

Teoretyczno-empiryczne studium
modelowania impulsowego
wtryskiwacza gazu

Monografie – Politechnika Lubelska



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

Jacek Czarnigowski

Teoretyczno-empiryczne studium modelowania impulsowego wtryskiwacza gazu



Politechnika Lubelska
Lublin 2012

Recenzenci:

prof. dr hab. inż. Józef Jonak, Politechnika Lubelska
dr hab. inż. Marek Idzior, prof. Politechniki Poznańskiej

Redakcja i skład: Jacek Czarnigowski

Praca została wykonana w ramach realizacji projektu badawczego numer N N504 483939 Narodowego Centrum Badań i Rozwoju: „Model impulsowego wtryskiwacza gazu do silników spalinowych” numer umowy 4839/B/T02/2010/39

Publikacja wydana za zgodą Rektora Politechniki Lubelskiej

© Copyright by Politechnika Lubelska 2012

ISBN: 978-83-63569-09-9

Wydawca: Politechnika Lubelska

ul. Nadbystrzycka 38D, 20-618 Lublin

Realizacja: Biblioteka Politechniki Lubelskiej

Ośrodek ds. Wydawnictw i Biblioteki Cyfrowej

ul. Nadbystrzycka 36A, 20-618 Lublin

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

www.biblioteka.pollub.pl

Druk: TOP Agencja Reklamowa Agnieszka Łuczak

www.agencjatop.pl

Elektroniczna wersja książki dostępna w Bibliotece Cyfrowej PL www.bc.pollub.pl

Nakład: 100 egz.

Spis treści

1. Wstęp.....	9
1.1. Wprowadzenie	10
1.2. Problematyka precyzji dozowania paliwa gazowego	16
1.2.1. Wymagania ze strony procesu spalania	16
1.2.2. Technika zasilania silników spalinowych paliwami gazowymi ..	19
1.3. Budowa i klasyfikacja impulsowych wtryskiwaczy gazu.....	21
1.4. Charakterystyka wtryskiwacza jako urządzenia mechatronicznego ..	34
1.4.1. Charakterystyka dawkowania	34
1.4.2. Charakterystyka czasowa.....	35
1.5. Podsumowanie	38
2. Sposób realizacji pracy	40
2.1. Cel i zakres pracy.....	40
2.2. Metodyka badań.....	43
2.2.1. Obiekty badań	43
2.2.2. Stanowisko pojazdowe.....	51
2.2.3. Stanowisko pozasilnikowe.....	56
2.2.4. Stanowisko symulacyjne.....	63
3. Badania impulsowego wtryskiwacza gazu	73
3.1. Badania pojazdowe	73
3.1.1. Minimalne ciśnienie zasilania.....	78
3.1.2. Maksymalne ciśnienie zasilania.....	79
3.1.3. Ciśnienie zasilania przy pełnym obciążeniu silnika.....	81
3.1.4. Minimalny czas impulsu wtryskowego.....	81
3.1.5. Maksymalny czas impulsu sterującego	82
3.1.6. Czas impulsu sterującego początku pełnego obciążenia.....	83
3.2. Badania pozasilnikowe	84
3.2.1. Metoda i zakres badań.....	84
3.2.2. Analiza wyników badań.....	90
3.3. Symulacyjne badania przepływowe.....	103
3.3.1. Badania symulacyjne przy zmiennym ciśnieniu zasilania	105
3.3.2. Badania symulacyjne przy zmiennej prędkości ruchu elementu zaworowego	114
4. Model impulsowego wtryskiwacza gazu.....	118
4.1. Model ruchu elementu zaworowego	120
4.1.1. Model cząstkowy zwłoki załączania.....	122
4.1.2. Model cząstkowy czasu otwierania.....	123
4.1.3. Model cząstkowy czasu wyłączenia	125

4.1.4. Model cząstkowy czasu zamykania	135
4.1.5. Model cząstkowy czasu pełnego otwarcia	136
4.2. Model przepływu gazu.....	136
4.2.1. Model cząstkowy masowego natężenia pełnego przepływu gazu 138	
4.2.2. Model cząstkowy czasu opóźnienia przepływu	139
4.2.3. Model cząstkowy czasu rozwoju przepływu.....	140
4.2.4. Model cząstkowy czasu pełnego natężenia przepływu	141
4.2.5. Model cząstkowy czasu zanikania przepływu	142
4.3. Weryfikacja modelu impulsowego wtryskiwacza gazu	144
4.3.1. Badania istotności korelacji	151
4.3.2. Badanie wyrazistości modelu.....	153
4.3.3. Badanie losowości składnika losowego.....	153
4.3.4. Badanie stacjonarności składnika losowego	154
4.3.5. Badanie wartości oczekiwanej składnika losowego	157
4.3.6. Badanie normalności składnika losowego	158
5. Podsumowanie.....	160
Literatura.....	164
Załącznik 1. Dane układów pomiarowych.....	177
Załącznik 2. Przykładowe przebiegi sygnałów mierzonych analizowanych wtryskiwaczy	182
Wykaz ilustracji	188
Wykaz tabel	193

Jacek Czarnigowski

Teoretyczno-empiryczne studium modelowania impulsowego wtryskiwacza gazu

Streszczenie

W ostatnich latach podstawowym problemem prac naukowych w dziedzinie rozwoju silników spalinowych jest redukcja emisji zanieczyszczeń. Rozwiązania problemu upatruje się w zastosowaniu paliw o zmniejszonej zawartości węgla, w tym paliw gazowych oraz optymalizacji tworzenia i spalania mieszanki paliwowo powietrznej. Aby uzyskać mieszankę o wymaganym składzie konieczna jest znajomość charakterystyk masowych i czasowych impulsowych wtryskiwaczy gazu w celu określenia odpowiednich czasów impulsu sterującego oraz jego czasowego ulokowania w fazie pracy silnika.

Niniejsza praca omawia opóźnienia i przesunięcia czasowe występujące podczas działania impulsowych wtryskiwaczy gazu oraz analizuje ich wpływ na charakterystyki: masową i czasową. Praca skupia się na opracowaniu wyjaśniającego modelu matematycznego impulsowego wtryskiwacza gazu, pozwalającego na zrozumienie i opisanie zależności czasowych pomiędzy impulsem sterującym generowanym przez sterownik, ruchem elementu zaworowego i wynikowym przepływem gazu.

W tym celu przeprowadzono trzy rodzaje badań: badania pojazdowe, umożliwiające wyznaczenie zakresu zmienności wielkości niezależnych modelu, badania pozasilnikowe mające za zadanie określenie zależności czasowych między sygnałem sterującym a ruchem elementu zaworowego, oraz badania symulacyjne określające zależności między ruchem elementu zaworowego a rzeczywistym przepływem gazu.

Na podstawie tych badań opracowano model empiryczny. Model ten opisuje zależność masy podawanej przez impulsowy wtryskiwacz gazu w czasie jednego cyklu jego pracy od wielkości niezależnych – charakterystykę masową. Jednocześnie opisuje zależności czasowe między impulsem sterującym a przepływem gazu – charakterystyka czasowa. Opracowany model wykazuje się wysoką zgodnością z wynikami badań stanowiskowych dla wszystkich sześciu badanych konstrukcji impulsowych wtryskiwaczy gazu.

Praca została wykonana w ramach realizacji projektu badawczego numer N N504 483939 Narodowego Centrum Badań i Rozwoju „Model impulsowego wtryskiwacza gazu do silników spalinowych” numer umowy 4839/B/T02/2010/39.

Jacek Czarnigowski
**Theoretical and empirical study of modeling
a pulse gas injector**

Abstract

In recent years, the reduction of pollutants' emission is the key research problem in the field of combustion engine development. Some of the proposed solutions are: using alternative fuels of reduced carbon content (e.g. gas fuels), optimization of air-fuel mixture composition, and optimization of combustion process. To obtain an air-fuel mixture of required composition, one needs to know the mass and time characteristics of pulse injectors used in the system. This knowledge is necessary for defining control pulse time and its relation to the phase of engine operation.

The purpose of this work is to depict and analyze delays and shifts between control signals and reaction of pulse gas injectors, and to investigate into the effect of these on the injectors' mass and time characteristics. An explanatory mathematical model of a pulse gas injector has been proposed to describe time relationships between the control signal, movement of a valve element, and the resulting gas flow.

To construct the model, the author conducted three stages of investigations. The first involved direct observation of vehicles during normal operation and was aimed at finding value ranges of the model's independent variables. The second stage concerned test-bed experiments in order to define time relationships between the control signal and the injectors' valve movement. The third stage, in the form of simulation tests, consisted in defining relationships between the valve movement and the actual gas flow.

The results of the above tests were used for creating the empirical model of a pulse gas injector. It describes the relationship between the mass of gas fed by the injector during one cycle of its operation and independent variables, i.e. the mass characteristic). At the same time, the model describes time relationships between the control pulse and gas flow i.e. the time characteristic. The model is highly consistent with test-bed observations for all six injector construction types analyzed.

The work is the result of a research project N N504 483939 funded by National Centre for Research and Development, entitled "Model of a pulse gas injector for internal combustion engines", contract number 4839/B/T02/2010/39.

1. Wstęp

Charakterystyczną cechą rzeczywistych układów fizycznych jest zdolność do magazynowania i przetwarzania energii. Każda zmiana struktury, parametru jednego z elementów układu fizycznego lub zmiana wielkości wejściowej do takiego układu powoduje przepływ i przetwarzanie energii. Ponieważ każdy przepływ energii wymaga upływu czasu, obecność elementów magazynujących energię sprawia, że zmiany wielkości elementów układów fizycznych nie mogą być skokowe.

Przedział czasowy, w którym następuje proces przepływu energii, nazywany jest stanem nieustalonym. Po jego zakończeniu, kiedy wielkości występujące w układzie mają niezmiennie w czasie wartości, następuje stan ustalony. W układach technicznych występowanie stanów nieustalonych jest z reguły zjawiskiem szkodliwym, ponadto analiza zjawisk dynamicznych jest często skomplikowana i trudna.

Celem niniejszej rozprawy jest analiza zjawisk dynamicznych towarzyszących pracy impulsowego wtryskiwacza gazu do silników spalinowych. Podjęta tematyka ma w zamyśle stanowić wkład w rozwój wiedzy w zakresie eksperymentalnych i teoretycznych prac dotyczących zjawisk i obserwowalnych faktów podczas działania takich wtryskiwaczy. Badaniom poddano zjawiska elektryczne, magnetyczne, mechaniczne i przepływowe towarzyszące przepływowi i przetwarzaniu energii w mechatronicznym układzie wtryskiwacza.

Podczas działania impulsowego wtryskiwacza gazu występują liczne zjawiska przetwarzania energii:

- a) przetwarzanie energii elektrycznej na magnetyczną uzwojenia cewki wtryskiwacza,
- b) przetwarzanie energii magnetycznej cewki na energię mechaniczną elementu zaworowego,
- c) przetwarzania energii elektrycznej w ciepłą wewnątrz cewki elektromagnetycznej,
- d) przetwarzanie energii wewnętrznej sprężonego gazu na energię kinetyczną przepływu.

Przebieg procesów przetwarzania różnych postaci energii jest zakłócony zjawiskami dynamicznymi związanymi z obecnością akumulatorów energii, takich jak:

- a) obwód cewki elektromagnetycznej oraz materiał elementów obwodu magnetycznego (magnetowód, uzwojenie i zwora),
- b) masa elementu zaworowego,
- c) objętość przestrzeni roboczych wtryskiwacza i przewodu wtryskowego.

Dla potrzeb niniejszej rozprawy przeprowadzono prace eksperymentalne, które pozwoliły na ustalenie opóźnień związanych z przebiegiem zjawisk dynamicznych w układzie elektrycznym, magnetycznym i mechanicznym impulsowego wtryskiwacza gazu. Kolejnym etapem były prace teoretyczne w zakresie modelowania przebiegu zjawisk w układzie przepływu gazu. Ustalono fakty umożliwiające wypracowanie matematycznego modelu impulsowego wtryskiwacza gazu. Opracowany model w założeniu posłuży do:

- lepszego zrozumienia procesów,
- wpływania na te procesy (lepsze sterowanie),
- projektowania nowych wtryskiwaczy.

1.1. Wprowadzenie

Tłokowe silniki spalinowe wykorzystywane są do napędu pojazdów samochodowych od samego początku motoryzacji. Mimo równoległego rozwoju napędów parowych i elektrycznych [57] to właśnie silniki spalinowe o spalaniu wewnętrznym dominują w tej dziedzinie od ponad stu lat. Wynika to przede wszystkim z największej gęstości energetycznej napędu spalinowego [55], spośród wszystkich dostępnych źródeł napędu. Pozwala to na uzyskanie największego zasięgu pojazdów, przy jednocześnie najmniejszej masie samego paliwa ciekłego (zarówno oleju napędowego jak i benzyny) oraz jego magazynów wraz z osprzętem [55].

W roku 1900 pojazdy elektryczne stanowiły do 20% całkowitej liczby pojazdów zarejestrowanych na świecie [57]. Jednak znaczący rozwój sprawności silników spalinowych oraz problemy z magazynowaniem energii elektrycznej w pojazdach spowodował w latach dwudziestych XX wieku zatrzymanie rozwoju napędów elektrycznych oraz hybrydowych aż do lat osiemdziesiątych XX wieku.

Główną przyczyną powrotu do koncepcji napędów innych niż silniki spalinowe był kryzys paliwowy lat siedemdziesiątych XX wieku, a następnie znaczący rozwój wymagań ekologicznych stawianych pojazdom [86]. Nadal jednak szacuje się, że do 2050 roku ponad 75% [20, 45, 84, 85, 86,107] pojazdów będzie napędzana zespołami opartymi o silniki spalinowe, pracujące bezpośrednio tak, jak w większości obecnie stosowanych pojazdów lub też pośrednio w formie źródeł napędu generatorów prądu w układach hybryd szeregowych.

Największą wadą silników spalinowych jest emisja spalin, a dokładniej związków toksycznych, takich jak tlenek węgla CO, tlenki azotu NO_x, niespalone węglowodory i cząstki stałe, oraz emisja dwutlenku węgla CO₂ uważanego za gaz cieplarniany. Świadomość ekologiczna, jaka rozwija się od lat siedemdziesiątych XX wieku znajduje swój wyraz w zastraszających się

stopniowo przepisach dotyczących emisji wyżej wymienionych związków przez pojazdy. Od początków legislacji europejskiej w tej dziedzinie w latach osiemdziesiątych XX wieku do dnia dzisiejszego, normy emisji zmniejszono nawet trzydziestokrotnie [15, 86]. Wymusza to od producentów optymalizację konstrukcji silników w kierunku zwiększania ich sprawności oraz optymalizację procesu spalania. Ma to służyć minimalizacji emisji związków toksycznych wspomaganej przez zabudowę coraz doskonalszych układów oczyszczania spalin.

Inną metodą spełniania wymagań obniżenia emisji substancji szkodliwych przez silniki spalinowe jest zmiana rodzaju paliwa. Zamiast paliw wysokowęglowych (takich jak benzyna i olej napędowy) wprowadzane są paliwa o znacznie mniejszej zawartości węgla [72]. Paliwami tymi są zarówno paliwa ciekłe, takie jak etanol i metanol, jak też paliwa gazowe, takie jak propan, butan, metan i wreszcie wodór.

Dodatkową zaletą niektórych z tych paliw jest ich odnawialność, czyli możliwość pozyskiwania ze źródeł innych niż kopalne. Powyższe atuty doprowadziły do zainteresowania paliwami alternatywnymi ustawodawców. W Unii Europejskiej do 2020 roku, 5% energii powinno pochodzić ze źródeł odnawialnych [15]. Jednocześnie wprowadzono promocyjną politykę dotyczącą stosowania tychże paliw przez znaczące obniżenie podatków akcyzowych [57, 122].

W obu metodach realizacji wymagań bardzo istotne jest dokładne podawanie ilości paliwa do silnika. Od połowy lat siedemdziesiątych XX wieku silniki spalinowe są wyposażane w mechatroniczne układy sterowania ich pracą [120, 148, 149, 150]. Rozwój elektroniki pozwolił na zastąpienie mechanicznych lub działających na zasadzie hydrauliki i pneumatyki elementów układów paliwowych i zapłonowych urządzeniami sterowanymi elektrycznie. Zamiana ta pozwoliła na zwiększenie niezawodności i elastyczności działania tychże systemów poprzez wyeliminowanie skomplikowanych urządzeń opartych na procesach fizycznych (przepływu, ruchu, sił ...) przez znacznie prostsze systemy mechatroniczne. Systemy te są połączeniem prostych urządzeń mechanicznych z elementami elektrycznymi sterowanymi za pomocą algorytmów sterujących i diagnostycznych.

Sukces pierwszych układów mechatronicznych otworzył nowe możliwości przed konstruktorami silników. Wiązały się one z coraz bardziej precyzyjnym sterowaniem jakością i rozmieszczeniem mieszanki paliwowo-powietrznej wewnątrz komory spalania, przebiegiem procesu spalania oraz układami oczyszczania spalin. Dodatkowo, możliwe stało się zwiększenie niezawodności systemu poprzez wprowadzenie układów autodiagnostyki. Spowodowało to, że praktycznie wszystkie pojazdy produkowane obecnie są wyposażone w układy mechatroniczne sterujące ich pracą.

Układy te także rozwijały się bardzo intensywnie: od pierwszych układów sterujących jedynie ilością paliwa podawaną jednopunktowo [120] po

najnowocześniejsze układy wtrysku bezpośredniego CommonRail do silników o zapłonie samoczynnym, sterujące wieloimpulsowym podawaniem paliwa w jednym cyklu pracy silnika, recyrkulacją spalin, stopniem doładowania, wtryskiem dodatkowego powietrza do układów wylotowych oraz pełną diagnostyką całości układu i poszczególnych jego podzespołów [116]. Rozwój układów mechatronicznych obejmował trzy główne kierunki:

- 1) rozwój układów wykonawczych,
- 2) rozwój układów elektronicznych,
- 3) rozwój algorytmów sterowania.

W pierwszym przypadku rozwój dotyczył praktycznie każdego z elementów układu [113, 114, 117, 118, 119, 144]. Stosowane początkowo pompy paliwa napędzane mechanicznie od wału korbowego zostały zastąpione przez elektrycznie napędzane pompy niskociśnieniowe zanurzone w zbiorniku, a w miarę zwiększania ciśnienia zasilania – przez pompy wysokociśnieniowe, ponownie napędzane przez wał korbowy silnika. Podobnie regulatory ciśnienia zmieniły się z elementów typowo mechanicznych – regulatorów membranowych – w zawory upustowe sterowane elektrycznie.

Jednak największy rozwój nastąpił w przypadku impulsowych wtryskiwaczy paliwa [115, 117, 144]. Pierwsze wtryskiwacze były budową bardziej zbliżone do zaworów elektromagnetycznych i pracowały przy niskich wartościach nadciśnienia (poniżej 100 kPa). Następnie udoskonalano je, wprowadzając impulsowe wtryskiwacze stosowane do wtrysku paliwa do kolektora dolotowego. Mogły one precyzyjnie dawkować paliwo przy ciśnieniach zasilania rzędu 1 MPa. Kolejnym krokiem było wprowadzenie impulsowych wtryskiwaczy sterowanych elektromagnetycznie przeznaczonych do wtrysku bezpośredniego (zarówno benzyny, jak i oleju napędowego). W tym przypadku ciśnienia wzrosły do około 100 MPa. Zastąpienie cewek elektromagnetycznych elementami piezokwarcowymi pozwoliło na wzrost ciśnienia nawet do 200 MPa [117, 157].

Podobnie dynamiczny rozwój objął elementy elektroniczne układów sterowania [54, 64, 67, 111, 112, 114, 115, 117, 142, 144]. Moc obliczeniowa stosowanych mikrokontrolerów, zgodnie z prawem Moore'a, podwaja się w okresie 24 miesiące i w ciągu ostatnich 40 lat wzrosła ok. 1 milion razy [54]. Pierwsze procesory stosowane w układach wtryskowych taktowane były częstotliwościami rzędu 4 MHz i wykonywały około 300 tysięcy operacji na sekundę. Najnowsze konstrukcje procesorów są taktowane częstotliwościami powyżej 1 GHz i umożliwiają wykonanie więcej niż 250 milionów operacji na sekundę.

Rozwój jednostek obliczeniowych powoduje także możliwość zwiększania ilości analizowanych źródeł sygnału, jak również kontrolowania pracy silnika za pomocą coraz większej ilości elementów wykonawczych. Pierwsze konstrukcje sterowników do poprawnej pracy wymagały znajomości jedynie podstawowych danych (takich jak: położenie wału korbowego, ciśnienie w kolektorze

dolotowym, temperatura powietrza w kolektorze dolotowym, ciśnienie paliwa, otwarcie przepustnicy), zaś elementem wykonawczym był, często pojedynczy, impulsowy wtryskiwacz cieczy z cewką o wysokiej rezystancji. Aktualnie stosuje się procesory o 32 kanałach do przetwarzania sygnałów analogowych. Dodatkowo, praktycznie nie występują ograniczenia w analizowaniu wejść dyskretnych, co w powiązaniu z rozwojem systemów wymiany danych między jednostkami sterującymi, pozwala na analizę praktycznie nieskończonej ilości informacji. Za pomocą dowolnie konfigurowalnych wyjść, procesory mogą obsługiwać coraz nowsze elementy sterowania silnikiem – od impulsowych wtryskiwaczy z cewką o niskiej rezystancji do zaworów proporcjonalnych [120].

Rozwój układów elektronicznych objął również układy sterujące elementami wykonawczymi tzw. kluczy prądowych. Pierwsze powszechnie używane klucze wykonywane były w technologii bipolarnej i pozwalały przełączać prądy rzędu 1A w czasie ok. 1ms, co było w zupełności wystarczające dla układów wtrysku jednopunktowego do kolektora dolotowego. Kolejne konstrukcje wykonywane w technologiach IGBT, FET, MOS i ostatecznie MOSFET [69, 70, 71] umożliwiły konstruowanie układów wielopunktowego wtrysku paliwa. Współczesne elementy półprzewodnikowe potrafią przełączać prądy rzędu 80 A w czasach krótszych od 1 μ s. Takie osiągi są wymagane, gdy wtrysk paliwa realizowany jest m.in. bezpośrednio do komory spalania a ciśnienie paliwa jest zwiększane by poprawić jego rozpylenie, przy jednoczesnym wymaganiu dostarczenia paliwa w czasie stanowiącym ułamek cyklu pracy silnika. Powyższe problemy konstruktorzy rozwiązują poprzez zwiększanie napięcia zasilania elementów wtryskujących nawet do 200 V (w przypadku układów typu Common Rail), dzięki czemu możliwa jest realizacja pojedynczych wtrysków rzędu pojedynczych milisekund oraz wprowadzenie wielokrotnych wtrysków w jednym cyklu.

Rozwój algorytmów sterowania odbywał się w dwóch niezależnych kierunkach: po pierwsze, coraz bardziej dokładnych algorytmów wyznaczających parametry sterujące, a po drugie – algorytmów diagnostycznych.

Pierwsze algorytmy sterowania bazowały na sterowaniu w torze otwartym [120, 148] oraz sterowaniu proporcjonalnym w torze ze sprzężeniem zwrotnym [120]. Rozwój elektroniki z jednej strony i wymagań z drugiej, prowadził do stosowania coraz bardziej skomplikowanych, ale także dokładniejszych algorytmów sterujących. Do sterowania stosowano zarówno algorytmy PID [5, 32, 56, 58, 120, 148, 150], jak też algorytmy nieliniowe typu H-nieskończoność [1, 18, 43], adaptacyjne [51, 52, 95, 146, 151] aż po sztuczne sieci neuronowe [30, 33, 35, 37, 89, 99], logikę rozmytą [44, 73] i algorytmy genetyczne [161].

W przypadku algorytmów diagnostycznych rozwój związany był nie tylko z chęcią zwiększenia niezawodności systemu, ale także z wymaganiami prawnymi związanymi z obniżeniem toksyczności spalin [54, 65, 115, 144]. Pierwszym zadaniem algorytmów diagnostycznych było sprawdzenie działania całego systemu i jego poszczególnych zespołów w celu pomocy mechanikom

samochodowym we wczesnym wykrywaniu awarii. Dalszy rozwój prowadził już do wykrywania nawet niewielkich nieprawidłowości mających skutek ekologiczny. Diagnostyce podlegają już zatem nie tylko elementy elektroniczne lub mechatroniczne, ale także zespoły mechaniczne (turbosprężarka) lub przepływowe (katalizator).

Analizując powyższy rozwój można jednak stwierdzić, że zarówno elektronika, jak i algorytmy sterujące znacząco wyprzedziły rozwojem komponenty wykonawcze, które są obecnie elementem kluczowym w jakości działania systemów. Najistotniejszym mechanizmem wykonawczym jest tu impulsowy wtryskiwacz, decydujący nie tylko o ilości podawanego paliwa, ale także o jakości i rozłożeniu tworzonej mieszanki paliwowo-powietrznej.

Impulsowe wtryskiwacze paliwa ciekłego (benzyny lub oleju napędowego) są obiektami intensywnych badań związanych z czterema głównymi kierunkami:

- a) analizą działania samego impulsowego wtryskiwacza jako obiektu sterowania,
- b) analizą interakcji wtryskiwacza z pozostałą częścią systemu,
- c) analizą zjawisk zachodzących wewnątrz wtryskiwacza,
- d) analizą efektów działania wtryskiwacza.

W pierwszym przypadku dotyczy to przede wszystkim opracowywania modeli impulsowych wtryskiwaczy cieczy. Modele te budowane są jako modele fizyczne zerowymiarowe lub jednowymiarowe [22, 50, 79, 87, 92, 97, 159, 163], choć występują także rozwiązania w postaci modeli empirycznych [93, 157]. Koncentrują się one na opisie stanów nieustalonych pracy impulsowego wtryskiwacza, ze szczególnym naciskiem, na ruch elementu zaworowego i wpływ tego ruchu na ilość paliwa wypływającego z wtryskiwacza [50, 87, 93, 97, 159] lub na pulsacji ciśnienia wewnątrz wtryskiwacza w wyniku ich otwierania i zamykania [22, 79, 163]. Wszystkie modele podkreślają istnienie opóźnień czasowych oraz bezwładności w działaniu impulsowego wtryskiwacza między impulsem sterującym a efektem działania – wypływem paliwa.

Druga grupa dotyczy interakcji wtryskiwacza z pozostałą częścią systemu. Prace związane z tą tematyką skupiają się na analizach częstotliwościowych pulsacji ciśnienia w układzie zasilania w wyniku działania impulsowych wtryskiwaczy [59, 60, 80, 154, 155]. Wykazują one, że samo impulsowe odbieranie ciśnienia z układu powoduje powstanie dość istotnych pulsacji ciśnienia. Pulsacje te mogą wynosić nawet do 40 kPa [60], zakłócając przepływ paliwa przez wtryskiwacz.

Trzecia grupa prac związana jest z analizami zjawisk zachodzących wewnątrz wtryskiwacza. Dominują tu techniki numerycznej mechaniki płynów (CFD). Prace te koncentrują się przede wszystkim na zjawiskach zachodzących w dyszach wtryskiwaczy wysokociśnieniowych – ich analiza ma na celu optymalizację rozwiązań konstrukcyjnych [66, 81, 124] – lub określenia przyczyn uszkodzeń w wyniku np. kawitacji [49, 103].

Ostatnia grupa analiz koncentruje się na efektach działania wtryskiwaczy, czyli w przypadku impulsowych wtryskiwaczy cieczy na strudze paliwa. Autorzy prac naukowych analizują zarówno powstawanie samej strugi, jej kształt i zasięg [12, 16, 74, 82, 91, 96, 101, 124, 162], jak też czynniki wpływające na cechy strugi [13, 104, 105, 127]. Prace te wyraźnie dowodzą, że na strugę paliwa wpływ mają zarówno kształt dysz [13, 127, 157], konstrukcja i ruch elementu zaworowego [104, 105], jak i rodzaj paliwa [101].

