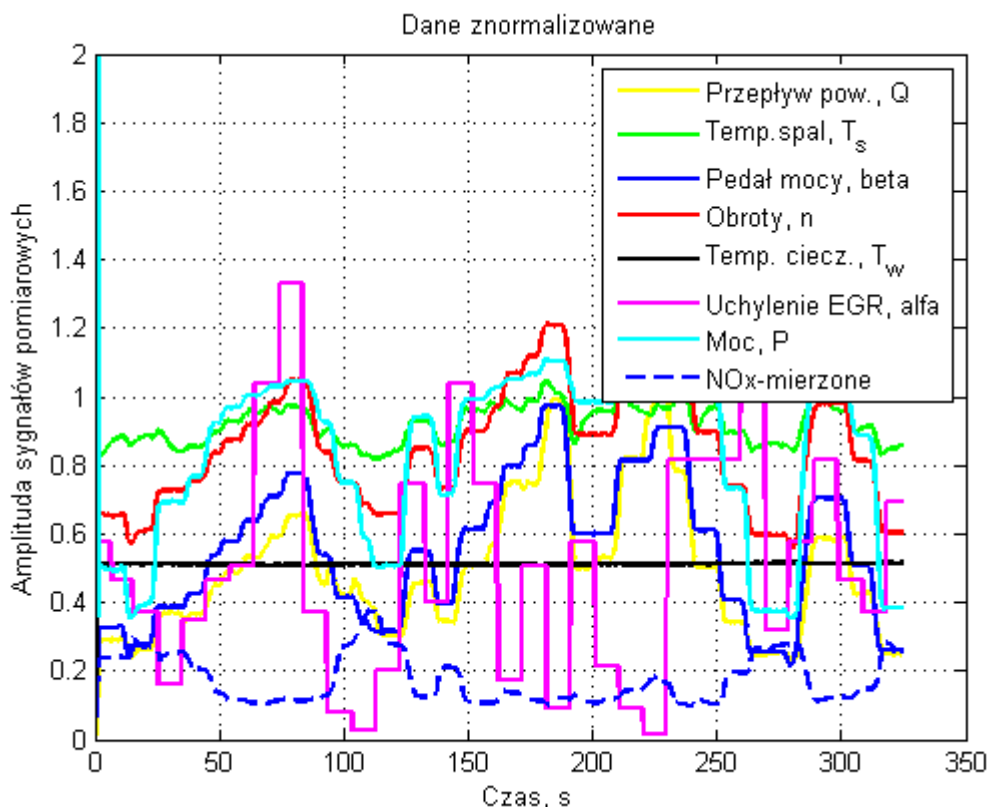


Rys. 4.6.27. Wyniki estymowanych sygnałów, dla próby przedstawionej na rysunku 4.6.26

4. Identyfikacja systemu recyrkulacji spalin

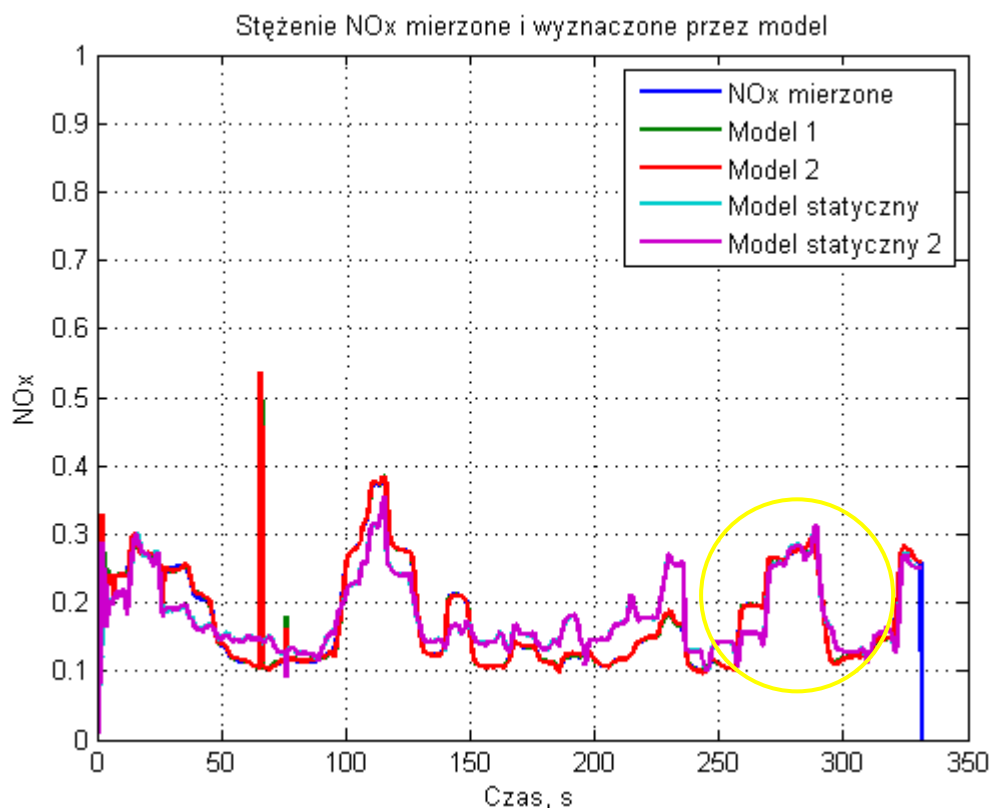
Błąd średniokwadratowy obliczony od czasu $t=100s$ do końca tej próby z estymowanego sygnału „Modelu 1” wynosi 0,0001, „Modelu 2” wynosi 0,001, „Modelu statycznego 1” wynosi 0,11, a „Modelu statycznego 2” wynosi 0,10. Z analizy uzyskanych wyników można wnioskować, że dla opisanych wyżej warunków podczas testu najlepsze dopasowanie daje „Model 1” i „Model 2”.

Kolejna przeprowadzona próba to zmienne warunki pracy silnika spalinowego. Zmienia się prędkość obrotowa n - losowo, zmienne jest również uchylenie pedału mocy β - losowo, a tym samym panuje zmienne obciążenie silnika spalinowego. W tej próbie również krok zaworu α był ustawiany losowo. Warunki panujące podczas tej próby przedstawiono na rysunku 4.6.28.



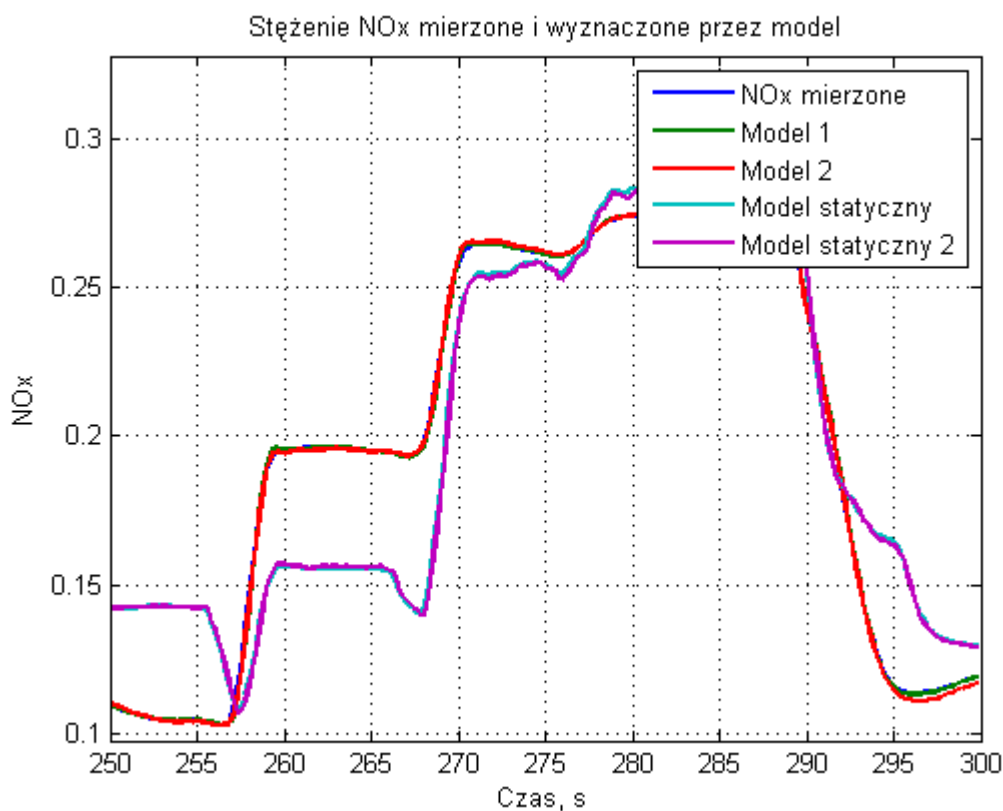
Rys. 4.6.28. Sygnały podczas testu: n - losowo, M_o - losowo, α - losowo

Wyniki estymowanego stężenia NO_x uzyskane przez omawiane modele przedstawiono na rysunku 4.6.30. Błąd średniokwadratowy obliczony dla tej próby od $t=100s$ z estymowanego sygnału „Modelu 1” wynosi 0,0002, „Modelu 2” wynosi 0,0007, „Modelu statycznego 1” wynosi 0,30, a „Modelu statycznego 2” wynosi 0,30. Z analizy uzyskanych wyników można wnioskować, że dla opisanych wyżej warunków podczas testu najlepsze dopasowanie daje „Model 2”. Wyniki estymowanych sygnałów zaprezentowano na rysunku 4.6.29.



Rys. 4.6.29. Wyniki estymowanych sygnałów, dla próby przedstawionej na rysunku 4.6.28

Powiększony fragment estymowanych sygnałów zaznaczony na rysunku 4.6.29 żółtym kółkiem przedstawiono na rysunku 4.6.30.



Rys. 4.6.30. Powiększenie części rysunku 4.6.29

4. Identyfikacja systemu recyrkulacji spalin

Pozostałe wyniki estymacji stężenia NO_x wyznaczone przez opisane modele przedstawiono w rozdziale „Dodatki”.

W tabeli 4.6.1 przygotowano zestawienie obliczonych błędów średniokwadratowych omawianych modeli dla wybranych testów. Błędy podano w dwóch wariantach, tzn. błąd obliczany od początku symulacji ($t=0$) do jej końca, jak również obliczono błąd od $t=100s$ do końca symulacji. Różnice w obliczonych błędach dla tych dwóch wariantów są szczególnie widoczne dla modeli dynamicznych, gdzie w początkowej fazie symulacji parametry modelu są dopiero rekursywnie dobierane i ulegają jeszcze w tej fazie dużym zmianom. Estymowany sygnał wyjściowy tych modeli w początkowej fazie symulacji może być obciążony sporym błędem, jednakże po pewnym czasie, gdy parametry zostały już „dopasowane”, modele te charakteryzują się dobrym odzwierciedleniem obiektu rzeczywistego, co zostało wykazane w przedstawionych wynikach symulacji i potwierdzone w tabeli 4.6.1.

Tabela 4.6.1. Zestawienie obliczonych błędów średniokwadratowych

Błąd obliczany od Nr, testu, Warunki testu	Model dynamiczny 1		Model dynamiczny 2		Model statyczny 1		Model statyczny 2	
	t=0s	t=100s	t=0s	t=100s	t=0s	t=100s	t=0	t=100s
TEST 1, n =1200 obr/min, α - rampa, Mo= 120 Nm,	0,0342	0,00007	0,0345	0,0001	0,1480	0,0171	0,1782	0,0168
TEST 2, n =1600 obr/min, α - rampa, Mo= 120 Nm,	0,4420	0,00006	0,4018	0,00008	0,0755	0,0177	0,9496	0,0171
TEST 3, n =2000 obr/min, α - rampa, Mo= 120 Nm,	0,0140	0,0001	0,0125	0,00007	0,0161	0,0027	0,4801	0,0025
TEST 4, n =1200 obr/min, α - losowo, Mo= 120 Nm,	11,2750	0,0001	12,5382	0,0001	0,2965	0,1149	1,2456	0,1047
TEST 5, n =1600 obr/min, α - losowo, Mo= 120 Nm,	1,2699	0,00005	1,2682	0,00006	0,1247	0,0665	0,8278	0,0657
TEST 6, n - losowo, α - losowo, Mo - losowo,	0,0058	0,0002	0,0099	0,0036	0,7415	0,6462	1,0617	0,6631
TEST 7, n - losowo, α - losowo, Mo - losowo,	0,2525	0,0002	0,2087	0,0007	0,4690	0,3062	0,4641	0,3059

4.6.3. Identyfikacja dynamiki procesu w oparciu o model statyczny

W pracy estymowano nieliniową dynamikę procesu spalania w silniku spalinowym, reprezentowanego przez stężenie NO_x , za pomocą modelu Hammersteina – Laguerre’a. Powstaje pytanie, dlaczego nie rozszerzyć modeli statycznych (4.6.2) i (4.6.3) do postaci modeli dynamicznych. W rozdziale „Dodatki” w podpunkcie 6.5 pokazano przykład możliwego sposobu rozszerzenia tych modeli statycznych do opisów dynamiki procesu z wykorzystaniem modeli ARX.

Niestety, skomplikowana procedura wyznaczania wyjścia modelu prowadzi tu do niekorzystnego efektu biliniowości i charakterystycznego, znacznego wzrostu liczby estymowanych parametrów, przy czym niektóre z tych parametrów byłyby „niepotrzebnie” estymowane (por. [Lat04, SHL08, SHL09, Sta07]). W metodologii przedstawionej w poprzednim podrozdziale wyeliminowano efekt biliniowości, co przyczyniło się do uzyskania znacznych oszczędności obliczeniowych.

5. Wnioski i kierunki dalszych badań

W pracy autor przedstawił metodę identyfikacji systemu recyrkulacji spalin silnika spalinowego o zapłonie samoczynnym. Przeprowadzenie identyfikacji stało się możliwe dopiero po wcześniejszym wyselekcjonowaniu istotnych dostępnych sygnałów pomiarowych z szeregu czujników pomiarowych rozmieszczonych na badanym obiekcie. W wyniku poznania mechanizmu tworzenia się związków tlenków azotu podczas procesu spalania oraz przeprowadzenia licznych eksperymentów wybrano trzy sygnały podstawowe oraz dwa pomocnicze/korekcyjne, pozwalające opisać model powstawania tlenków azotu w silniku spalinowym. W przeprowadzonych eksperymentach stwierdzono, że znaczny wpływ na wynik estymacji stężenia NO_x , a tym samym obliczonego błędu średniokwadratowego dla przeprowadzonych prób ma dobór odpowiedniej częstotliwości próbkowania sygnału oraz dobór odpowiedniego algorytmu filtracji sygnałów pomiarowych. Ponadto na dokładność modelu znaczący wpływ ma również sposób normalizacji sygnałów pomiarowych, tak by ich poziomy zmienności mieściły się w tym samym zakresie wielkości.

Prace przeprowadzono w dwóch etapach - z wykorzystaniem modelu statycznego oraz z wykorzystaniem modelu dynamicznego. W trakcie budowy modelu statycznego najpierw przeprowadzono identyfikację procesu emisji tlenków azotu silnika bez układu recyrkulacji spalin. Był to model służący do poznania procesów zachodzących podczas procesów spalania paliwa płynnego w komorze silnika spalinowego. Na bazie tego modelu powstał następnie model statyczny uwzględniający układ recyrkulacji spalin z zaworem regulującym przepływ spalin. W drugim etapie prac przeprowadzono identyfikację z wykorzystaniem nieliniowego modelu dynamicznego blokowo-zorientowanego, łączącego statyczny blok opisany funkcją nieliniową z blokiem dynamicznym opisanym za pomocą filtrów Laguerre'a, tworząc tym samym model Hammersteina-Laguerre'a. Oba zaproponowane modele dobrze estymują zawartość tlenków azotu w spalinach, co wykazano w rozdziale 4 niniejszej pracy. W wyniku przeprowadzonych badań można stwierdzić, że:

- a) model statyczny daje lepsze wyniki dla obiektów o małych (powolnych) zmianach sygnału wymuszenia, tj. kąta uchylenia zaworu recyrkulacji spalin,
- b) model Hammersteina-Laguerre'a daje lepsze rezultaty dla obiektów mocno pobudzanych.

By jednoznacznie ocenić, który z zaproponowanych modeli lepiej będzie działać na obiekcie pracującym w warunkach normalnej eksploatacji, konieczne jest przeprowadzenie rejestracji dodatkowych rzeczywistych cykli jezdnych. Na ich podstawie, po przeprowadzeniu analizy, możliwe byłoby określenie, w jaki sposób obiekt najczęściej jest pobudzany, a tym samym dobrać „lepszy” do tych warunków opracowany model. Prawdopodobnie, przełączanie obu modeli w sposób ekspercki mogłyby dać najlepsze rezultaty.

Jako oryginalny dorobek naukowy niniejszej rozprawy uznaje się następujące osiągnięcia:

- rozpoznanie istotnych sygnałów pomiarowych umożliwiających estymację emisji substancji szkodliwych silnika spalinowego,
- opracowanie sposobu normalizacji sygnałów pomiarowych,
- opracowanie algorytmu doboru współczynnika korekcyjnego B opisanego w niniejszej pracy,

- opracowanie modelu statycznego emisji tlenków azotu silnika spalinowego,
- opracowanie modelu statycznego emisji tlenków azotu silnika współpracującego z układem recyrkulacji spalin,
- opracowanie modelu dynamicznego Hammersteina-Laguerre'a emisji tlenków azotu silnika współpracującego z układem recyrkulacji spalin,
- opracowanie autorskich aplikacji wykorzystanych w niniejszej pracy w trakcie prowadzenia eksperymentów identyfikacyjnych, które będą później wykorzystane do sterowania obiektem i sterowania systemem pomiarowym.

Z uwagi na powyższe autor może stwierdzić, że cele pracy zostały osiągnięte, a postawiona na początku pracy teza: „Możliwa jest estymacja poziomu emisji tlenków azotu (NO_x) w spalinach dla różnych punktów pracy silnika o zapłonie samoczynnym na podstawie modelu matematycznego wykorzystującego sygnały pomiarowe z podstawowych czujników, w które wyposażony jest silnik spalinowy” została potwierdzona.

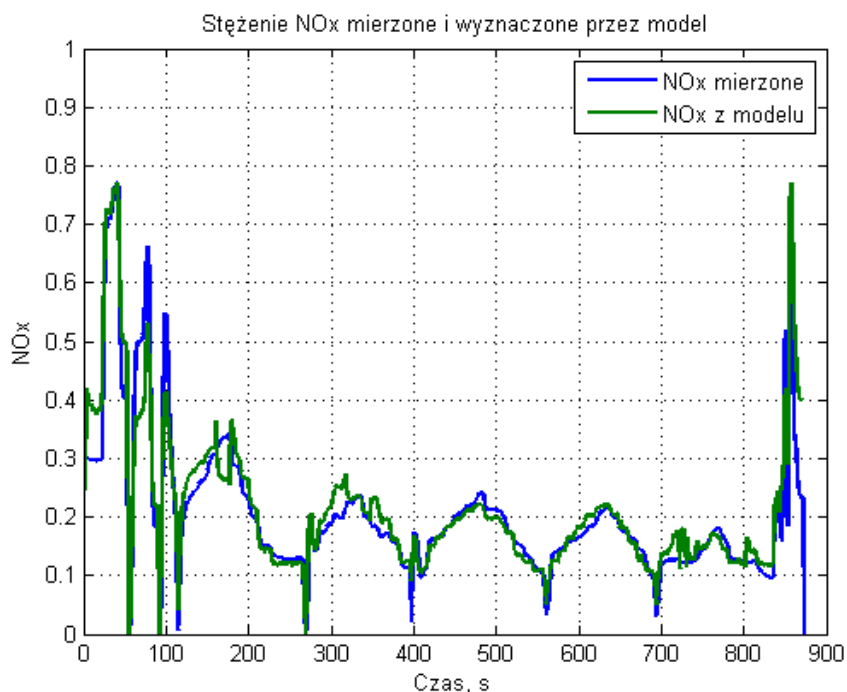
Analizując uzyskane wyniki przeprowadzonych badań można się zastanawiać, czy zbudowany model jest słuszny jedynie dla będącego na wyposażeniu katedry Pojazdów Drogowych i Rolniczych konkretnego silnika typu Z-1505, czy też może on dobrze estymować stężenie tlenków azotu dla różnych typów silnika. Zważywszy na powyższe, celem autora niniejszej pracy jest w późniejszych etapach badań przeprowadzić dodatkowe testy weryfikujące opracowane modele dla różnych modyfikacji silnika testowego. Będą to między innymi:

- modyfikacja przewodu łączącego układ wylotowy z dolotowym (zmiana średnicy przewodu),
- modyfikacja strategii zasilania silnika paliwem (dwu-fazowy wtrysk paliwa, zmiana kąta wtrysku paliwa, zmiana odstępów pomiędzy zasadniczą dawką paliwa a pre-dawką),
- modyfikacja układu dolotowo-wydechowego poprzez zamianę głowicy silnika na szesnastozaworową.

Ponadto mając do dyspozycji dobrze działający model matematyczny autor w dalszych etapach prac modyfikacji systemu recyrkulacji spalin silnika testowego zamierza przeprowadzić szereg testów symulacyjnych, a po uzyskaniu pozytywnych wyników również testów laboratoryjnych nad strategią sterowania zaworem regulacyjnym. Zdaniem autora dobór odpowiedniego algorytmu sterowania zaworem może znacznie obniżyć zawartość tlenków azotu w spalinach w porównaniu do fabrycznego algorytmu sterowania systemem. Dodatkowo należy zwrócić również uwagę, by zawartość cząstek stałych w spalinach podczas takich prób nie przekraczała dopuszczalnych poziomów. Jednakże autor uważa, analizując dotychczas przeprowadzone badania, że możliwe jest takie sterowanie zaworem regulacyjnym systemu recyrkulacji spalin, aby znacznie obniżyć stężenie NO_x przy jednoczesnym zachowaniu emisji PM na niezmiennym poziomie.

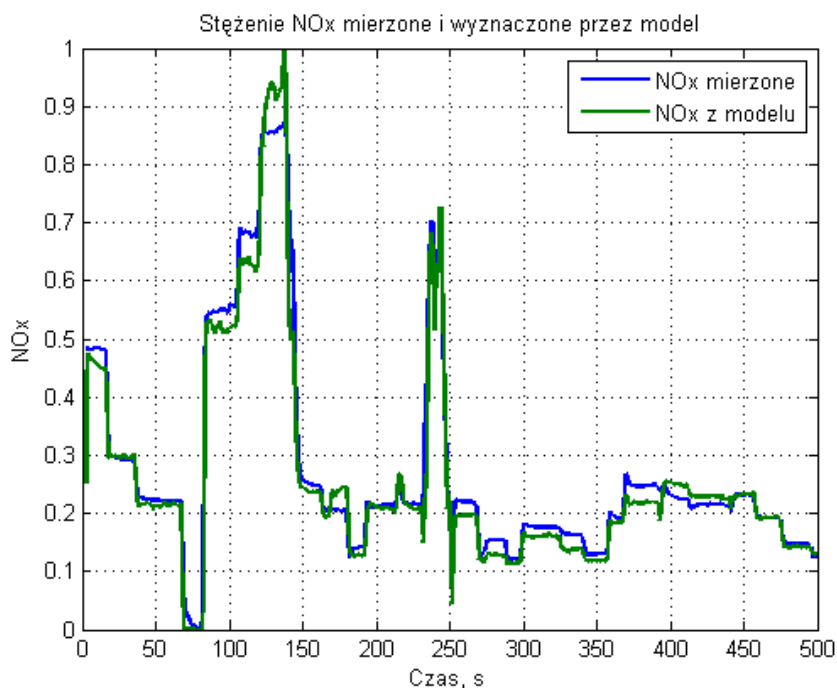
6. Dodatki

6.1. Wyniki badań i symulacji modelu emisji silnika bez recyrkulacji spalin



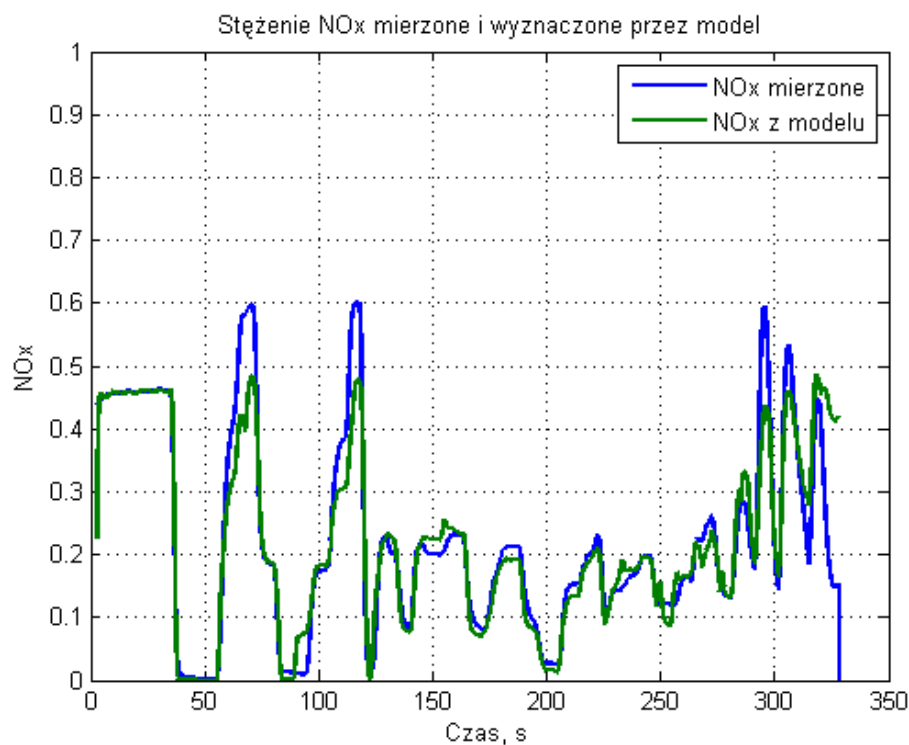
Rys. 6.1.1. Porównanie odpowiedzi modelu z mierzonym sygnałem z czujnika, test 1 z dnia 22.03.2013

Błąd średniokwadratowy obliczony dla omawianej próby wynosi 1,6015.



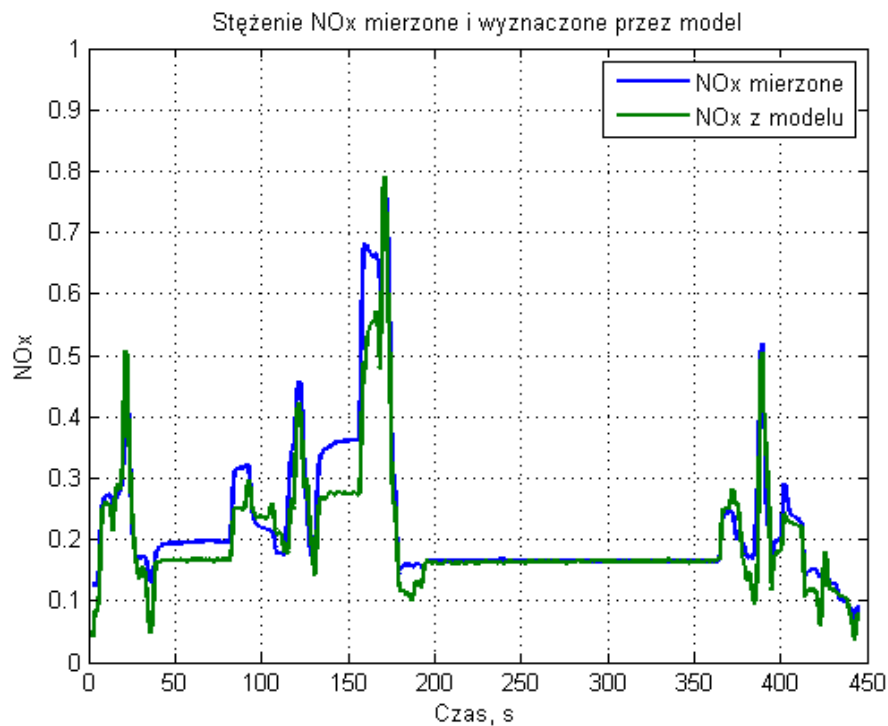
Rys. 6.1.2. Porównanie odpowiedzi modelu z mierzonym sygnałem z czujnika, test 2 z dnia 22.03.2013

Błąd średniokwadratowy obliczony dla omawianej próby wynosi 0,5227.



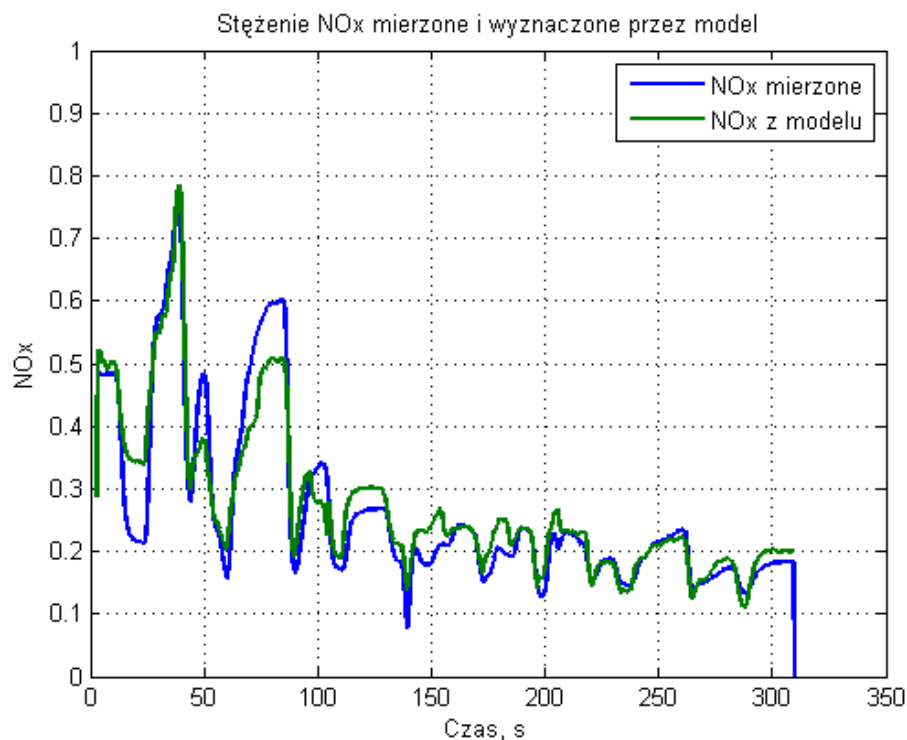
Rys. 6.1.3. Porównanie odpowiedzi modelu z mierzonym sygnałem z czujnika, test 1 z dnia 09.10.2012

Błąd średniokwadratowy obliczony dla omawianej próby wynosi 0,9913.



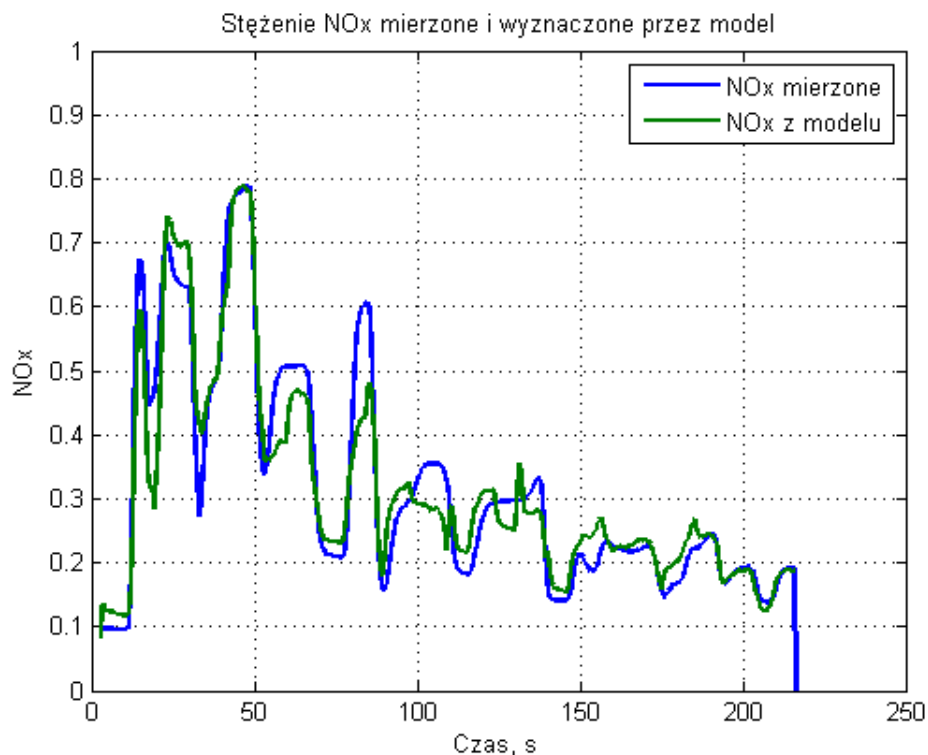
Rys. 6.1.4 Porównanie odpowiedzi modelu z mierzonym sygnałem z czujnika, test 2 z dnia 09.10.2012

Błąd średniokwadratowy obliczony dla omawianej próby wynosi 0,7430.



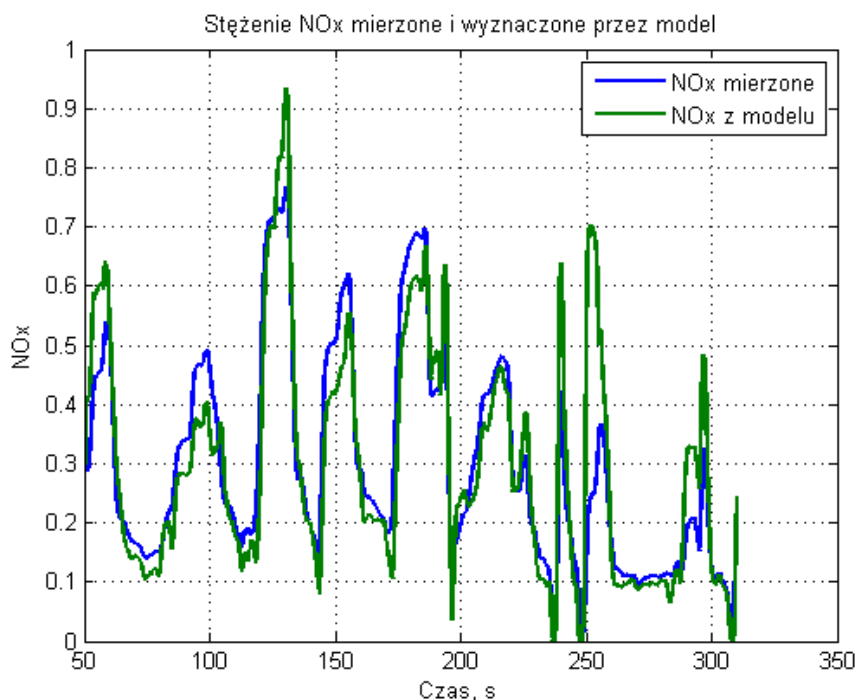
Rys. 6.1.5. Porównanie odpowiedzi modelu z mierzonym sygnałem z czujnika, test 1 z dnia 06.03.2013

Błąd średniokwadratowy obliczony dla omawianej próby wynosi 0,6337.



Rys. 6.1.6. Porównanie odpowiedzi modelu z mierzonym sygnałem z czujnika, test 2 z dnia 06.03.2013

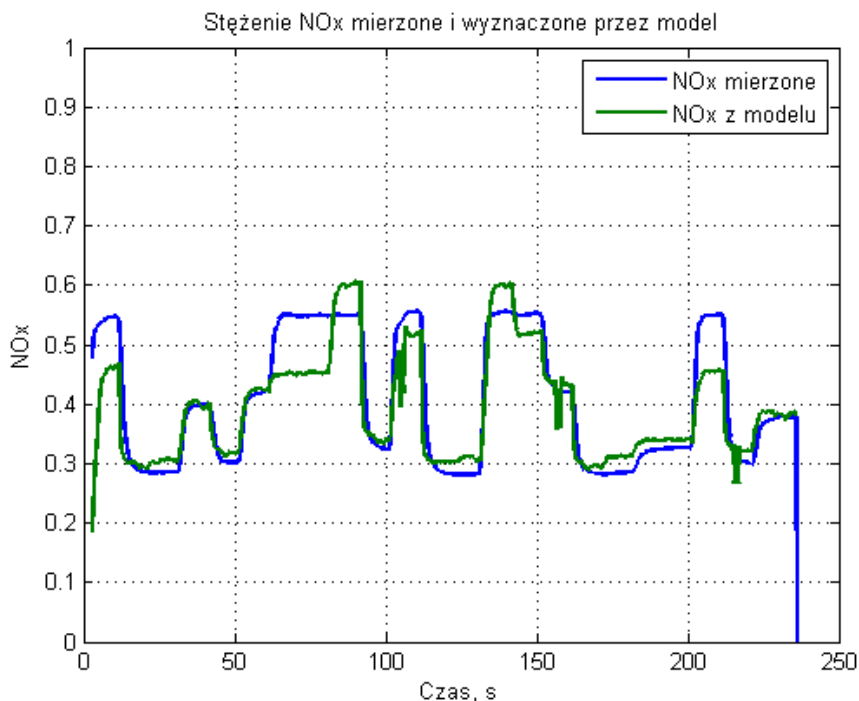
Błąd średniokwadratowy obliczony dla omawianej próby wynosi 0,5921.



Rys. 6.1.7. Porównanie odpowiedzi modelu z mierzonym sygnałem z czujnika, test 1 z dnia 25.09.2012

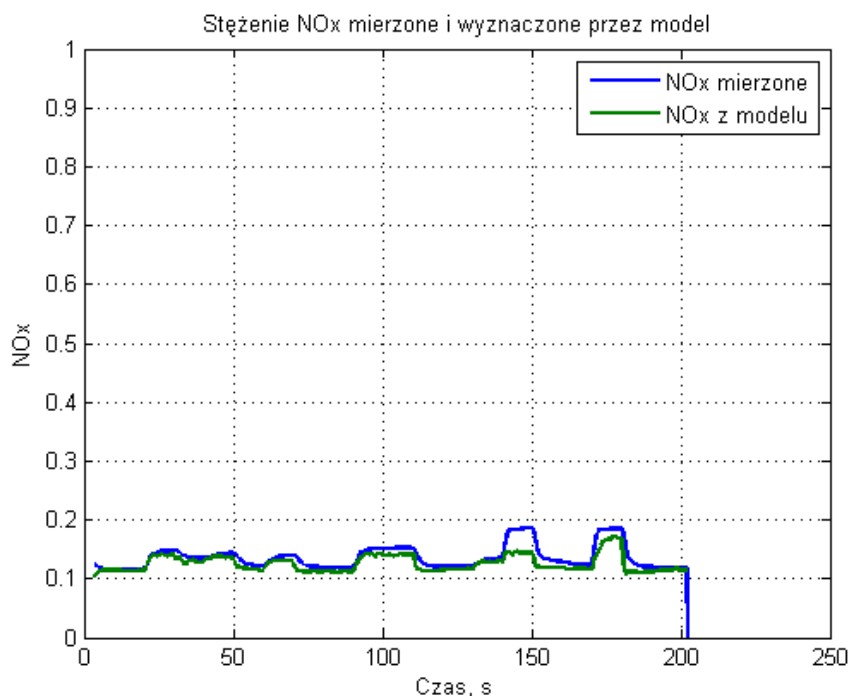
Błąd średniokwadratowy obliczony dla omawianej próby wynosi 1,9811.