Przegląd literatury przedmiotu poświęconej impulsowym wtryskiwaczom paliwa ciekłego ujawnia następujące problemy związane z ich działaniem:

- a) nieliniowość charakterystyki [22, 87, 92, 157] – podkreślana szczególnie przy krótkich czasach wtrysku. Nieliniowość utrudnia sterowanie, w związku z czym konieczne jest stosowanie bardziej skomplikowanych funkcji przeliczenia wymaganej dawki paliwa na czas impulsu sterującego,
- b) bezwładność elementów [22, 50, 79, 97, 159, 163] – powodująca pojawianie się opóźnień w podawaniu paliwa względem impulsu sterującego. Opóźnienia te są istotne w odniesieniu do wpływu chwili podania paliwa na rozkład mieszanki wewnątrz komory spalania, a przez to na przebieg procesu spalania,
- c) wrażliwość na warunki pracy [13, 22, 79, 104] – są to sterowalne, jak i niesterowalne parametry pracy wtryskiwacza (ciśnienie zasilania, jakość i rodzaj paliwa, prędkość przepływu powietrza wokół dyszy wtryskiwacza, napięcie zasilania).

O ile w odniesieniu do impulsowych wtryskiwaczy cieczy prowadzi się wiele prac badawczych, o tyle impulsowe wtryskiwacze gazu są bardzo rzadko przedmiotem dociekań naukowych. Publikacje w tej dziedzinie dotyczą przede wszystkim wpływu zmiany paliwa na działanie silnika [9, 16, 19, 26, 31, 34, 62, 63, 110, 123, 126, 143, 152] oraz zjawisk zachodzących wewnątrz wtryskiwacza [10, 19, 28, 31, 153].

Prace dotyczące impulsowych wtryskiwaczy gazu podkreślają istotną różnicę w ich działaniu, w stosunku do impulsowych wtryskiwaczy cieczy. Jest to czynnik roboczy w postaci ściśliwego gazu. Wtryskiwacze gazowe pracują zatem z czynnikiem akumulującym także energię w postaci ciśnienia. Jednocześnie różnica w stanie skupienia przekłada się na wymiary kanałów przepływowych. Różnica gęstości powoduje, że do przetłoczenia tej samej ilości gazu wymagana jest ponad 300-krotnie większa powierzchnia przepływu niż w przypadku paliw ciekłych. Powoduje to znacznie zwiększenie wielkości i zakresu ruchu elementów zaworowych, a co za tym idzie także bezwładności.

Zainteresowanie zastosowaniem paliw gazowych do silników spalinowych wzrasta. Dotyczy ono nie tylko już bardzo rozpowszechnionych układów zasilania gazem propan-butan silników o zapłonie iskrowym, ale także:

- a) zasilania gazem propan-butan (LPG) oraz metan (CNG) silników o zapłonie samoczynnym [61, 100, 129, 133, 134, 135, 136, 137, 138]

- b) wykorzystania biogazu do zasilania silników spalinowych zarówno o zapłonie samoczynnym jak i iskrowym [11, 21, 25, 94, 102, 108, 109, 158],
- c) zasilania silników spalinowych o zapłonie iskrowym wodorem [4, 41, 77, 84, 107, 110, 125, 128, 143].

Oznacza to konieczność prowadzenia prac nad odpowiednio wydajnymi, powtarzalnymi i precyzyjnymi impulsowymi wtryskiwaczami gazu. Aby było to możliwe, konieczne jest zdobycie wiedzy z zakresu ich działania.

1.2. Problematyka precyzji dozowania paliwa gazowego

1.2.1. Wymagania ze strony procesu spalania

Dokładne dawkowanie paliwa, zarówno w przypadku paliw ciekłych, jak i gazowych jest istotne szczególnie ze względu na toksyczność spalin. Wiąże się ono z uzyskaniem odpowiedniego przebiegu procesu spalania, pozwalającego na jak najlepsze wykorzystanie energii spalania przy jednocześnie możliwie najmniejszej emisji substancji toksycznych. W obecnych silnikach bardzo istotnym wymaganiem jest też uzyskanie mieszanki pozwalającej, po spaleniu, na możliwie najdokładniejsze oczyszczenie spalin.

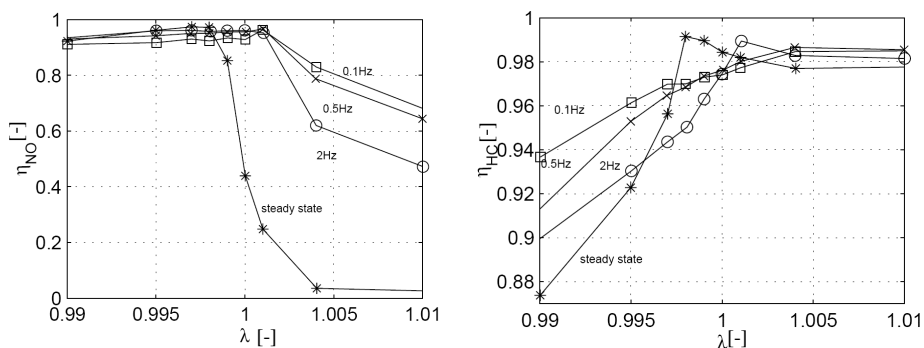
Do oczyszczania spalin silników spalinowych stosuje się trzy rodzaje konwerterów katalitycznych [6, 7, 17, 38, 40, 75, 76, 88]:

- a) utleniający konwerter katalityczny, przeznaczony głównie do oczyszczania spalin ze spalania mieszanek ubogich. Dopala on węglowodory (HC) i tlenek węgla (CO) w dwutlenek węgla (CO₂) i parę wodną (H₂O). Nie zmniejsza natomiast zawartości tlenków azotu (NO_x). Tlen potrzebny do reakcji utleniania w katalizatorze w silnikach z układem wtryskowym uzyskuje się, prowadząc proces spalania przy $\lambda < 1$ [3].
- b) redukujący konwerter rozkładający tlenki azotu (NO_x) na azot (N₂) i tlen (O₂). Wymaga on spalin bez zawartości tlenu, a zatem będących wynikiem spalania mieszanek bogatych.
- c) trójfunkcyjny katalizator, który wymaga zasilania silnika mieszanką zbliżoną do składu stechiometrycznego ($\lambda = 1$). Łączy on zarówno funkcję konwertera utleniającego, jak i redukującego, wymaga jednak precyzyjnej regulacji składu mieszanki paliwowo-powietrznej. Jest on najbardziej rozpowszechnionym systemem oczyszczania spalin silników o zapłonie iskrowym.

W celu osiągnięcia odpowiednio dużej sprawności przemian w katalizatorze trójfunkcyjnym stosuje się oscylacje współczynnika nadmiaru powietrza. Oscylacje powodują chwilowe zubażanie mieszanki i nasycanie katalizatora

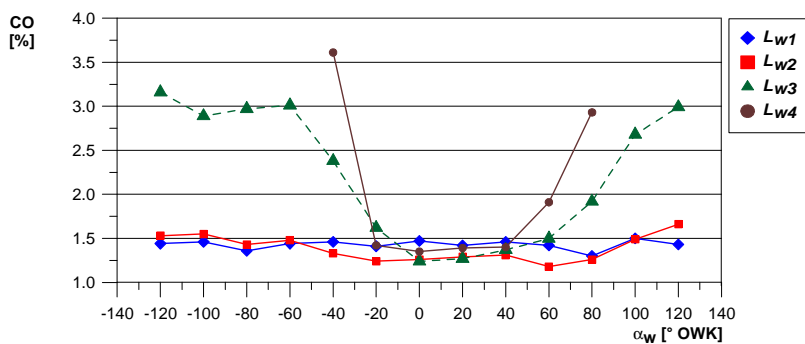
tlenem oraz wzbogacanie powodujące redukowanie ilości tlenu. Zarówno częstotliwość, jak i wielkość amplitudy powinna być dobrana do objętości katalizatora, egzemplarza silnika oraz do warunków jego pracy [48, 53, 106].

Rysunek 1.1 przedstawia wyniki badań sprawności przemiany NO i HC w typowym reaktorze katalitycznym [24]. Z badań wynika, iż sprawność oczyszczania spalin zarówno tlenków azotu, jak i niespalonych węglowodorów, znacząco zależy od składu mieszanki. Wzbogacenie mieszanki powoduje wzrost sprawności redukcji przy jednoczesnym spadku sprawności utleniania. W każdym przypadku jednak wprowadzenie oscylacji (o określonej częstotliwości) zwiększa sprawność przemiany. Oznacza to konieczność bardzo precyzyjnego wyznaczenia dawki paliwa oraz równie precyzyjnego jej dostarczania. W pierwszym przypadku wiąże się to z jakością algorytmu sterującego, a w drugim, z dokładnością działania impulsowego wtryskiwacza gazu.

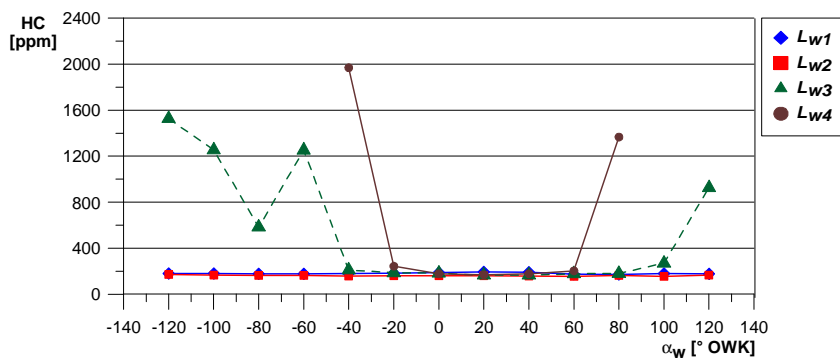


Rys. 1.1. Zależność sprawności katalizy NO i HC od współczynnika nadmiaru powietrza po wprowadzeniu oscylacji o amplitudzie $\Delta\lambda = 0,04$ ($n = 2\ 000$ obr/min, $p_d = 50$ kPa, $\alpha_z = 26^\circ$ przed GMP, * bez oscylacji, o – 2 Hz, x – 0,5 Hz, □ 0,1 Hz) [24]

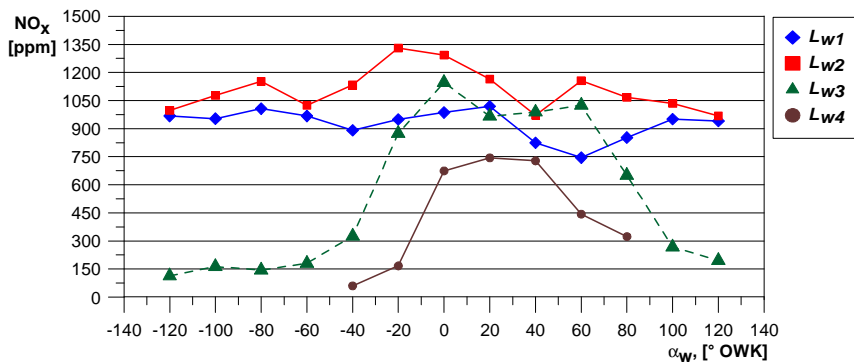
Kolejnym czynnikiem determinującym przebieg i efekty procesu spalania jest rozkład mieszanki wewnątrz komory spalania [2, 46, 68, 78, 147]. Za jeden z istotnych czynników wpływających na ten rozkład uznaje się przebieg czasowy procesu podania paliwa [42, 46]. W pracy [46] przeprowadzono analizę wpływu kąta początku wtrysku paliwa gazowego oraz odległości punktu podawania paliwa od zaworu dolotowego na działanie silnika. Wykazano, że oba te parametry znacząco wpływają na toksyczność spalin (rys. 1.2 – 1.4). Udowodniono także, że przyczyną tego zjawiska jest zmiana koncentracji paliwa w cylindrze w chwili zapłonu.



Rys. 1.2. Zależność stężenia tlenu węgla w spalinach od kąta początku wtrysku α_w i odległości dyszy wtryskowej od komory spalania L_w [46]



Rys. 1.3. Zależność stężenia węglowodorów w spalinach od kąta początku wtrysku α_w i odległości dyszy wtryskowej od komory spalania L_w [46]



Rys. 1.4. Zależność stężenia tlenków azotu w spalinach od kąta początku wtrysku α_w i odległości dyszy wtryskowej od komory spalania L_w [46]

1.2.2. Technika zasilania silników spalinowych paliwami gazowymi

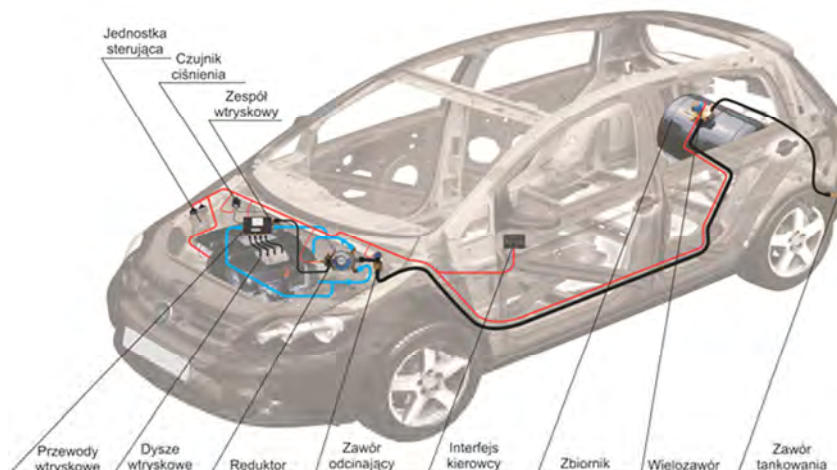
Aby spełnić wymagania dokładności dawkowania, konieczna jest odpowiednia konstrukcja systemu zasilania silnika w paliwo, oraz jego prawidłowa kalibracja.

Instalacje zasilania silników paliwami gazowymi można podzielić na dwa typy:

- układy niezależne [129, 133, 158], sterujące samodzielnie zasilaniem silnika na podstawie własnych układów pomiarowych,
- układy zależne [9, 46, 64, 90], działające na zasadzie modyfikacji sygnałów sterujących, pochodzących z podstawowej instalacji zasilania silnika. Układ sterowania mierzy czas wtrysku paliwa podstawowego (benzyny), a następnie przelicza go na czas wtrysku gazu. Sygnał do wtryskiwaczy instalacji podstawowej jest odłączany.

Obecnie większość instalacji to układy zależne. Wynika to przede wszystkim z prostszej zabudowy i kalibracji takiego układu w pojeździe oraz znacznie niższych kosztów certyfikacyjnych.

Pomijając jednak metodę wyznaczania wymaganego czasu impulsu sterującego, sama zasada działania układów zasilania nie różni się znacząco. Dotyczy zarówno instalacji zasilania silników o zapłonie iskrowym w mieszaninę propanu-butanu (LPG), jak też sprężonego gazu ziemnego (CNG) oraz wodoru. Różnice występują jedynie w układach gromadzenia i dostarczania paliwa.



Rys. 1.5. Klasyczny układ wtrysku gazu LPG w pojeździe [47]

Przykładową instalację gazową przedstawiono na rysunku 1.5. Gaz przechowywany jest w butlach umieszczanych najczęściej w przestrzeni bagażowej lub pod podłogą pojazdu. W przypadku gazu LPG zbiorniki wykonywane są albo ze stali, albo z kompozytów i zawierają gaz w postaci skroplonej pod ciśnieniem dochodzącym do 1 MPa. W przypadku metanu oraz wodoru gaz przechowywany jest głównie w zbiornikach metalowych w stanie sprężonym, przy ciśnieniach do 25 MPa. Butle wyposażone są w zawory pozwalające na przeprowadzenie tankowania oraz odcięcie dopływu paliwa do dalszej części instalacji. Dodatkowym elementem montowanym na zbiornikach jest czujnik ilości paliwa.

Paliwo gazowe podawane jest następnie metalowymi przewodami do komory silnikowej, gdzie znajduje się układ do regulacji ciśnienia. W przypadku paliwa LPG jest to parownik-reduktor, a w przypadku paliw gazowych, reduktor ciśnienia. Zadaniem tego elementu jest odparowanie paliwa (jedynie w przypadku LPG) oraz redukcja jego ciśnienia do wartości zadanej – najczęściej około 100 kPa powyżej ciśnienia w kolektorze dolotowym. Jest to bardzo istotny element układu paliwowego, gdyż decyduje on o ciśnieniu zasilania impulsowych wtryskiwaczy gazu, a więc także o ilości dawkowanego paliwa.

Odparowujący i rozprężający się gaz obniża swoją temperaturę, co może spowodować zamrożenie wody znajdującej się w paliwie i otoczeniu parownika-reduktora lub reduktora. Zjawisko to grozi zablokowaniem przepływu paliwa lub nawet, w skrajnym przypadku, uszkodzeniem elementów układu paliwowego. Dlatego też konieczne jest dostarczenie do paliwa odpowiedniej ilości energii cieplnej. Odbywa się to poprzez wykorzystanie ciepła cieczy chłodzącej silnik przepływającej przez odpowiednie kanały parownika-reduktora lub reduktora.

Tak przygotowany gaz doprowadzany jest gumowymi przewodami do elementu rozgałęziającego do poszczególnych impulsowych wtryskiwaczy gazu. Element ten może być elementem oddzielnym lub zintegrowanym z impulsowymi wtryskiwaczami gazu w tzw. listwę wtryskową.

Głównym elementem odpowiadającym za podawanie paliwa do poszczególnych cylindrów jest impulsowy wtryskiwacz gazu. Może on być osadzony bezpośrednio na kolektorze dolotowym, lub być z nim połączony przewodem wtryskowym. Ilość podanego paliwa jest regulowana za pomocą czasu impulsu sterującego impulsowym wtryskiwaczem gazu.

Impuls ten jest generowany przez jednostkę sterującą. W zależności od typu układu, jednostka sterująca oblicza czas impulsu sterującego albo na podstawie własnych czujników zabudowanych na silniku i układzie paliwowym (układ niezależny), albo na podstawie zmierzonego czasu impulsu sterującego jednostki podstawowej instalacji paliwowej i czujników w układzie paliwowym (układ zależny). W obu przypadkach, precyzja wyznaczania czasu impulsu bardzo

mocno zależy od dokładności pomiarów oraz znajomości charakterystyki masowej wtryskiwacza.

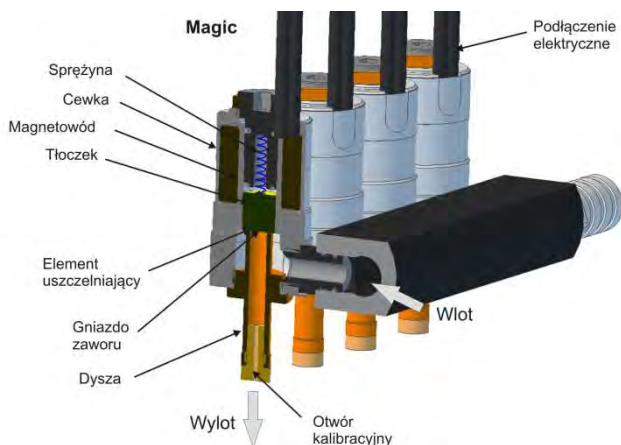
W przypadku układów zależnych kierowca informowany jest o aktywności układu za pomocą interfejsu kierowcy. Element ten pozwala także na przekazanie informacji o ilości paliwa w zbiorniku gazu oraz decyzji kierowcy o trybie pracy układu (wyłączony, oczekujący, włączony).

Podsumowując należy podkreślić, że precyzja dawkowania paliwa w układach zasilania gazem związana jest z:

- a) precyzją wyznaczenia czasu impulsu sterującego – o czym decyduje jakość algorytmu sterującego,
- b) precyzją podania gazu przez impulsowy wtryskiwacz gazu na podstawie impulsu sterującego – o czym decyduje jakość impulsowego wtryskiwacza gazu.

1.3. Budowa i klasyfikacja impulsowych wtryskiwaczy gazu

Impulsowy wtryskiwacz gazu jest elektromagnetycznym zaworem odcinającym normalnie zamkniętym. Zamyka on przepływ gazu z komory o podwyższonym ciśnieniu (najczęściej od 30 do 200 kPa powyżej ciśnienia atmosferycznego) do kolektora dolotowego stanowiącego zbiornik, do którego podawany jest gaz.



Rys. 1.6. Schemat wtryskiwacza trzypiętowego Magic

Elementem zamykającym przepływ gazu jest element zaworowy współpracujący z gniazdem zaworowym (rys. 1.6). W przypadku braku zasilania cewki elektromagnetycznej element zaworowy przylega do gniazda zaworu, uniemożliwiając przepływ gazu. Dociskanie elementu zaworowego do gniazda

jest realizowane przez różnicę ciśnień nad i pod elementem zaworowym oraz, w większości konstrukcji, elementem sprężystym (sprężyną spiralną, elementem elastomerowym, sprężyną płaską itp.). Otwarcie przepływu gazu odbywa się poprzez uniesienie elementu zaworowego z gniazda zaworu w wyniku działania cewki elektromagnetycznej. Działanie to może być bezpośrednie na element zaworowy (przyciągnięcie lub wciągnięcie elementu zaworowego do cewki) lub pośrednie w wyniku zmiany ciśnienia nad elementem zaworowym. Po wyłączeniu zasilania obwodu cewki elektromagnetycznej następuje ponowne dociśnięcie elementu zaworowego do gniazda zaworu i zablokowanie dalszego wypływu gazu. Ilość gazu przepływającego przez wtryskiwacz zależy od jego konstrukcji oraz od czasu trwania impulsu sterującego.

Ze względu na zasadę działania wtryskiwacza jest on zaworem typu zamknięty-otwarty, co w uproszczeniu oznacza, że nie występują w nim stany pośredniego otwarcia. Zatem wydatek wtryskiwacza, rozumiany jako średni strumień masy, jest zależny od najmniejszego pola przekroju w przepływie gazu (a więc od konstrukcji wtryskiwacza) oraz od ciśnienia zasilania. W związku z tym masa wtryskniętego gazu będzie od czasu otwarcia wtryskiwacza, proporcjonalnego do czasu trwania impulsu sterującego, oraz ciśnienia zasilania. Takie rozwiązanie pozwala na precyzyjne sterowanie ilością podawanego do silnika gazu poprzez dobór czasu trwania impulsu sterującego.

Impulsowe wtryskiwacze gazu można podzielić w zależności od:

- a) typu elementu zaworowego na:
 - tłoczkowe,
 - płytkowe,
 - membranowe;
- b) typu elementu dociskowego na:
 - bez elementu dociskowego,
 - ze sprężyną śrubową,
 - ze sprężyną płaską,
 - z elementem elastomerowym;
- c) metody otwierania na:
 - ze wspomaganie pneumatycznym,
 - bezpośrednio;
- d) ze względu na metodę kalibracji wydatku na:
 - kalibrowane wzniosem elementu zaworowego,
 - kalibrowane średnicą otworu dyszy;
- e) zabudowy na:
 - mocowane bezpośrednio na kolektorze dolotowym,
 - podłączane za pomocą przewodu pneumatycznego (rurki);

- f) grupowania na:
- pojedyncze,
 - szyny paliwowe,
 - możliwe do grupowania.

Poniżej przedstawiono podstawowe cechy poszczególnych podziałów i rozwiązań konstrukcyjnych.

Podział wtryskiwaczy ze względu na typ elementu zaworowego

Podział ten obejmuje wtryskiwacze o różnej konstrukcji elementu zaworowego. Możemy wyróżnić wtryskiwacze z elementem zaworowym w postaci tłoczka, płytki lub membrany.

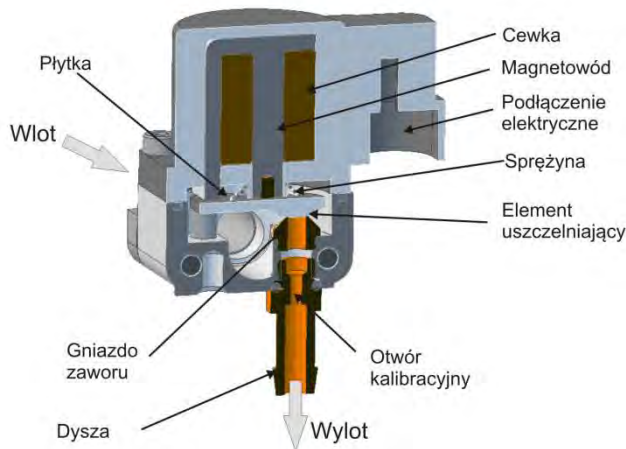
Impulsowy wtryskiwacz tłoczkowy posiada element zaworowy w postaci tłoczka poruszającego się osiowo względem gniazda zaworowego oraz cewki elektromagnetycznej (rys. 1.6). Tłoczek jest wciągany do wnętrza cewki elektromagnetycznej, co powoduje odsłonięcie gniazda zaworowego.

Przykładem takiej konstrukcji jest wtryskiwacz MAGIC (rys. 1.6). Gaz wpływa do wtryskiwacza kanałem prostopadłym do kanału wylotowego. Wpływa on do komory wokół gniazda zaworowego zamkniętego tłoczkiem. Tłoczek, będący elementem zaworowym, posiada na denku element gumowego uszczelnienia stanowiącego zamknięcie przepływu gazu. Dociskany jest on do gniazda zaworowego sprężyną umieszczoną w rdzeniu cewki. Po włączeniu zasilania cewki następuje indukowanie siły elektromagnetycznej w obwodzie magnetycznym składającym się z magnetowodu i tłoczka, co powoduje przyciąganie tłoczka do wnętrza cewki. Ruch tłoczka, połączonego z elementem uszczelniającym, prowadzi do odsłonięcia gniazda zaworu, co umożliwia wpływ gazu z wtryskiwacza do kanału wylotowego. Po wyłączeniu zasilania cewki spada siła przyciągająca tłoczek i jest on dociskany do gniazda zaworowego przez sprężynę i siłę ssącą wynikającą z lepkości przepływającego gazu.

Impulsowy wtryskiwacz płytkowy posiada element zaworowy w postaci płytki przyciąganej do cewki elektromagnetycznej. W tej odmianie wtryskiwaczy płytka może przyjmować różne kształty (prostopadłościanu lub walca) oraz mieć różną ruchliwość. Płytkę może się poruszać zarówno liniowo (rys. 1.10), jak też łukowo (rys. 1.7).

Przykładem konstrukcji impulsowego wtryskiwacza płytkowego, w którym płytka porusza się liniowo, jest wtryskiwacz PlaniJet. Gaz wpływa do wtryskiwacza kanałem prostopadłym do kanału wylotowego (rys. 1.2). Wpływa

on do komory wokół gniazda zaworowego oraz płytki zaworowej. Płytką zaworu osadzona jest na trzpieniach, dzięki czemu posiada możliwość zarówno niewielkiego odchylenia, jak i przesunięcia w stronę cewki. Na jednym końcu płytki znajduje się element uszczelniający w postaci elementu gumowego. Element ten uszczelnia gniazdo zaworowe, zamykając wylot. Po włączeniu zasilania cewki następuje indukowanie się siły elektromagnetycznej w obwodzie magnetycznym składającym się z magnetowodu i płytki, co skutkuje przyciąganiem płytki do powierzchni cewki (wystających elementów magnetowodu). Ruch płytki, połączonej z elementem uszczelniającym, powoduje odślonienie gniazda zaworu i umożliwienie wypływu gazu z wtryskiwacza do kanału wylotowego. Po wyłączeniu zasilania cewki spada siła przyciągająca płytkę i jest ona dociskana do gniazda zaworowego przez sprężynę śrubową stożkową i siłę ssącą wynikającą z lepkości przepływającego gazu oraz z różnicy ciśnień między przestrzenią nad płytką a ciśnieniem w kanale wylotowym.