6.2. Wyniki badań i symulacji modelu emisji z recyrkulacją spalin



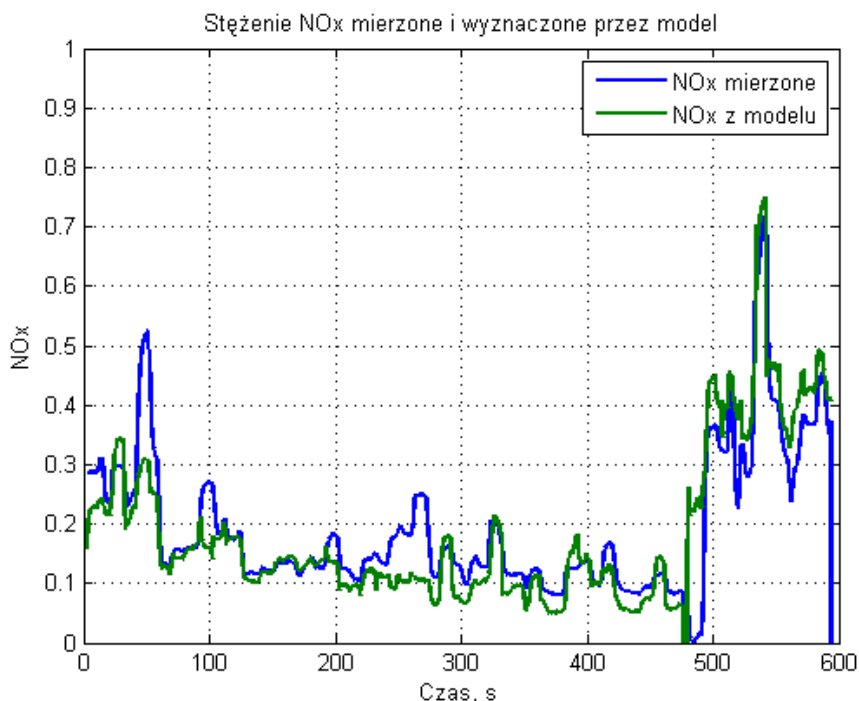
Rys. 6.2.1. Porównanie odpowiedzi modelu z mierzonym sygnałem z czujnika dla $n = 1200$, α - losowo, $M_o = 120\text{Nm}$, test 1 z dnia 06.03.2013

Błąd średniokwadratowy obliczony dla omawianej próby modelu bez uwzględnienia systemu recyrkulacji spalin wynosi 198,73, a z uwzględnieniem systemu recyrkulacji wynosi 0,65.



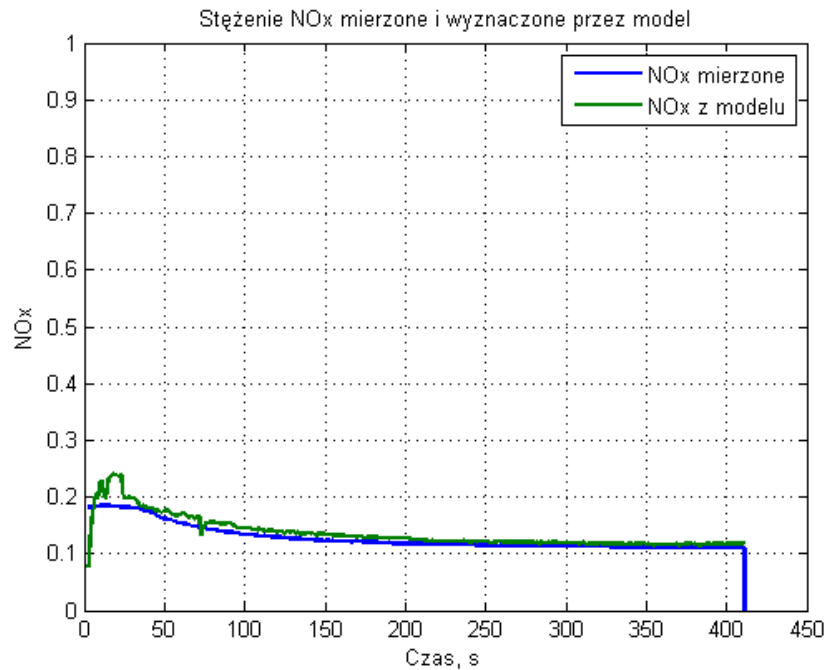
Rys. 6.2.2. Porównanie odpowiedzi modelu z mierzonym sygnałem z czujnika dla $n = 2000$, α - losowo, $M_o = 120\text{Nm}$ test 2 z dnia 06.03.2013

Błąd średniokwadratowy obliczony dla omawianej próby modelu bez uwzględnienia systemu recyrkulacji spalin wynosi 4,8531, a z uwzględnieniem systemu recyrkulacji wynosi 0,037.



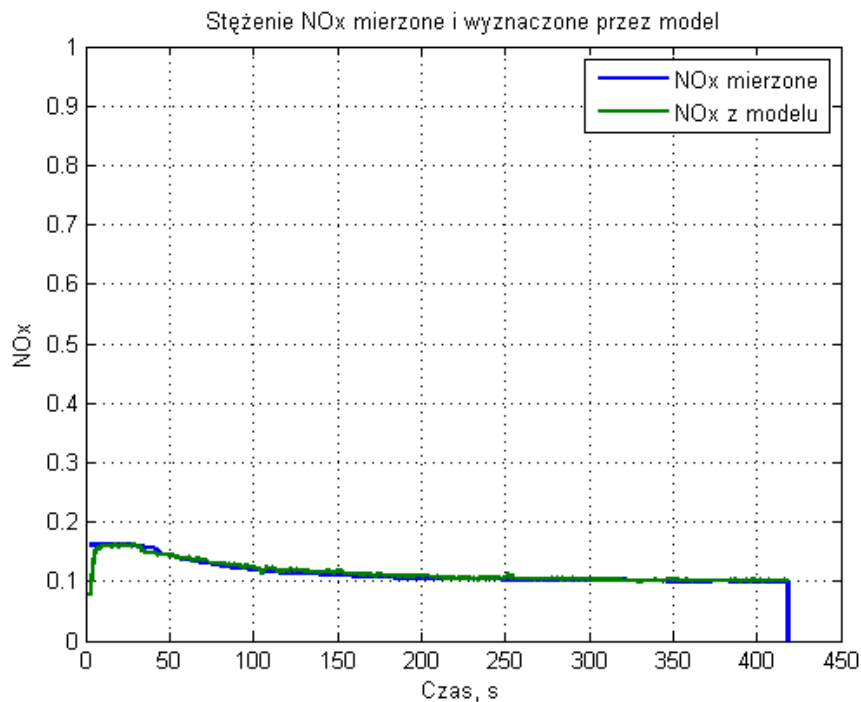
Rys. 6.2.3. Porównanie odpowiedzi modelu z mierzonym sygnałem z czujnika dla n - losowo, α - losowo, M_o - losowe, test 3 z dnia 06.03.2013

Błąd średniokwadratowy obliczony dla omawianej próby modelu bez uwzględnienia systemu recyrkulacji spalin wynosi 86,33, a z uwzględnieniem systemu recyrkulacji wynosi 2,32.



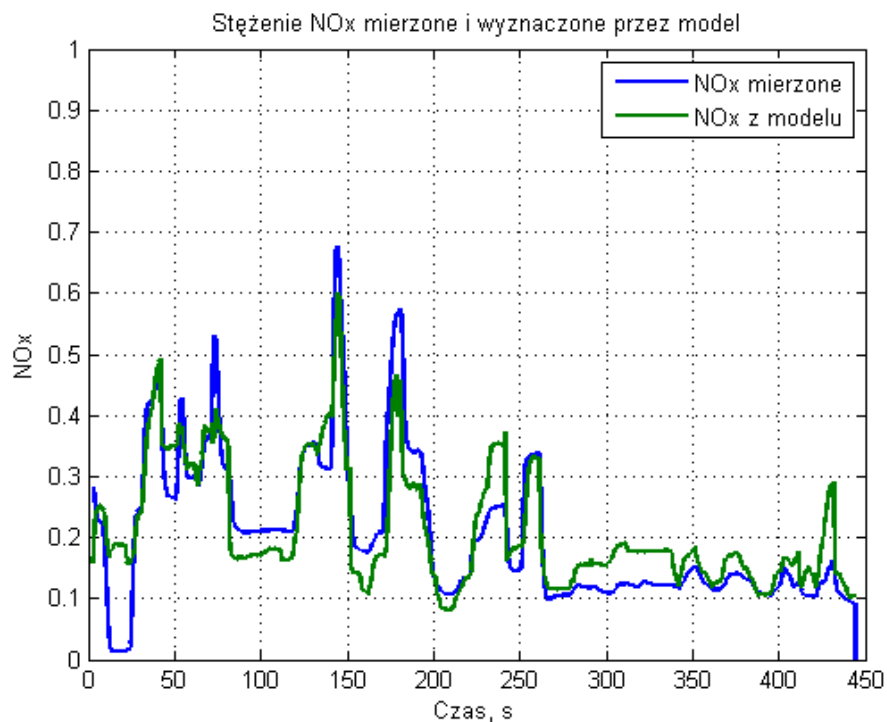
Rys. 6.2.4. Porównanie odpowiedzi modelu z mierzonym sygnałem z czujnika dla $n = 1600$, α - rampa, $M_o = 120\text{Nm}$, test 1 z dnia 06.08.2013

Błąd średniokwadratowy obliczony dla omawianej próby modelu bez uwzględnienia systemu recyrkulacji spalin wynosi 64,5, a z uwzględnieniem systemu recyrkulacji wynosi 0,069.



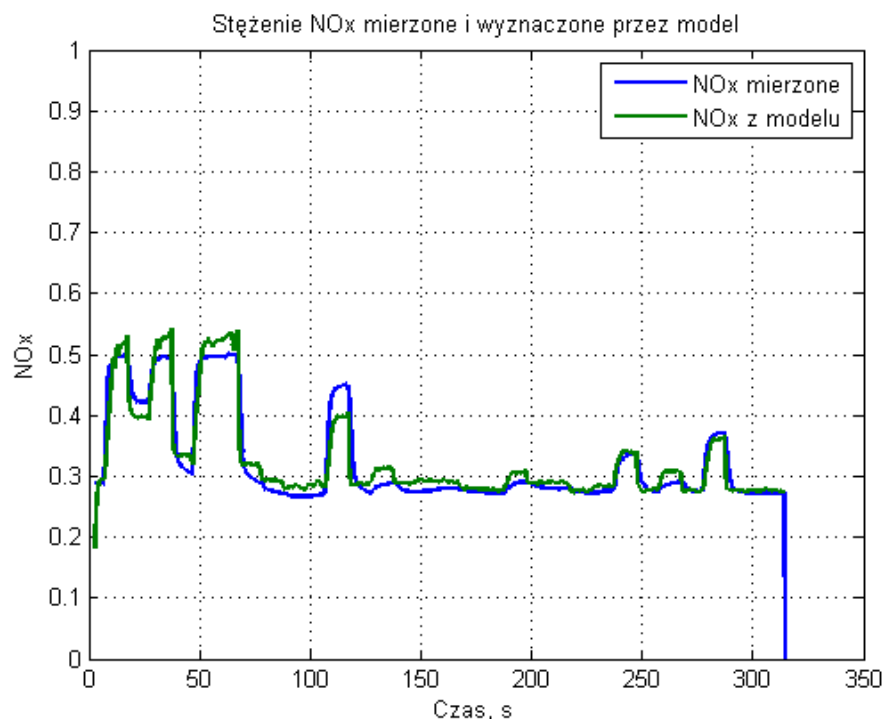
Rys. 6.2.5. Porównanie odpowiedzi modelu z mierzonym sygnałem z czujnika dla $n = 2000$, α - rampa, $M_o = 120\text{Nm}$, test 2 z dnia 06.08.2013

Błąd średniokwadratowy obliczony dla omawianej próby modelu bez uwzględnienia systemu recyrkulacji spalin wynosi 25,2, a z uwzględnieniem systemu recyrkulacji wynosi 0,01.



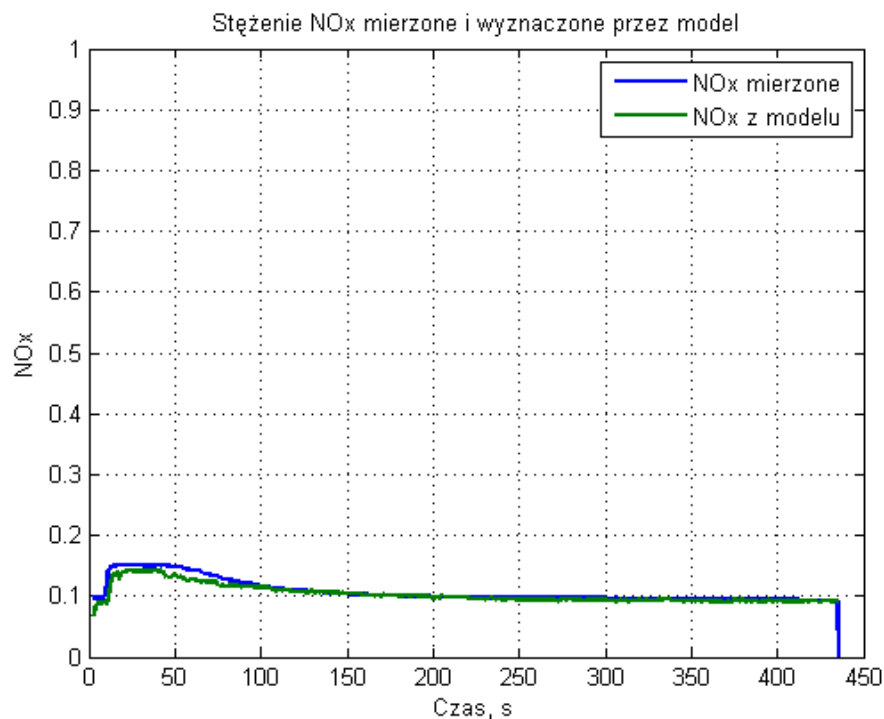
Rys. 6.2.6. Porównanie odpowiedzi modelu z mierzonym sygnałem z czujnika dla n - losowo, α - losowo, M_o - losowo, test 3 z dnia 06.08.2013

Błąd średniokwadratowy obliczony dla omawianej próby modelu bez uwzględnienia systemu recyrkulacji spalin wynosi 160,86, a z uwzględnieniem systemu recyrkulacji wynosi 1,48.



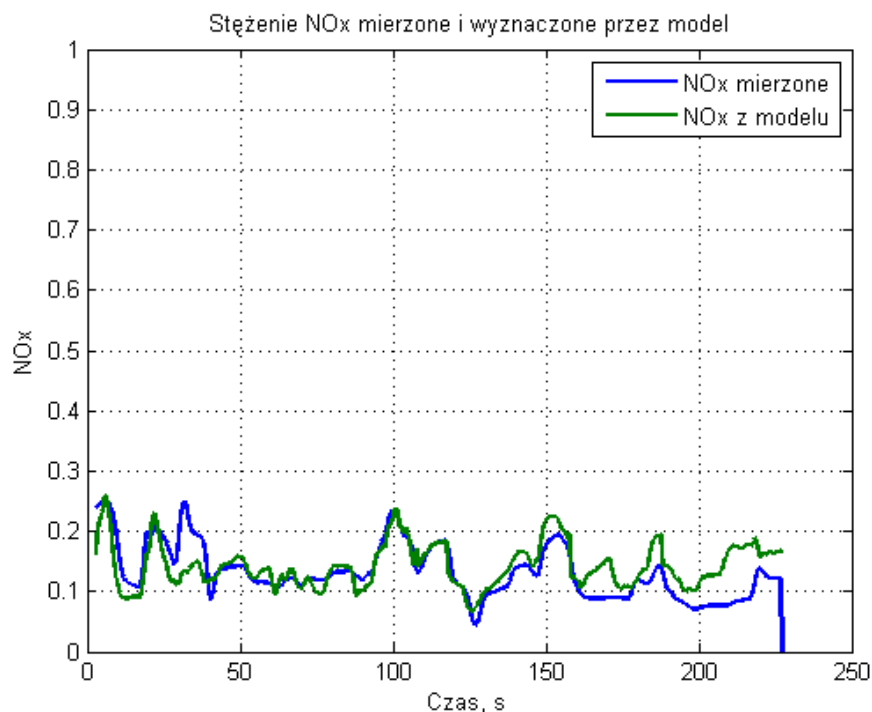
Rys. 6.2.7. Porównanie odpowiedzi modelu z mierzonym sygnałem z czujnika dla $n = 1000$, α - losowo, $M_o = 150\text{Nm}$, test 1 z dnia 18.06.2013

Błąd średniokwadratowy obliczony dla omawianej próby modelu bez uwzględnienia systemu recyrkulacji spalin wynosi 141,38, a z uwzględnieniem systemu recyrkulacji wynosi 0,16.



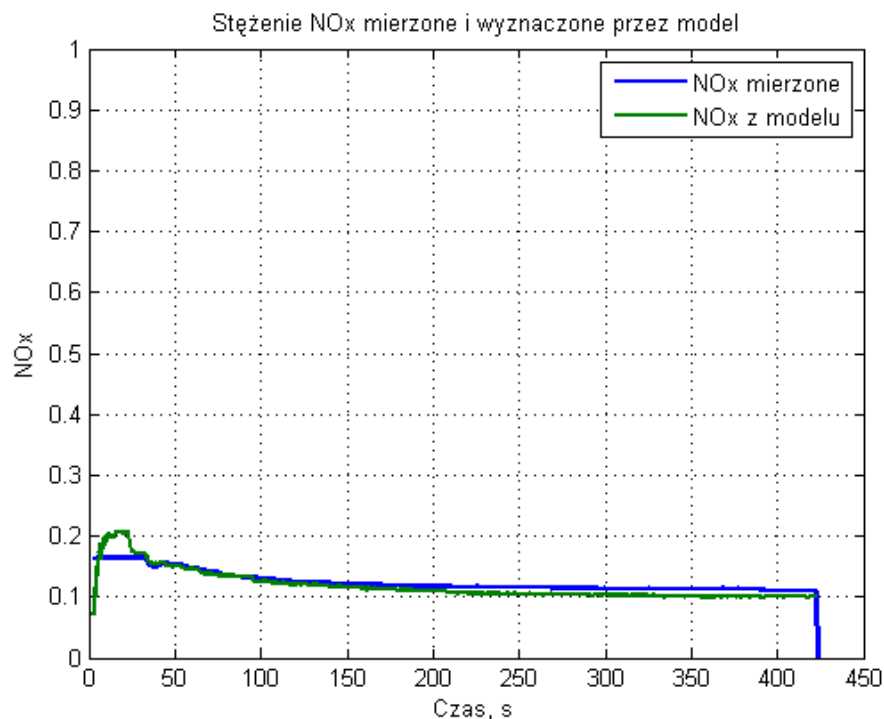
Rys. 6.2.8. Porównanie odpowiedzi modelu z mierzonym sygnałem z czujnika dla $n = 2000$, α - rampa, $M_0 = 120\text{Nm}$, test 1 z dnia 20.06.2013

Błąd średniokwadratowy obliczony dla omawianej próby modelu bez uwzględnienia systemu recyrkulacji spalin wynosi 17,07, a z uwzględnieniem systemu recyrkulacji wynosi 0,02.



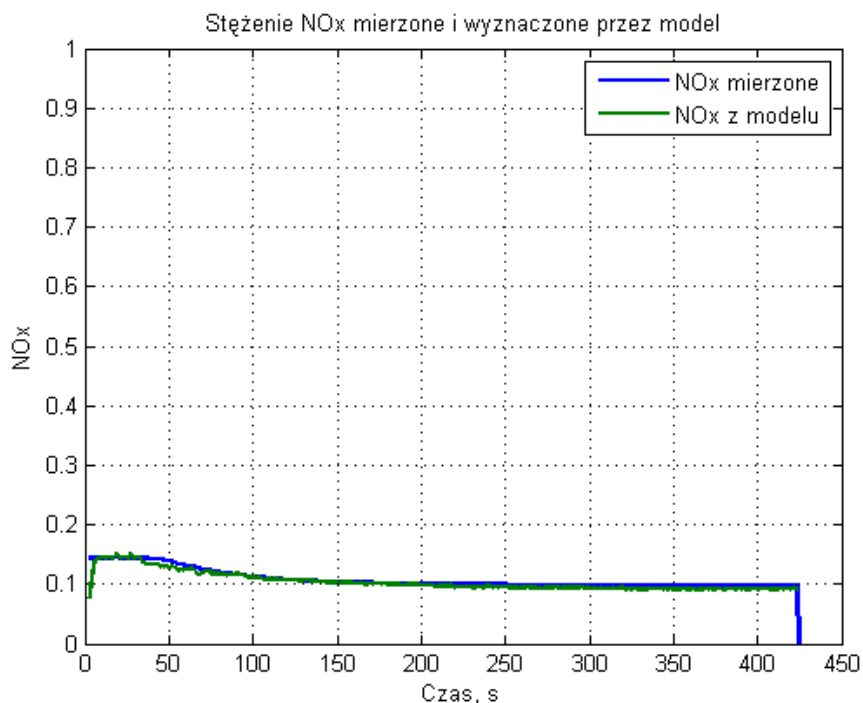
Rys. 6.7.9. Porównanie odpowiedzi modelu z mierzonym sygnałem z czujnika dla n - losowe, α - rampa, $M_0 = \text{losowe}$, test 2 z dnia 20.06.2013

Błąd średniokwadratowy obliczony dla omawianej próby modelu bez uwzględnienia systemu recyrkulacji spalin wynosi 27,93, a z uwzględnieniem systemu recyrkulacji wynosi 0,28.



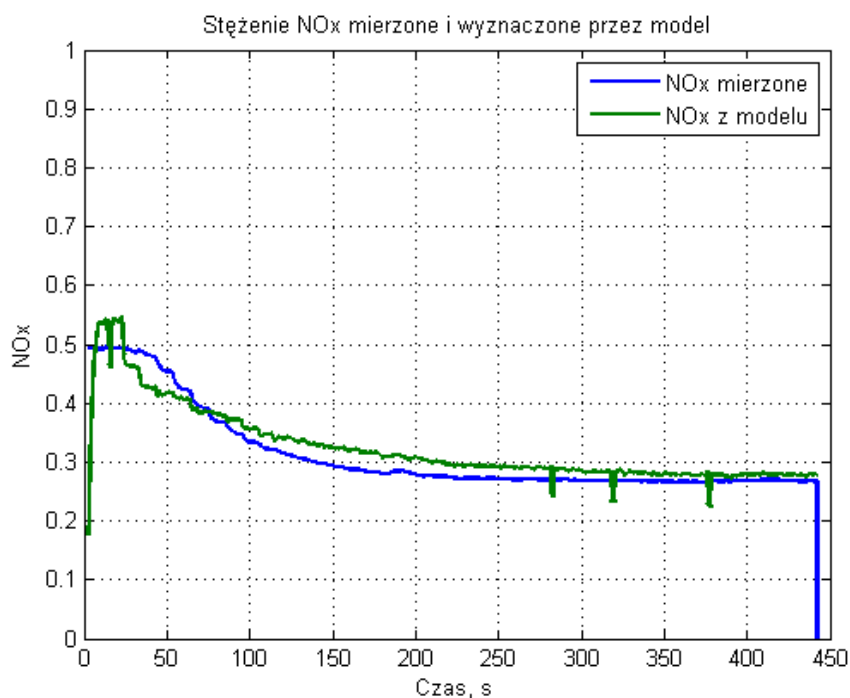
Rys. 6.2.10. Porównanie odpowiedzi modelu z mierzonym sygnałem z czujnika dla $n = 1600$, α - rampa, $M_o = 150\text{Nm}$, test 1 z dnia 18.06.2013

Błąd średniokwadratowy obliczony dla omawianej próby modelu bez uwzględnienia systemu recyrkulacji spalin wynosi 46,08, a z uwzględnieniem systemu recyrkulacji wynosi 0,062.



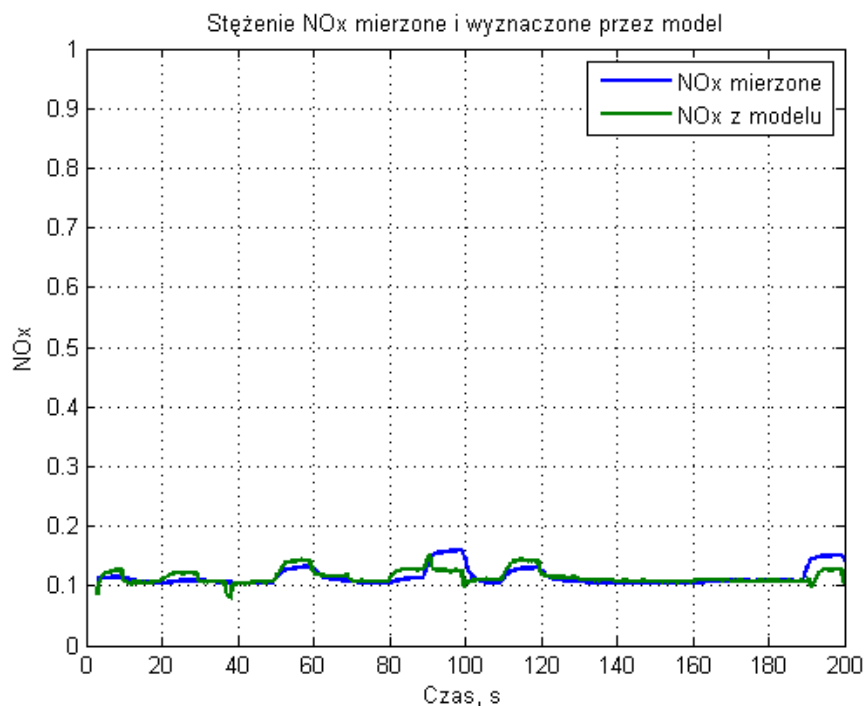
Rys. 6.2.11. Porównanie odpowiedzi modelu z mierzonym sygnałem z czujnika dla $n = 2000$, α - rampa, $M_o = 150\text{Nm}$, test 2 z dnia 18.06.2013

Błąd średniokwadratowy obliczony dla omawianej próby modelu bez uwzględnienia systemu recyrkulacji spalin wynosi 18,97, a z uwzględnieniem systemu recyrkulacji wynosi 0,01.



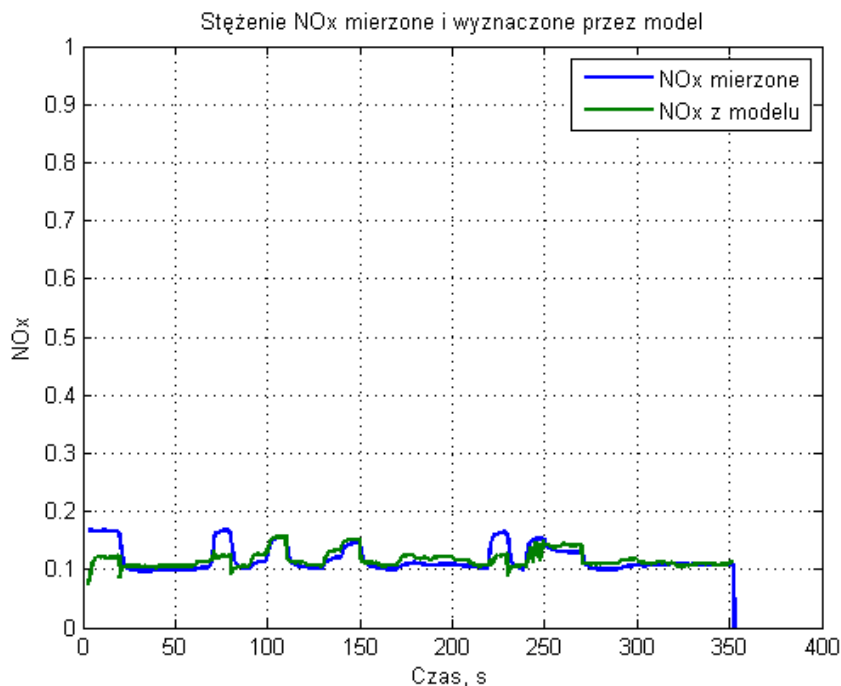
Rys. 6.2.12. Porównanie odpowiedzi modelu z mierzonym sygnałem z czujnika dla $n = 1000$, α - rampa, $M_o = 150\text{Nm}$, test 3 z dnia 18.06.2013

Błąd średniokwadratowy obliczony dla omawianej próby modelu bez uwzględnienia systemu recyrkulacji spalin wynosi 212,16, a z uwzględnieniem systemu recyrkulacji wynosi 0,33.



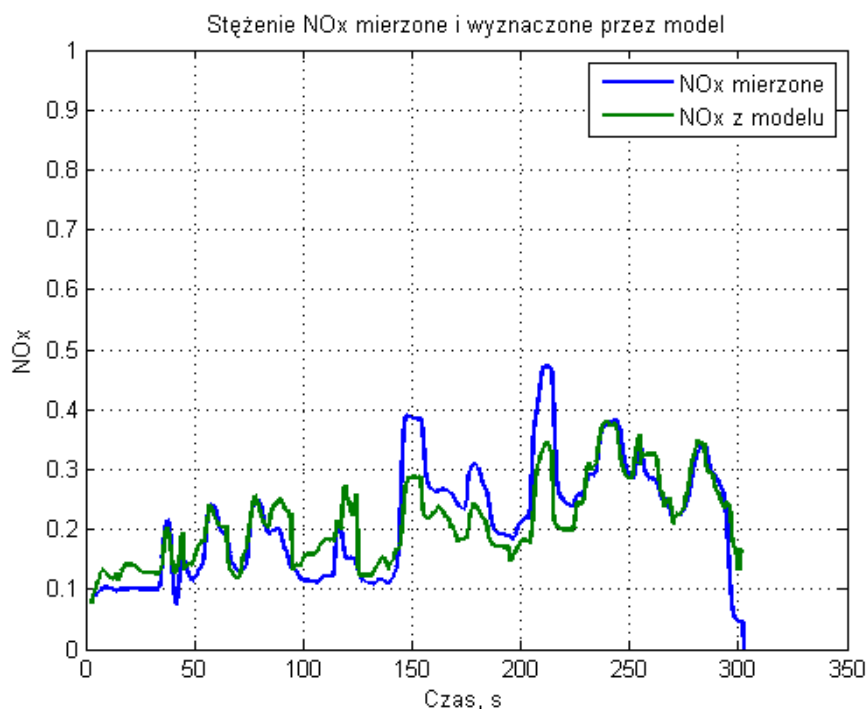
Rys. 6.2.13 Porównanie odpowiedzi modelu z mierzonym sygnałem z czujnika dla $n = 1600$, α - losowo, $M_o = 150\text{Nm}$, test 5 z dnia 18.06.2013

Błąd średniokwadratowy obliczony dla omawianej próby modelu bez uwzględnienia systemu recyrkulacji spalin wynosi 20,76, a z uwzględnieniem systemu recyrkulacji wynosi 0,03.



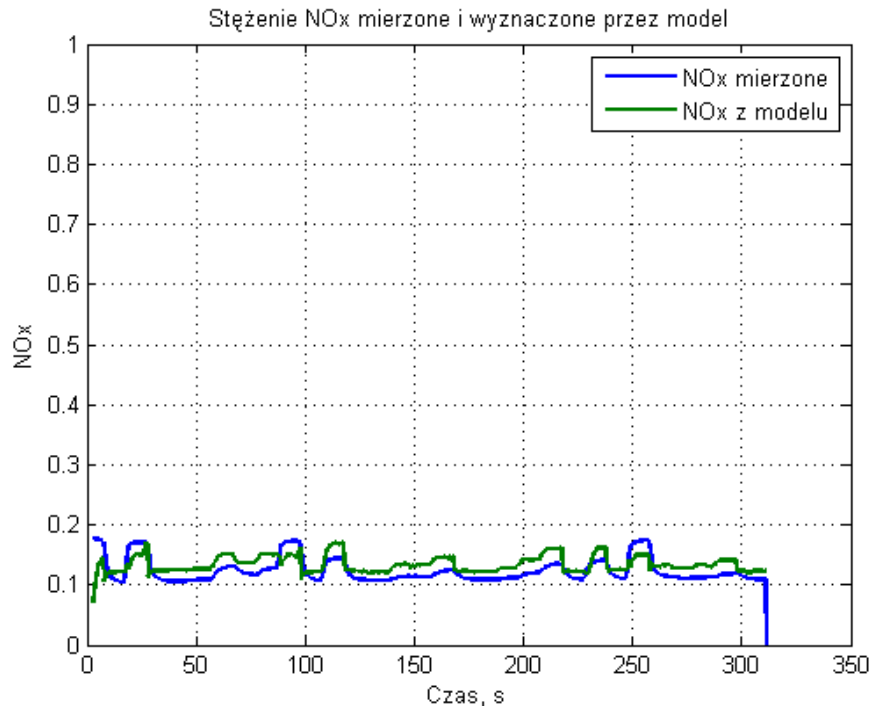
Rys. 6.2.14. Porównanie odpowiedzi modelu z mierzonym sygnałem z czujnika dla $n = 1600$, α - losowo, $M_0 = 120\text{Nm}$, test 3 z dnia 20.06.2013

Błąd średniokwadratowy obliczony dla omawianej próby modelu bez uwzględnienia systemu recyrkulacji spalin wynosi 33,84, a z uwzględnieniem systemu recyrkulacji wynosi 0,111.



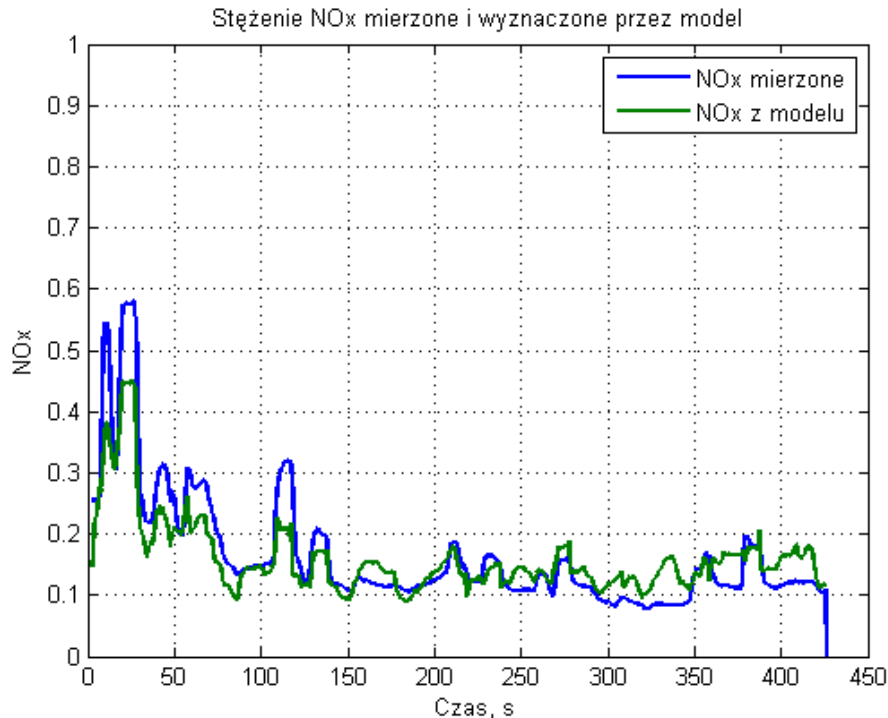
Rys. 6.2.15. Porównanie odpowiedzi modelu z mierzonym sygnałem z czujnika dla n - losowo, α - losowo, $M_0 = 120\text{Nm}$, test 7 z dnia 06.08.2013

Błąd średniokwadratowy obliczony dla omawianej próby modelu bez uwzględnienia systemu recyrkulacji spalin wynosi 103,9, a z uwzględnieniem systemu recyrkulacji wynosi 0,75.



Rys. 6.2.16. Porównanie odpowiedzi modelu z mierzonym sygnałem z czujnika dla $n = 1600$, α - losowo, $M_0 = 120\text{Nm}$, test 5 z dnia 06.08.2013

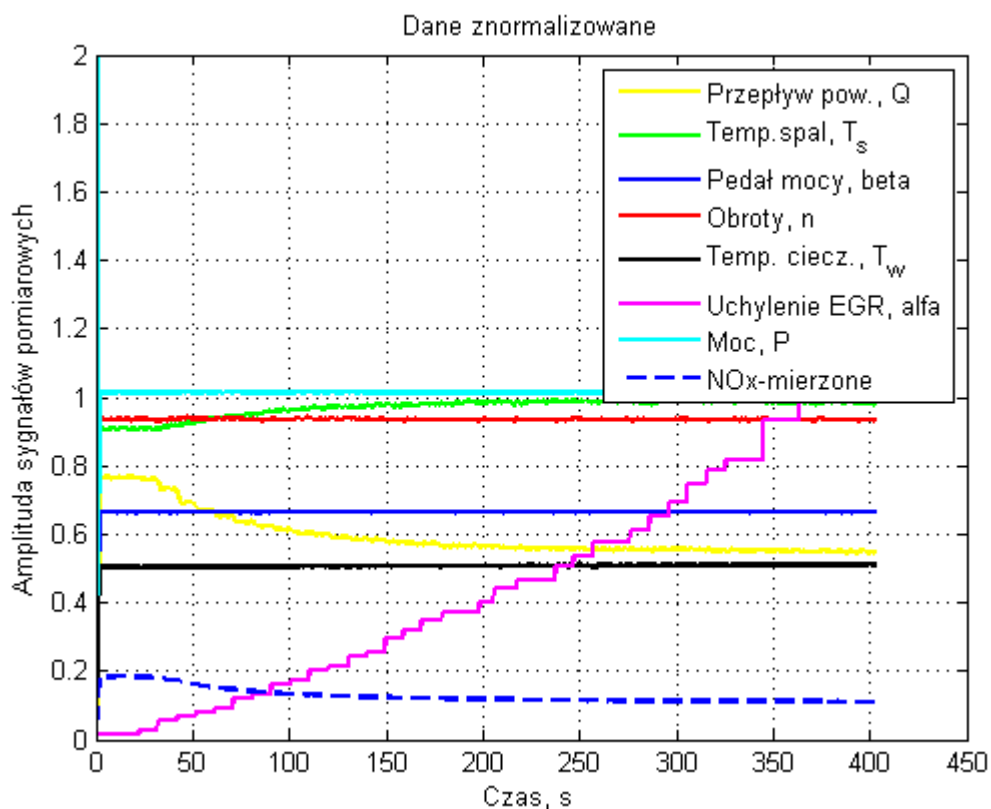
Błąd średniokwadratowy obliczony dla omawianej próby modelu bez uwzględnienia systemu recyrkulacji spalin wynosi 42,65, a z uwzględnieniem systemu recyrkulacji wynosi 0,123.