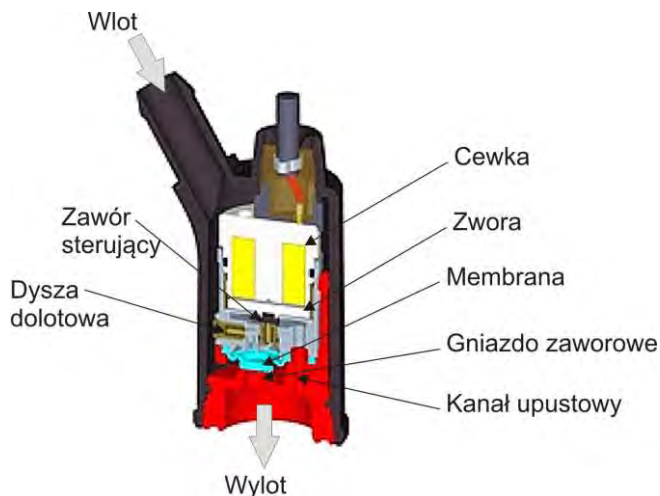
Rys. 1.7. Wtryskiwacz płytkowy PlaniJet

Na rysunku 1.8 przedstawiono impulsowy wtryskiwacz płytkowy MATRIX HS z płytką poruszającą się łukowo. Cewka elektromagnetyczna oddziałuje na koniec dłuższego ramienia płytki (element z niebieskim uszczelnieniem na środku rys. 1.8). W efekcie płytka obraca się względem osi o niewielki kąt (maksymalnie 10 stopni), odślaniając gniazdo zaworowe.



Rys. 1.8. Wtryskiwacz Matrix HS

Impulsowy wtryskiwacz membranowy posiada element zaworowy w postaci szczelnej membrany oddzielającej dwie komory ciśnieniowe (rys. 1.9). W przypadku zamknięcia wtryskiwacza w obu komorach panuje jednakowe ciśnienie równe ciśnieniu zasilania. Zamknięcie wtryskiwacza realizowane jest za pomocą elementu dociskającego (sprężyny lub elementu elastomerowego) lub siły wynikającej z różnicy ciśnień nad i pod membraną. Otwarcie następuje poprzez zmniejszenie ciśnienia nad membraną. Zmniejszenie to jest uzyskiwane poprzez połączenie komory z kanałem wylotowym, co realizowane jest małym zaworem elektromagnetycznym normalnie zamkniętym.



Rys. 1.9. Schemat wtryskiwacza membranowego Koltek-Necam GSI

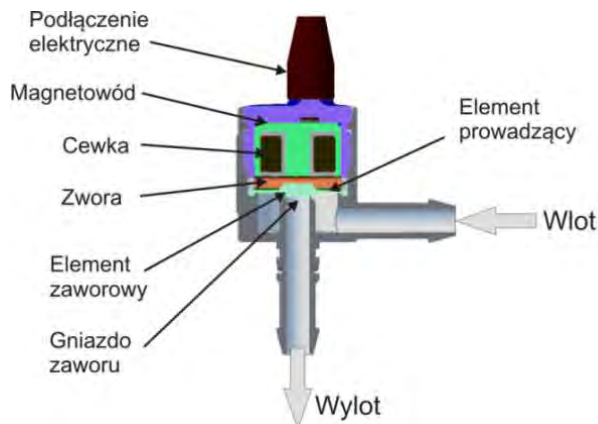
Przykładem konstrukcyjnym takiego rozwiązania jest wtryskiwacz Koltek-Necam GSI (rys. 1.9). Gaz doprowadzany jest tu kanałem wlotowym do komory bocznej wtryskiwacza i komory wokół membrany oraz gniazda zaworowego.

Powyżej membrany znajduje się druga komora połączona dyszą dolotową z komorą zasilającą wtryskiwacz. Komora ta połączona jest też z kanałem upustowym zablokiowanym normalnie zaworem sterującym. Przy wyłączonym wtryskiwaczu w komorze tej panuje ciśnienie równe ciśnieniu zasilania. Po włączeniu wtryskiwacza cewka przyciąga zworę, otwierając zawór sterujący, co skutkuje połączeniem komory nad membraną z wylotem poprzez kanał upustowy. Powoduje to spadek ciśnienia nad membraną i wypchnięcie jej przez ciśnienie zasilania do góry, co z kolei prowadzi do otwarcia gniazda zaworowego i wypływu gazu. Gaz przepływa przede wszystkim przez gniazdo zaworowe, ale także poprzez dyszę dolotową, komorę nad membraną, zawór sterujący i kanał upustowy do wylotu. Po wyłączeniu zasilania następuje zamknięcie zaworu sterującego i przez to zamknięcie przepływu gazu przez kanał upustowy do wylotu. W tym czasie do komory nad membraną dopływa gaz poprzez dyszę dolotową, zwiększając ciśnienie. Spada zatem siła odpychająca membranę od gniazda zaworowego, a rośnie siła wynikająca z różnicy ciśnień nad i pod nią. Powoduje to zamknięcie przepływu.

Poprawne działanie tego rozwiązania wymaga dokładnego doboru wielkości otworów gniazda zaworowego, dyszy dolotowej i zaworu sterującego.

Podział wtryskiwaczy ze względu na typ elementu dociskowego

Impulsowy wtryskiwacz bez elementu dociskowego posiada element zaworowy dociskany do gniazda zaworowego jedynie poprzez różnicę ciśnień nad i pod tym elementem. Przykładem takiego wtryskiwacza jest wtryskiwacz WGs (rys. 1.10).



Rys. 1.10. Wtryskiwacz płytkowy bez elementu dociskowego WGs

Gaz wpływa do wtryskiwacza kanałem prostopadle ustawionym do kanału wylotowego (rys. 1.10) – wpływa do komory znajdującej się poniżej elementu zaworowego. Element zaworowy w postaci płytki stanowi zworę oraz element uszczelniający. Całość zespołu porusza się pionowo od gniazda zaworowego do cewki, przy czym położenie osiowe ustawiane jest za pomocą elementu prowadzącego. Po włączeniu zasilania cewki następuje indukowanie się siły elektromagnetycznej w obwodzie magnetycznym składającym się z magnetowodu i zwory, co powoduje przyciąganie zwory do cewki. Ruch elementu zaworowego powoduje odślonienie gniazda zaworu i umożliwienie wypływu gazu z komory wtryskiwacza do kanału wylotowego. Po wyłączeniu zasilania cewki spada siła przyciągająca zworę i zwora jest przyciągana do gniazda zaworowego przez siłę ssącą wynikającą z lepkości przepływającego gazu oraz różnicy ciśnień między przestrzenią nad zworą a ciśnieniem w kanale wylotowym.

W tym rozwiązaniu wtryskiwacz nie jest szczelny przy małej różnicy ciśnień między zasilaniem a zbiornikiem, do którego podłączony jest wylot.

W impulsowym wtryskiwaczu ze sprężyną śrubową wykorzystano do zamknięcia elementu zaworowego sprężynę śrubową ustawioną osiowo do ruchu elementu. Sprężyna ta może być walcowa, jak na przykład we wtryskiwaczu Magic (rys. 1.6), lub stożkowa, jak w przypadku wtryskiwacza PlaniJet (rys. 1.7). Najczęściej są one umieszczane w osi ruchu elementu zaworowego lub/i w osi wpływu gazu.

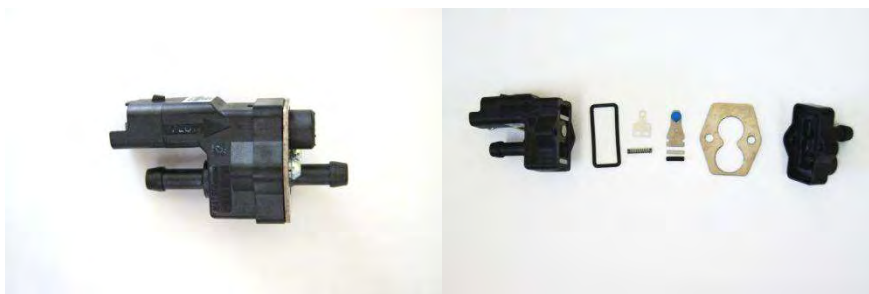
W impulsowym wtryskiwaczu gazu ze sprężyną płaską wykorzystano z kolei element sprężysty poddawany zginaniu. Wyróżnia się konstrukcje, w których istnieje dodatkowa sprężyna płaska lub takie, które zawierają element będący jednocześnie sprężyną i płytką zaworową. Sprężyna wykonana jest z cienkiej blachy zamocowanej jednym końcem sztywno w obudowie i odkształcającej się pod wpływem pola elektromagnetycznego cewki. Przykładem takiego rozwiązania jest wtryskiwacz TAURUS (rys. 1.11).

Na każdą sekcję wtryskową przypadają dwa zespoły cewek. Płytką wykonana jest podobnie do wtryskiwaczy Matrix HS (rys. 1.8), natomiast współpracuje ze sprężyną wykonaną w postaci cienkiej (około 0,5 mm) blachy stalowej z wyciętymi w niej kształtami elementów dociskowych. Pod wpływem działania siły elektromagnetycznej następuje przyciągnięcie elementu zaworowego, co powoduje wygięcie sprężyny płaskiej. Po wyłączeniu cewki siła sprężystości blachy odgina płytkę do pozycji wyjściowej.



Rys. 1.11. Wtryskiwacz Taurus

Impulsowy wtryskiwacz gazu z elementem elastomerowym wyposażony jest w element sprężysty w postaci bryły (często w formie walca) wykonanej z miękkiego materiału elastomerowego odkształcanego przez ruch elementu zaworowego. Przykładem takiej konstrukcji jest wtryskiwacz Matrix HS (rys. 1.12). Jest to konstrukcja płytkowa o płytce wychylnej wokół osi przechodzącej przez wycięcia ustalające położenie płytki. Za wycięciami (rys. 1.12, zdjęcie prawe, środkowa część) znajduje się miejsce współpracujące z elementem elastomerowym w postaci walca gumowego. Wychylenie płytki powoduje ściskanie tego elementu, co skutkuje wytworzeniem się siły zamykającej wtryskiwacz.



Rys. 1.12. Wtryskiwacz Matrix HS

Podział wtryskiwaczy ze względu na metodę otwierania

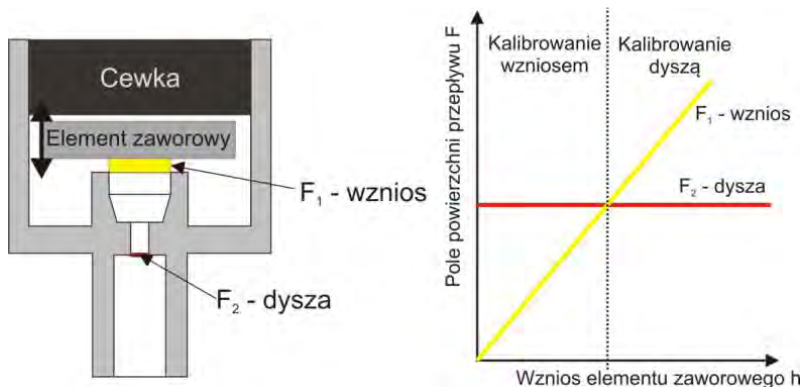
Impulsowy wtryskiwacz otwierany bezpośrednio to konstrukcja, w której elementem zaworowym jest element przesuwany za pomocą siły elektromagnetycznej. W tej grupie występują wtryskiwacze zarówno tłoczkowe, jak i płytkowe. Przykłady konstrukcji tego typu wtryskiwaczy przedstawiono powyżej (wtryskiwacz Magic – rys. 1.6, wtryskiwacz PlaniJet – rys. 1.7, wtryskiwacz WGs – rys. 1.10).

Impulsowy wtryskiwacz ze wspomaganie pneumatycznym jest to wtryskiwacz membranowy, w którym za otwarcie wtryskiwacza odpowiada różnica ciśnień wywołana odpowiednim sterowaniem ciśnieniem nad i pod membraną. Przykładem takiej konstrukcji jest opisany wcześniej wtryskiwacz Koltek-Necam GSI przedstawiony na rys. 1.9.

Podział wtryskiwaczy ze względu na sposób kalibracji

Wydajność wtryskiwacza, rozumiana jako stabilny strumień masy wypływającego gazu przy pełnym otwarciu wtryskiwacza, zależy od najmniejszej powierzchni w kanale przepływu gazu. Powierzchnią tą może być (rys. 1.13):

- powierzchnia boczna walca powstającego podczas podnoszenia się elementy zaworowego o wymiarach zależnych od średnicy otworu gniazda dyszy i wysokości wzniosu – F_1 na rys. 1.13,
- powierzchnia koła najmniejszej średnicy w kanale przepływowym – F_2 na rys. 1.13.



Rys. 1.13. Pola definiujące wydajność wtryskiwacza

W przypadku, gdy pole F_1 jest mniejsze od pola F_2 , mówimy o kalibrowaniu wtryskiwacza wzniosem elementu zaworowego (skokiem elementu zaworowego). Przykładem takiej konstrukcji jest wtryskiwacz WG6 (rys. 1.10).

W przypadku, gdy pole F_1 jest większe od pola F_2 , mówimy o kalibrowaniu wtryskiwacza średnicą otworu dyszy. Przykładem takiej konstrukcji jest wtryskiwacz Magic (rys. 1.6).

Podział wtryskiwaczy w zależności od metody montażu

Impulsowe wtryskiwacze gazu mogą być podłączane do kolektora dolotowego bezpośrednio (rys. 1.14), albo pośrednio (rys. 1.15).

W przypadku podłączenia bezpośredniego wtryskiwacz mocowany jest na kolektorze dolotowym (rys. 1.14) przy wykorzystaniu specjalnego elementu montażowego. Zaletą tego rozwiązania jest najmniejsza odległość wtryskiwacza od kolektora dolotowego, dzięki czemu nie ma opóźnień w dostarczaniu gazu do silnika oraz nie ma elementów mogących ewentualnie tłumić przepływ za wtryskiwaczem. Podstawową wadą jest trudność w montażu.



Rys. 1.14. Bezpośrednie mocowanie wtryskiwaczy na kolektorze dolotowym

W przypadku pośredniego mocowania wtryskiwaczy między wtryskiwaczem a kolektorem dolotowym znajduje się dodatkowa rurka gazowa (rys. 1.15). Zaletą tego rozwiązania jest łatwość w zabudowie wtryskiwacza, a największą wadą możliwe tłumienie przepływu oraz opóźnienie w podawaniu gazu do kolektora dolotowego.



Rys. 1.15. Pośrednie mocowanie wtryskiwaczy

Podział wtryskiwaczy ze względu na grupowanie

Układy sekwencyjnego wtrysku gazu przeznaczone są do silników wielocylindrowych. Oznacza to zastosowanie w jednym pojeździe od 3 do 12 wtryskiwaczy. Producenci pojazdów stosują różne podejścia co do obsługi systemów wielocylindrowych.

Część producentów zdecydowała się na zastosowanie wtryskiwaczy indywidualnych – pojedynczych. Przykładem takiego rozwiązania może być wtryskiwacz WGs 14 (rys. 1.10) oraz wtryskiwacz Hana H2000 (rys. 1.16). W tych konstrukcjach wtryskiwacze podłączane są indywidualnie zarówno do kolektora dolotowego poszczególnych cylindrów silnika (pośrednio lub bezpośrednio), jak i do szyny zbiorczej zasilania. Pozwala to na obniżenie kosztów ewentualnej naprawy, zwiększa się jednak czasochłonność montażu.



Rys. 1.16. Wtryskiwacz pojedynczy Hana H2000

Odmiernym rozwiązaniem jest stosowanie tzw. szyn wtryskowych – zestawu wtryskiwaczy połączonych ze sobą w sposób trwały. Przykładami takich rozwiązań są szyny wtryskowe Valtek (rys. 1.17), Taurus (rys. 1.11 i 1.18) czy Valtek II (rys. 1.19). W zależności od rozwiązań konstrukcyjnych wtryskiwacze mogą być różnie zintegrowane.



Rys. 1.17. Szyna wtryskowa Valtek

Jeśli chodzi o wtryskiwacze Valtek (rys. 1.17) i Valtek II (rys. 1.19), to mają one wspólny kolektor zbiorczy zasilania, stanowiący jednocześnie korpus szyny paliwowej. Oddzielne są natomiast układy wykonawcze (cewki).

W przypadku szyny Taurus (rys. 1.18) zintegrowanie jest znacznie większe i obejmuje umieszczenie w jednej obudowie zarówno elementów przepływowych, jak i cewek elektromagnetycznych.



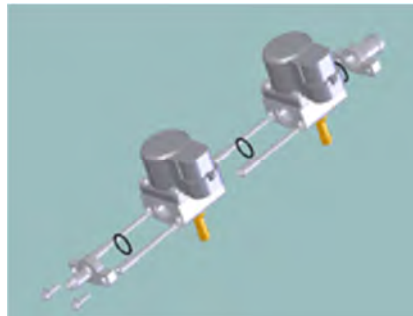
Rys. 1.18. Szyna wtryskowa Taurus



Rys. 1.19. Szyna wtryskowa Valtek II

Szyny wtryskowe występują w trzech konfiguracjach: z dwoma, trzema i z czterema oddzielnymi sekcjami wtryskowymi.

Trzecim rozwiązaniem jest konstrukcja modułowa. Przykładem takiego wtryskiwacza jest wtryskiwacz Planijet (rys. 1.20). Wtryskiwacze tego typu są opracowane jako pojedyncze z możliwością ich połączenia w szynę paliwową. Korpus wtryskiwacza jest tak skonstruowany, że można go połączyć z innym korpusem – w ten sposób tworzy się podstawa szyny paliwowej. Możliwe jest zatem zestawienie dowolnej liczby wtryskiwaczy w jedną szynę.



Rys. 1.20. Wtryskiwacz Planijet [139]

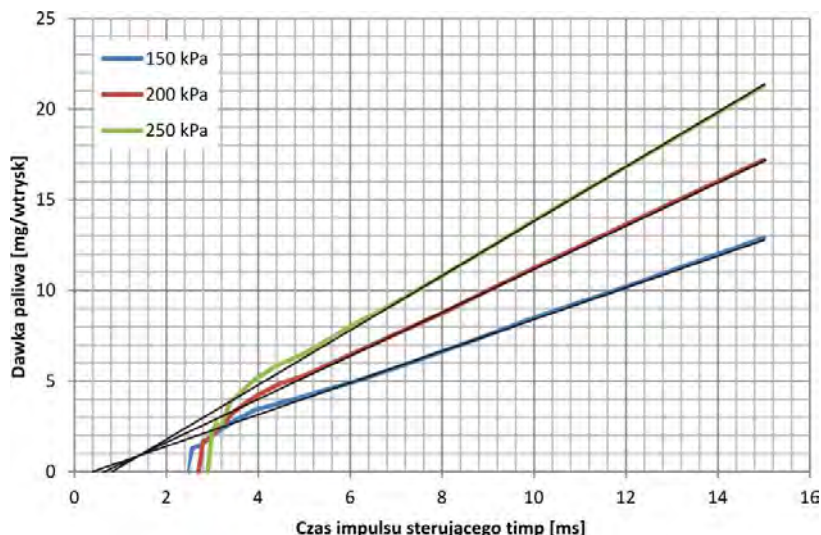
Rozwiązanie takie łączy w sobie zalety zarówno konstrukcji pojedynczych, jak i szyn paliwowych przy niewielkim skomplikowaniu konstrukcji wiążącym się ze wzrostem masy i wymiarów w stosunku do wtryskiwaczy pojedynczych.

1.4. Charakterystyka wtryskiwacza jako urządzenia mechatronicznego

Impulsowy wtryskiwacz gazu jest głównym elementem wykonawczym mechatronicznego systemu zasilania silników spalinowych paliwem. Jego zadaniem jest podawanie określonej ilości paliwa gazowego do silnika w określonej chwili. Istotne jest zatem określenie dla niego zarówno zależności masy podawanego paliwa od czasu trwania impulsu sterującego, jak i przesunięcia czasowego między samym impulsem a rzeczywistym podaniem paliwa. Obie zależności są ważne ze względu na prawidłowe wyznaczenie sterowania, czyli określenia długości trwania i chwili wystąpienia impulsu sterującego.

1.4.1. Charakterystyka dawkowania

Pierwszą istotną cechą działania impulsowego wtryskiwacza gazu jest jego charakterystyka dawkowania. Stanowi ona zależność masy gazu podanego przez impulsowy wtryskiwacz do silnika w danym cyklu pracy od czasu trwania impulsu sterującego i warunków zasilania (ciśnienia zasilania). Idealna charakterystyka dawkowania powinna być liniowa, rozpoczynająca się w początku układu współrzędnych czas impulsu – dawka paliwa. W takim przypadku najłatwiejsze byłoby wyznaczenie wymaganego czasu impulsu sterującego w celu dostarczenia do silnika wymaganej masy gazu.



Rys. 1.21. Charakterystyka dawkowania wtryskiwacza Valtek

W rzeczywistości jednak charakterystyki dawkowania impulsowych wtryskiwaczy gazu odbiegają od idealnych. Przykład takiej charakterystyki, uzyskanej przez autora w czasie badań pozasilnikowych, przedstawiono na rysunku 1.21. Widoczne jest, że charakterystyki dla poszczególnych ciśnień zasilania nie rozpoczynają się od zera. Istnieje pewien tzw. „martwy czas wtrysku” – w którym mimo wystąpienia impulsu sterującego nie następuje podawanie gazu. Czas ten zmienia się w zależności od ciśnienia zasilania, wydłużając się wraz ze wzrostem ciśnienia.

Aproksymując charakterystykę dawkowania dla czasów dłuższych niż 6 ms linią prostą, można zauważyć, że pokrywa się ona niemal idealnie z tą częścią charakterystyki. Początkowa część charakterystyki znacząco odbiega jednak od tej linii. Dla czasów wtrysku bliskich martwemu czasowi wtrysku charakterystyka jest znacząco poniżej linii, aby później znaleźć się powyżej, tworząc specyficzny garb. Ta nieliniowość utrudnia opracowanie charakterystyki odwrotnej, niezbędnej do wyznaczania wymaganego czasu impulsu sterującego.

Analizując linię aproksymacji charakterystyki masowej przedstawionej na rysunku 1.21, należy zwrócić uwagę także na to, że nie przechodzi ona przez środek układu współrzędnych. Punkt przecięcia z osią czasu również zmienia swoje położenie przy zmianie ciśnienia zasilania.

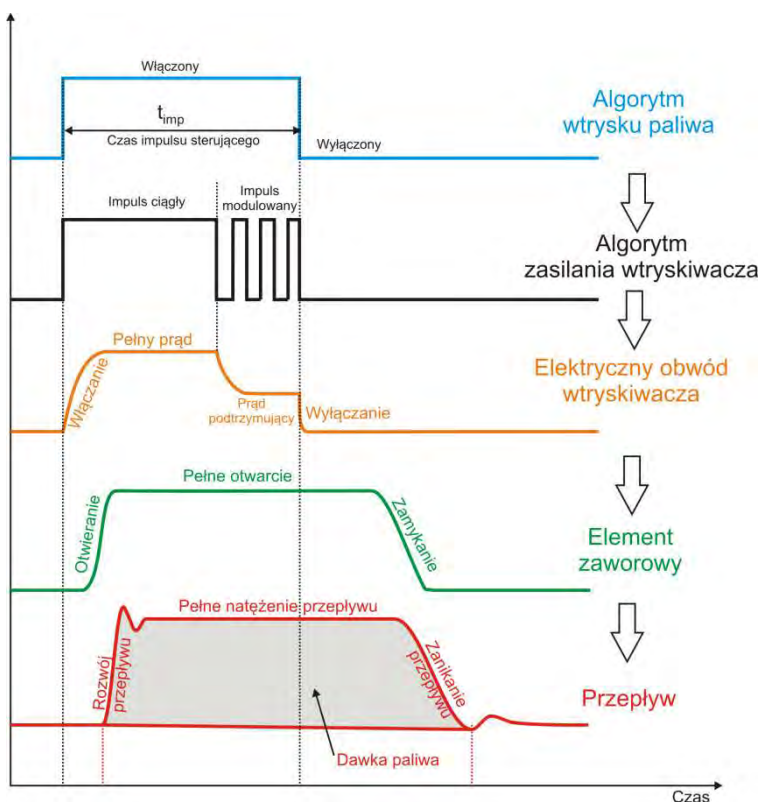
Dodatkowo, można zauważyć, że charakterystyka masowa dla czasów impulsu sterującego mniejszych niż 5 ms, nie pokrywa się z linią aproksymacji. W pierwszym zakresie czasów impulsu sterującego masa wtrysniętego gazu jest mniejsza niż wartość wynikająca z linii aproksymacji. Wynika to z zakończenia impulsu sterującego w czasie ruchu elementu zaworowego, co powoduje niepełne otwarcie wtryskiwacza, a przez to zaniżenie przepływu maksymalnego. Następnie dawki paliwa są wyższe niż wynikające z linii aproksymacji do czasów około 5 ms. Literatura przedmiotu nie wyjaśnia przyczyn powyższego zjawiska.

1.4.2. Charakterystyka czasowa

Drugą istotną cechą działania impulsowego wtryskiwacza gazu są opóźnienia i zwłoki czasowe. Na rysunku 1.22. przedstawiono następstwo czasowo-działaniowe w pracy impulsowego wtryskiwacza gazu.

Podstawą do wykonania wtrysku paliwa jest wymaganie przez silnik odpowiedniej dawki paliwa. Dawka ta obliczana jest przez algorytm sterujący wtrysku paliwa w postaci impulsu sterującego o odpowiedniej długości i chwili włączenia. Informacja ta przekładana jest następnie przez algorytm zasilania wtryskiwacza na sygnał elektryczny wewnątrz sterowania. Ze względu na potrzebę ograniczenia zużycia energii elektrycznej w obwodzie wtryskiwacza

bardzo często stosuje się sterowanie dwuetapowe: najpierw impuls ciągły, o długości wystarczającej do pełnego otwarcia wtryskiwacza, a następnie sygnał modulowany, o odpowiedniej częstotliwości i wypełnieniu, aby utrzymać wtryskiwacz otwarty i jednocześnie możliwie najmniej zużywać energię.



Rys. 1.22. Schemat przebiegu działań w impulsowym wtryskiwaczu gazu

Sygnał sterujący jest sygnałem niskoprądowym, niewystarczającym do zasilania obwodu cewki wtryskiwacza. W celu dostarczenia do obwodu wystarczającej energii stosuje się elementy kluczy prądowych. Pozwalają one na załączenie do obwodu wtryskiwacza prądu nawet 20 A. Po włączeniu klucza sygnałem sterującym następuje włączanie zasilania obwodu. W tym czasie następuje wzrost prądu płynącego w obwodzie i gromadzenie energii w cewce elektromagnetycznej. Prąd wzrasta do wartości prądu pełnego. Po przełączeniu na impuls modulowany wartość średnia prądu w obwodzie maleje przez pewien czas do wartości tzw. prądu podtrzymującego. Wyłączenie sygnału sterującego powoduje załączenie układu gaszącego, którego zadaniem jest jak najszybsze

odebranie energii z obwodu wtryskiwacza. Skutkuje to bardzo szybkim spadkiem prądu w obwodzie elektrycznym wtryskiwacza.

Analizowane powyżej wielkości nie wykazywały znaczącego względnego przesunięcia. Wynika to z szybkości działania zarówno procesorów układów sterowania, jak i elementów wykonawczych (kluczy prądowych). Największe możliwe opóźnienie wynika z szybkości działania klucza prądowego i wynosi poniżej 1 μ s [69, 70, 71].