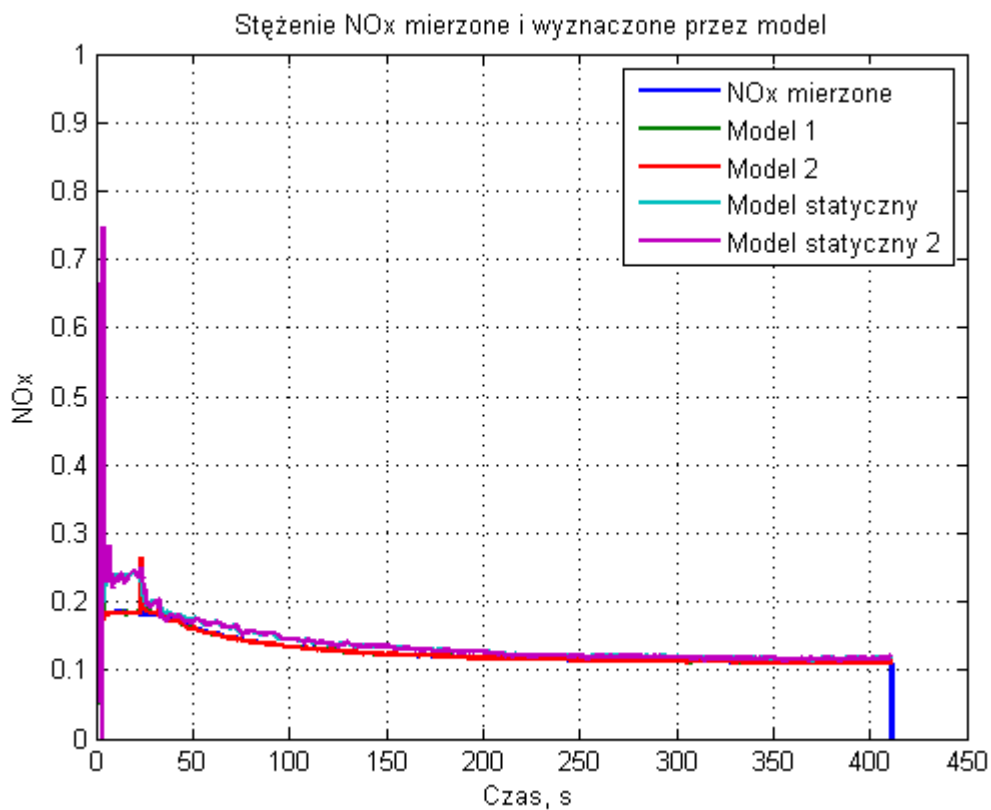
Rys. 6.2.17. Porównanie odpowiedzi modelu z mierzonym sygnałem z czujnika dla n - losowo, α - losowo, $M_0 = 120\text{Nm}$, test 4 z dnia 20.06.2013

Błąd średniokwadratowy obliczony dla omawianej próby modelu bez uwzględnienia systemu recyrkulacji spalin wynosi 59,7, a z uwzględnieniem systemu recyrkulacji wynosi 0,86.

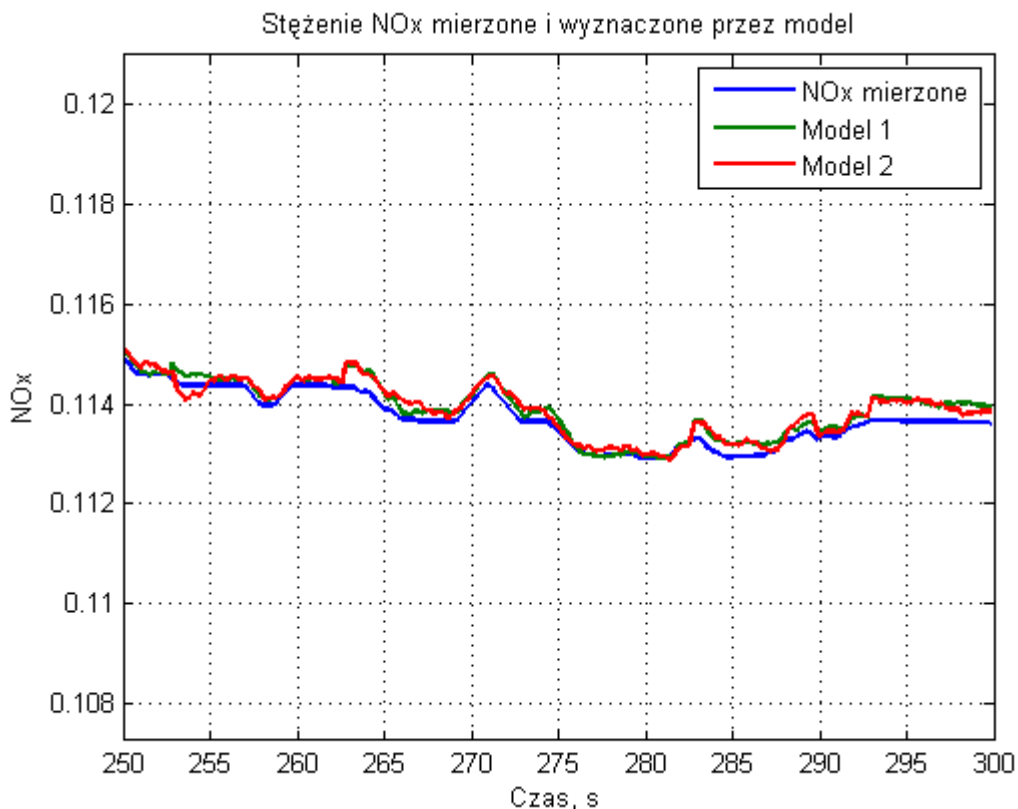
6.3. Wyniki badań i symulacji modelu emisji silnika z wykorzystaniem modelu Hammersteina-Laguerre'a



Rys. 6.3.1. Sygnały podczas testu: $n = 1600$ obr/min., $M_o = 120$ Nm, α - rampa.

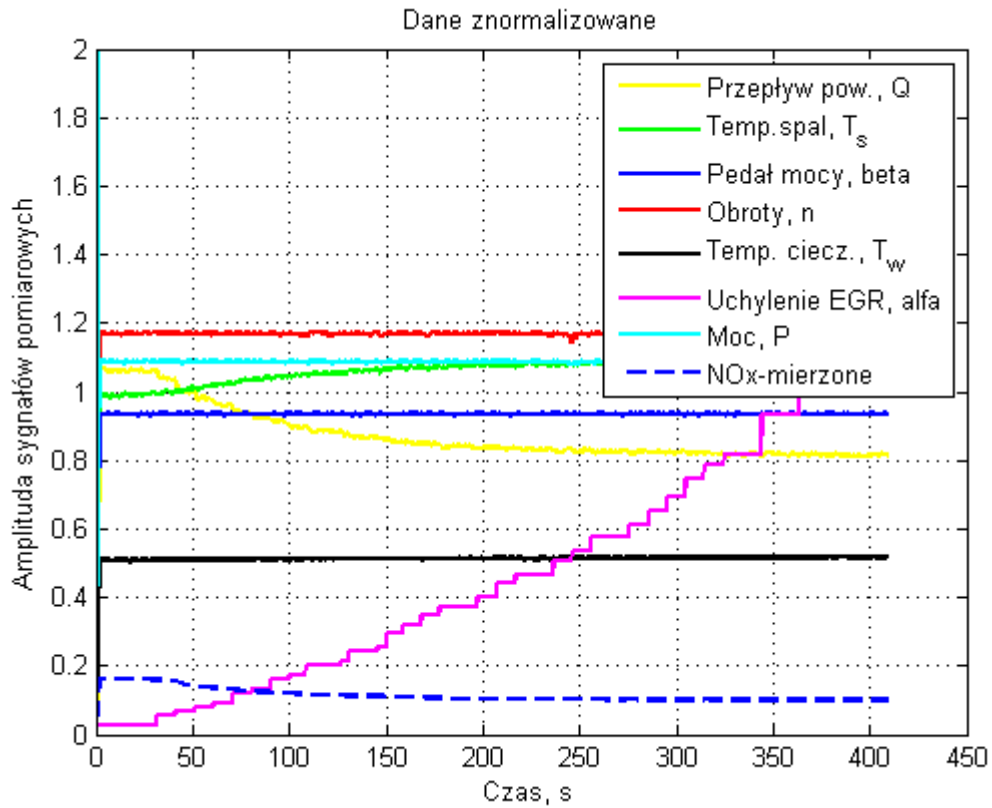
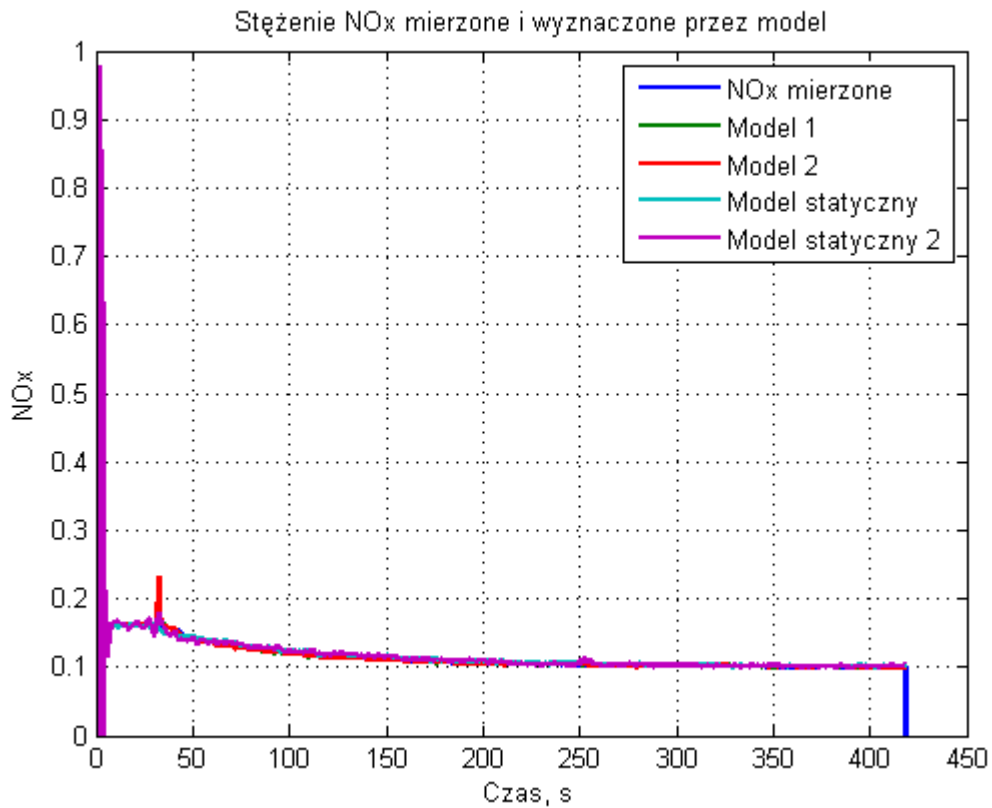


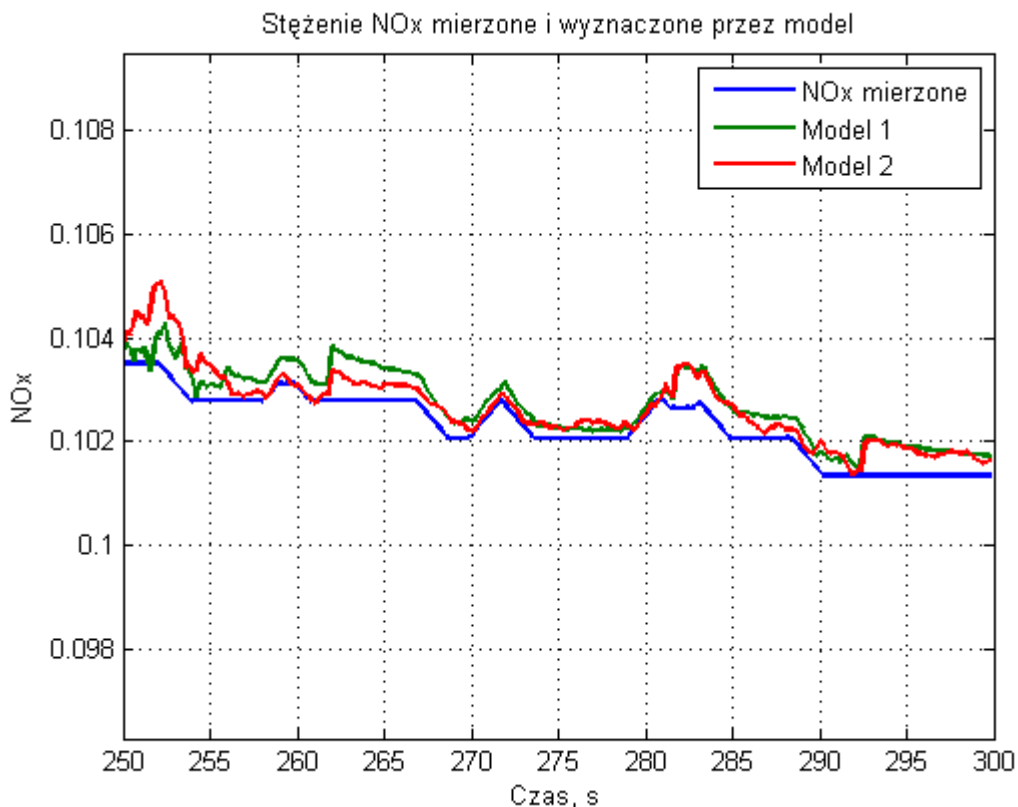
Rys. 6.3.2. Wyniki estymacji stężenia NO_x wybranymi modelami



Rys. 6.3.3. Powiększenie odpowiedzi modeli dynamicznych dla testu 6.3.1

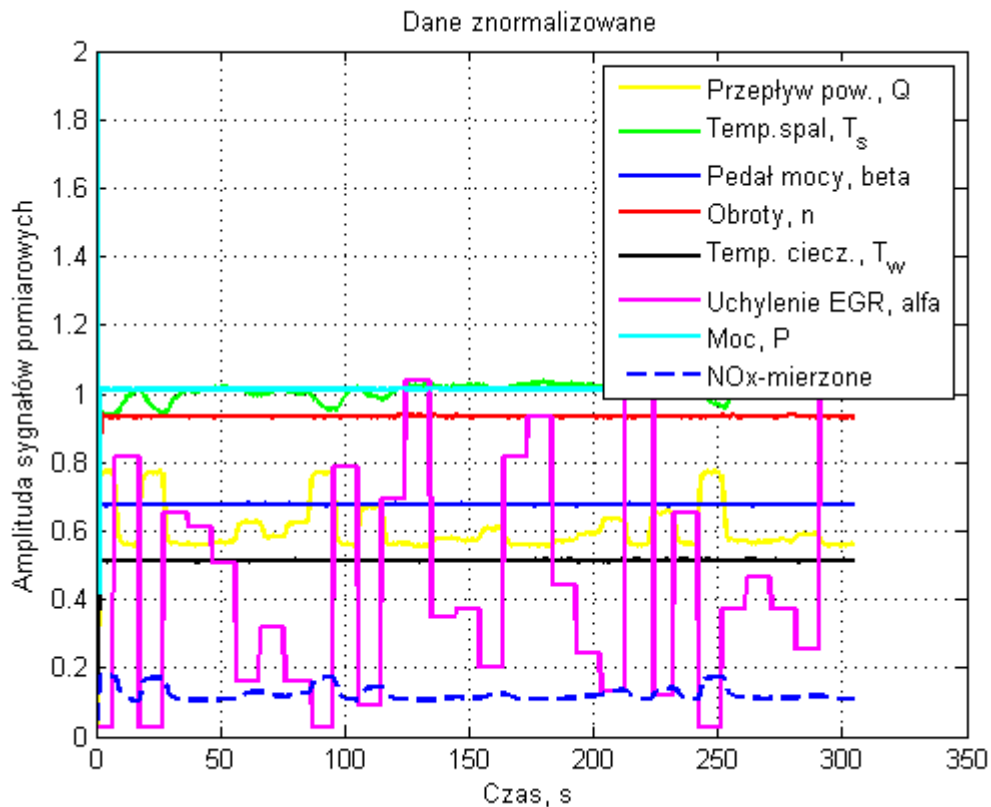
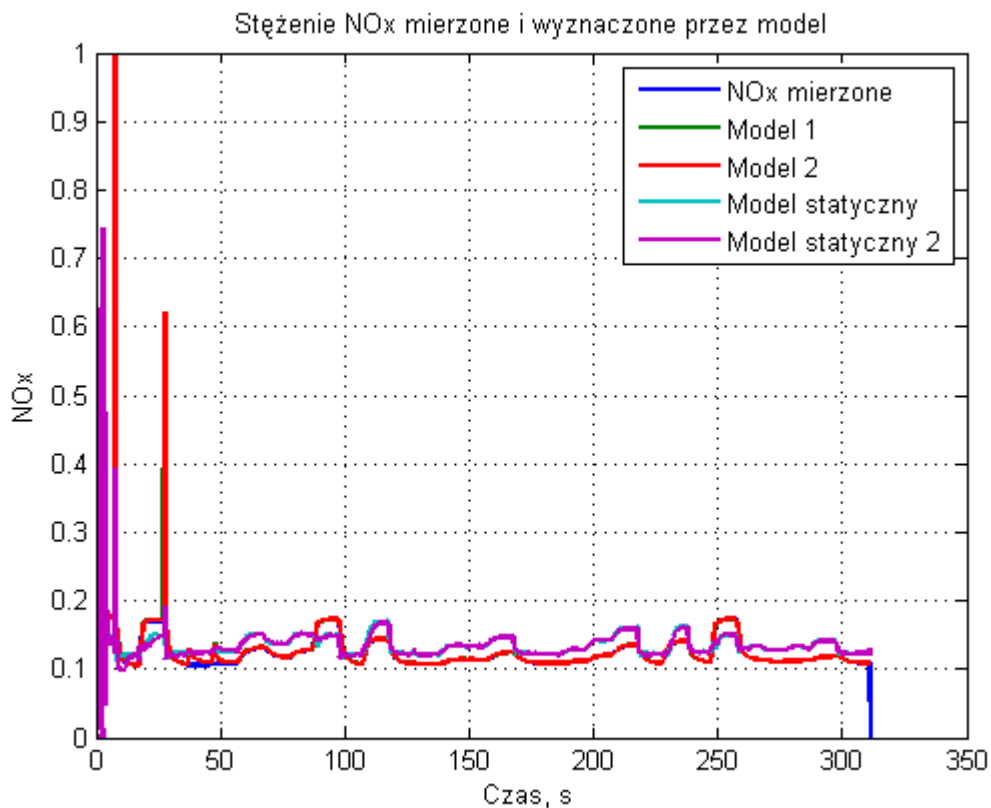
Wyniki estymowanego stężenia NO_x dla próby z rysunku 6.3.1 uzyskane przez omawiane modele przedstawiono na rysunku 7.3.2. Błąd średniokwadratowy obliczony od t=100s do końca tej próby estymowanego sygnału „Modelu 1” wynosi 0,00006, „Modelu 2” wynosi 0,00008, „Modelu statycznego 1” wynosi 0,0177, a „Modelu statycznego 2” wynosi 0,0171. Z analizy uzyskanych wyników można wnioskować, że dla opisanych wyżej warunków podczas testu najlepsze dopasowanie daje „Model 1”.

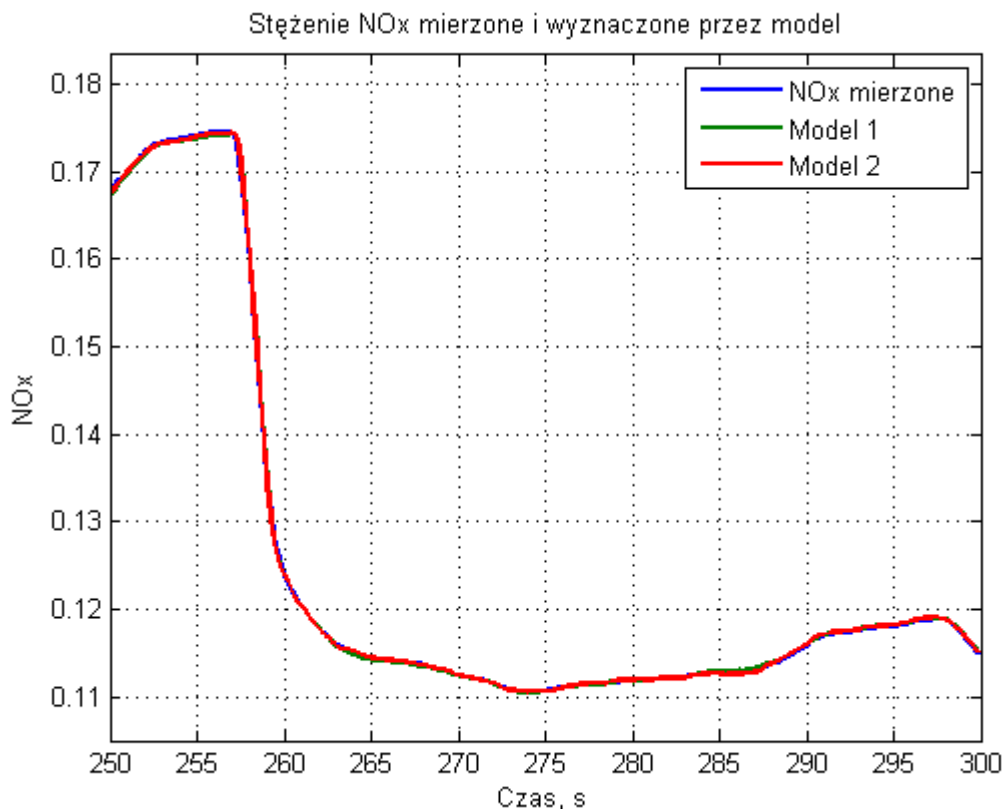
Rys. 6.3.4. Sygnały podczas testu: $n = 2000$ obr/min., $M_0 = 120$ Nm, α - rampaRys. 6.3.5. Wyniki estymacji stężenia NO_x wybranych modeli



Rys. 6.3.6. Powiększenie odpowiedzi modeli dynamicznych dla testu 6.3.4

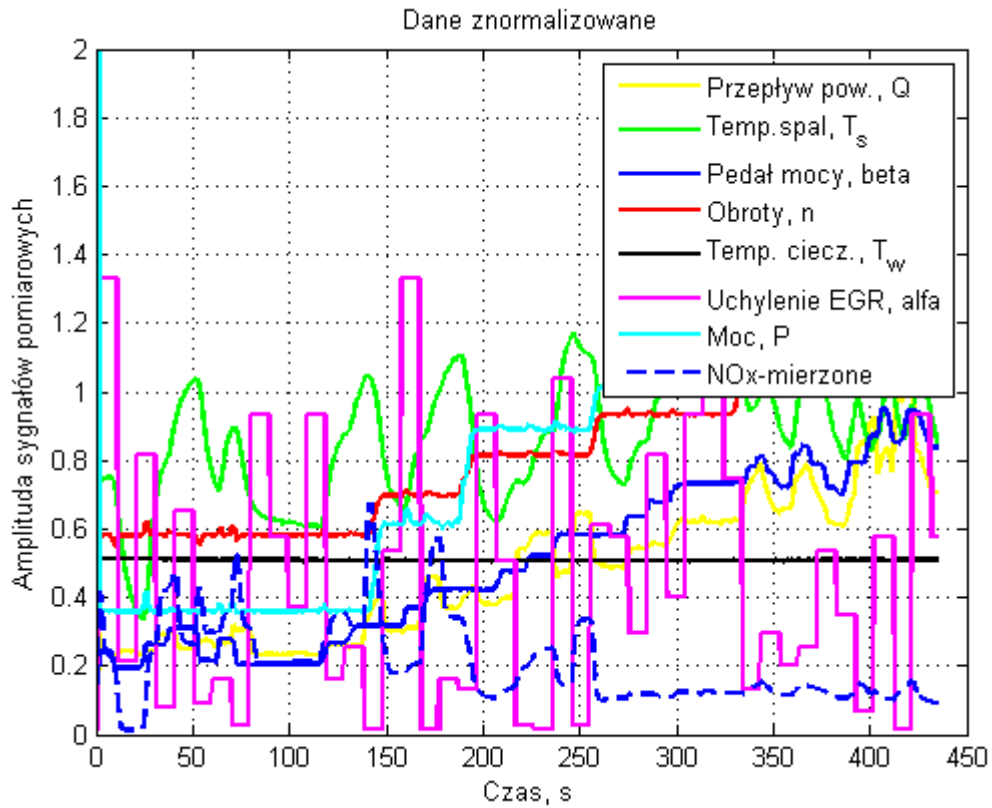
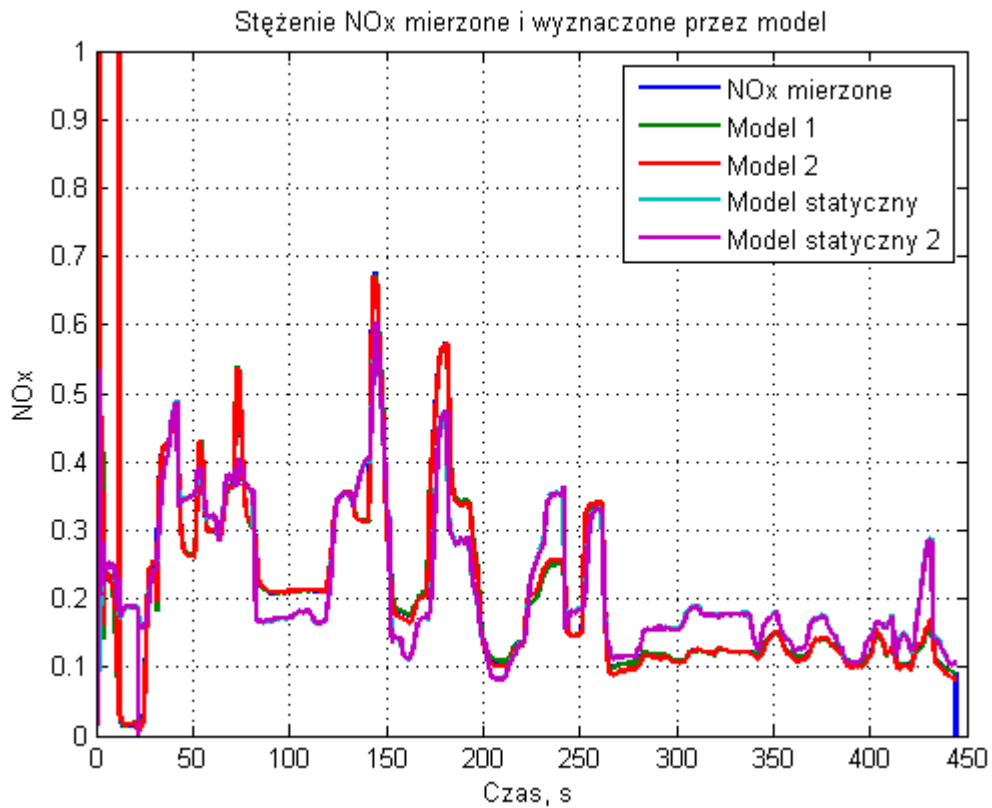
Wyniki estymowanego stężenia NO_x dla próby z rysunku 6.3.4 uzyskane przez omawiane modele przedstawiono na rysunku 6.3.5. Błąd średniokwadratowy obliczony od t=100s do końca tej próby z estymowanego sygnału „Modelu 1” wynosi 0,0001, „Modelu 2” wynosi 0,00007, „Modelu statycznego 1” wynosi 0,0027, a „Modelu statycznego 2” wynosi 0,0025. Z analizy uzyskanych wyników można wnioskować, że dla opisanych wyżej warunków podczas testu najlepsze dopasowanie daje „Model 2”.

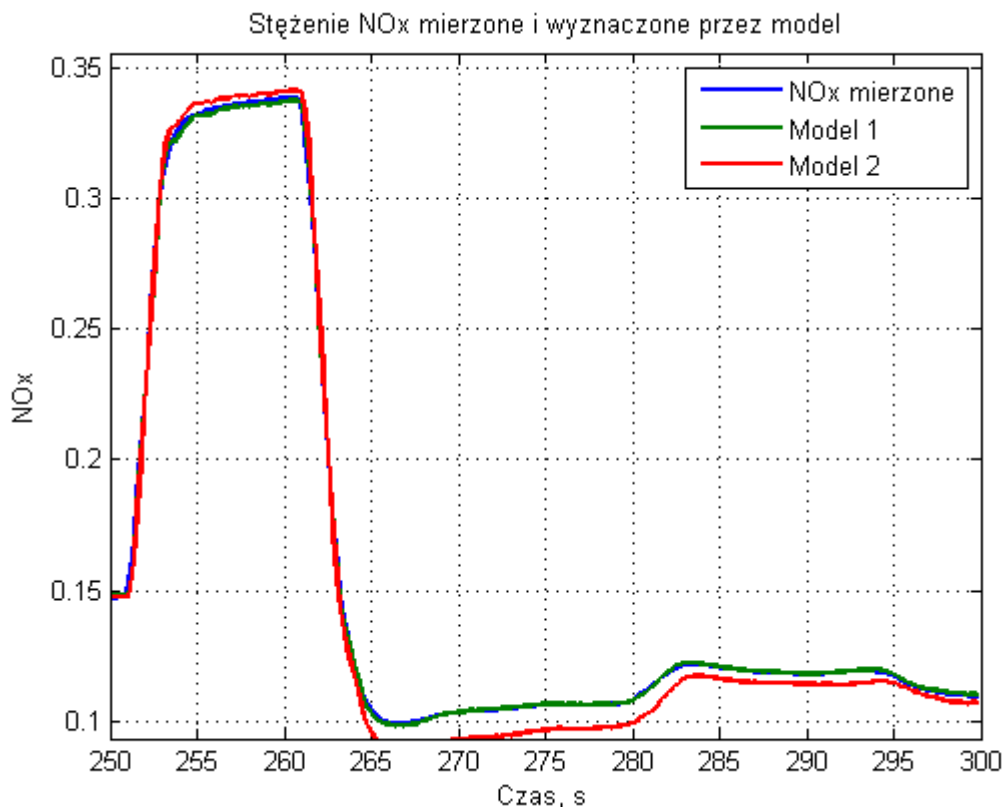
Rys. 6.3.7. Sygnały podczas testu: $n = 1600$ obr/min, $M_o = 120$ Nm, α - losowoRys. 6.3.8. Wyniki estymacji stężenia NO_x wybranych modeli



Rys. 6.3.9. Powiększenie odpowiedzi modeli dynamicznych dla testu 6.3.7

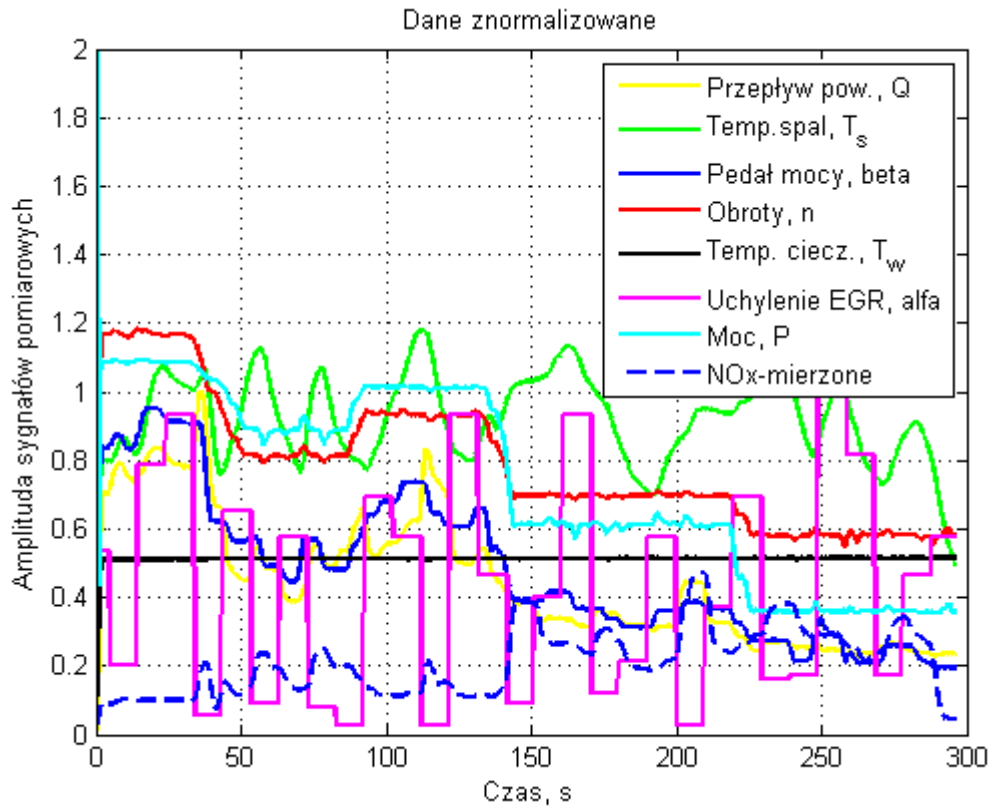
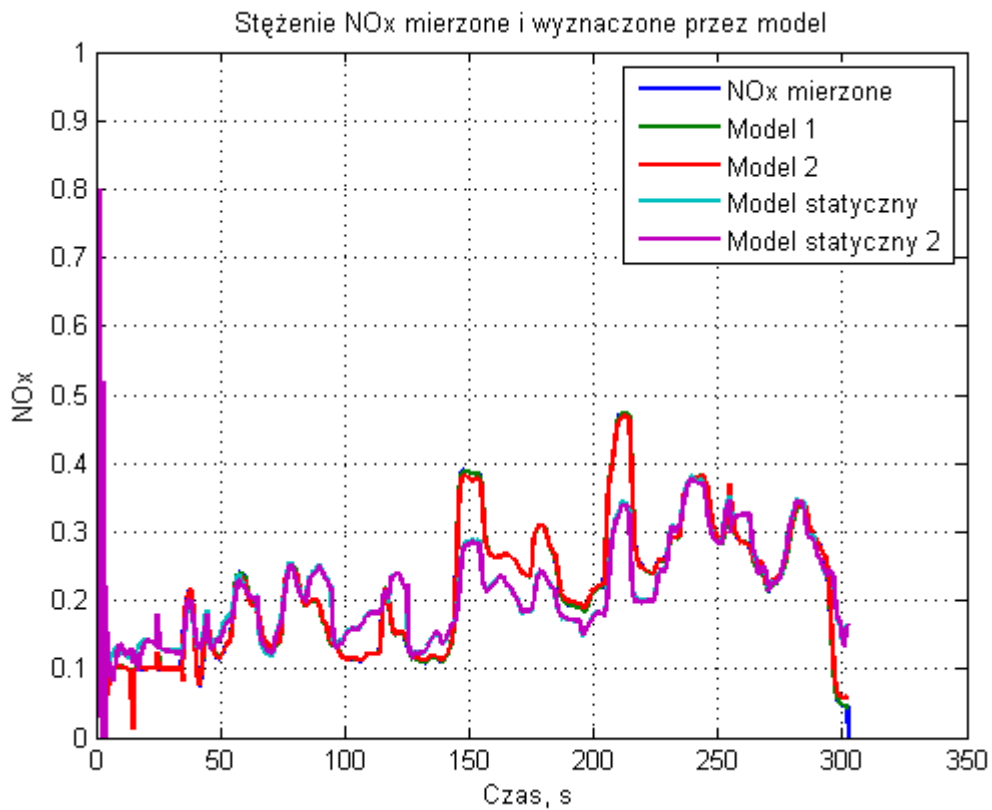
Wyniki estymowanego stężenia NO_x dla próby z rysunku 6.3.7 uzyskane przez omawiane modele przedstawiono na rysunku 6.3.8. Błąd średniokwadratowy obliczony dla tej próby z estymowanego sygnału „Modelu 1” wynosi 0,00005, „Modelu 2” wynosi 0,00006, „Modelu statycznego 1” wynosi 0,0665, a „Modelu statycznego 2” wynosi 0,0657. Z analizy uzyskanych wyników można wnioskować, że dla opisanych wyżej warunków podczas testu najlepsze dopasowanie daje „Model 1”. Błąd obliczono od t=100s do końca testu.

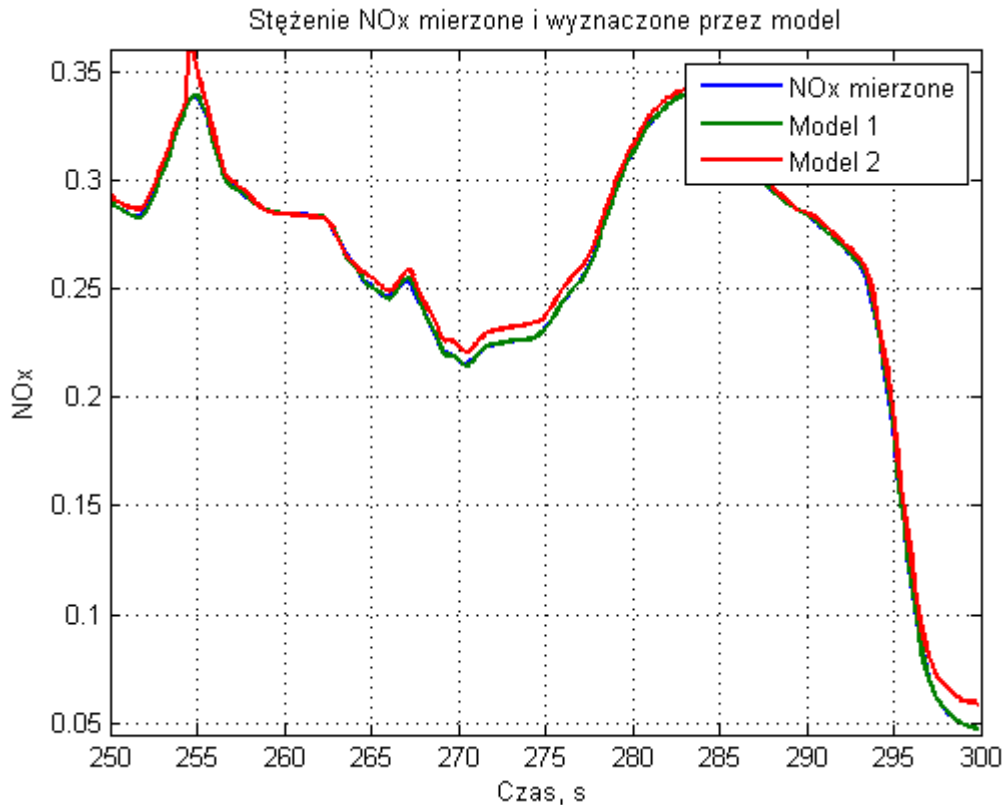
Rys. 6.3.10. Sygnały podczas testu: n - losowo, M_o - losowo, α - losowoRys. 6.3.11. Wyniki estymacji stężenia NO_x wybranych modeli



Rys. 6.3.12. Powiększenie odpowiedzi modeli dynamicznych dla testu 6.3.10

Wyniki estymowanego stężenia NO_x dla próby z rysunku 6.3.10 uzyskane przez omawiane modele przedstawiono na rysunku 6.3.11. Błąd średniokwadratowy obliczony od t=100s do końca testu dla tej próby z estymowanego sygnału „Modelu 1” wynosi 0,0009, „Modelu 2” wynosi 0,0089, „Modelu statycznego 1” wynosi 0,8625, a „Modelu statycznego 2” wynosi 0,8582. Z analizy uzyskanych wyników można wnioskować, że dla opisanych wyżej warunków podczas testu najlepsze dopasowanie daje „Model 2”.