Przepływ prądu przez obwód wtryskiwacza powoduje generowanie siły elektromagnetycznej oddziałującej na element zaworowy. Aby podnieść element zaworowy z gniazda zaworu, konieczne jest wygenerowanie siły większej niż siła przyciągania wynikającej z różnicy ciśnień nad i pod elementem zaworowym oraz siły sprężystości elementu dociskającego. Powoduje to pojawienie się znaczącego już opóźnienia między początkiem sygnału sterującego a początkiem ruchu elementu zaworowego. Przekroczenie wyżej wymienionej wartości siły powoduje otwieranie wtryskiwacza, które może się skończyć zarówno przed, jak i po osiągnięciu wartości prądu pełnego – zależy to od konstrukcji wtryskiwacza.

Wyłączenie sygnału sterującego nie jest także jednoznaczne z rozpoczęciem zamykania elementu zaworowego. Wynika to z właściwości materiałów na elementy obwodu elektromagnetycznego [36, 39]. Mimo wyłączenia zasilania w obwodzie pozostaje pewna ilość energii utrzymująca zworę w pozycji pełnego otwarcia. Dopiero po pewnym czasie energia ta jest wytracana na wykonanie pracy utrzymania elementu w tej pozycji i następuje zamykanie wtryskiwacza (ruch powrotny elementu zaworowego).

Ruch elementu zaworowego determinuje natomiast przepływ gazu przez wtryskiwacz. Rozpoczęcie przepływu gazu jest jednak nieznacznie opóźnione w stosunku do rozpoczęcia ruchu elementu zaworowego. Wynika to z bezwładności i lepkości gazu oraz z ograniczonej prędkości przepływu gazu, powodującej zwłokę transportu między zaworem a wylotem wtryskiwacza. Uzyskanie pełnego przepływu może jednak nastąpić wcześniej niż uzyskanie pełnego otwarcia.

Rozpoczęcie zanikania przepływu także jest opóźnione względem rozpoczęcia zamykania wtryskiwacza. Może także trwać znacznie dłużej niż samo zamykanie.

Wynikiem działania impulsowego wtryskiwacza gazu jest ilość masy paliwa jaka wypłynęła w czasie jednego cyklu z wylotu wtryskiwacza – zwana dawką paliwa. Analizując powyższe rozważania można stwierdzić, że dawka paliwa jest zależna od czasu trwania oraz intensywności przepływu gazu w czasie całego cyklu.

Analizując powyższe rozważania można stwierdzić, że przepływ gazu jest przesunięty względem sygnału sterującego, a łączny czas jego trwania nie musi być zgodny z czasem samego impulsu.

1.5. Podsumowanie

Obecne tendencje rozwoju napędów pojazdów nadal bazują na silnikach spalinowych, przy czym coraz więcej uwagi przywiązuje się do zasilania silników paliwami gazowymi. Dotyczy to nie tylko paliw opartych na mieszaninie propanu i butanu, obecnie najszerzej stosowanych w motoryzacji ale także metanu, biogazu i wodoru.

We wszystkich jednak przypadkach najważniejszym czynnikiem rozwoju tychże układów jest redukcja zanieczyszczenia środowiska przez pojazdy. W celu uzyskania wymaganej czystości spalin konieczne jest odpowiednio dokładne dawkowanie paliwa. Jednym z najważniejszych czynników wpływających na tę dokładność jest jakość pracy impulsowego wtryskiwacza gazu oraz znajomość jego charakterystyk masowych i czasowych. Wiedza ta jest niezbędna do wyznaczenia czasu impulsu sterującego pozwalającego dostarczyć do komory spalania odpowiednią dawkę paliwa oraz jego czasowego umieszczenia względem faz pracy silnika w celu odpowiedniego ułożenia mieszanki w komorze spalania.

Analizując charakterystyki czasowe i masowe impulsowych wtryskiwaczy gazu można zaobserwować kilka problemów utrudniających wyznaczenie charakterystyki odwrotnej impulsowego wtryskiwacza gazu oraz określenie odpowiedniego kąta początku wtrysku. Do najważniejszych należy zaliczyć fakt, że:

- a) charakterystyka masowa nie rozpoczyna się od początku układu współrzędnych. Paliwo podawane jest dopiero po przekroczeniu pewnego czasu impulsu sterującego. Dodatkowo linia aproksymująca dalszą część charakterystyki nie przechodzi przez środek układu współrzędnych,
- b) charakterystyka masowa wykazuje odchylenie od linii aproksymacji dla krótkich czasów wtrysku. W zakresie krótkich czasów (do 5 ms) wydatki są często wyższe od wynikających z aproksymacji liniowej,
- c) kształt i przebieg charakterystyki masowej zależą od konstrukcji i parametrów pracy impulsowego wtryskiwacza gazu oraz od parametrów sterowania nim,
- d) występuje opóźnienie między początkiem impulsu sterującego a początkiem wypływu gazu z impulsowego wtryskiwacza gazu,
- e) występuje opóźnienie między końcem impulsu sterującego a zakończeniem wypływu gazu z impulsowego wtryskiwacza gazu,
- f) okres wypływu gazu nie jest jednoznaczny z czasem impulsu sterującego,

- g) opóźnienia i zwłoki związane z charakterystyką czasową zależą od konstrukcji i parametrów pracy impulsowego wtryskiwacza gazu oraz od parametrów sterowania nim.

W literaturze brakuje informacji na temat wyżej wymienionych problemów związanych z działaniem impulsowych wtryskiwaczy gazu. Brak jest zarówno informacji o skali jak też przyczynach ich powstania.

Niniejsza praca jest zatem próbą odpowiedzi na podstawowe pytanie związane z działaniem impulsowych wtryskiwaczy gazu: Jakie czynniki i w jaki sposób wpływają na kształt charakterystyki masowej i czasowej impulsowych wtryskiwaczy gazu?

2. Sposób realizacji pracy

2.1. Cel i zakres pracy

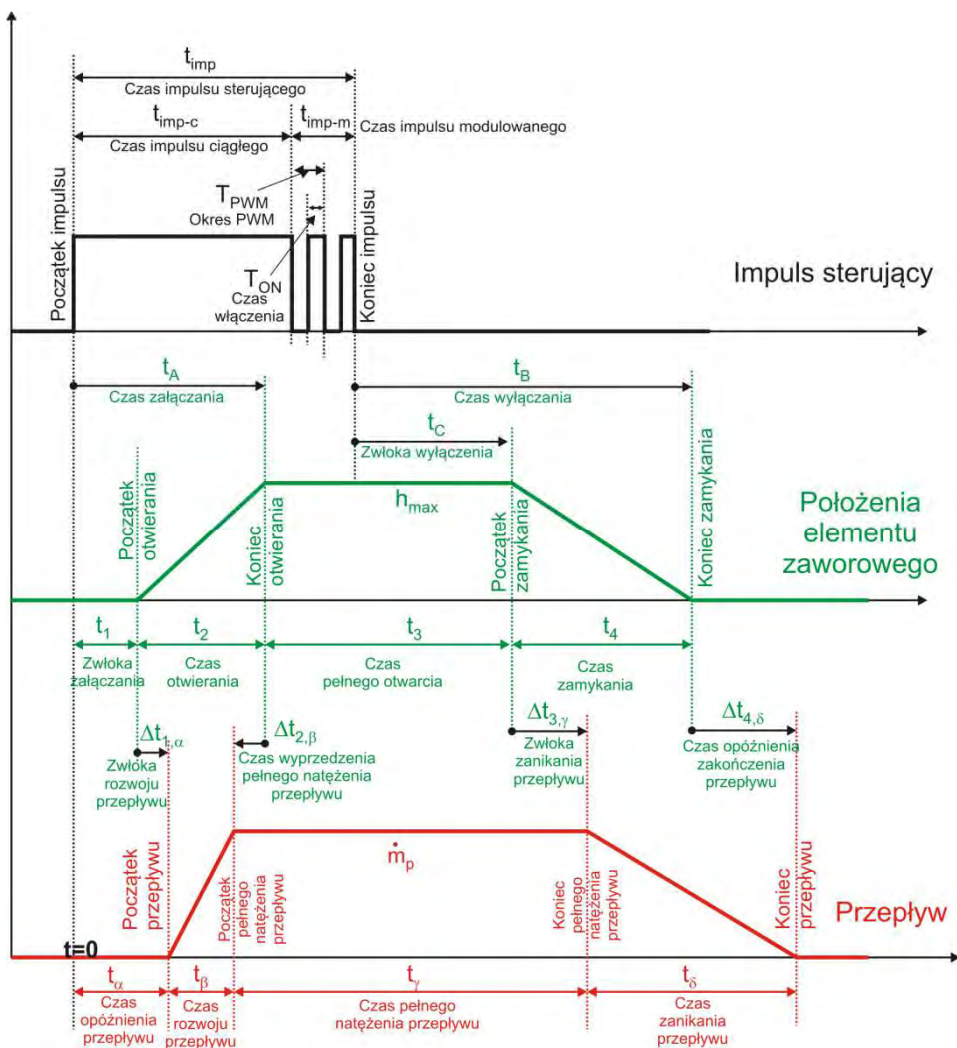
Celem poznawczym pracy jest wyznaczenie, określenie i kategoryzacja wewnętrznych (konstrukcja) i zewnętrznych (warunki pracy) czynników wpływających na wielkości opóźnień i przesunięć czasowych mających miejsce podczas działania impulsowych wtryskiwaczy gazowych.

Celem empirycznym jest opracowanie wyjaśniającego modelu matematycznego impulsowego wtryskiwacza gazu, pozwalającego na zrozumienie i opisanie zależności czasowych pomiędzy impulsem sterującym generowanym przez sterownik, ruchem elementu zaworowego i wynikowym przepływem gazu. W założeniu model powinien uwzględniać warunki pracy wtryskiwacza (ciśnienie zasilania gazu, napięcie zasilania elektrycznego, parametry impulsu sterującego) oraz konstrukcję wtryskiwacza (parametry elektryczne cewki, rodzaj i wielkość elementu zaworowego, sposób regulacji wydatku).

Ustalenie opóźnień w układzie magnetycznym i mechanicznym impulsowego wtryskiwacza gazu wymagało przeprowadzenia prac eksperymentalnych na zbudowanym stanowisku pozasilnikowym. Identyfikacja opóźnień w układzie przepływowym wtryskiwacza została wykonana dzięki pracom teoretycznym z wykorzystaniem metodyki numerycznej mechaniki płynów ściśliwych. Zakres badawczy konstrukcji poddanych testom był rezultatem analizy konstrukcyjnej rynkowych wtryskiwaczy gazowych. Natomiast zakres zmienności czynników badawczych ustalono dzięki wykonanym wcześniej badaniom eksperymentalnym na stanowisku pojazdowym. Uzyskane wyniki stanowiskowe i symulacyjne pozwoliły na opracowanie fenomenologicznego modelu impulsowego wtryskiwacza gazu. Opracowany model regresyjny zweryfikowano statystycznie. Pracę kończy opis wyników eksperymentalnych i teoretycznych oraz propozycja wykorzystania modelu w dalszych badaniach naukowych i wdrożeniowych.

Jako medium badawcze wykorzystano powietrze, lecz wyniki mogą być odniesione również do paliw gazowych, takich jak: wodór, metan, propan, butan, czyli do paliw obecnie rozpowszechnionych, jak i przyszłościowych.

Główny nacisk położono na analizę czasową poszczególnych stanów pracy impulsowego wtryskiwacza gazu oraz analizę zależności czasowych pomiędzy nimi (rys. 2.1). Przyjęto następujące oznaczenia parametrów pracy wtryskiwacza:



Rys. 2.1. Założenia modelu wtryskiwacza

- t_{imp} – czas impulsu sterującego: łączny czas trwania impulsu,
- t_{imp-c} – czas impulsu ciągłego: czas od chwili włączenia impulsu sterującego do przełączenia trybu sterowania z ciągłego na modulowany,
- t_{imp-m} – czas impulsu modulowanego: czas trwania sterowania w trybie modulowanym,
- T_{PWM} – okres sygnału modulowanego,
- T_{ON} – czas włączenia zasilania w obwodzie wtryskiwacza w okresie sterowania modulowanego,
- w_{PWM} – wypełnienie sygnału modulowanego: stosunek czasu włączenia do okresu sygnału modulowanego,

- t_1 – zwłoka załączenia: czas między włączeniem sygnału sterującego a początkiem ruchu elementu zaworowego,
- t_2 – czas otwierania: czas trwania ruchu elementu zaworowego od pozycji styku z gniazdem zaworowym do maksymalnej pozycji otwarcia,
- t_A – czas załączania: czas między początkiem impulsu sterującego a końcem ruchu elementu zaworowego podczas otwierania,
- t_B – czas wyłączenia: czas między końcem impulsu sterującego a końcem ruchu powrotnego elementu zaworowego,
- t_C – zwłoka wyłączenia: czas między końcem impulsu sterującego a początkiem powrotnego ruchu elementu zaworowego,
- t_3 – czas pełnego otwarcia: okres, w którym element zaworowy znajduje się w pozycji pełnego otwarcia,
- t_4 – czas zamykania: czas między rozpoczęciem a zakończeniem powrotnego ruchu elementu zaworowego,
- t_α – czas opóźnienia przepływu: czas między początkiem impulsu sterującego a początkiem wypływu gazu z wtryskiwacza,
- h_{max} – skok elementu zaworowego,
- t_β – czas rozwoju przepływu: czas zwiększania przepływu aż do osiągnięcia wartości przepływu pełnego,
- t_γ – czas pełnego natężenia przepływu: okres, w którym następuje pełny przepływ gazu przez wtryskiwacz,
- t_δ – czas zanikania przepływu: czas zmniejszania się przepływu z wartości pełnego przepływu do zera,
- $\Delta t_{1,\alpha}$ – zwłoka rozwoju przepływu: okres między rozpoczęciem ruchu elementu zaworowego a rozpoczęciem przepływu gazu przez wtryskiwacz,
- $\Delta t_{2,\beta}$ – czas wyprzedzenia pełnego przepływu: czas między uzyskaniem pełnego przepływu a zakończeniem ruchu elementu zaworowego,
- $\Delta t_{3,\gamma}$ – zwłoka zanikania przepływu: czas między początkiem zamykania elementu zaworowego a początkiem zanikania przepływu,
- $\Delta t_{4,\delta}$ – czas opóźnienia zakończenia przepływu: czas między końcem ruchu zamykającego element zaworowy a zakończeniem przepływu gazu przez wtryskiwacz,
- \dot{m}_p – masowe natężenie pełnego przepływu gazu.

2.2. Metodyka badań

2.2.1. Obiekty badań

Do badań wybrano typowe dla rynku instalacji gazowych rozwiązania konstrukcyjne impulsowych wtryskiwaczy gazu. Badania przeprowadzono na 6 konstrukcjach:

- 1) Hana H2000 firmy Hana Engineering, Korea;
- 2) Horizon IG3 firmy Rail SpA, Włochy;
- 3) Magic Jet firmy HL Propan s.r.o., Czechy;
- 4) Valtek typ 30 firmy Valtek SpA Unipersonale, Włochy;
- 5) PlaniJet firmy Planiplastic Ireneusz Moćko, Polska;
- 6) WGs 14 firmy BD Plus Andrzej Przyzowicz, Polska.



Rys. 2.2. Podział impulsowych wtryskiwaczy gazu stosowanych w czasie badań

Badane wtryskiwacze różnią się od siebie pod względem konstrukcyjnym (rys. 2.2): wśród nich są 2 płytkowe i 4 tłoczkowe, 4 kalibrowane otworem i 2 kalibrowane skokiem elementu zaworowego oraz 2 pojedyncze, 2 z możliwością grupowania i 2 szyny wtryskowe. Dobrano je tak, aby pokrywały możliwie najszersze spektrum rozwiązań konstrukcyjnych.

Jedynie dla wtryskiwaczy tłoczkowych kalibrowanych średnicą otworu połączonych w szyny paliwowe do badań przyjęto dwie konstrukcje. Wynika to z dużej różnicy odległości otworu kalibracyjnego od elementu zaworowego w obu konstrukcjach.

Poniżej prezentowana jest budowa i zasada działania poszczególnych wtryskiwaczy oraz ich dane techniczne. Tabela 2.1 przedstawia podstawowe parametry konstrukcyjne i użytkowe badanych wtryskiwaczy opracowane na podstawie kart katalogowych producentów.

Tab. 2.1. Parametry techniczne badanych wtryskiwaczy

	Hana H2000	Horizon IG3	Magic Jet	Valtek typ 30	PlaniJet	WGs14
Rezystancja	1,9 Ω	2,8 Ω	2,0 Ω	3,0 Ω	4,0 Ω	3,0 Ω
Napięcie zasilania	12 V	12 V	12 V	12 V	12 V	12 V
Ciśnienie pracy	50 ÷ 300 kPa	50 ÷ 200 kPa	50 ÷ 300 kPa	50 ÷ 250 kPa	50 ÷ 300 kPa	50 ÷ 350 kPa
Maksymalne ciśnienie	450 kPa	450 kPa	450 kPa	450 kPa	450 kPa	450 kPa
Czas impulsu ciągłego	3,2 ms	2,8 ms	4,0 ms	4,5 ms	4,0 ms	1,7 ms
Wypełnienie sygnału modulowanego	40% ± 10%	50% ± 20%	40% ± 10%	> 30%	40% ± 10%	> 30%
Częstotliwość sygnału modulowanego	10 kHz	10 kHz	10 kHz	10 kHz	10 kHz	10 kHz
Czas opóźnienia otwierania ¹	2,9 ms	2,5 ms	2,2 ms	3,3 ms	1,7 ms	1,0 ms
Czas wyłączenia ¹	1,2 ms	2,0 ms	1,0 ms	2,2 ms	2,5 ms	1,2 ms
Kalibrowanie	Kalibracja skokiem	Otworem dyszy średnice od 1,0 do 3,5 mm	Otworem dyszy średnice od 1,0 do 3,0 mm	Otworem dyszy średnice od 1,0 do 4,0 mm	Otworem dyszy średnice od 1,0 do 3,0 mm	Kalibracja skokiem
Zakres temperatury pracy	-40°C ÷ 120°C	-20°C ÷ 120°C	-20°C ÷ 120°C	-20°C ÷ 120°C	-20°C ÷ 120°C	-20°C ÷ 120°C

¹ przy ciśnieniu zasilania 100 kPa i czasie impulsu sterującego 12 ms

Wtryskiwacz Hana H2000

Wtryskiwacz Hana H2000 jest konstrukcją tłoczkową z regulacją wydatku za pomocą skoku elementu zaworowego z elementem dociskowym w postaci sprężyny śrubowej. Jest konstrukcją pojedynczą, przeznaczony do pośredniego podłączenia do kolektora dolotowego (rys. 2.3).

Gaz wpływa do wtryskiwacza kanałem ustawionym osiowo do kanału wylotowego (rys. 2.3). Wpływa on do kanału przechodzącego przez środek

cewki elektromagnetycznej do tłoczka. Tłoczek posiada skośne kanały pozwalające na przepływ gazu do komory przy gnieździe zaworowym. Tłoczek stanowi element zaworowy i jest wyposażony w element uszczelniający w postaci elementu gumowego zamocowanego na jego denku. Element ten uszczelnia gniazdo zaworowe, zamykając wylot.



Rys. 2.3. Konstrukcja wtryskiwacza Hana H2000

Po włączeniu zasilania cewki następuje indukowanie się siły elektromagnetycznej w obwodzie magnetycznym składającym się z magnetowodu i tłoczka, co powoduje przyciąganie tłoczka do wnętrza cewki. Ruch tłoczka, połączonego z elementem uszczelniającym, powoduje odsłonięcie gniazda zaworu i umożliwienie wypływu gazu z wtryskiwacza do kanału wylotowego. Po wyłączeniu zasilania cewki spada siła przyciągająca tłoczek i jest on dociskany do gniazda zaworowego przez sprężynę i siłę ssącą wynikającą z lepkości przepływającego gazu oraz różnicy ciśnień między przestrzenią nad tłoczkiem a ciśnieniem w kanale wylotowym.

Wtryskiwacz Horizon IG3

Wtryskiwacz Horizon IG3 jest konstrukcją tłoczkową z regulacją wydatku za pomocą otworu kalibracyjnego dyszy, otwieranym bezpośrednio, z elementem dociskowym w postaci sprężyny śrubowej, a jego budowa umożliwia grupowanie w szynę paliwową (rys. 2.4).

Gaz wpływa do wtryskiwacza kanałem ustawionym prostopadłe do kanału wylotowego (rys. 2.4). Wpływa on do komory poniżej gniazda zaworowego. Gniazdo zamknięte jest tłoczkiem z elementem uszczelniającym umieszczonym na jego denku. Poniżej gniazda zaworowego znajduje się zamontowana w kanale wylotowym dysza, stanowiąca element przyłączeniowy przewodów łączących wtryskiwacza z kolektorem dolotowym oraz element kalibrujący ilość wypływającego gazu. Odbywa się to poprzez zmianę przez montera średnicy otworu kalibracyjnego na samym początku dyszy.



Rys. 2.4. Konstrukcja wtryskiwacza Horizon IG3

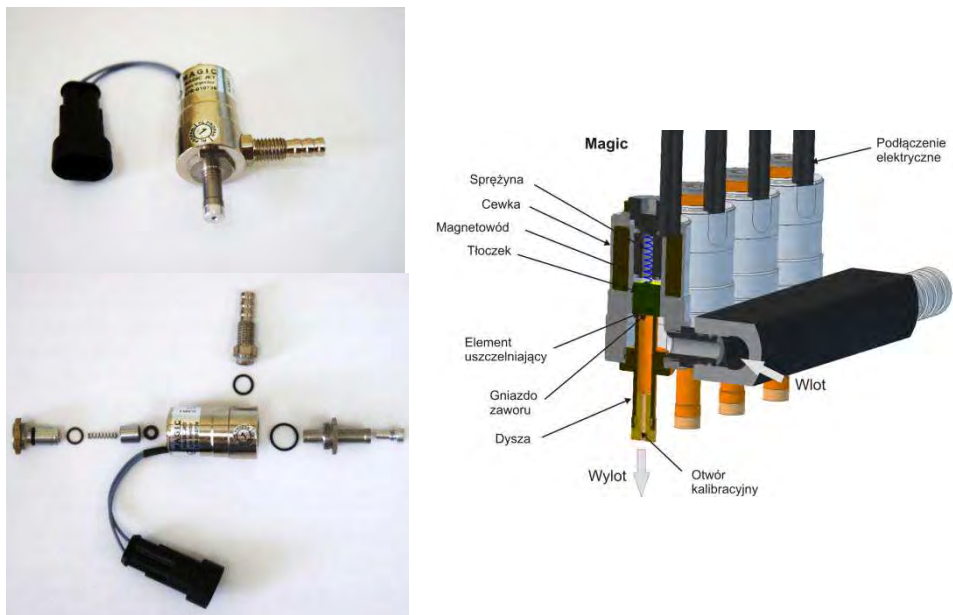
Po włączeniu zasilania cewki następuje indukowanie się siły elektromagnetycznej w obwodzie magnetycznym składającym się z magnetowodu i tłoczka, co powoduje przyciąganie tłoczka do wnętrza cewki. Ruch tłoczka, połączonego z elementem uszczelniającym, powoduje odsłonięcie gniazda zaworu i umożliwia wypływ gazu z wtryskiwacza do kanału wylotowego. Po wyłączeniu zasilania cewki spada siła przyciągająca tłoczek i jest on dociskany do gniazda zaworowego przez sprężynę i siłę ssącą wynikającą z lepkości przepływającego gazu oraz różnicy ciśnień między przestrzenią nad tłoczkiem a ciśnieniem w kanale wylotowym.

Wtryskiwacz Magic Jet

Wtryskiwacz Magic Jet jest konstrukcją tłoczkową z regulacją wydatku za pomocą średnicy kanału w dyszy kalibracyjnej, z elementem dociskowym w postaci sprężyny śrubowej, otwierany bezpośrednio, przeznaczony do zabudowy pośredniej z możliwością grupowania w szyny paliwowe (rys. 2.5).

Gaz wpływa do wtryskiwacza kanałem prostopadłym do kanału wylotowego (rys. 2.5). Wpływa on do komory wokół gniazda zaworowego zamkniętego

tłoczkiem. Tłoczek posiada na denku element gumowego uszczelnienia zamknięcia przepływu gazu. Tłoczek dociskany jest do gniazda zaworowego sprężyną umieszczoną w rdzeniu cewki. Poniżej gniazda zaworowego znajduje się dysza kalibrująca. Jest to element wkręcany w dolną część kanału wylotowego. Średnica otworu przelotowego w tym elemencie decyduje o wydatku wtryskiwacza.



Rys. 2.5. Konstrukcja wtryskiwacza Magic Jet

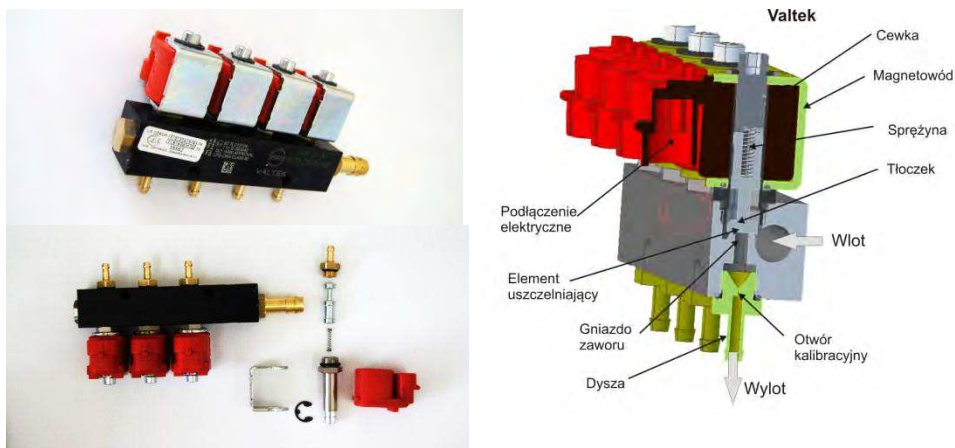
Po włączeniu zasilania cewki następuje indukowanie się siły elektromagnetycznej w obwodzie magnetycznym składającym się z magneto-wodu i tłoczka, co powoduje przyciąganie tłoczka do wnętrza cewki. Ruch tłoczka, połączonego z elementem uszczelniającym, powoduje odślonięcie gniazda zaworu i umożliwia wypływ gazu z wtryskiwacza do kanału wylotowego. Po wyłączeniu zasilania cewki spada siła przyciągająca tłoczek i jest on dociskany do gniazda zaworowego przez sprężynę i siłę ssącą wynikającą z lepkości przepływającego gazu.

Wtryskiwacz Valtek typ 30

Wtryskiwacz Valtek jest konstrukcją tłoczkową z regulacją wydatku za pomocą średnicy otworu dyszy o bezpośrednim otwieraniu, z elementem dociskowym w postaci sprężyny śrubowej, przeznaczony do pośredniego

mocowania do kolektora dolotowego, zbudowany w postaci szyny paliwowej (rys. 2.6).

Wtryskiwacz jest zbudowany jako czterosekcyjna szyna ze wspólnym zasilaniem i 4 niezależnymi wtryskiwaczami połączonymi do jednej obudowy. Gaz wpływa do wtryskiwacza kanałem prostopadłym do kanałów wylotowych (rys. 2.6). Wpływa on do komory kanału dolotowego, a następnie do komory wokół tłoczka oraz gniazda zaworowego. Tłoczek stanowi element zaworowy i jest wyposażony w element uszczelniający w postaci elementu gumowego zamocowanego na jego denku. Element ten uszczelnia gniazdo zaworowe, zamykając wylot. Elementem kanału wylotowego jest dysza, w której znajduje się otwór kalibracyjny decydujący o wydatku wtryskiwacza. Tłoczek porusza się wewnątrz rurki stanowiącej rdzeń cewki, nakładanej na ten element razem z elementem magnetowodu.