Rys. 6.3.13. Sygnały podczas testu: n - losowo., M_o - losowo, α - losowoRys. 6.3.14. Wyniki estymacji stężenia NO_x wybranych modeli



Rys. 6.3.15. Powiększenie odpowiedzi modeli dynamicznych dla testu 6.3.13

Wyniki estymowanego stężenia NO_x dla próby z rysunku 6.3.13 uzyskane przez omawiane modele przedstawiono na rysunku 6.3.14. Błąd średniokwadratowy obliczony dla tej próby z estymowanego sygnału „Modelu 1” wynosi 0,0002, „Modelu 2” wynosi 0,0036, „Modelu statycznego 1” wynosi 0,6462, a „Modelu statycznego 2” wynosi 0,6631. Z analizy uzyskanych wyników można wnioskować, że dla opisanych wyżej warunków podczas testu najlepsze dopasowanie daje „Model 1”.

6.4. Skrypt przygotowania danych pomiarowych programu Matlab

```
clear all
dir='E:\hamownia\25_09_12_drogowy';
[filenamep, pathname, filterindex] = uigetfile('*_Slow.txt', 'Pick an txt-
file SLOW', dir);
dir=pathname;
path(path,pathname);

%Wczytanie danych zapisanych przez CRio
Bp = IMPORTDATA(strcat('', dir, '\', filenamep, '')); % wczytanie pliku *.txt
                                                    do macierzy B

CR_czas1=(Bp.data(:,1));
CR_speed1=(Bp.data(:,2));
CR_przeplyw1=(Bp.data(:,3));
CR_map1=(Bp.data(:,6));
CR_pedal1=(Bp.data(:,7));
CR_temp_spall=(Bp.data(:,12));
CR_NOx1=(Bp.data(:,16));
CR_O21=(Bp.data(:,17));
CR_otwarciem1=(Bp.data(:,18));
CR_PM1=(Bp.data(:,19));
```

6. Dodatki

```
CR_temp_wody1=(Bp.data(:,11));%-5;
CR_AEM11=(Bp.data(:,4));
CR_AEM21=(Bp.data(:,5));

CR_czaspl=(CR_czaspl-CR_czaspl(1))/1000; % zerowanie czasu i przeliczenie
na ms

%Redukcja częstotliwości danych pomiarowych
alfa2=CR_otwarciepl;
CR_czasr=downsample(CR_czas1,20);
CR_speed2=downsample(CR_speed1,20);
CR_przeplyw=downsample(CR_przeplyw1,20);
CR_map=downsample(CR_map1,20);
CR_temp_spal=downsample(CR_temp_spal1,20);
CR_pedal=downsample(CR_pedal1,20);
CR_NOx=downsample(CR_NOx1,20);
CR_temp_wody=downsample(CR_temp_wody1,20);
alfa=downsample(alfa21,20);
CR_AEM1=downsample(CR_AEM11,20);
CR_AEM2=downsample(CR_AEM21,20);

% filtracja danych
K=5;
CR_przeplyw=filter(ones(1,K)/K, 1,CR_przeplyw);
CR_speed2=filter(ones(1,K)/K, 1,CR_speed2);
CR_temp_spal=filter(ones(1,K)/K, 1,CR_temp_spal);
CR_pedal=filter(ones(1,K)/K, 1,CR_pedal);
CR_NOx=filter(ones(1,K)/K, 1,CR_NOx);
CR_map=filter(ones(1,K)/K, 1,CR_map);
CR_temp_wody=filter(ones(1,K)/K, 1,CR_temp_wody);
CR_AEM1=filter(ones(1,K)/K, 1,CR_AEM1);
CR_AEM2=filter(ones(1,K)/K, 1,CR_AEM2);

% Normalizacja danych
snox=0.75*1800;
sprzeplyw=0.75*811;
stemp=0.75*650;
spedal=0.75*4.4;
sobr=0.75*2200;
stempw= 0.75*120;
salfa=0.75*100;
sdP=0.75*250;
smoc=0.75*110;

%uwzględnienie charakterystyki silnika
x=CR_speed2;
moc= 4,728656e-8*x.^3 + 2.917351e-4*x.^2 - 6.030774e-1*x+3.273356e+02;

% uwzględnienie charakterystyki czujników ciśnienia
CR_AEM1=(129.38*CR_AEM1)-166.12; %V na kPa
CR_AEM2=(129.38*CR_AEM2)-166.12; % V na kPa
dP=CR_AEM1-CR_AEM2; %roznica cisnieni za i przed EGR

CR_pedal=25.229*CR_pedal-7.6769; % skalowanie pedału macy
CR_przeplyw=6.089*(CR_przeplyw.^3.1972); % uwzgl. charakterystyka
przeplywomierza

%Formatowanie danych do typu iddata (do simulinka)
swy11=[CR_NOx'./snox ];
```



```
swell=[CR_przeplyw'./sprzeplyw;(CR_temp_spal')./stemp;CR_pedal'./spedal;CR_
speed2'./sobr;CR_temp_wody'./stemw;alfa'./salfa; dP'./sdP; moc'./smoc];
dane_wejscowe=iddata(swy11', swell', 0.2);
```

6.5. Rozszerzenie modelu statycznego do modelu dynamicznego

Model statyczny:

$$N\hat{O}_x = \frac{\beta - n + B}{Q + C};$$

Niech $y(k) = N\hat{O}_x(k)$, $w(k) = \beta(k) - n(k)$, $v(k) = \frac{1}{Q(k) + C(k)}$.

Wówczas przyjmując modele dynamiki dla $y(k)$, $v(k)$ i $w(k)$ jak dla klasycznego modelu ARX i przyjmując przykładowo rzędy rozwinięć dla $v(k)$ i $w(k)$ jako odpowiednio m i r otrzymujemy:

$$y(k) + \sum_{i=1}^n a_i y(k-i) = \sum_{j=0}^m b_j v(k-d_v-j) \left[\sum_{j=0}^r c_j w(k-d_w-j) + B \right];$$

Dla $m = r = 4$ prawa strona równania przyjmuje postać:

$$\begin{aligned} & [b_0 v(k-d_v) + b_1 v(k-d_v-1) + b_2 v(k-d_v-2) + b_3 v(k-d_v-3) + b_4 v(k-d_v-4)] \bullet \\ & [c_0 w(k-d_w) + c_1 w(k-d_w-1) + c_2 w(k-d_w-2) + c_3 w(k-d_w-3) + c_4 w(k-d_w-4) + B] = \\ & = b_0 v(k-d_v) c_0 w(k-d_w) + b_0 v(k-d_v) c_1 w(k-d_w-1) + b_0 v(k-d_v) c_2 w(k-d_w-2) + \\ & + b_0 v(k-d_v) c_3 w(k-d_w-3) + b_0 v(k-d_v) c_4 w(k-d_w-4) + b_0 v(k-d_v) B + \\ & + b_1 v(k-d_v-1) c_0 w(k-d_w) + b_1 v(k-d_v-1) c_1 w(k-d_w-1) + b_1 v(k-d_v-1) c_2 w(k-d_w-2) + \\ & + b_1 v(k-d_v-1) c_3 w(k-d_w-3) + b_1 v(k-d_v-1) c_4 w(k-d_w-4) + b_1 v(k-d_v-1) B + \\ & + b_2 v(k-d_v-2) c_0 w(k-d_w) + b_2 v(k-d_v-2) c_1 w(k-d_w-1) + b_2 v(k-d_v-2) c_2 w(k-d_w-2) + \\ & + b_2 v(k-d_v-2) c_3 w(k-d_w-3) + b_2 v(k-d_v-2) c_4 w(k-d_w-4) + b_2 v(k-d_v-2) B + \\ & + b_3 v(k-d_v-3) c_0 w(k-d_w) + b_3 v(k-d_v-3) c_1 w(k-d_w-1) + b_3 v(k-d_v-3) c_2 w(k-d_w-2) + \\ & + b_3 v(k-d_v-3) c_3 w(k-d_w-3) + b_3 v(k-d_v-3) c_4 w(k-d_w-4) + b_3 v(k-d_v-3) B + \\ & + b_4 v(k-d_v-4) c_0 w(k-d_w) + b_4 v(k-d_v-4) c_1 w(k-d_w-1) + b_4 v(k-d_v-4) c_2 w(k-d_w-2) + \\ & + b_4 v(k-d_v-4) c_3 w(k-d_w-3) + b_4 v(k-d_v-4) c_4 w(k-d_w-4) + b_4 v(k-d_v-4) B = \\ & = b_0 c_0 v(k-d_v) w(k-d_w) + b_0 c_1 v(k-d_v) w(k-d_w-1) + b_0 c_2 v(k-d_v) w(k-d_w-2) + \\ & + b_0 c_3 v(k-d_v) w(k-d_w-3) + b_0 c_4 v(k-d_v) w(k-d_w-4) + b_0 B v(k-d_v) + \\ & + b_1 c_0 v(k-d_v-1) w(k-d_w) + b_1 c_1 v(k-d_v-1) w(k-d_w-1) + b_1 c_2 v(k-d_v-1) w(k-d_w-2) + \\ & + b_1 c_3 v(k-d_v-1) w(k-d_w-3) + b_1 c_4 v(k-d_v-1) w(k-d_w-4) + b_1 B v(k-d_v-1) + \\ & + b_2 c_0 v(k-d_v-2) w(k-d_w) + b_2 c_1 v(k-d_v-2) w(k-d_w-1) + b_2 c_2 v(k-d_v-2) w(k-d_w-2) + \\ & + b_2 c_3 v(k-d_v-2) w(k-d_w-3) + b_2 c_4 v(k-d_v-2) w(k-d_w-4) + b_2 B v(k-d_v-2) + \\ & + b_3 c_0 v(k-d_v-3) w(k-d_w) + b_3 c_1 v(k-d_v-3) w(k-d_w-1) + b_3 c_2 v(k-d_v-3) w(k-d_w-2) + \\ & + b_3 c_3 v(k-d_v-3) w(k-d_w-3) + b_3 c_4 v(k-d_v-3) w(k-d_w-4) + b_3 B v(k-d_v-3) + \\ & + b_4 c_0 v(k-d_v-4) w(k-d_w) + b_4 c_1 v(k-d_v-4) w(k-d_w-1) + b_4 c_2 v(k-d_v-4) w(k-d_w-2) + \\ & + b_4 c_3 v(k-d_v-4) w(k-d_w-3) + b_4 c_4 v(k-d_v-4) w(k-d_w-4) + b_4 B v(k-d_v-4) = \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
&= h_{00}v(k-d_v)w(k-d_w) + h_{01}v(k-d_v)w(k-d_w-1) + h_{02}v(k-d_v)w(k-d_w-2) + \\
&+ h_{03}v(k-d_v)w(k-d_w-3) + h_{04}v(k-d_v)w(k-d_w-4) + h_{05}Bv(k-d_v) + \\
&+ h_{10}v(k-d_v-1)w(k-d_w) + h_{11}v(k-d_v-1)w(k-d_w-1) + h_{12}v(k-d_v-1)w(k-d_w-2) + \\
&+ h_{13}v(k-d_v-1)w(k-d_w-3) + h_{14}v(k-d_v-1)w(k-d_w-4) + h_{15}Bv(k-d_v-1) + \\
&+ h_{20}v(k-d_v-2)w(k-d_w) + h_{21}v(k-d_v-2)w(k-d_w-1) + h_{22}v(k-d_v-2)w(k-d_w-2) + \\
&+ h_{23}v(k-d_v-2)w(k-d_w-3) + h_{24}v(k-d_v-2)w(k-d_w-4) + h_{25}Bv(k-d_v-2) + \\
&+ h_{30}v(k-d_v-3)w(k-d_w) + h_{31}v(k-d_v-3)w(k-d_w-1) + h_{32}v(k-d_v-3)w(k-d_w-2) + \\
&+ h_{33}v(k-d_v-3)w(k-d_w-3) + h_{34}v(k-d_v-3)w(k-d_w-4) + h_{35}Bv(k-d_v-3) + \\
&+ h_{40}v(k-d_v-4)w(k-d_w) + h_{41}v(k-d_v-4)w(k-d_w-1) + h_{42}v(k-d_v-4)w(k-d_w-2) + \\
&+ h_{43}v(k-d_v-4)w(k-d_w-3) + h_{44}v(k-d_v-4)w(k-d_w-4) + h_{45}Bv(k-d_v-4)
\end{aligned}$$

Zatem obciążenie obliczeniowe przy estymacji parametrów b_j , c_j byłoby znacznie większe niż w przypadku estymacji parametrów „marnego” modelu Laguerre’a - Hammersteina.

Jak widać, efekt biliniowości (wynikający z mnożenia $v(k) \cdot w(k)$) prowadzi do znacznego zwiększenia obliczeniowego algorytmu estymacji parametrów w porównaniu z proponowaną metodologią Hammersteina-Laugerre’a.

Literatura:

- [ABG10] Angelosante D., Bazerque J. A., Giannakis G. B.; Online adaptive estimation of sparse signals: Where RLS meets the ℓ_1 -norm; Signal Processing, IEEE Transactions on, vol. 58, no. 7, pp. 3436–3447, July 2010.
- [AEM13] Dokumentacja techniczna czujnika ciśnienia P/N 30-2130-75 firmy AEM, <http://www.aemelectronics.com/>, dostęp 1.12.2013.
- [Ait10] Aithal S.M.; Modeling of NO_x formation in diesel engines using finite-rate chemical kinetics; Elsevier Applied Energy 87 (2010) 2256–2265.
- [ALG10] Arregle J., Lopez J., Guardiola C., Monin C.; On Board NO_x Prediction in Diesel Engines: A Physical Approach; Automotive Model Predictive Control Models, Methods and Applications; Springer 2010 ISBN 978-1-84996-070-0.
- [AnH08] Andersson H., Hedvall M.; Model Based Control of Air and EGR into a Diesel Engine; Göteborg, Sweden, 2008.
- [ANJ06] Andersson M., Nöhre C., Johansson B., Hultqvist A.; A Real Time NO_x Model for Conventional and Partially Premixed Diesel Combustion; SAE Technical papers 2006-01-0195, 2006.
- [AsW89] Åström K. J., Wittenmark B.; Adaptive control. Addison-Wesley, New York, 1989.
- [AsW96] Åström K. J., Wittenmark B.; Computer-controlled Systems, Theory and Design; Prentice Hall, 1996; ISBN-10: 0133148998.
- [Aut10] Autnaprawa; grudzień 2010; ISSN 1897-3280.
- [AWM06] Armstrong T. R., West T. L., Montgomery F. C.; ORNL NO_x Sensor Program; Oak Ridge National Laboratory U. S. Department Of Energy, 2006.
- [Bar04] Bartecki K.; Zastosowanie algorytmów neuronowych do optymalizacji pracy systemów grzewczych; Opole: 2004, Praca doktorska.
- [Bar74] Bard Y.; Nonlinear Parameter Estimation; Academic Press 1974.
- [BGM11] Bieniek A., **Graba M.**, Mamala J., Lechowicz A.; Control of advanced EGR system at nonroad diesel engine; SAE 2011-28-0097.
- [BHN99] Bokor J., Heuberger P., Ninness B., Oliveira de Silva, T., Van den Hof, P., Wahlberg, B.; Modelling and identification with orthogonal basis functions; Preconference Workshop, 14th IFAC World Congress, Beijing, P.R. China, 1999.
- [Bie97] Bielińska E.; Identyfikacja Procesów. Praca zbiorowa; Gliwice: Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, 1997. ISSN 0434-0825.
- [BMG11] Bieniek A., Mamala J., **Graba M.**; Analiza procesu spalania przy zastosowaniu wielofazowego wtrysku w silniku diesla pojazdu nonroad; Silniki Spalinowe, Nr 3/2011 (146), PTNSS–2011–SC–190.
- [BMG12] Bieniek A., Mamala J., **Graba M.**, i inni; Zasilanie silników wysokoprężnych pojazdów pozadrogowych; Studia i monografie z.312 Opole 2012, ISSN 1429-6063.
- [BMGL11] Bieniek A., Mamala J., **Graba M.**, Lenc-Brol A.; Adaptacyjne sterowanie recyrkulacją spalin w silniku diesla pojazdu nonroad; Silniki Spalinowe, Nr 3/2011 (146), PTNSS–2011–SC-191.
- [BrN11] Brzozowski K., Nowakowski J.; Toksyczność spalin silnika o zapłonie samoczynnym w warunkach zmiennego obciążenia dla różnych wartości parametrów regulacyjnych; Eksploatacja i Niezawodność, ISSN 1507-2711; 2011.

- [BTT06] Bachir S., Tnani S., Trigeassou J. C., Chanpenois G.; Diagnosis by parameter estimation of stator and rotor faults occurring in induction machines; IEEE Transactions on Industrial Electronics, no 53(3), pp. 963-973, 2006.
- [CaB04] Camacho E., Bordons C.; Model predictive control; Springer Verlag 2004. ISBN 978-0-85729-398-5.
- [CCK09] Cichoń C., Cecot W., Krok J., Pluciński P.; Metody komputerowe w liniowej mechanice konstrukcji; Podręcznik akademicki Kraków 2009.
- [CVJ99] Chun T. C., Verhaegen M., Johansson R.; Continuous-Time Identification of SISO Systems Using Laguerre Functions; IEEE Transactions On Signal Processing, Vol. 47, No. 2, 1999.
- [DaS91] Dai H., Sinha N.K.; Use of numerical integration methods, in Identification of Continuous-Time Systems; Methodology and Computer Implementation, pages 79–121, Kluwers Academic Publishers: Dordrecht, Holland, 1991.
- [DeG94] Delopoulos A., Giannakis G. B.; Consistent identification of stochastic linear systems with noisy input-output data; Automatica, 1994, vol. 30, pp. 1271-1294.
- [DiU79] Diekmann K., Unbehauen H.; Recursive identification of multiple-input multiple-output systems; Proc. of 5th IFAC Symp. Identification Syst. Parameter Estimation, Darmstadt, Germany, 1979, pp. 423–429.
- [Dri13] Dokumentacja techniczna sondy NO_x/O₂ oraz oprogramowania firmy Drivven 2013.
- [Eng01] Egnell R.; On Zero-dimensional Modelling of Combustion and NO_x Formation in Diesel Engines; Doctoral Thesis, Department of Heat and Power Engineering, Lund Institute of Technolgy, Lund, 2001.
- [Eng98] Egnell R.; Combustion Diagnostics by Means of a Multizone Heat Release Analysis and NO_x Calculation; SAE Technical papers 981424, 1998.
- [EWA06] Ericson C., Westerberg B., Andersson M., Egnell R.; Modelling diesel engine combustion and NO_x formation for model based control and simulation of engine and exhaust aftertreatment systems; SAE International 2006-01-0687.
- [Eyk80] Eykhoff P.; Identyfikacja w układach dynamicznych; tł. Andrzej Bauer. - Warszawa : Państw. Wydaw. Naukowe, 1980. (Biblioteka Naukowa Inżyniera).
- [FOL07] Ferreau H. J., Ortner P., Langthaler P., L. del Re, Diehl M.; Predictive control of a real-world Diesel engine using an extended online active set strategy; Elsevier Annual Reviews in Control 31, 2007, pp. 293–301.
- [GaW08] Garnier H., Wang L.; Identification of Continuous-time Models from Sampled Data; Springer 2008; ISBN: 978-1-84800-161-9(Online).
- [GBM11] **Graba M.**, Bieniek A., Mamala J., Lechowicz A.; Sterowanie adaptacyjne systemem recyrkulacji spalin w aspekcie obniżenia emisji substancji szkodliwych dla klasycznego silnika ZS; pp.73-80; Inżynieria Rolnicza 5(130)/2011 ISSN 1429-7264.
- [GCH02] Giri F., Chaoui F. Z., Haloua M., Rochdi Y., Nastali A.; Hammerstein Model Identification; Proceedings of the 10th Mediterranean Conference on Control and Automation - MED2002 Lisbon, Portugal, 2002.
- [Ghe11] Gheorghiu V.; Atkinson Cycle and Very High-Pressure Turbocharging for Increasing Internal Combustion Engines Efficiency and Power while Reducing Emissions; IMECE International Mechanical Engineering Congress & Exposition, Nov 2011, Denver, USA.
- [GMB08] Garcia-Nieto S., Martinez M., Blasco X., Sanchis J.; Nonlinear predictive control based on local model networks for air management in diesel engines; Elsevier Volume 16, Issue 12, Pages 1399-1534, 2008.