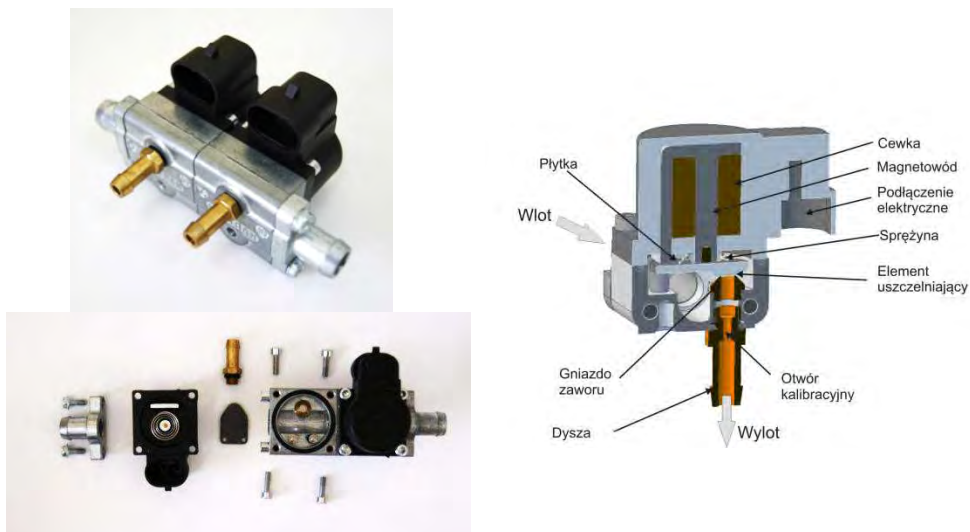
Rys. 2.6. Konstrukcja wtryskiwacza Valtek typ 30

Po włączeniu zasilania cewki następuje indukowanie się siły elektromagnetycznej w obwodzie magnetycznym składającym się z magnetowodu i tłoczka, co powoduje przyciąganie tłoczka do wnętrza cewki. Ruch tłoczka, połączonego z elementem uszczelniającym, powoduje odstąpienie gniazda zaworu i umożliwia wypływ gazu z wtryskiwacza do kanału wylotowego. Po wyłączeniu zasilania cewki spada siła przyciągająca tłoczek i jest on dociskany do gniazda zaworowego przez sprężynę i siłę ssącą wynikającą z lepkości przepływającego gazu oraz różnicy ciśnień między przestrzenią nad tłoczkiem a ciśnieniem w kanale wylotowym.

Wtryskiwacz PlaniJet

Wtryskiwacz PlaniJet jest konstrukcją płytkową z regulacją wydatku za pomocą średnicy dyszy o bezpośrednim działaniu, z elementem dociskowym w postaci sprężyny śrubowej stożkowej. Jest przeznaczony do zabudowy pośredniej i może być grupowany w szynę paliwową (rys. 2.7).

Gaz wpływa do wtryskiwacza kanałem prostopadłym do kanału wylotowego (rys. 2.7). Wpływa on do komory wokół gniazda zaworowego oraz płytki zaworowej. Płytkę zaworu zamocowaną jest wahliwie i ruchowo na trzpieniach (może się zarówno nieco odchylać, jak i podnosić w stronę cewki). Posiada ona element uszczelniający w postaci elementu gumowego zamocowanego na dolnej powierzchni płytki. Element ten uszczelnia gniazdo zaworowe, zamykając wylot. Poniżej gniazda zaworowego wkręcona jest zwężka, której średnica otworu decyduje o wydatku wtryskiwacza.



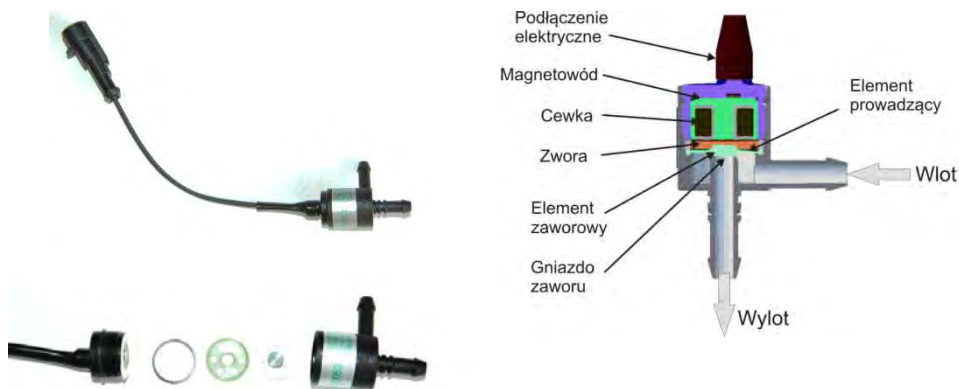
Rys. 2.7. Konstrukcja wtryskiwacza PlaniJet

Po włączeniu zasilania cewki następuje indukowanie się siły elektromagnetycznej w obwodzie magnetycznym składającym się z magnetowodu i płytki, co powoduje przyciąganie płytki do powierzchni cewki (wystających elementów magnetowodu). Ruch płytki, połączonej z elementem uszczelniającym, powoduje odsłonięcie gniazda zaworu i umożliwia wypływ gazu z wtryskiwacza do kanału wylotowego. Po wyłączeniu zasilania cewki spada siła przyciągająca płytkę i jest ona dociskana do gniazda zaworowego przez sprężynę i siłę ssącą wynikającą z lepkości przepływającego gazu oraz

różnicy ciśnień między przestrzenią nad płytką a ciśnieniem w kanale wylotowym.

Wtryskiwacz WGs 14

Wtryskiwacz WGs 14 jest konstrukcją płytkową z regulacją wydatku za pomocą wzniosu elementu zaworowego, o działaniu bezpośrednim, bez elementu dociskowego. Jest przeznaczony do zabudowy pośredniej pojedynczej (rys.2.8).



Rys. 2.8. Konstrukcja wtryskiwacza WGs 14

Gaz wpływa do wtryskiwacza kanałem ustawionym prostopadle do kanału wylotowego (rys. 2.8). Wpływa do komory znajdującej się poniżej elementu zaworowego, będącego elementem gumowym. Element zaworowy jest przymocowany do zwory oraz elementu przewodzącego. Całość zespołu porusza się pionowo od gniazda zaworowego do cewki, przy czym położenie osiowe ustawiane jest za pomocą elementu przewodzącego.

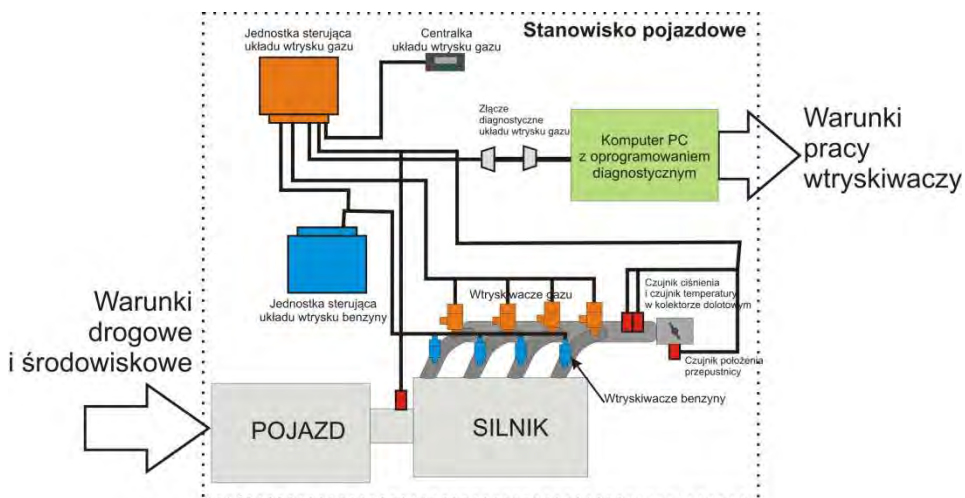
Po włączeniu zasilania cewki następuje indukowanie się siły elektromagnetycznej w obwodzie magnetycznym składającym się z magneto-wodu i zwory, co powoduje przyciąganie zwory do cewki. Ruch zwory, połączonej z elementem zaworowym, powoduje odsłonięcie gniazda zaworu i umożliwia wypływ gazu z komory wtryskiwacza do kanału wylotowego. Po wyłączeniu zasilania cewki spada siła przyciągająca zworę i jest ona przyciągana do gniazda zaworowego przez siłę ssącą wynikającą z lepkości przepływającego gazu oraz różnicy ciśnień między przestrzenią nad zworą a ciśnieniem w kanale wylotowym.

2.2.2. Stanowisko pojazdowe

Badania obiektów w warunkach normalnej eksploatacji są obciążone problemami niepowtarzalności oraz niestabilności warunków badań. W przypadku monitorowania impulsowych wtryskiwaczy gazu badania eksploatacyjne odbywają się w pojeździe, w czasie jego normalnego użytkowania. W takich warunkach uzyskanie powtarzalnych warunków pracy pojazdu jest bardzo trudne, ponieważ występuje wiele czynników wpływających na pracę, których nie można w pełni kontrolować (warunki drogowe oraz warunki atmosferyczne). Stanowią one jednak istotny fragment badań działania impulsowych wtryskiwaczy gazu.

Stanowisko badawcze pojazdowe zostało opracowane w celu określenia zakresu zmienności parametrów sterujących oraz środowiskowych w normalnych warunkach pracy impulsowego wtryskiwacza gazowego. Określenie tych warunków jest kluczowym elementem projektowania dalszych eksperymentów, gdyż pozwala na określenie ram badawczych. Warunki te rozumiane są jako:

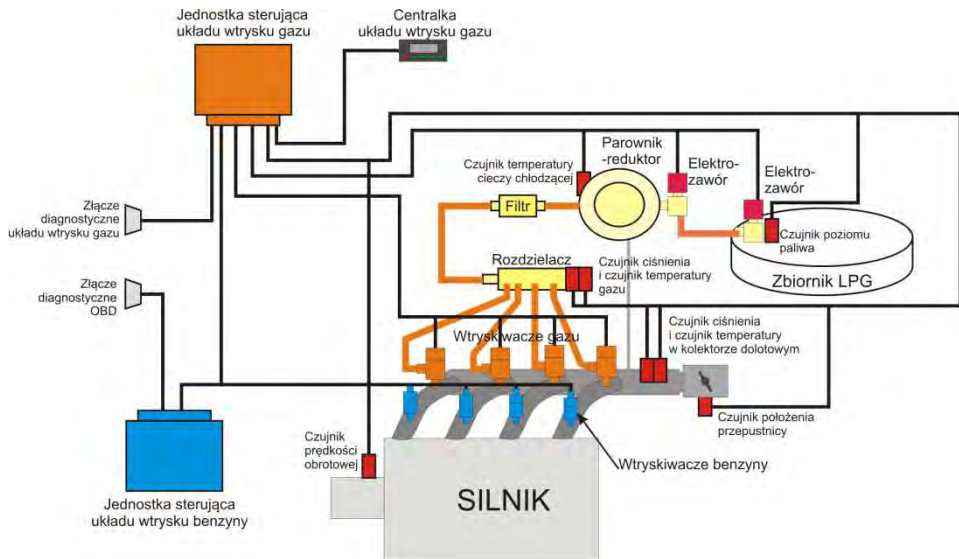
- zakres czasów wtrysku stosowanych w normalnej eksploatacji,
- zakres ciśnień zasilania wtryskiwaczy występujących w normalnej eksploatacji,
- zakres czasów wtrysku i ciśnień zasilania występujących w czasie działania algorytmów autodiagnostyki pokładowej układu podstawowego sterowania silnika (OBD) rozumianych jako zakres pracy silnika od biegu jałowego do początku pełnego obciążenia.



Rys. 2.9. Schemat stanowiska pojazdowego

Stanowisko badawcze pojazdowe, przedstawione na rysunku 2.9, składa się z pojazdu badawczego z sekwencyjnym układem wtrysku gazu oraz z komputera z oprogramowaniem diagnostycznym, pozwalającym na pomiar i zapis warunków pracy wtryskiwaczy gazu.

Do badań wykorzystano sekwencyjny układ wtrysku gazu do kolektora dolotowego. Jest on produkowany przez firmę DT Gas System, a opracowany został w ramach projektu celowego Ministerstwa Nauki i Informatyzacji nr 03642/CT12-6/2005: „Układ sterowania sekwencyjnym wtryskiem gazu LPG do silników o zapłonie iskrowym”, realizowanego we współpracy z Politechniką Lubelską.



Rys. 2.10. Układ wtrysku gazu

Schemat układu sekwencyjnego wtrysku gazu przedstawiono na rys. 2.10. Układ ten zbudowany jest zgodnie z Regulaminem 83. Europejskiej Komisji Gospodarczej Organizacji Narodów Zjednoczonych [139] jako układ zależny, czyli kopiujący sterowanie układu wtrysku benzyny, z odpowiednią modyfikacją, uwzględniającą różnicę właściwości paliw oraz elementów wykonawczych.

Paliwo przechowywane jest w zbiorniku w postaci skroplonej, przy czym zbiornika nie napełnia się ciekłym gazem całkowicie, ale pozostawia się minimum 20% objętości poduszki gazowej w celu zabezpieczenia przed rozerwaniem zbiornika. W zbiorniku panuje ciśnienie zależne od jego temperatury: od 0,2 do 0,8 MPa. Na zbiorniku zamocowany jest zespół zaworowy pozwalający na napełnianie zbiornika oraz na pobór paliwa do układu

paliwowego. Pobór ten odbywa się przez elektrozawór sterowany z jednostki sterującej wtrysku gazu.

Paliwo w stanie płynnym przepływa następnie do parownika-reduktora. Wejście gazu do parownika wyposażone jest w dodatkowy elektrozawór. Zadaniem parownika-reduktora jest odparowanie paliwa i regulacja jego ciśnienia. Wartość ciśnienia gazu zasilającego wtryskiwacze w większości systemów wtrysku gazu jest ustawiana jako nadciśnienie nad kolektorem dolotowym, dlatego też parownik-reduktor posiada połączenie pneumatyczne z kolektorem dolotowym silnika.

Następnie paliwo w formie gazowej przepływa do rozdzielacza przez filtr. Rozdzielacz pełni funkcję akumulatora paliwa, tłumika pulsacji ciśnienia oraz elementu rozdzielającego paliwo do poszczególnych wtryskiwaczy.

Wtryskiwacze są zamocowane na kolektorze dolotowym lub są podłączone do niego przewodami paliwowymi. Sposób zabudowy zależy od dostępnego miejsca, konstrukcji wtryskiwacza oraz kolektora dolotowego, od zaleceń producenta instalacji gazowej i decyzji monterów instalacji.

Układ wtryskowy jest sterowany przez jednostkę sterującą układu wtrysku gazu. Praca jednostki sterującej gazu oparta jest na pomiarze czasu wtrysku dokonywanym przez jednostkę sterującą układu wtrysku benzyny, a następnie na obliczeniu i realizacji czasu wtrysku gazu. Przeliczenie to odbywa się na podstawie sygnałów z czujników zabudowanych na silniku i układzie paliwowym. Są to sygnały z czujników prędkości obrotowej, ciśnienia gazu, ciśnienia powietrza w kolektorze dolotowym, temperatury powietrza, temperatury gazu, temperatury cieczy chłodzącej silnik oraz położenia przepustnicy. Liczba mierzonych sygnałów jest różna dla różnych instalacji gazowych.

Przełączenie między benzyną i gazem jest realizowane poprzez odebranie i rozproszenie energii kierowanej z jednostki sterującej układu wtrysku benzyny do wtryskiwaczy benzyny przy jednoczesnym sterowaniu elektrozaworami oraz wtryskiwaczami gazu. Kierowca jest informowany o aktywności układu wtrysku gazu oraz o poziomie gazu w zbiorniku za pośrednictwem centralki.

Rysunek 2.11 przedstawia elementy układu wtryskowego firmy DT Gas System zabudowywane w badanych pojazdach.

Układ wtrysku gazu wykorzystywany do badań wyposażony jest w oprogramowanie pozwalające na jego konfigurację, kalibrację oraz diagnostykę (rys. 2.12). Oprogramowanie to łączy się z jednostką sterującą za pomocą specjalnego interfejsu instalowanego do złącza diagnostycznego układu wtrysku gazu.

Dodatkowo oprogramowanie to komunikuje się z jednostką sterującą układu wtrysku benzyny, wykorzystując protokół transmisji diagnostycznej EOBD. Pozwala to na jednoczesną analizę i zapis danych dostępnych na obu jednostkach sterujących.



Rys. 2.11. Elementy układu wtrysku gazu firmy DT Gas System

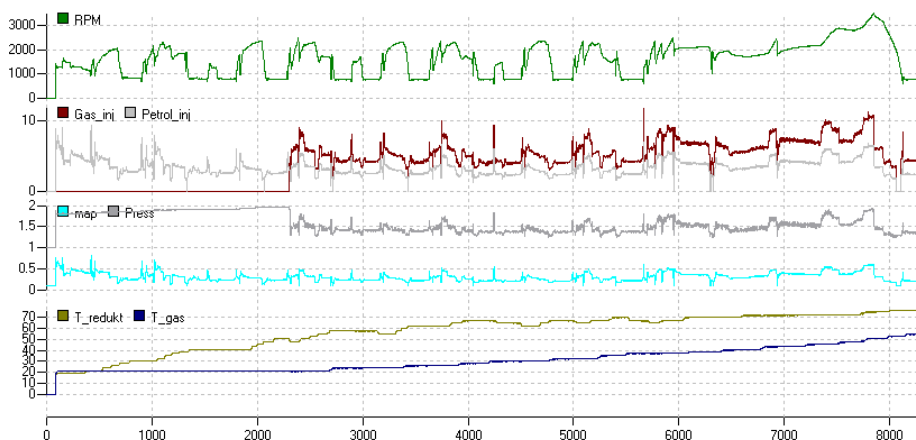


Rys. 2.12. Okno programu kalibracyjno-diagnostycznego układu wtrysku gazu firmy DT Gas System

Oprogramowanie to pozwala na zapis parametrów pracy obu układów sterowania z rozdzielczością 10Hz. Zapisywane są następujące dane:

- czas zapisu [s],
- aktywny układ sterowania (benzyna czy gaz),
- status układu sterowania wtryskiem gazu (wyłączony, oczekujący na aktywację, aktywny),
- prędkość obrotowa [obr/min],

- położenie przepustnicy [%],
- czas wtrysku benzyny [ms],
- czas wtrysku gazu [ms],
- ciśnienie gazu [bar],
- sygnał z sondy lambda [V],
- temperatura gazu [°C],
- temperatura reduktora (temperatura cieczy chłodzącej silnik) [°C],
- napięcie zasilania [V],
- temperatura jednostki sterującej wtrysku gazu [°C],
- poprawka krótkoterminowa algorytmu wtrysku benzyny [%],
- poprawka długoterminowa algorytmu wtrysku benzyny [%],
- współczynnik przeliczeniowy benzyna-gaz [-],
- ciśnienie w kolektorze dolotowym [bar].



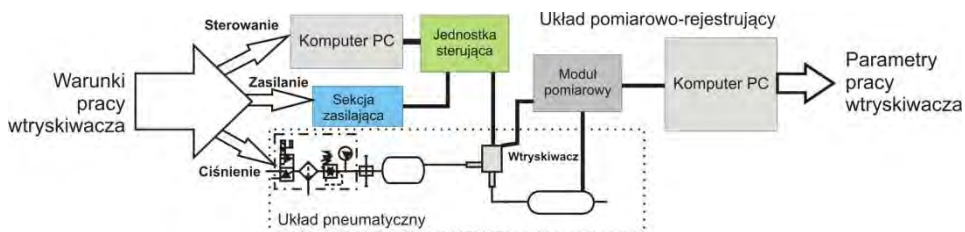
Rys. 2.13. Wyniki badań w warunkach testu homologacyjnego układu zasilania gazem zabudowanego na samochodzie Audi TT z silnikiem 1,8 Turbo o mocy 132 kW

Na podstawie zmierzonych parametrów pracy obu układów sterowania (rys. 2.13) została przeprowadzona analiza warunków pracy wtryskiwacza zgodnie z założeniami badań. Tak opracowane wyniki stanowią podstawę do określenia warunków i zakresu analiz na stanowisku sprężarkowym oraz do badań symulacyjnych.

2.2.3. Stanowisko pozasilnikowe

Przeprowadzenie badań stanowiskowych wpływu poszczególnych warunków pracy na działanie impulsowego wtryskiwacza gazu wymaga stanowiska o dużej powtarzalności i elastyczności. Takie cechy posiada stanowisko pozasilnikowe (rys. 2.14). Umożliwia ono określenie wpływu następujących czynników na parametry pracy wtryskiwacza:

- a) czynniki konstrukcyjne:
 - typ konstrukcji,
 - warianty konstrukcyjne tego samego typu obejmujące np. zmianę rezystancji cewki, zmianę skoku elementu zaworowego, zmianę średnicy otworu wylotowego z wtryskiwacza itd.;
- b) warunki eksploatacyjne:
 - ciśnienie zasilania,
 - parametry sterowania (przebieg prądu zasilania cewki, częstotliwość sterowania, napięcie zasilania).



Rys. 2.14. Schemat stanowiska pozasilnikowego

Opracowane stanowisko pozasilnikowe umożliwia:

- a) podłączenie wtryskiwaczy o różnej konstrukcji poprzez dostosowanie elementów złącznych zasilania, odbioru gazu oraz złącza elektrycznego,
- b) zmianę ciśnienia zasilania w zakresie od 125 do 270 kPa ciśnienia bezwzględnego,
- c) regulację napięcia zasilania wtryskiwaczy w zakresie od 9 do 14 V,
- d) ustawianie parametrów sterowania wtryskiwacza w zakresie:
 - czasu wtrysku od 0,1 do 20 ms z krokiem 0,1 ms,
 - czasu pełnego impulsu od 0,1 do 20 ms z krokiem 0,1 ms,
 - częstotliwości podtrzymania prądowego od 2 do 20 kHz z krokiem 1kHz,
 - wypełnienie podtrzymania prądowego od 10 do 100% z krokiem 1%.

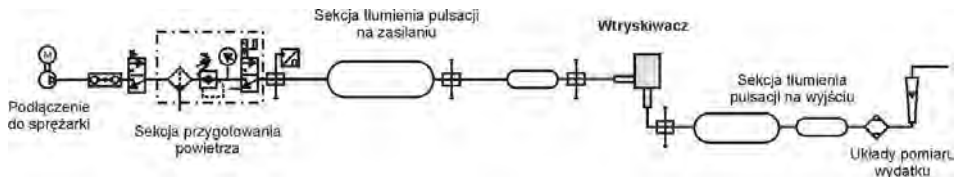
Ze względu na bezpieczeństwo obsługi stanowiska zdecydowano, że medium roboczym w czasie badań stanowiskowych będzie powietrze. Założenie takie opiera się na podobieństwie właściwości fizycznych powietrza i paliw gazowych.

Konstrukcję stanowiska podzielono na następujące moduły:

- a) układ pneumatyczny,
- b) elektroniczny układ sterowania,
- c) układ pomiarowy,
- d) konstrukcja mechaniczna.

Na rysunku 2.15 przedstawiono schemat układu pneumatycznego stanowiska pozasilnikowego. Układ opracowano jako jednosekcyjny, pozwalający na badanie tylko jednego wtryskiwacza w danym czasie, przy jednoczesnym zapewnieniu możliwości zabudowy dowolnych wtryskiwaczy.

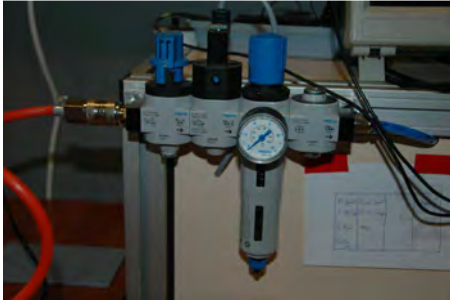
Układ zasilany jest ze sprężarki niebędącej integralną częścią stanowiska badawczego. Wymagane jest jedynie, aby sprężarka miała wystarczającą wydajność (minimum 1500 litrów normalnych na godzinę).



Rys. 2.15. Schemat układu pneumatycznego stanowiska pozasilnikowego

Układ pneumatyczny podzielono na następujące sekcje:

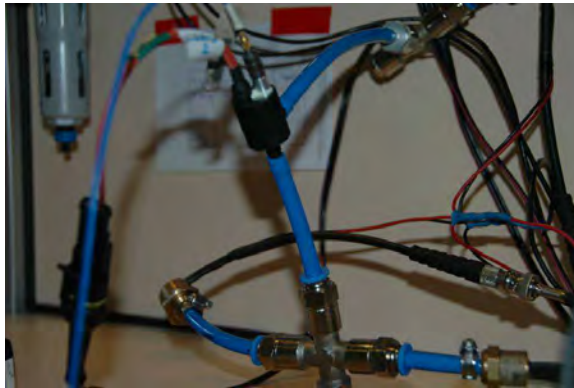
- a) sekcja przygotowania powietrza (rys. 2.16) – odpowiedzialna za załączenie/odcięcie zasilania w powietrze, osuszenie powietrza, odfiltrowanie ewentualnych zanieczyszczeń ze sprężarki i przewodów przyłączeniowych oraz za regulację ciśnienia w następnej sekcji,
- b) sekcja tłumienia pulsacji na zasilaniu (rys. 2.17) – odpowiedzialna za wytłumienie wszelkich pulsacji ciśnienia w wejściu do wtryskiwacza wynikających z impulsowego odbierania powietrza przez wtryskiwacz z tej sekcji,
- c) sekcja wtryskiwacza (rys. 2.18) – odpowiedzialna za zamocowanie badanego wtryskiwacza,
- d) sekcja tłumienia pulsacji na wyjściu (rys. 2.17) – odpowiedzialna za wyrównanie przepływu powietrza z impulsowej, podawanej przez wtryskiwacz, na stałą, potrzebną dla prawidłowego działania przepływomierza,
- e) układ pomiaru wydatku.



Rys. 2.16. Sekcja przygotowania powietrza



Rys. 2.17. Elementy sekcji tłumienia pulsacji



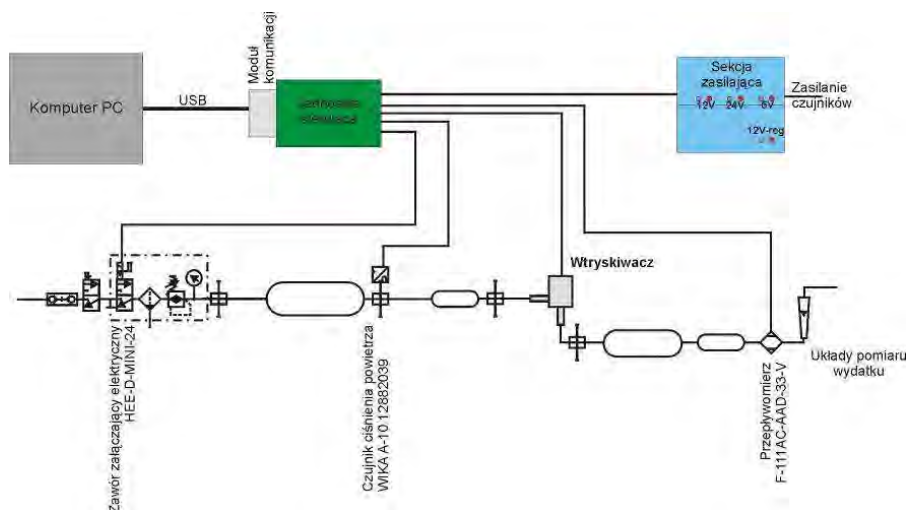
Rys. 2.18. Sekcja wtryskiwacza z zamontowanym wtryskiwaczem typu WGs

Drugim modułem stanowiska jest elektroniczny układ sterowania (rys. 2.19). Układ ten składa się z:

- a) jednostki sterującej,
- b) modułu komunikacyjnego,
- c) komputera PC,
- d) sekcji zasilającej.