- [Gór06] Górecki H.; Optymalizacja i sterowanie systemów dynamicznych; Kraków : AGH Uczelniane Wydawnictwa Naukowo-Dydaktyczne, 2006. (Monografie / Komitet Automatyki i Robotyki Polskiej Akademii Nauk, ISSN 1640-8969; t. 9).
- [Gra11] **Graba M.**; Control of an exhaust gas recirculation system in diesel tractor engine; Zeszyty Naukowe Politechniki Opolskiej, materiały konferencyjne z V ŚWD PO; Elektryka z. 66; 2011.
- [HaK99] Haber R., Keviczky L.; Nonlinear System Identification: Input-Output Modeling Approach; Kluwer Academic Publishers, 1999.
- [HaM02] Hasiewicz Z., Mzyk G.; Parametryczno-nieparametryczna identyfikacja systemów nieliniowych o strukturze blokowej; XIV Krajowa Konferencja Automatyki, Zielona Góra, 2002.
- [Hey88] Heywood J. B.; Internal Combustion Engine Fundamentals; McGraw-Hill Book Co, 1988.
- [HiM11] Hidayat E., Medvedev A.; Laguerre domain identification of continuous linear time delay systems from impulse response data; Preprints of the 18th IFAC World Congress Milano (Italy), 2011.
- [Hon13] Dokumentacja techniczna czujnika 1GT101DC firmy Honeywell, 2013.
- [IsM11] Isermann R., Münchhof M.; Identification of Dynamic Systems: An Introduction with Applications; ISBN 978-3-540-78879-9; Springer 2011.
- [JMB09] Jantos J., Mamala J., Bieniek A., Kowalski D., **Graba M.**; Pojazdy typu "Off Road" w aspekcie przyszłościowych norm emisji spalin; KONES 2009; materiały konferencyjne.
- [JML08] Jaskólski J., Mikoda P., Łasocha J.; System EGR, a zmniejszenie emisji substancji szkodliwych; Czasopismo techniczne Politechnik Krakowskiej; z7-M/2008; ISSN 0011-4651.
- [KAA12] Kelouwani S., Adegnon K., Agbossou K., Dube Y.; Online System Identification and Adaptive Control for PEM Fuel Cell Maximum Efficiency Tracking; Energy Conversion, IEEE Transactions on (Volume:27, Issue: 3) 2012; ISSN: 0885-8969.
- [Kas02] Kasprzyk J. [red.]; Identyfikacja procesów; Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice 2002. ISBN: 83-7335-077-2.
- [KiN05] Kiencke U., Nielsen L.; Automotive Control Systems: For Engine, Driveline, and Vehicle; Springer 2005 – 530.
- [KIŚ13] Klempka R., Świątek B.; Sterowanie energetycznym filtrem aktywnym oparte na sztucznej inteligencji; Przegląd Elektrotechniczny Vol. 2013, Nr 8.
- [KMŁ11] Kowol M., Młot A., Łukaniszyn M., Latawiec K. J.; Applications of Evolutionary Algorithm in Construction Optimization of Electrical Motors; Prace Naukowe Politechniki Śląskiej s. Elektryka z. 4(216), nr 1853, 2011, s. 55-56, bibliogr. 12 poz.
- [KoR11] Korniak J., Rojek R.; Sterowanie rozmyte modelem suwnicy przemysłowej; Pomiary Automatyka Kontrola nr 3, 2011, s. 235-237.
- [Kow00] Kowalewicz A.; Podstawy procesów spalania; WNT; Warszawa 2000.
- [Kow04] Kowalski J.; Alternatywna metoda oceny poziomu emisji tlenków azotu z dwusuwowego silnika okrętowego; Journal of KONES Internal Combustion Engines 2004 vol. 11 no 1-2.
- [KrD07] Kruczynski S. W., Danilczyk W.; Ograniczanie szkodliwości gazów wylotowych silników spalinowych poprzez zastosowanie reaktorów katalitycznych; Motrol. Motoryzacja i Energetyka Rolnictwa 09; 2007, pp. 93-102.

- [Lan09] Landau I.D.; System Identification and Control Design; Prentice-Hall, Englewood Cliffs, NJ, 1990.
- [LaO01] Latawiec K. J., Oliveira G. H.; Methodology for identification and control of nonlinear systems using Laguerre-Volterra models; T.2, 7 IEEE International Conference Methods and Models in Automation and Robotics. Międzyzdroje 2001, s.921-926.
- [Lat04] Latawiec K. J.; The power of inverse systems in linear and nonlinear modeling and control; Opole 2004, Studia i Monografie/Politechnika Opolska z.167.
- [LDC01] de Lucas A., Durán A., Carmona M., Lapuerta M.; Modeling diesel particulate emissions with neural networks; Fuel 2001; 80, pp. 539-548.
- [LeG04] Lecchini A., Gevers M.; Explicit expression of the parameter bias in identification of Laguerre models from step response; Elsevier Systems & Control Letters 52, 2004, pp. 149 – 165.
- [LHS06] Latawiec K. J., Hunek W., Stanisławski R.; Selected topics in analysis, identification and control of LTI MIMO systems; Pomiary Automatyka Kontrola nr 10, 2006, s. 25-28.
- [Lip01] Lipski J.; Identyfikacja procesów dynamicznych z zastosowaniem sieci neuronowych; Eksploatacja i Niezawodność nr 5/2001.
- [Lju09] Ljung L.; System Identification: Theory for the User; ISBN 0-13-656695-2; New Jersey 2009; Prentice Hall PTR.
- [LMR03] Latawiec K. J., Marciak C., Rojek R., Oliveira G.; Linear parameter estimation and predictive constrained control of Wiener Hammerstein systems; 13th IFAC Symposium on System Identification SYSID'03, Rotterdam 2003, s.359-364.
- [LMS04] Latawiec K. J., Marciak C., Stanisławski R., Hunek W.; Adaptive noise cancellation experiments using Laguerre filters; XXVII IC SPETO, Niedzica, 26-29 May 2004, vol. 2, pp. 453-456.
- [LRO00] Latawiec K.J., Rojek R., Oliveira G.H.C., Marciak C.; Adaptive parameter estimation of OBF models; 6th MMAR Conference, Międzyzdroje, Poland, 2000, pp. 927-932.
- [Lug11] Lughofer E.; Evolving Fuzzy Systems – Methodologies, Advanced Concepts and Applications; Springer Berlin Heidelberg 2011; ISBN: 978-3-642-18087-3.
- [Mac10] Maciąg P.; Algorytm sterownia wtryskiem paliwa w silnikach o zapłonie samoczynnym; praca magisterska, Opole 2010.
- [Man08] Manski C. F.; Identification for Prediction and Decision; Harvard University Press 2008; ISBN-10: 0674026535.
- [MaN83] Mańczak K., Nahorski Z.; Komputerowa identyfikacja obiektów dynamicznych; PWN, Warszawa 1983; ISBN:8301028890.
- [Mat10] MATHWORKS; Dokumentacja techniczna programu Matlab; 2010.
- [MBG11] Mamala J., Bieniek A., **Graba M.**, Lechowicz A., Lenc-Brol A.; Raport z badań silnika Z 1505, przeprowadzonych przez pracowników KPDiR; Opole 2011.
- [MCM05] Müller V., Christmann R., Münz S., Gheorghiu V.; System und Regelungskonzept für zukünftige Turbolader- Abgasrückführsysteme für turboaufgeladene Diesel Pkw; Aufladetechnische Konferenz, Dresden, September 2005.
- [MPA00] Marchewko A., Prokhorenko A., Ambroziak A.; Metodyka obliczeń emisji tlenków azotu NOx ze spalinami silników ZS i jej zastosowanie; Journal of KONES Internal Combustion Engines Vol. 7 No 1-2 , 2000.
- [MSH94] M'Saad M., Hejda I., Partial state reference model (adaptive) control of a benchmark example; Automatica, 1994, vol. 30, pp. 605-613.

- [Mus12] Muskała W.; Tworzenie i destrukcja tlenków azotu w procesach energetycznego spalania paliw; Projekt „Plan Rozwoju Politechniki Częstochowskiej”; 2012.
- [Mys10] Myszkowski S.; Recyrkulacja spalin w silnikach cz. 1. Kompendium praktycznej wiedzy; Wiadomości Inter Cars S.A. nr 35/Czerwiec 2010.
- [Mzy01] Mzyk G.; Zastosowanie metody zmiennych instrumentalnych do identyfikacji systemów Hammersteina-Wienera; Miesięcznik: Pomiary Automatyka Kontrola, Nr 7/8 2001.
- [NaI13] National Instruments; Dokumentacja techniczna urządzeń i oprogramowania firmy; 2013.
- [Nel01] Nelles O.; Nonlinear system identification. From classical approaches to neural networks and fuzzy models; Springer, New York, Berlin, Heidelberg. 2001; ISBN 978-3-662-04323-3.
- [Now05] Nowakowski J.; Model cyklu roboczego silnika o zapłonie samoczynnym i jego zastosowanie do doboru parametrów regulacyjnych; Zeszyty Naukowe ATH - Seria Rozprawy Naukowe; 15, 2005.
- [NRP00] Nørgaard M., Ravn O., Poulsen N. K., Hansen L. K.; Neural Networks for Modelling and Control of Dynamic Systems; Springer-Verlag, London, UK, 2000.
- [OBD05] Ouladsine M., Bloch B., Dovifaaz X.; Neural Modelling and Control of a Diesel Engine with Pollution Constraints; Journal of Intelligent and Robotic Systems, 2005, Volume 41, Issue 2-3, pp 157-171.
- [OgS12] Ögücü M., Saranlı A.; A Comparative Study on Modeling a Nonlinear Static System by Using Identification Techniques; International Conference on Applied and Computational Mathematics; Ankara, Turkey 2012.
- [PBG06] Perez E., Blasco X., Garcia-Nieto S., Sanchis J.; Diesel Engine Identification and Predictive Control using Wiener and Hammerstein Models; 2006; ISBN:0-7803-9797-5.
- [PoS04] Potts D., Sammut C.; Online Nonlinear System Identification in High Dimensional Environments; Australasian Conference on Robotics & Automation 2004; ISBN 0-9587583-6-0.
- [Rao06] Rao G. P., Unbehauen H.; Identification of continuous-time systems; IEE Proc.-Control Theory Appl., Vol. 153, No. 2, March 2006.
- [Rav00] Ravn O.; On-line System Identification and Adaptive Control using the Adaptive Blockset; 12th IFAC Symposium on System Identification SYSID 2000.
- [RBK00] Rojek R., Bartecki K., Korniak J.; Zastosowanie sztucznych sieci neuronowych i logiki rozmytej w automatyce. Ćwiczenia laboratoryjne z wykorzystaniem programu MATLAB/SIMULINK; Opole 2000, Skrypt Uczelniany/ Politechnika Opolska nr 234.
- [RPR97] Rutkowska D., Piliński M., Rutkowski L.; Sieci neuronowe, algorytmy genetyczne i systemy rozmyte; Wydawnictwo Naukowe PWN Warszawa 1997.
- [SBN08] Sobieszkański M., Brzozowski K., Nowakowski J., Tekielak M.; Wpływ parametrów regulacyjnych silnika zs na zawartość składników toksycznych i zadymienie spalin; Eksploatacja i Niezawodność Nr 3/2008.
- [SFC97] Söderstrom T., Fan H., Carlsson B., Bigi S.; Least squares parameter estimation of continuous-time ARX models from discrete-time data; IEEE Trans. Autom. Control, 1997, 42, (5), pp. 659–673.
- [SHL08] Stanisławski R., Hunek W., Latawiec K. J.; Modeling of nonlinear block-oriented systems using orthonormal basis and radial basis functions; Nineteenth

- International Conference on Systems Engineering (ICSEng 2008). Las Vegas (Nevada) 2008. pp.55-58, IEEE Computer Society.
- [SHL09] Stanisławski R., Hunek W., Latawiec K. J.; Modeling of nonlinear block-oriented systems using orthonormal basis and radial basis functions; *Systems Science*, ISSN 0137-1223; Vol. 35, no 2; 2009.
- [SiR91] Sinha N. K., Rao G. P.; Identification of continuous systems — methodology and computer implementation; Kluwer, Dordrecht, 1991.
- [SML04] Stanisławski R., Marciak C., Latawiec K. J., Hunek W.; Adaptacyjne tłumienie zakłóceń z wykorzystaniem funkcji bazy ortonormalnej; *Zeszyty Naukowe Politechniki Opolskiej, Seria Elektryka* z.54, WPO 2004, str. 133-147.
- [SMS90] Shook D. S., Mohtadi C., Shah S. L., Adaptive filtering and GPC. *Proc. ACC*, 1990, San Diego, CA, pp.556-561.
- [SoS97] Soderstrom T., Stoica P.; Identyfikacja systemów; PWN Warszawa 1997, ISBN: 83-01-12158-0.
- [SPK02] Sobieszczński M., Pietras D., Knefel T.; Dobór algorytmów sterowania rozruchem, nagrzewaniem, wolnymi obrotami oraz recyrkulacją spalin silnika o zapłonie iskrowym zasilanego w systemie wtrysku MPI; *The Archive of Automotive Engineering* 2002; 53-67.
- [SSZ07] Shamdani A., Shamekhi A., Ziabasharhagh M., Aghanajafi C.; Air-to-Fuel Ratio Control of a Turbocharged Diesel Engine Equipped with EGR Using Fuzzy Logic Controller; *SAE Technical Paper* 2007-01-0976, 2007, doi:10.4271/2007-01-0976.
- [Sta04] Stanisławski R.; Identyfikacja systemów dynamicznych o złożonej strukturze na przykładzie obiektu energetycznego; praca doktorska; Opole 2004.
- [Sta07] Stanisławski R.; Hammerstein system identification by means of orthonormal basis functions and radial basis functions; *Emerging Technologies, Robotics and Control Systems*, Pennacchio S. (Eds.), *Internationalsar*, Vol. 2, pp. 69-73, Palermo, Italy 2007.
- [StHL08] Stanisławski R., Hunek W., Latawiec K. J.; Complex structure system identification by means of orthonormal basis functions; *International Journal of Factory Automation, Robotics and Soft Computing Internationalsar* 2008, pp. 45-49.
- [StL05] Stanisławski W., Latawiec K. J.; Rekursywna identyfikacja obiektów wielowymiarowych z wykorzystaniem funkcji bazy ortonormalnej; *XV Krajowa Konferencja Automatyki - KKA'2005*, Warszawa: PAN 2005, s.369-372, Politechnika Warszawska.
- [StS82] Stoica P., Söderström T.; Instrumental variable methods for identification of Hammerstein systems; *International Journal of Control* 1982, Vol. 35, No. 3, pp. 459-476.
- [Syd88] Sydenham P. H.; *Podręcznik Metrologii*; WKiŁ Warszawa 1988 (rozdział 8 pt. Estymacja parametru, paragraf 8.3.1).
- [SYW91] Sagara S., Yang Z. J., Wada K.; Identification of continuous systems from noisy sampled input-output data; *Proc. 9th IFAC/ IFORS Symp. Identification Syst. Parameter Estimation*, Budapest, Hungary, 1991, pp. 603-608.
- [Świ09] Świątek J.; Wybrane zagadnienia identyfikacji statycznych systemów złożonych; *Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej*, 2009; ISBN: 9788374934428.
- [Tad93] Tadeusiewicz R.; *Sieci neuronowe*; Akademicka Oficyna Wydawnicza RM Warszawa 1993.

- [Wac08] Wachel P.; Parametryczno - nieparametryczna identyfikacja systemów Wienera; praca doktorska, Wrocław 2008.
- [WaE06] Wahlstrom J., Eriksson L.; Modeling of a diesel engine with VGT and EGR including oxygen mass fraction; Technical report, Linköping University, 2006.
- [WaE10] Wahlstrom J., Eriksson L.; Modeling of a Diesel Engine with Intake Throttle, VGT, and EGR; Report: LiTH-ISY-R-2976; 2010.
- [Wah09] Wahlstrom J.; Control of EGR and VGT for Emission Control and Pumping Work Minimization In Diesel Engines; Linköping 2009; ISBN 978-91-7393-611-8.
- [Wal06] Walaszek-Babiszewska A.; Zbiory rozmyte jako narzędzie formalizacji wiedzy ekspertów w systemach informatycznych.; Krajowa Konferencja Naukowa : wiedza - informacja – marketing, Wydaw. Politechniki Śląskiej 2006, s.193-204, nr 1722, z. 35.
- [WaM96] Wahlberg B., Mäkilä P.M.; On approximation of stable linear dynamical systems using Laguerre and Kautz functions; Automatica, 32, 1996, pp. 693-708.
- [WBH05] Wijetunge R. S., Brace C. J., Hawley J. G., Vaughan N. D.; Fuzzy Logic Control of Diesel Engine Turbocharging and Exhaust Gas Recirculation; 2005.
- [WeM95] Weeks R., Moskwa J.; Automotive Engine Modeling for Real-Time Control Using MATLAB/SIMULINK; Society of Automotive Engineers 1995 International Congress and Exposition, Detroit.
- [WEN05] Wahlstrom J., Eriksson L., Nielsen L., Pettersson M.; PID controllers and their tuning for EGR and VGT control in diesel engines; Preprints of the 16th IFAC World Congress, Prague, Czech Republic, 2005.
- [Wen06] Wenzel S. P.; Modellierung des Russ- und NO_x – Emissionen des Dieselmotors; praca doktorska, Magdeburg 2006.
- [Wil07] Wilk M.; Badanie wpływu ozonu na proces spalania gazu; praca doktorska; Kraków 2007.
- [WŁJ03] Wróbel R., Łukaniszyn M., Jagieła M., Latawiec K. J.; A new approach to reduction of the cogging torque in a brushless motor by skewing optimization of permanent magnets; Electrical Engineering vol.85, nr 2, 2003, s.59-69.
- [XiD92] Xie X. M., Ding F.; Recursive generalized extended least squares method and its application in a power plant; Industrial Electronics, Control, Instrumentation, and Automation; 1992; ISBN: 0-7803-0582-5.
- [YUN10] Yi S., Ulsoy G., Nelson P.; Design of observer-based feedback control for time-delay systems with application to automotive powertrain control; Journal of the Franklin Institute 347, 2010, pp. 358–376.
- [Zel46] Zeldovich Y. B.; The oxidation of nitrogen in combustion and explosions; Acta Physicochemica; USSR 21, pp. 577–628, 1946.
- [Zet13] ZETOR; Dokumentacja techniczna silnika typu Z-1505, 2013.
- [ZiE05] Zimmer A., Englot A.; Identyfikacja obiektów i sygnałów : teoria i praktyka dla użytkowników Matlaba : podręcznik dla studentów wyższych szkół technicznych; Wydawnictwo Politechniki Krakowskiej, 2005.
- [ZRH04] Zheng M., Reader G. T., Hawley J. G.; Diesel engine exhaust gas recirculation – a review on advanced and novel concepts; Elsevier Energy Conversion and Management 45 (2004) 883–900.
- [ZSK91] Zhao Z. Y., Sagara S., Kumamaru K.; On-line identification of time delay and system parameters of continuous systems based on discrete-time measurements; Proc. 9th IFAC/IFORS Symp. Identification Syst. Parameter Estimation, Budapest, Hungary, 1991, pp. 721–726.

- [Żół96] Żółtowski B.; Identyfikacja diagnostyczna obiektów technicznych; Zagadnienia Eksploatacji Maszyn. Z.1 (105), PAN, 1996.