Jednostka sterująca stanowi główny element układu sterowania i została opracowana na Politechnice Lubelskiej. Jej zadaniem jest:

- a) pomiar sygnałów wejściowych: ciśnienia w sekcji tłumienia pulsacji na zasilaniu wtryskiwacza oraz objętościowego wydatku wtryskiwacza,
- b) realizacja sterowania wtryskiwaczem zgodnie z zadanymi parametrami,
- c) sterowanie zaworem zasilającym elektrycznym,
- d) diagnozowanie prawidłowości pracy systemu.



Rys. 2.19. Schemat elektronicznego układu sterowania stanowiskiem pozasilnikowym

Informacje z czujników ciśnienia powietrza oraz wydatku powietrza są prezentowane na komputerze PC w oprogramowaniu SDHJ (rys. 2.20). Wartość ciśnienia mierzonego w sekcji tłumienia pulsacji na zasilaniu wtryskiwacza jest przedstawiona w postaci cyfrowej oraz analogowej. Wartość zmierzonego wydatku objętościowego przedstawiono za pomocą wartości cyfrowej (MAF – rys. 2.20), przy czym konieczne jest wybranie typu przepływomierza stosowanego w czasie pomiarów. Dodatkowo mierzona i wyświetlana jest wartość napięcia zasilania sekcji sterowania wtryskiwaczami (VBat – rys. 2.20).



Rys. 2.20. Widok ekranu oprogramowania SDHJ do obsługi stanowiska pozasilnikowego

Oprogramowanie to pozwala na ustawienie sterowania zaworem wejściowym oraz wtryskiwaczem. W przypadku sterowania wtryskiwaczem można ustawić następujące parametry:

- a) czas wtrysku (Injection Time) wyrażony w [ms] – czas trwania pojedynczego sygnału sterowania,
- b) częstotliwość wtrysku (Frequency) wyrażona w [Hz] – częstotliwość generowania sygnału sterującego,
- c) częstotliwość sterowania z podtrzymaniem prądowym (PWM Frequency) wyrażona w [Hz] – częstotliwość modulacji sygnału sterującego w drugiej fazie sterowania,
- d) wypełnienie sygnału modulacyjnego (PWM DutyCycle) wyrażona w [%] – stosunek czasu włączenia do czasu wyłączenia sterowania w pojedynczym cyklu sterowania modularnego,
- e) czas sterowania pełnym prądem (PWM Pulse Period) wyrażony w [ms] – maksymalny czas trwania ciągłego sygnału sterującego.



Rys. 2.21. Sekcja zasilania elektrycznego stanowiska pozasilnikowego

Ostatnim elementem elektronicznego układu sterowania stanowiskiem jest sekcja zasilania elektrycznego. Ze względu na konieczność zasilania różnych obwodów elektrycznych sekcja ta zawiera 4 źródła zasilania (rys. 2.21):

- a) zasilanie jednostki sterującej oraz przepływomierza powietrza – 24 V,
- b) zasilanie zaworu wejściowego – 12 V,
- c) zasilanie obwodu sterowania wtryskiwacza – regulowane od 9 do 18 V,
- d) zasilanie czujników – 5 V.

Kolejnym modułem stanowiska sprężarkowego jest układ pomiarowy. Składa się on z dwóch niezależnych obwodów (rys. 2.22): układu pomiarowo-rejestrującego oraz układu pomiarowo-diagnostycznego. Zadaniem pierwszego układu jest pomiar sygnałów szybkozmiennych i ich rejestracja w celu późniejszej analizy. Natomiast drugi układ pozwala operatorowi stanowiska na kontrolę wizualną poprawności działania układu sterowania stanowiskiem.

Tak skonfigurowany zestaw pozwala na symultaniczny pomiar maksymalnie 8 sygnałów napięciowych w zakresie $\pm 10V$ z częstotliwością maksymalną 100 kHz i rozdzielczością 16-bit. Do układu tego podłączono następujące sygnały:

- a) napięcie sygnału sterującego wtryskiwacza – sygnał sterowania kluczem prądowym mierzony z wykorzystaniem dzielnika napięcia (ze względu na konieczność obniżenia napięcia do możliwości pomiarowych karty),
- b) napięcie w obwodzie wtryskiwacza mierzone z wykorzystaniem dzielnika napięcia (ze względu na konieczność obniżenia napięcia do możliwości pomiarowych karty),
- c) prąd w obwodzie wtryskiwacza mierzony z wykorzystaniem sondy prądowej Tektronix TDS305 i wzmacniacza Tektronix TDSA300,
- d) ciśnienie zasilania wtryskiwacza mierzonym z wykorzystaniem czujnika MPX4250A,
- e) ciśnienie za wtryskiwaczem 1 mierzone na mniejszej odległości od dyszy wtryskowej z wykorzystaniem czujnika MPX4250A,
- f) ciśnienie za wtryskiwaczem 2 mierzone na większej odległości od dyszy wtryskowej z wykorzystaniem czujnika MPX4250A,
- g) drgania wtryskiwacza w osi ruchu elementu zaworowego mierzone czujnikiem drgań PCB 621B40 z układem kondycjonowania EC Electronics PA300,
- h) przepływ gazu – przepływomierz Bronkhorst F-111AC-50K-AAD-33-V.

Drugi układ oparty jest na oscyloskopie Tektronix TDS. Do tego układu podłączono następujące sygnały:

- a) napięcie sygnału sterującego wtryskiwacza – sygnał sterowania kluczem prądowym mierzony bezpośrednio,
- b) napięcie w obwodzie wtryskiwacza mierzone bezpośrednio,
- c) ciśnienie zasilania wtryskiwacza mierzone z wykorzystaniem czujnika MLH004BGD14B.

Na stanowisku zabudowano następujące typy czujników:

- a) czujnik ciśnienia MPX4250A,
- b) czujnik ciśnienia WIKA A-10 12882039,
- c) czujnik przepływu gazu Bronkhorst F-111AC-50K-AAD-33-V,
- d) sondę prądową Tektronix TDS305 ze wzmacniaczem Tektronix TDSA300,
- e) czujnik drgań PCB 621B40 z układem kondycjonowania EC Electronics PA300.

Dokładne dane umieszczono w załączniku nr 1.



Rys. 2.24. Stanowisko pozasilnikowe badania impulsowych wtryskiwaczy gazu

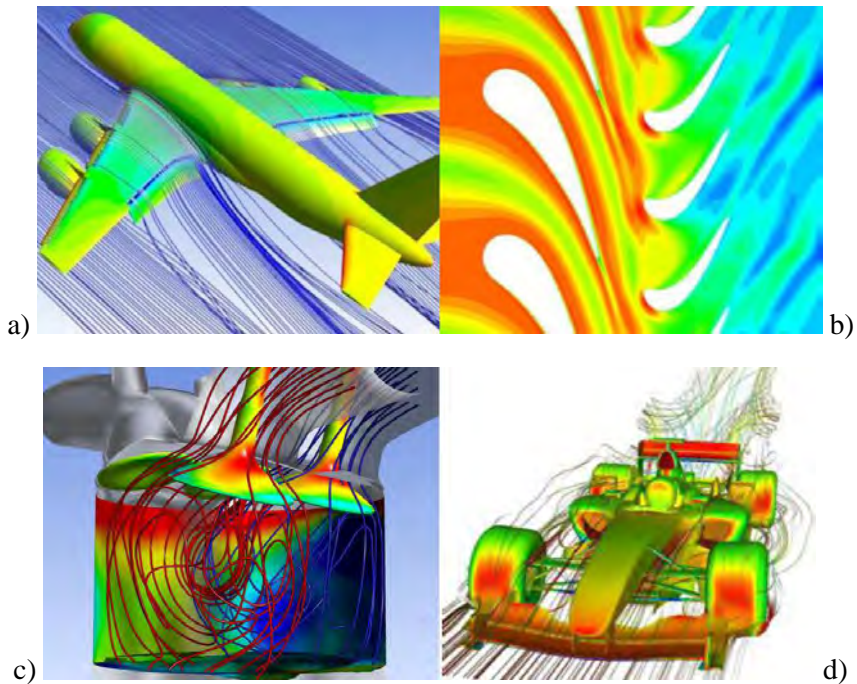
Ostatnim elementem stanowiska jest konstrukcja mechaniczna (rys. 2.24). Stanowi ona zarówno podstawę do zabudowy i mocowania poszczególnych układów, jak i stanowisko pracy operatora. Do konstrukcji wykorzystano profile aluminiowe KANYA (profil lekki 40x40, typ C02-1) wraz z odpowiednimi elementami mocującymi i złącznymi.

2.2.4. Stanowisko symulacyjne

Numeryczna mechanika płynów (ang. CFD – Computational Fluid Dynamics) jest jednym z wielu narzędzi należących do grupy komputerowego wspomaganie prac inżynierskich (ang. CAE – ComputerAided Engineering). W ostatnich latach CFD w pracach inżynierskich znajduje coraz szersze zastosowanie we wszystkich gałęziach przemysłu od lotnictwa i kosmonautyki, poprzez motoryzację, przemysł zbrojeniowy, aż do zastosowań w medycynie. Na rysunku 2.25 przedstawiono przykłady zastosowań CFD w przemyśle [140].

Jednym z głównych powodów zwiększającego się zainteresowania CFD w zastosowaniach inżynierskich jest przełamanie bariery sprzętowej, która przez bardzo długi czas ograniczała efektywne wykorzystanie tych narzędzi. Już od bardzo wielu lat było jasne, że przyszłość mechaniki płynów opierać się będzie na komputerowych metodach obliczeniowych. Przy obecnie już standardowych systemach operacyjnych 64-bitowych, stosowaniu jednostek obliczeniowych wyposażonych w wielordzeniowe procesory oraz niskich cenach pamięci RAM staje się możliwe przeprowadzanie obliczeń na dużych i skomplikowanych modelach przy wykorzystaniu stosunkowo taniego sprzętu komputerowego.

Fundamenty pod komputerowe numeryczne metody obliczeniowe zarówno w mechanice płynów, jak i w wytrzymałości materiałów stworzyli dwaj słynni matematycy: Isaac Newton, twórca tzw. metody stycznych, oraz Leonhard Euler, twórca tzw. metody siecznych. Dzięki ich teoriom został zapoczątkowany rozwój metod numerycznych, na których opierają się komputerowe techniki obliczeniowe [23].



Rys. 2.25. Przykłady zastosowań CFD w lotnictwie: a) opływ struktury samolotu , b) przepływ przez stopień turbiny silnika turbinowego; w przemyśle motoryzacyjnym: c) symulacja wymiany ładunku w silniku tłokowym, d) opływ bolidu F1 [140]

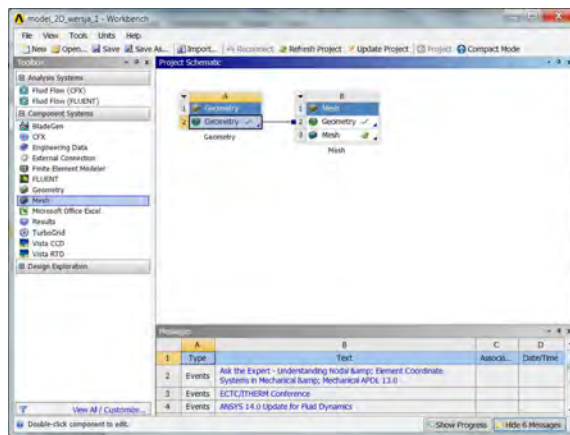
Numeryczna mechanika płynów wykorzystuje obecnie następujące metody obliczeniowe [23]:

- Metodę Objętości Skończonych (Finite Volume Method),
- Metodę Różnic Skończonych (Finite Difference Method),
- Metodę Elementów Skończonych (Finite Element Method),
- Metodę Całek Skończonych (Finite Integrals Method),
- Metodę Elementów Brzegowych (Boundary Elements Method),
- Metody Hybrydowe.

Obecnie stosowane oprogramowania opierają się głównie na Metodzie Objętości Skończonych (MOS). Jest to metoda numeryczna rozwiązywania równań różniczkowych cząstkowych w celu określenia wartości w węzłach.

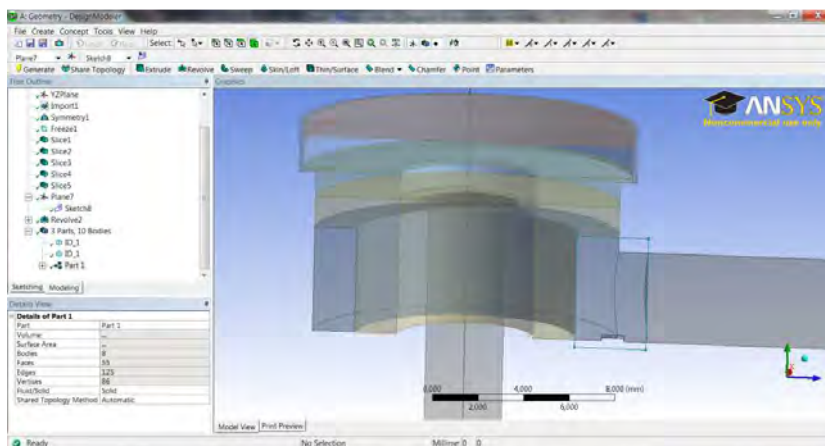
Wykorzystuje się w niej siatkę, która aproksymuje kształt obiektu. Wokół danego węzła budowany jest obszar kontrolny, przy czym „objętość skończona” to trójwymiarowy lub dwuwymiarowy wycinek danego obszaru otaczający każdy punkt siatki. Omawiana metoda wykorzystuje twierdzenie Gaussa-Ostrogradskiego do zamiany całki po objętości na całkę po powierzchni. Ogólnie teoria ta mówi, że wyjściowy strumień pola wektorowego przechodzący przez zamkniętą powierzchnię jest równy całce objętościowej z dywergencji tego pola wektorowego w objętości zamkniętej tą powierzchnią. Strumień przechodzący przez powierzchnię obiektu jest przybliżony jako suma strumieni przechodząca przez każdy element skończony [23].

W niniejszej pracy w celu wykonania obliczeń przepływowych wykorzystano pakiet oprogramowania ANSYS wersja 13. Zawiera ono narzędzia służące do opracowania i przygotowania geometrii modelu do dalszych prac, przygotowania siatki obliczeniowej, nadania warunków brzegowych oraz początkowych, do przeprowadzenia obliczeń przy założonych warunkach oraz do analizy i prezentacji uzyskanych wyników.



Rys. 2.26. Widok ekranu programu ANSYS Workbench

Do zarządzania przepływem informacji wewnątrz pakietu ANSYS v.13.0 służy program ANSYS Workbench 2.0 Framework (rys. 2.26). Jego zadaniem jest przekazywanie danych i ustawień między poszczególnymi modułami (programami) w taki sposób, aby umożliwić powtarzalne przeprowadzenie badań symulacyjnych, w tym także badań optymalizacyjnych w pętli sprzężenia zwrotnego. W czasie badań do niniejszej pracy wykorzystywano program ANSYS Workbench jedynie w etapie przygotowania modelu geometrycznego oraz siatki obliczeniowej. Wynikało to z założenia wykorzystania metody ruchomej siatki obliczeniowej, co wymusiło przeprowadzenie obliczeń niesiętych w jeden moduł.

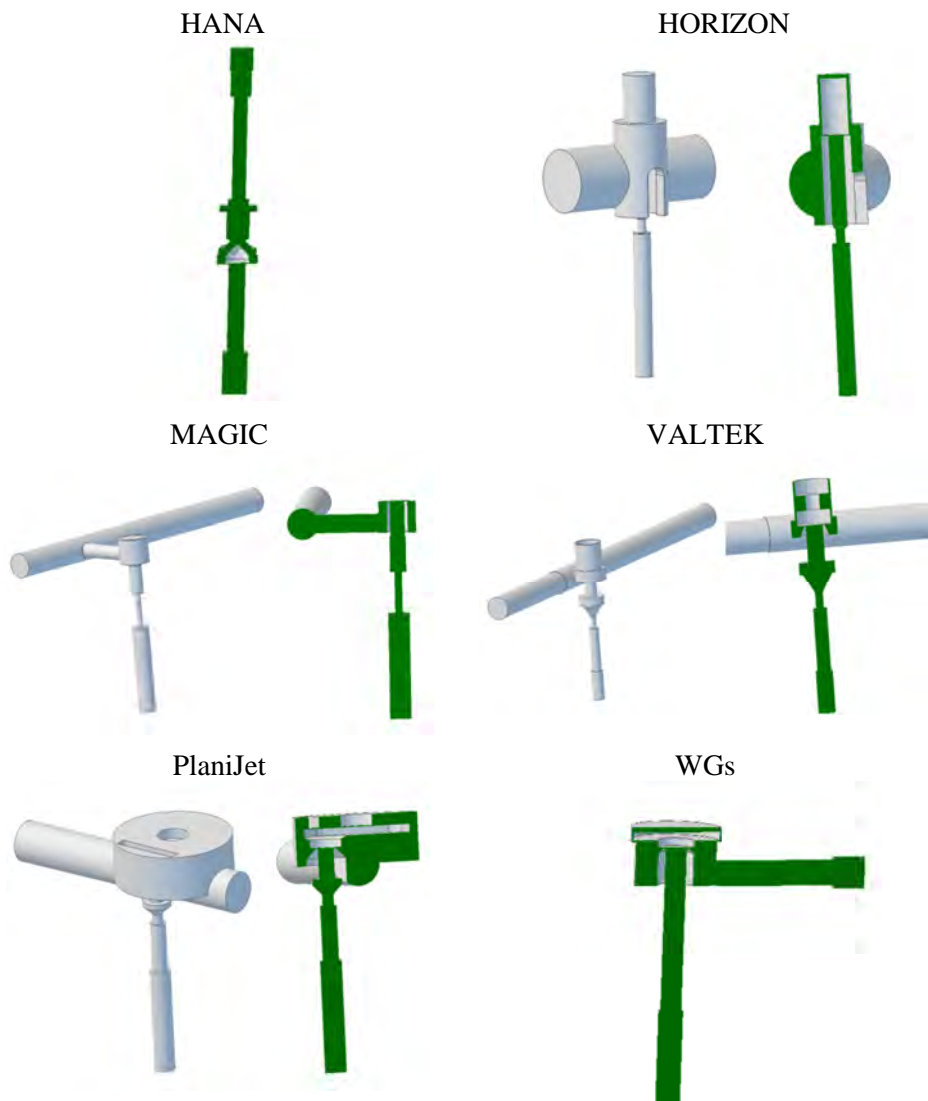


Rys. 2.27. Okno programu ANSYS Design Modeler

Pierwszym programem z pakietu ANSYS wykorzystywanym do przeprowadzenia badań był ANSYS DesignModeler 13.0 (rys. 2.27). Program umożliwia stworzenie lub import geometrii trójwymiarowej badanego obiektu, a następnie przygotowanie jej do stworzenia siatki obliczeniowej. W niniejszej pracy modele trójwymiarowe opracowano w zewnętrznym środowisku do projektowania CAD. Do tego celu wykorzystano dwa oprogramowania CATIA v5 oraz ALIBRE DESIGN 2011. Modele obejmowały jedynie kształt komór i kanałów wewnątrz wtryskiwacza, czyli przestrzeni dostępnych dla gazu przepływającego przez wtryskiwacz (rys. 2.28). W przypadku dwóch konstrukcji (Hana oraz WGs) opracowano modele połowkowe. Wynikało to z pełnej symetrii konstrukcji względem płaszczyzny podziału. Takie rozwiązanie pozwoliło na ograniczenie wielkości modelu obliczeniowego i skrócenie czasu obliczeń bez utraty jakości.

W przypadku konstrukcji stanowiących szyny wtryskowe (wtryskiwacze zespolone) modele wzbogacono o komorę wewnątrz szyny łączącej poszczególne sekcje. Takie podejście miało na celu zwiększenie zgodności modelu z badaniami stanowiskowymi. Ponadto każdy model został rozbudowany o dodatkowe 10 mm kanału wejściowego oraz 10 mm kanału wylotowego. Celem takiego zabiegu było upodobnienie modelu do warunków badań stanowiskowych oraz wprowadzenia przestrzeni stabilizującej przepływ.

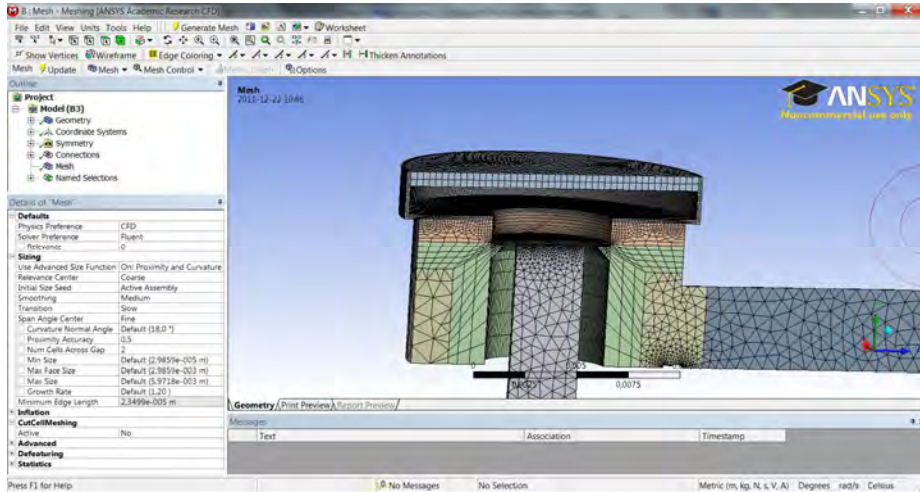
Tak opracowana geometria była importowana do programu ANSYS DesignModeler (rys. 2.27), gdzie poddawano ją obróbce mającej na celu przygotowanie do stworzenia ruchomej siatki obliczeniowej. Obróbka ta polegała na odpowiednim podziale geometrii w celu uzyskania zarówno oddzielnych przestrzeni umożliwiających właściwe generowanie siatki, jak też powierzchni stanowiących powierzchnie wymiany danych oraz wzajemnego ruchu wybranych elementów siatki.



Rys. 2.28. Modele geometryczne wtryskiwaczy do badań symulacyjnych

Tak przygotowana bryła (model geometryczny) przekazywana jest do programu ANSYS Meshing 13.0 (rys. 2.29). Jego zadaniem jest opracowanie siatki obliczeniowej. Prace w tym programie obejmują nadanie właściwych wielkości i typu komórek siatki do danych przestrzeni opracowanych w poprzednim kroku. W celu umożliwienia obliczeń z ruchomą siatką konieczne jest odpowiednie przygotowanie przestrzeni mających się odkształcać. W niniejszej pracy przyjęto warstwową metodą odkształcenia siatki

obliczeniowej. Polega ona na dodawaniu lub usuwaniu warstwy komórek poruszającej się geometrii w obszarze jej styku z przestrzenią nieruchomą. Takie rozwiązanie wymaga, aby komórki obszaru odkształcanego były prostopadłościanami.



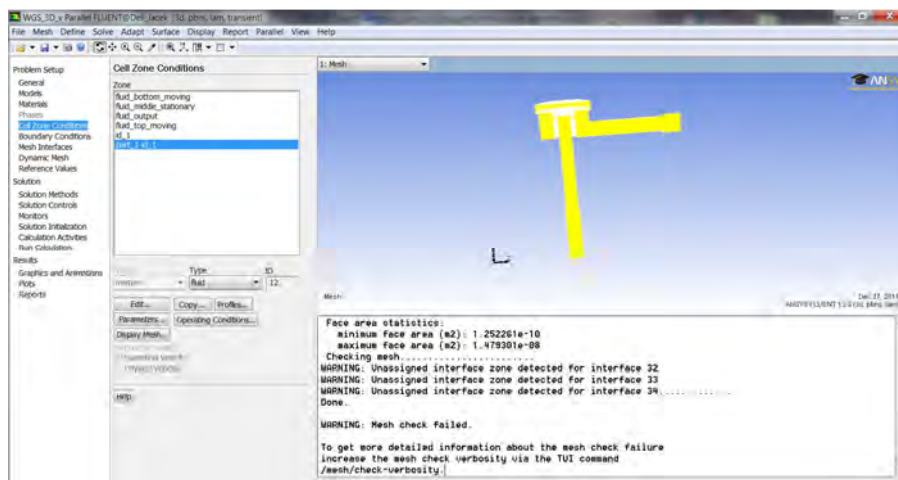
Rys. 2.29. Okno programu ANSYS Meshing

Dodatkowo istotne jest zagęszczenie siatki obliczeniowej w obszarze dużego gradientu ciśnienia i prędkości przepływu. Obszary takie występują w miejscach zmian pola przepływu, a przede wszystkim w obszarze między elementem zaworowym a gniazdem zaworu. Zagęszczenie to jest konieczne w celu uzyskania odpowiedniej dokładności obliczeń.

W programie tym następuje także nadanie nazw wybranym przestrzeniom i powierzchniom w celu umożliwienia ustawienia warunków brzegowych oraz początkowych w następnym programie.

Kolejnym programem stanowiącym element pakietu ANSYS, wykorzystanym w niniejszej pracy, jest program ANSYS Fluent 13.0.0 (rys. 2.30). Pozwala on na modelowanie wszelkich zjawisk związanych z przepływami cieczy zarówno ściśliwych, jak i nieściśliwych wraz z uwzględnieniem takich zjawisk, jak spalanie, przepływy wielofazowe, reakcje chemiczne oraz przewodzenie ciepła. Pozwala także na przeprowadzanie badań i w warunkach przepływu ustalonego, i w warunkach zmienności, w tym także tej, która wynika ze zmiany geometrii samego modelu.

Program ANSYS Fluent stanowi najważniejszy element stanowiska symulacyjnego. W nim przeprowadzone są ostateczne przygotowania modelu oraz obliczenia.



Rys. 2.30. Okno programu ANSYS Fluent

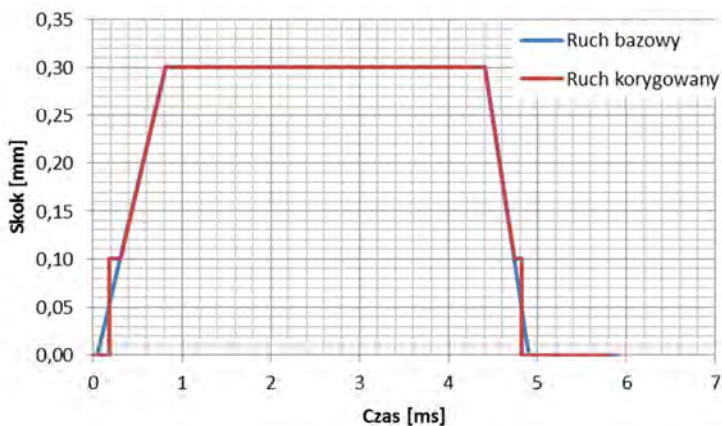
Pierwsza część prac przygotowawczych dotyczy określenia warunków brzegowych i początkowych obliczeń. W badanych modelach przyjęto jako warunki brzegowe warunki ciśnienia: na wejściu ciśnienie równe ciśnieniu zasilania wtryskiwacza, na wyjściu ciśnienie atmosferyczne. Warunki początkowe obejmowały nadanie każdemu węzłowi wartości początkowych. Przyjęto w symulacjach, że stanem początkowym pracy wtryskiwacza jest sytuacja wtryskiwacza zamkniętego, bez ruchu gazu wewnątrz. Dlatego też ustawiono warunki początkowe dla komór wypełnionych gazem pod ciśnieniem jako ciśnienie równe ciśnieniu zasilania, natomiast komorom poniżej elementu zaworowego – ciśnieniu atmosferycznemu. Jednocześnie przyjęto stałą wartość temperatury gazu wynoszącą 300 K i prędkości ruchu we wszystkich kierunkach 0 m/s. Dodatkowo ustawiono powietrze jako czynnik roboczy, przyjmując, że jego gęstość zależy jedynie od ciśnienia.

Druga część prac przygotowawczych polega na wyborze metod i ustawieniu parametrów obliczeń. Przyjęto najczęściej stosowany w podobnych obliczeniach model przepływu turbulentnego k-epsilon. Ze względu na uproszczenie badań założono brak wymiany ciepła między gazem a ściankami konstrukcji wtryskiwacza. Ustawiono także krok czasowy obliczeń (przyjęto 0,005 ms) oraz liczbę iteracji w danym kroku czasowym (przyjęto 80 iteracji). Taki wybór ustawień czasowych było podyktowany kompromisem między dokładnością obliczeń a czasem ich przeprowadzenia. Wybrana liczba iteracji była wystarczająca do stabilizacji wyników obliczeń w danym kroku czasowym, zaś długość kroku czasowego była adekwatna do kroku czasowego pomiarów na stanowisku pozasilnikowym.

Trzecia część prac przygotowawczych koncentrowała się na ustawieniach związanych z ruchem siatki obliczeniowej. Obejmują one nadanie trajektorii

odpowiednim powierzchniom i przestrzeniom oraz ustawienie metody i parametrów odkształcania się siatki objętościowej. W badanych modelach przyjęto metodę warstw („layering”) z wartością przyrostu wynoszącą 0,05 mm. Metoda ta polega na odkształcaniu jedynie ostatniej warstwy poruszającej się siatki do chwili, aż wysokość tej warstwy nie przekroczy odkształcenia opisanego powyższym parametrem. W takim przypadku następuje usunięcie tej warstwy (w przypadku zmniejszania wysokości) lub podział ostatniej warstwy na dwie części (w przypadku zwiększania jej wysokości).

Jako trajektorię przyjęto trapez (rys. 2.31). Założono, że ruch elementu zaworowego (i odpowiednich powierzchni oraz objętości siatki obliczeniowej) rozpoczyna się po 0,1 ms od chwili rozpoczęcia obliczeń. Kolejny etap to liniowy ruch z położenia zerowego do położenia maksymalnego otwarcia w czasie równym czasowi otwierania t_2 (zgodnie z definicją czasów przedstawioną na rysunku 2.1). Następnie otwarcie jest utrzymywane przez okres równy czasowi pełnego otwarcia t_3 , po którym następuje liniowe zamykanie przez okres równy czasowi zamykania t_4 . Wartość wzniosu oraz poszczególne czasy przyjęto na podstawie badań na stanowisku pozasilnikowym.



Rys. 2.31. Trajektoria elementów ruchomej siatki wtryskiwacza Hana

Przyjęta metoda deformacji siatki obliczeniowej, polegająca na dodawaniu lub usuwaniu warstw siatki, uniemożliwia uzyskanie zerowej wysokości siatki odpowiadającej za szczelinę między elementem zaworowym oraz gniazdem zaworu. Konieczne jest pozostawienie minimum jednej warstwy o grubości wynikającej z stopnia zagęszczenia siatki obliczeniowej w tym rejonie. Dlatego też zastosowano metodę polegającą na pozostawieniu pojedynczej warstwy, a jedynie zamianie przepuszczalności powierzchni oddzielającej tę warstwę od

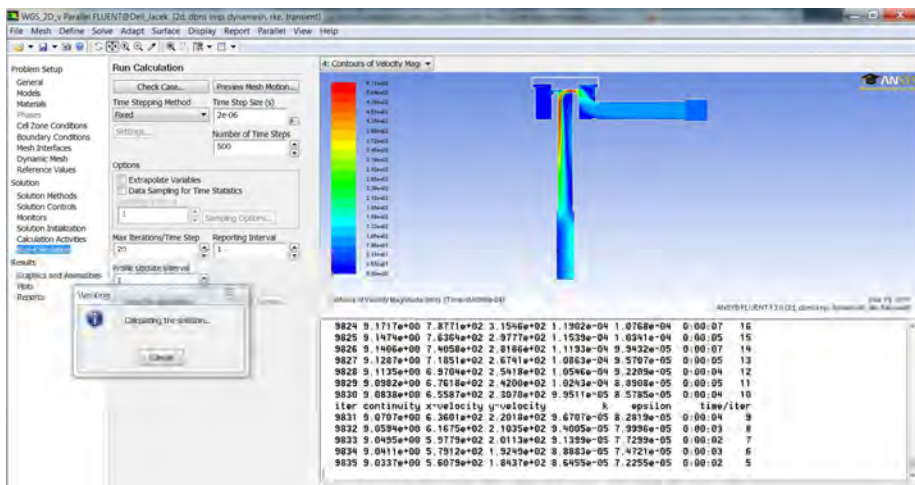
kanalu wylotowego wtryskiwacza – z pełni przepuszczalnej na całkowicie nieprzepuszczalną. Pozwala to na blokowanie i odblokowanie przepływu gazu.

We wszystkich modelach przyjęto, że minimalna grubość warstwy wynosić będzie 0,1 mm. Wymagało to skorygowania trajektorii tak, aby skok uwzględniał odsunięcie początkowe, zaś czasy ruchu i zdarzeń związanych z zamianą przepuszczalności powierzchni otwarcia pozwalały na uzyskanie identycznej powierzchni pod wykresem dla trajektorii bazowej (rys. 2.31, linia niebieska) i trajektorii korygowanej (rys. 2.31, linia bordowa).

Ostatnią częścią prac przygotowawczych było ustawienie monitorów pozwalających na obserwację wyników obliczeń w czasie ich wykonywania oraz ich analizę po zakończeniu obliczeń. We wszystkich modelach przyjęto pięć monitorów:

- średni strumień masy przepływający przez powierzchnię wejściową do modelu,
- średni strumień masy przepływający przez powierzchnię gniazda zaworowego,
- średni strumień masy przepływający przez powierzchnię wyjściową z modelu,
- rozkład ciśnienia w płaszczyźnie równoległej do głównego przepływu przechodzącej przez średnicę gniazda zaworowego,
- rozkład prędkości przepływu gazu w płaszczyźnie równoległej do głównego przepływu przechodzącej przez średnicę gniazda zaworowego.

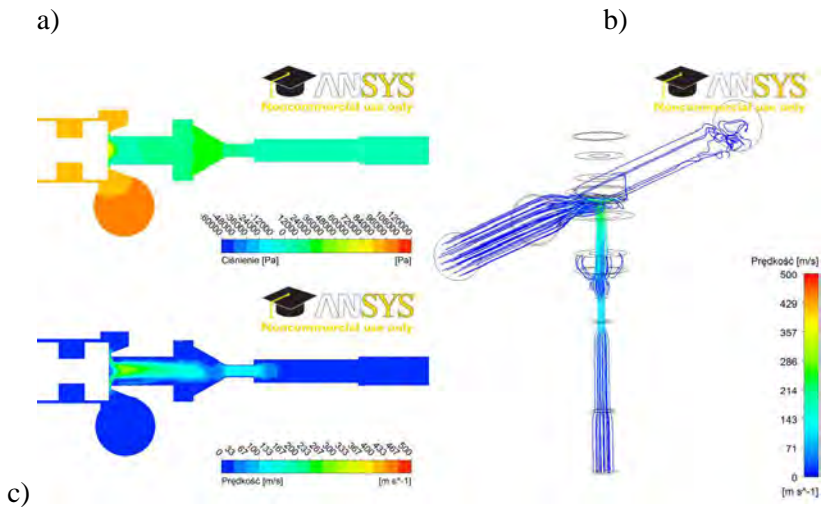
Wszystkie monitory były wyświetlane i zapisywane dla każdego obliczeniowego kroku czasowego. Przykład monitora przedstawiono na rysunku 2.32



Rys. 2.32. Okno programu ANSYS Fluent z aktywnym monitorem prędkości przepływu

Dodatkowo ustawiana jest częstość zapisu pełnego stanu modelu obejmująca zapis zarówno odkształconej siatki obliczeniowej, jak i wyników obliczeń w każdym węźle siatki. Przyjęto zapis co 10 kroków czasowych, czyli co 0,05 ms.

Ostatnim programem używanym w czasie badań symulacyjnych jest ANSYS CFD-Post v13.0 (rys. 2.33). Program ten umożliwia zarówno wizualizację wyników badań, jak i ich analizę w zapisanych wcześniej krokach czasowych. Możliwe jest przeprowadzanie zarówno analiz w wybranych węzłach, jak i powierzchniach oraz przestrzeniach.



Rys. 2.33. Przykład wyników analiz wtryskiwacza Valtek w programie ANSYS CFD-Post

Przykład wyniku analiz przedstawiono na rysunku 2.33. Dla każdego kroku obliczeniowego analiza obejmowała rozkład ciśnienia (rys. 2.33 a) i prędkości przepływu w wybranej płaszczyźnie wtryskiwacza (rys. 2.33 c) oraz przebieg strumienia przepływu (rys. 2.33 b). Kolor linii strumienia przepływu odpowiada prędkości.

3. Badania impulsowego wtryskiwacza gazu

Celem badań było określenie ilościowe i jakościowe charakterystyk poszczególnych konstrukcji impulsowego wtryskiwacza gazu. Badania przeprowadzono w trzech etapach obejmujących: badania na stanowisku pojazdowym, badania na stanowisku pozasilnikowym oraz badania na stanowisku symulacyjnym. Poniżej przedstawiono zakresy poszczególnych etapów oraz najważniejsze wyniki.

3.1. Badania pojazdowe

Celem badań pojazdowych było określenie warunków granicznych pracy impulsowych wtryskiwaczy gazu podczas eksploatacji w pojazdach. Warunki te rozumiane były jako zakres czasów impulsu sterującego oraz ciśnienia zasilania wtryskiwaczy:

- a) w czasie normalnej eksploatacji pojazdu,
- b) w zakresie działania algorytmów autodiagnostyki OBD, rozumiany jako zakres pracy silnika od biegu jałowego do początku pełnego obciążenia.

Aby osiągnąć ten cel, przeprowadzono badania na 10 pojazdach wyposażonych w układ sekwencyjnego wtrysku gazu opisany w rozdziale 2.2.2. Pojazdy badane były w następujących warunkach:

- a) podczas normalnej eksploatacji pojazdu rozumianej jako jazda zarówno w terenie miejskim, jak i poza nim, przez okres minimum 100 minut, przy założeniu uzyskania możliwie najszerszego zakresu obciążenia i prędkości obrotowej; ten zakres badań był realizowany w normalnym ruchu ulicznym, stąd brak powtarzalności warunków pracy silnika w czasie pomiarów w różnych pojazdach,
- b) w czasie testu ECE – 100 minut badań na rolkowej hamowni podwoziowej; badania przeprowadzono w Instytucie Transportu Samochodowego w ramach testów homologacyjnych układu zasilania wtryskiem gazu; ten zakres badań cechuje się bardzo dużą powtarzalnością warunków pracy silnika narzuconą przez wymagania regulaminu [121].

Badania przeprowadzono na następujących samochodach:

- a) w warunkach normalnej eksploatacji:
 1. Kia Opirus z silnikiem 3,5 dm³ o mocy 149 kW.
 2. Kia Picanto z silnikiem 1,1 dm³ o mocy 48 kW.
 3. Mercedes Sprinter z silnikiem 2,5 dm³ o mocy 100 kW.
 4. Toyota Rav4 z silnikiem 2,4 dm³ o mocy 92 kW.

5. Kia Sportage z silnikiem 2,0 dm³ o mocy 104 kW.
6. Martin Motors CEO z silnikiem 2,4 dm³ o mocy 104 kW.
7. Renault Twingo z silnikiem 1,2 dm³ o mocy 55 kW.
8. Skoda Octavia z silnikiem 1,6 dm³ o mocy 75 kW.
9. Cadillac Escalade z silnikiem 6,0 dm³ o mocy 257 kW.
10. Toyota Avensis z silnikiem 1,8 dm³ o mocy 108 kW.

b) badania w czasie testu ECE:

1. Fiat Stilo z silnikiem 2,4 dm³ o mocy 125 kW.
2. Audi TT z silnikiem 1,8 dm³ Turbo o mocy 132 kW.
3. Citroen C2 z silnikiem 1,1 dm³ o mocy 44 kW.
4. Ford Fiesta z silnikiem 1,3 dm³ o mocy 51 kW.
5. Ford Fiesta z silnikiem 1,25 dm³ o mocy 55 kW.
6. Opel Astra G z silnikiem 1,2 dm³ o mocy 55 kW.
7. Opel Signum z silnikiem 3,2 dm³ V6 o mocy 155 kW.
8. Peugeot 607 z silnikiem 3,0 dm³ V6 o mocy 155 kW.
9. Renault Modus z silnikiem 1,2 dm³ o mocy 55 kW.
10. Seat Ibiza z silnikiem 1,4 dm³ o mocy 55 kW.

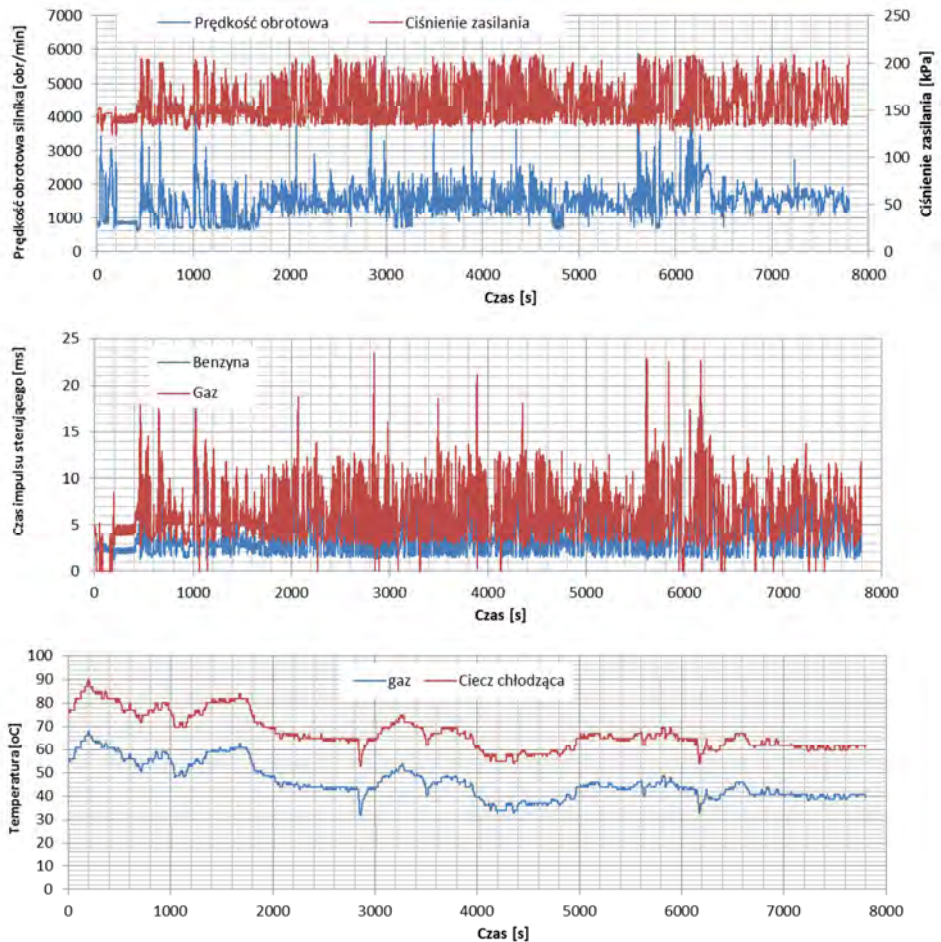
Na rysunku 3.1 przedstawiono przykładowe wyniki badań przeprowadzonych na samochodzie Kia Opirus z silnikiem 3,5 dm³ o mocy 149 kW, rocznik 2008 w warunkach normalnej eksploatacji. Rysunek przedstawia przebiegi czasowe wybranych parametrów pracy silnika, zmierzonych w czasie 100 minut jazdy samochodu. Przez cały zapis aktywny był układ wtrysku gazu. Jak można zauważyć, czas impulsu sterującego gazem jest większy niż benzyny. Oba sygnały cechuje duża zmienność.

Na rysunku 3.2 przedstawiono przykładowe wyniki badań przeprowadzonych w warunkach testu homologacyjnego dla samochodu Audi TT z silnikiem 1,8 dm³ Turbo, o mocy 132 kW. Badania przeprowadzono zgodnie z testem ECE [121]. Jak można zauważyć, test został rozpoczęty przy zasilaniu silnika benzyną, a następnie po około 1/4 testu nastąpiło przełączenie na zasilanie gazem. Jest to związane z procedurą przeprowadzenia testu i zasadą działania algorytmu przełączającego. Test rozpoczyna się przy zimnym silniku (co widoczne jest na temperaturze reduktora wynoszącej 21°C), a następnie silnik nagrzewa się w czasie pracy. Algorytm przełączeniowy układu wtrysku gazu oczekuje na uzyskanie temperatury reduktora (czyli cieczy chłodzącej silnik) na poziomie około 50°C – dopiero po jej przekroczeniu następuje aktywacja układu wtrysku gazu. Dalsza część testu odbywa się przy zasilaniu silnika paliwem gazowym.

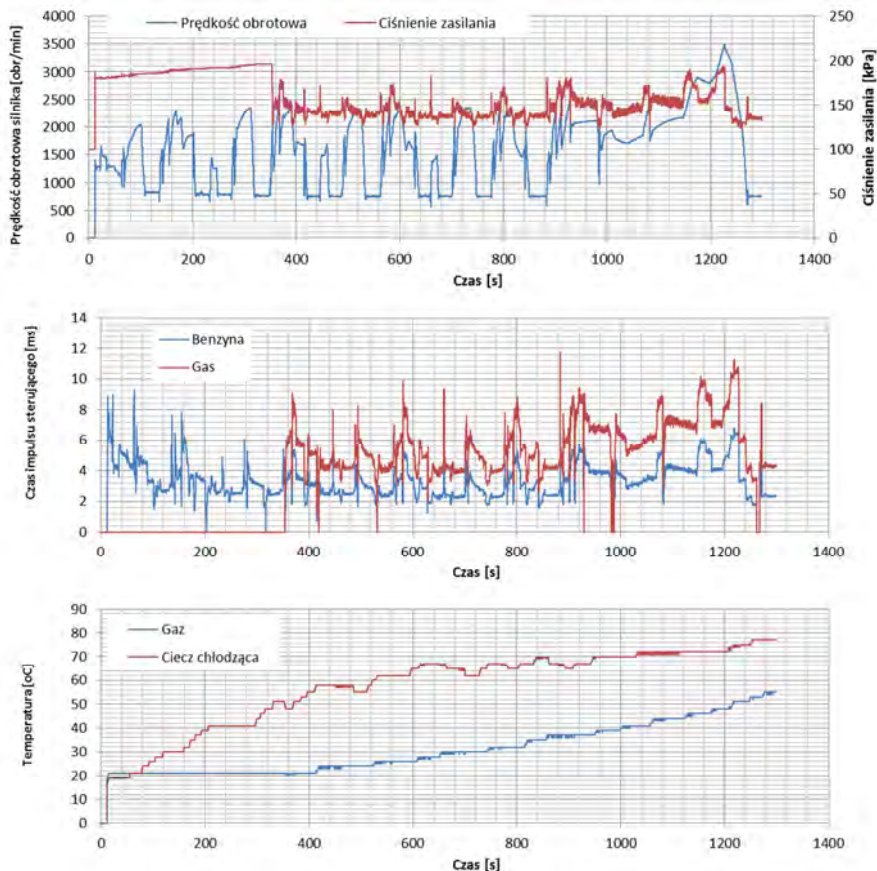
Należy tu podkreślić znacznie mniejszy zakres zmienności impulsu sterującego w stosunku do badania w normalnych warunkach eksploatacji.

Analizę wyników ukierunkowano na określenie zakresu zmienności dwóch parametrów pracy wtryskiwacza. Są to:

- a) czas impulsu sterującego;
- b) ciśnienie zasilania wtryskiwacza.



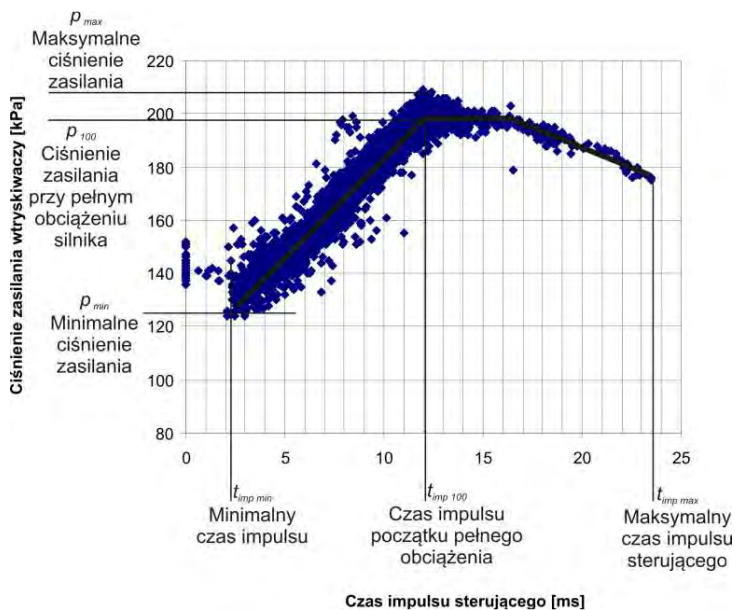
Rys. 3.1. Wyniki badań samochodu Kia Opirus z silnikiem 3,5 dm³ o mocy 149 kW, rocznik 2008



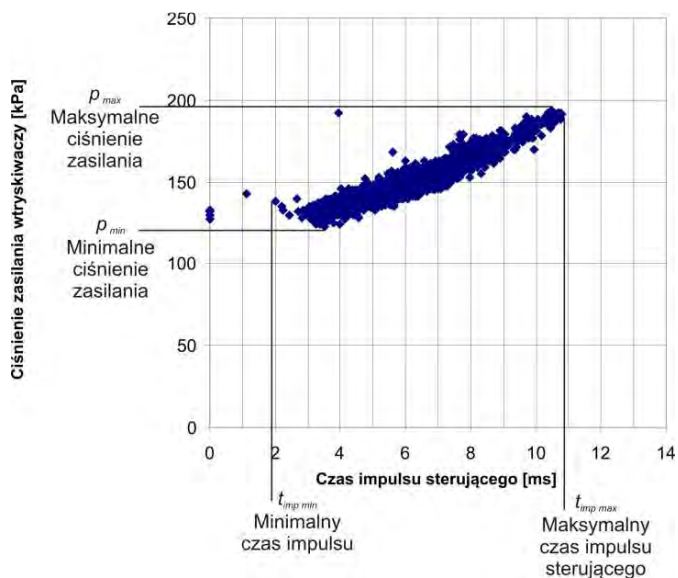
Rys. 3.2. Wyniki badań w warunkach testu homologacyjnego samochodu Audi TT z silnikiem 1,8 dm³ Turbo o mocy 132 kW

Na rysunku 3.3 przedstawiono zależność ciśnienia zasilania od czasu impulsu sterującego dla przykładowego samochodu w czasie badań eksploatacyjnych. Na rysunek naniesiono analizowane dalej parametry definiowane jako:

- minimalne ciśnienie zasilania wtryskiwaczy p_{min} [kPa] – najmniejsze ciśnienie zasilania wtryskiwacza, zarejestrowane w czasie badań,
- maksymalne ciśnienie zasilania wtryskiwaczy p_{max} [kPa] – największe ciśnienie zasilania wtryskiwacza występujące w czasie jego pracy, zarejestrowane podczas badań,
- ciśnienie zasilania wtryskiwaczy przy pełnym obciążeniu silnika p_{100} [kPa] – ciśnienie zasilania wtryskiwacza wyznaczone jako wartość ciśnienia odczytana z aproksymacji liniowej zależności ciśnienia zasilania wtryskiwaczy od ciśnienia w kolektorze dolotowym przy ciśnieniu w kolektorze dolotowym równym 100 kPa,



Rys. 3.3. Zależność ciśnienia zasilania wtryskiwacza od czasu impulsu sterującego w czasie badań eksploatacyjnych samochodu Kia Opirus z silnikiem 3,5 dm³ o mocy 149 kW, rocznik 2008



Rys. 3.4. Zależność ciśnienia zasilania wtryskiwacza od czasu impulsu sterującego w warunkach testu homologacyjnego samochodu Audi TT z silnikiem 1,8 Turbo o mocy 132 kW

- d) minimalny czas impulsu sterującego $t_{imp\ min}$ [ms] – określany jako najmniejszy czas impulsu przy stabilnej pracy silnika z pominięciem hamowania silnika,
- e) maksymalny czas impulsu sterującego $t_{imp\ max}$ [ms] – określany jako największy czas impulsu przy stabilnej pracy silnika,
- f) czas impulsu sterującego początku pełnego obciążenia silnika t_{imp100} [ms] – określany jako najkrótszy czas impulsu, przy którym występuje ciśnienia zasilania wtryskiwacza odpowiadające maksymalnemu obciążeniu silnika. Czas ten jest odczytany z przebiegu uśrednionego zależności ciśnienia zasilania wtryskiwaczy od czasów wtrysku gazu.

Rysunek 3.4 przedstawia przykład tej samej zależności, ale z badań w warunkach testu homologacyjnego ECE (inny pojazd). Widoczny jest mniejszy zakres zmienności analizowanych parametrów. Przyczyną ograniczenia był fakt, że w tych warunkach silnik nie uzyskiwał pełnego obciążenia.

Poniżej przedstawiono wyniki badań analizowanych wskaźników.

3.1.1. Minimalne ciśnienie zasilania

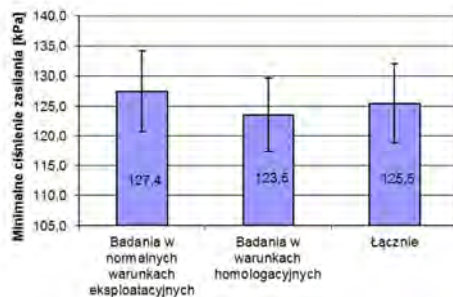
W tabeli 3.1 oraz na rysunku 3.5 zostały przedstawione wyniki analiz statystycznych minimalnego ciśnienia zasilania wtryskiwaczy. Analiza obejmuje wartości średnie i odchylenia standardowe obserwacji we wszystkich badanych pojazdach, osobno w teście w warunkach normalnej eksploatacji i w teście homologacyjnym. Widoczne jest, że wartości uzyskane w różnych warunkach badań nie różnią się znacząco od siebie. Wartość średnia wynosi 125,5 kPa. Jednocześnie odchylenie standardowe wynosi zaledwie 6,58 kPa, co świadczy o dużej powtarzalności występowania takiego ciśnienia jako minimalnego.

Tab. 3.1. Analiza statystyczna minimalnego ciśnienia zasilania wtryskiwaczy

Minimalne ciśnienie zasilania p_{min}	Wartość średnia [kPa]	Odchylenie standardowe [kPa]
Badania w warunkach normalnej eksploatacji	127,4	6,70
Badania w warunkach testu homologacyjnego	123,5	6,17
Łącznie	125,5	6,58

Wynika to z konfiguracji układów zasilania silników paliwem gazowym. W tej kwestii większość producentów zaleca utrzymywanie stałej różnicy ciśnień między wtryskiwanym paliwem gazowym a kolektorem dolotowym na poziomie 100 kPa, co w połączeniu z najniższym ciśnieniem występującym

w kolektorze dolotowym na poziomie 25 kPa oznacza minimalną wartość ciśnienia zasilania wynoszącą 125 kPa.



Rys. 3.5. Minimalne ciśnienie zasilania

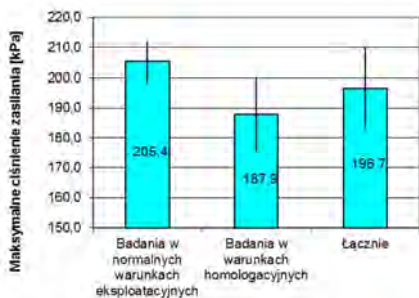
3.1.2. Maksymalne ciśnienie zasilania

Na rysunku 3.6 oraz w tabeli 3.2 przedstawiono wyniki analizy statystycznej maksymalnego ciśnienia zasilania wtryskiwaczy. Widoczne jest, że maksymalne ciśnienie z badań w warunkach testu homologacyjnego jest mniejsze od maksymalnego ciśnienia z badań w warunkach normalnej eksploatacji. Wynika to z mniejszego obciążenia silnika występującego w czasie testu homologacyjnego, co oznacza niższe maksymalne ciśnienia w kolektorze dolotowym i przez to niższe ciśnienia regulowane przez regulator. Różnica ta nie jest jednak istotna statystycznie i wynosi około 18 kPa.

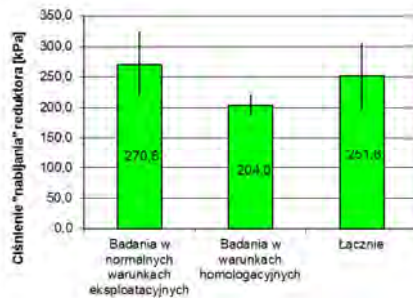
Odchylenie standardowe ciśnienia maksymalnego uzyskanego w czasie badań w warunkach normalnej eksploatacji jest porównywalne z odchyleniem standardowym ciśnienia minimalnego i wynosi 6,82 kPa. Wyraźnie większe jest natomiast odchylenie standardowe maksymalnego ciśnienia w badaniach w warunkach testu ECE. Jest to związane z różnicami w obciążeniu maksymalnym, które było niezbędne w danym samochodzie do realizacji testu ECE.

Tab. 3.2. Analiza statystyczna maksymalnego ciśnienia zasilania wtryskiwaczy

Maksymalne ciśnienie zasilania p_{max}	Wartość średnia [kPa]	Odchylenie standardowe [kPa]
Badania w warunkach normalnej eksploatacji	205,4	6,82
Badania w warunkach testu homologacyjnego	187,9	12,59
Łącznie	196,7	13,33



Rys. 3.6. Maksymalne ciśnienie zasilania



Rys. 3.7. Maksymalne ciśnienie „nabijania” reduktora

Podczas analizy ciśnień maksymalnych zauważono dodatkowe zjawisko występowania wysokiego ciśnienia przy minimalnym lub nawet zerowym czasie impulsu sterującego. Zjawisko to, zwane potocznie „nabijaniem” reduktora, zależy od konstrukcji parownika-reduktora, jego doboru do samochodu oraz sposobu użytkowania pojazdu i nie jest zjawiskiem powtarzalnym. Świadczy o tym bardzo wysokie odchylenie standardowe tego ciśnienia wynoszące aż 53,15 kPa w przypadku badań w warunkach normalnej eksploatacji.

Należy zauważyć, że wartość średnia jest wyższa niż w przypadku maksymalnego ciśnienia zasilania wtryskiwaczy (tab. 3.3). Różnica między tymi ciśnieniami wynosi od około 15 kPa w przypadku badań w warunkach testu homologacyjnego do 65 kPa w przypadku badań w warunkach normalnej eksploatacji (rys. 3.7).

Tab. 3.3. Analiza statystyczna ciśnienia „nabijania” reduktora

Ciśnienie „nabijania” regulatora p_{max}	Wartość średnia [kPa]	Odchylenie standardowe [kPa]
Badania w warunkach normalnej eksploatacji	270,6	53,15
Badania w warunkach testu homologacyjnego	204,0	16,97
Łącznie	251,6	54,66

Należy podkreślić duże znaczenie eksploatacyjne zjawiska „nabijania” reduktora. Występuje ono w momencie gwałtownego zmniejszenia poboru gazu z reduktora po okresie dużego jego obciążenia. Występuje ono w momencie hamowania silnikiem po czasie jazdy z dużym obciążeniem silnika. W przypadku niektórych konstrukcji reduktora w takich warunkach do sekcji redukcji ciśnienia dostaje się niewielka ilość paliwa w postaci ciekłej. Po zaniku poboru ze strony silnika paliwo to odparowuje powodując duży wzrost ciśnienia.

Problem polega jednak na tym, że po okresie hamowania silnikiem, kiedy paliwo nie jest podawane do silnika, układ musi podjąć pracę przy znacząco podniesionym ciśnieniu zasilania. Zatem to ciśnienie determinuje jakość działania wtryskiwacza.

3.1.3. Ciśnienie zasilania przy pełnym obciążeniu silnika

Tabela 3.4 przedstawia wyniki analiz statystycznych ciśnienia zasilania przy pełnym obciążeniu silnika. Analizy przeprowadzono jedynie dla przypadków, w których wystąpiło obciążenie maksymalne, czyli gdy ciśnienie w kolektorze dolotowym uzyskało wartość 100 kPa. Wartość średnia wynosi 195 kPa, co odpowiada w przybliżeniu wartości 100 kPa nadciśnienia reduktora nad ciśnieniem w kolektorze dolotowym. Jest to zgodne z wynikami uzyskanymi w analizie minimalnego ciśnienia zasilania.

Należy zwrócić uwagę na duży rozrzut statystyczny (odchylenie standardowe) uzyskanych wyników. Jest on prawie dwukrotnie większy niż w przypadku analizy ciśnienia minimalnego.

Tab. 3.4. Analiza statystyczna ciśnienia zasilania przy pełnym obciążeniu silnika

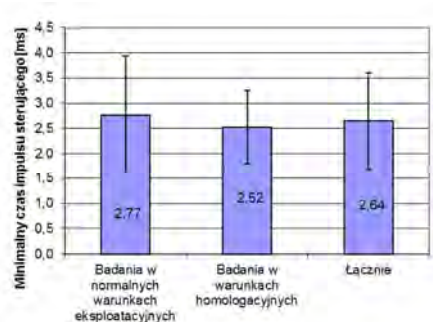
Ciśnienie zasilania przy pełnym obciążeniu silnika p_{100}	Wartość średnia [kPa]	Odchylenie standardowe [kPa]
Badania w warunkach eksploatacyjnych	195,25	10,21

3.1.4. Minimalny czas impulsu wtryskowego

Na rysunku 3.8 oraz w tabeli 3.5 przedstawiono wyniki analizy statystycznej minimalnego czasu wtrysku. Jak można zauważyć, czas ten wynosi średnio 2,6 ms, przy czym niższą wartość średnią zaobserwowano w badaniach w warunkach testu homologacyjnego (2,52 ms).

Tab. 3.5. Analiza statystyczna minimalnego czasu wtrysku

Minimalny czas wtrysku t_{min}	Wartość średnia [ms]	Odchylenie standardowe [ms]
Badania w warunkach normalnej eksploatacji	2,77	1,18
Badania w warunkach testu homologacyjnego	2,52	0,72
Łącznie	2,62	0,95



Rys. 3.8. Minimalny czas impulsu sterującego

Niższe jest także odchylenie standardowe w badaniach w warunkach testu homologacyjnego i wynosi 0,72 ms przy 1,18 ms w badaniach w warunkach normalnej eksploatacji. Jest to efektem dokładniejszego dopasowania wtryskiwaczy do wymagań silnika (wyboru ich parametrów konstrukcyjnych), co wynikało z konieczności spełnienia wymogów dokładności pracy.

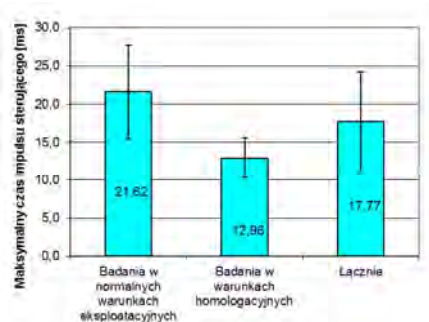
3.1.5. Maksymalny czas impulsu sterującego

Wyniki analiz statystycznych maksymalnego czasu wtrysku są przedstawione w tabeli 3.6 oraz na rysunku 3.9. Analizowana tu wartość silnie zależy od rodzaju badania ze względu na poziom maksymalnego obciążenia silnika. Ponieważ jedynie badania przeprowadzone w warunkach testu homologacyjnego mają zbliżony poziom obciążenia maksymalnego, stąd i znacznie mniejszy rozrzut statystyczny wyników w tych pomiarach (jedynie 2,61 ms przy 6,13 ms dla badań w warunkach normalnej eksploatacji).

Widoczna jest też znaczna różnica w wartościach średnich. W badaniach prowadzonych w warunkach normalnej eksploatacji wartość średnia wynosi 21,62 ms, a w badaniach w warunkach testu homologacyjnego – zaledwie 12,96 ms. Świadczy to o znacząco mniejszych obciążeniach w przypadku tych drugich badań.

Tab. 3.6. Analiza statystyczna maksymalnego czasu wtrysku

Minimalny czas wtrysku t_{max}	Wartość średnia [ms]	Odchylenie standardowe [ms]
Badania w warunkach normalnej eksploatacji	21,62	6,13
Badania w warunkach testu homologacyjnego	12,96	2,61
Łącznie	17,77	6,50



Rys. 3.9. Maksymalny czas impulsu sterującego

3.1.6. Czas impulsu sterującego początku pełnego obciążenia

Tabela 3.7 przedstawia wyniki analiz statystycznych czasu wtrysku początku pełnego obciążenia. Podobnie jak w poprzednim eksperymencie analizie poddano jedynie te przypadki, w których wystąpiło obciążenie maksymalne. Średnia wartość czasu wtrysku wyniosła 14,14 ms przy odchyleniu standardowym zaledwie 2,35 ms. Wartość ta jest niewiele większa do wartości maksymalnych czasów wtrysku uzyskanych w czasie badań w warunkach homologacyjnych. Porównywalne jest także odchylenie standardowe obu wyników.

Tab. 3.7. Analiza statystyczna czasu wtrysku początku pełnego obciążenia

Czas wtrysku początku pełnego obciążenia $t_{wtr\ 100}$	Wartość średnia [ms]	Odchylenie standardowe [ms]
Badania w warunkach eksploatacyjnych	14,14	2,35

Podsumowując wyniki badań stanowiskowych można zauważyć, że rozpiętość czasów wtrysku w badanych samochodach była bardzo duża i wynosiła od 1,35 ms do 29,56 ms. Należy jednak zwrócić uwagę na to, że przy czasie wtrysku powyżej 14,5 ms w większości przypadków silnik pracował pod pełnym obciążeniem, a zatem w takich warunkach, w których nie działają już algorytmy autodiagnostyki i autokalibracji. Oznacza to, że zachowanie wtryskiwaczy przy czasach wtrysku powyżej tej granicy nie wpływa znacząco na osiągi (szczególnie ekologiczne) silnika. Można zatem ograniczyć zakres badań do maksymalnie 15 ms.

Jednocześnie w odniesieniu do krótkich czasów wtrysku nie można postawić takiej granicy. Minimalne czasy wtrysku wahają się w zależności od konfiguracji systemu od 1,35 do 4,05 ms przy wartości średniej 2,62 ms. Jak wynika z badań przedstawionych w pracach [8, 123] zakres krótkich czasów wtrysku jest silnie nieliniowy i mocno wpływa na kalibrację całego systemu wtrysku gazu. Konieczne jest zatem dokładne zbadanie tego obszaru czasów

wtrysku, stąd zakres badań powinien rozpoczynać się od najkrótszego z możliwych do realizacji czasów wtrysku dla danego wtryskiwacza.

W związku z tym, na podstawie przeprowadzonych badań, ustalono następujący zakres prac badawczych czasów wtrysku w badaniach stanowiskowych: od najkrótszego możliwego do realizacji do 15 ms.

Natomiast analizując ciśnienie zasilania, można stwierdzić, że najniższe ciśnienie zasilania wtryskiwaczy wynosi około 125 kPa i odpowiada pracy silnika na biegu jałowym. Ze względu na mały rozrzut tej wartości (odchylenie standardowe zaledwie 6,58 kPa) można przyjąć tę wartość jako dolną granicę dalszych badań.

Ciśnienie maksymalne zmienia się jednak w znacznie większym zakresie i mocno zależy od dwóch czynników: od poziomu obciążenia uzyskanego w czasie badań oraz od zjawiska „nabijania” reduktora. W pierwszym przypadku graniczne jest ciśnienie uzyskiwane przy pełnym obciążeniu silnika wynoszące od 195 kPa (dla punktu początku pełnego obciążenia odpowiadającemu czasowi wtrysku średnio 14,5 ms) do 205 kPa (maksymalne ciśnienie zasilania). W drugim przypadku ta rozpiętość jest znacznie większa i waha się od 192 kPa do 355 kPa, uzyskując wartość średnią na poziomie 270 kPa. Ponieważ po uzyskaniu tego ciśnienia wtryskiwacz musi podjąć pracę najczęściej w zakresie krótkich czasów wtrysku, ciśnienie to jest istotne ze względu na stabilność pracy silnika oraz toksyczność spalin. Konieczne jest zatem przeprowadzenie badań także przy tych ciśnieniach.

Dlatego też na podstawie przeprowadzonych badań ustalono następujący zakres prac badawczych ciśnień zasilania w badaniach stanowiskowych: od 125 do 270 kPa.

3.2. Badania pozasilnikowe

Celem dalszej części badań było uzyskanie wiedzy o wpływie parametrów pracy na działanie wtryskiwacza. Szczególny nacisk położono na analizy opóźnień występujących między impulsem sterującym a ruchem elementu zaworowego.

3.2.1. Metoda i zakres badań

Badania na stanowisku pojazdowym nie spełniają warunków do prowadzenia analiz działania wtryskiwaczy przy zmiennych parametrach ze względu na brak możliwości utrzymania powtarzalnych warunków pracy. Wiąże się to niemożnością uzyskiwania identycznych warunków pracy silnika w warunkach ruchu drogowego oraz z wysokim kosztem prac na hamowni podwoziowej. Dodatkowo niektóre warunki są trudne do wprowadzenia.

Konieczne jest zatem przeprowadzenie badań w warunkach powtarzalnych, gdzie można zadawać warunków pracy z całego zakładanego zakresu. Możliwe jest to na stanowisku pozasilnikowym opisanym w rozdziale 2.2.3.

Jeśli chodzi o działanie wtryskiwacza, mogą je warunkować następujące czynniki:

1. Konstrukcyjne – związane z budową wtryskiwacza, takie jak:
 - a) rodzaj elementu zaworowego,
 - b) układ elektromagnetyczny obejmujący cewkę, magnetowód oraz zworę lub trzpień,
 - c) skok elementu zaworowego,
 - d) najmniejsze pole powierzchni przepływu – kalibracji systemu.
2. Eksploatacyjne – związane z użytkowaniem wtryskiwacza, takie jak:
 - a) ciśnienie zasilania oraz ciśnienie w zbiorniku do którego wtryskiwany jest gaz,
 - b) temperatura czynnika,
 - c) sygnał sterujący:
 - czas impulsu sterującego,
 - napięcie sygnału sterującego,
 - czas impulsu ciągłego,
 - częstotliwość sygnału modulowanego,
 - wypełnienie sygnału modulowanego.

W przypadku czynników konstrukcyjnych postanowiono przeprowadzić badania na 6 różnych konstrukcjach wtryskiwaczy opisanych w rozdziale 2.2.1. Pominięto zmianę najmniejszego pola powierzchni przepływu ze względu na brak możliwości ingerencji w tę wielkość w konstrukcjach kalibrowanych skokiem elementu zaworowego. Dlatego też w przypadku konstrukcji kalibrowanych średnicą otworu dyszy zdecydowano się na taki dobór średnic, aby średni wydatek masowy był zbliżony dla wszystkich konstrukcji.

Budowa stanowiska uniemożliwia także zmiany ciśnienia w zbiorniku do którego wtryskiwany jest gaz. Ciśnienie odbioru wynosi 102 ± 3 kPa. Wynika ono z ciśnienia atmosferycznego powiększonego przez opory przepływu przez sekcję stabilizacji przepływu i pomiaru jego wielkości. Możliwe było zatem tylko zmienianie ciśnienia zasilania w zakresie ustalonym w wyniku badań na stanowisku pojazdowym: od 125 kPa do 270 kPa.

Stanowisko nie pozwalało również na przeprowadzenie zmian temperatury czynnika roboczego. Umieszczenie stanowiska w pomieszczeniu laboratoryjnym umożliwiło ustabilizowanie temperatury czynnika roboczego na poziomie 20 ± 10 °C.

W niniejszej pracy badania skoncentrowano na analizie wpływu na działanie wtryskiwacza następujących czynników:

- a) ciśnienia zasilania,
- b) czasu impulsu sterującego,

- c) napięcia sygnału sterującego,
- d) czasu impulsu ciągłego,
- e) częstotliwości sygnału modulowanego,
- f) wypełnienia sygnału modulowanego.

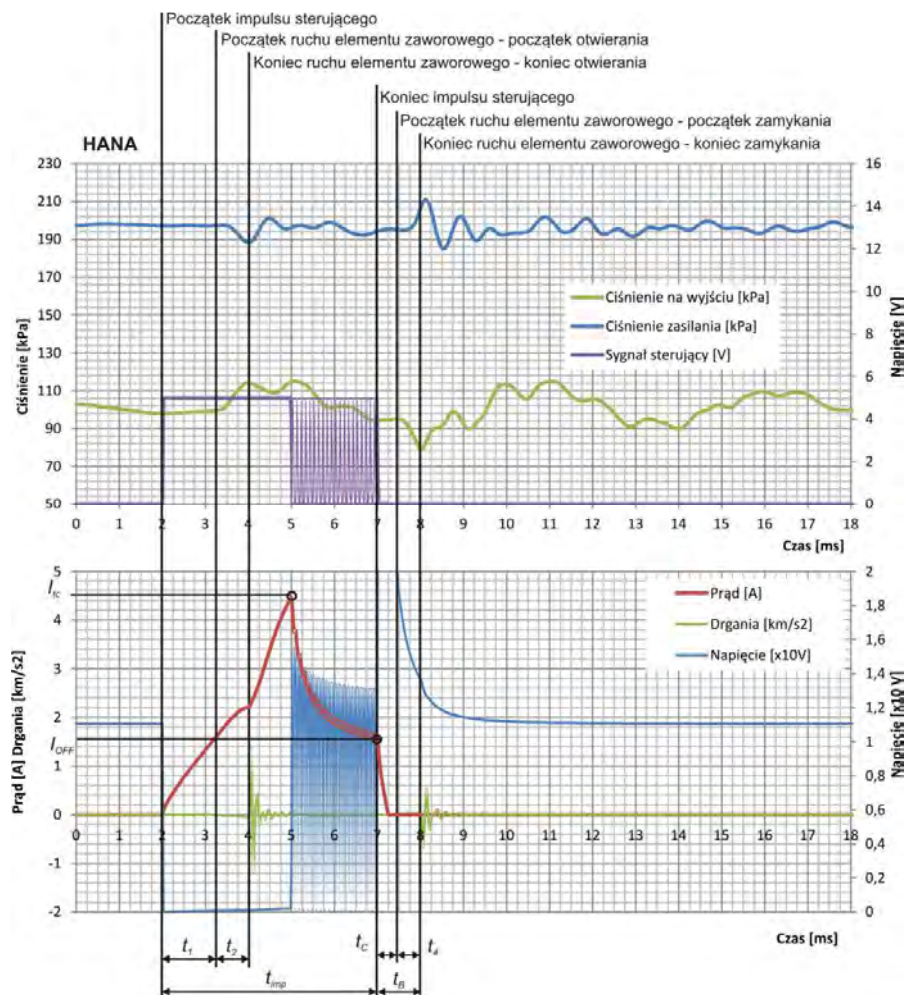
Dla uproszczenia zakresu badań przyjęto bazowy punkt pracy wtryskiwacza z następującymi parametrami:

- a) ciśnienie zasilania $p_I = 200$ kPa,
- b) czas impulsu sterującego $t_{imp} = 5,00$ ms,
- c) czas impulsu ciągłego $t_{imp-c} = 3,00$ ms,
- d) częstotliwość sygnału modulowanego $f_{PWM} = 10$ kHz,
- e) wypełnienie sygnału modulowanego $w_{PWM} = 30\%$,
- f) napięcie zasilania $U = 12$ V,
- g) częstotliwość sygnałów sterujących $f = 20$ Hz.

W trakcie pomiarów zmieniano określony parametr pracy wtryskiwacza, pozostawiając pozostałe parametry zgodnie z punktem bazowym.

Przyjęto następujące obszary badań:

- a) badania wpływu ciśnienia zasilania i czasu impulsu sterującego w zakresie:
 - czasu impulsu sterującego: od minimalnego możliwego do zrealizowania do maksymalnie 15ms. Krok zmian: do 2,5 ms co 0,2 ms, od 2,5 do 5,0 ms co 0,5 ms, powyżej 5,0 ms co 1,0 ms,
 - ciśnienia zasilania: 125 kPa, 150 kPa, 175 kPa, 200 kPa, 225 kPa, 250 kPa, 270 kPa,
- b) badania wpływu napięcia w zakresie: napięcie 9, 10, 11, 12, 13, 14 V, przy 2 czasach impulsu sterującego: 4 ms i 6 ms,
- c) badania wpływu częstotliwości sygnału modulowanego w zakresie: częstotliwości 5 kHz, 7 kHz, 10 kHz, 12 kHz, 15 kHz, przy 2 czasach impulsu sterującego: 4ms i 6ms oraz 3 ciśnieniach zasilania 150 kPa, 200 kPa, 250 kPa,
- d) badania wpływu wypełnienia sygnału modulowanego w zakresie: wypełnienie od 10% do 100% co 10% przy 2 czasach impulsu sterującego: 4 ms i 6 ms oraz 3 ciśnieniach zasilania 150 kPa, 200 kPa, 250 kPa,
- e) badania wpływu czasu impulsu ciągłego w zakresie: czas od 2,0 do 5,0 ms co 0,5 ms przy 3 ciśnieniach zasilania 150 kPa, 200 kPa, 250 kPa.



Rys. 3.10. Przebieg sygnałów mierzonych na stanowisku pozasilnikowym wtryskiwacza Hana – czas impulsu 5,0 ms, częstotliwość sygnału modulowanego 10 kHz, wypełnienie 30%, napięcie zasilania 12 V, ciśnienie zasilania 200 kPa

W czasie badań mierzone były następujące sygnały:

- sygnał sterujący [V] – napięcie w obwodzie sterowania klucza prądowego zasilającego wtryskiwacz,
- napięcie w obwodzie wtryskiwacza [V],
- prąd w obwodzie wtryskiwacza [A],
- ciśnienie zasilania wtryskiwacza [kPa],
- ciśnienie na wyjściu z wtryskiwacza na krótkim przewodzie pneumatycznym [kPa],

- f) ciśnienie na wyjściu z wtryskiwacza na długim przewodzie pneumatycznym [kPa],
- g) strumień masy [ln/min] – sygnał z przepływomierza masowego gazu wyskalowanego w litrach normalnych powietrza na minutę,
- h) amplituda przyspieszeń drgań w osi ruchu elementu zaworowego wtryskiwacza [km/s^2].

Na rysunku 3.10 przedstawiono przykładowy przebieg mierzonych sygnałów dla wtryskiwacza Hana w wybranym punkcie jego pracy. Naniesiono także charakterystyczne, analizowane wielkości związane z prądem w obwodzie cewki elektromagnetycznej oraz czasami ruchu elementu zaworowego. Podobne, wybrane przebiegi dla pozostałych analizowanych wtryskiwaczy przedstawiono w załączniku nr 2.

Ze względu na ograniczenia stanowiska nie było możliwe określenie opóźnień czasowych związanych z samym wypływem gazu z wtryskiwacza. Dlatego też w czasie badań na stanowisku sprężarkowym skupiono się na analizie ruchu elementu zaworowego. Do tego celu wykorzystano opracowaną między innymi przez autora pracy metodę opartą na analizie amplitudy przyspieszeń drgań z akcelerometru umieszczonego w osi ruchu elementu zaworowego oraz dwóch czujników ciśnienia umieszczonych w kanale wylotowych z wtryskiwacza.

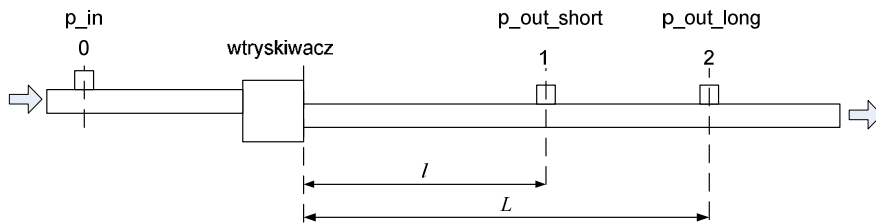
Metodę oparto na założeniu, że wszystkie impulsowe wtryskiwacze posiadają element zaworowy poruszający się pomiędzy dwoma punktami oporowymi odpowiadającymi skrajnym położeniom: otwartemu – ograniczonemu magnetowodem cewki i zamkniętemu – odgraniczonemu gniazdem zaworowym. Ze względu na dużą prędkość ruchu elementu zaworowego osiągnięciu przez ten element położenia skrajnego towarzyszy uderzenie w powierzchnię ograniczającą. A zatem przy pomiarach amplitudy przyspieszeń w osi ruchu elementu zaworowego istnieje możliwość precyzyjnego zarejestrowania chwil, w których następują uderzenia. Analizując ten sygnał względem sygnału sterującego, można zdiagnozować opóźnienia związane z osiągnięciem przez element zaworowy określonych pozycji skrajnych.

Metoda ta pozwala uzyskać informacje dotyczące chwili, w której nastąpiło pełne otwarcie wtryskiwacza (wynikającej z czasu załączania t_A – łącznego czasu zwłoki załączania t_1 i czasu otwierania t_2 – zgodnie z rysunkiem 2.1), oraz chwili, w której nastąpiło całkowite jego zamknięcie (wynikającej z czasu wyłączenia t_B).

Wyznaczenie czasów początku ruchu, odpowiednio otwierania i zamykania, oparto na analizie ciśnień za wtryskiwaczem. Założono, że w ograniczonej objętości przewodu łączącego wtryskiwacz z układem wyrównania przepływu w wyniku otwarcia wtryskiwacza wytworzy się fala spiętrzonego gazu powodująca chwilowy wzrost ciśnienia w przewodzie. Podobnie zamknięcie przepływu spowoduje chwilowy spadek ciśnienia – w wyniku bezwładności

i lepkości przepływającego gazu. A zatem analiza ciśnienia w przewodzie pozwoli na określenie zwłoki załączania t_l oraz zwłoki wyłączenia t_c .

Budowa stanowiska uniemożliwiła jednak pomiar w punkcie wylotu gazu z wtryskiwacza. Było to możliwe dopiero w pewnej odległości od niego. Dlatego też pomiaru dokonano przy pomocy dwóch czujników ciśnienia umieszczonych na przewodzie za wtryskiwaczem w różnych odległościach od niego, co pozwoliło na wyznaczenie prędkości rozchodzenia się czoła fali ciśnienia, a dzięki temu na skorygowanie czasów.



Rys. 3.11. Schemat układu pomiaru ciśnienia za wtryskiwaczem

Rysunek 3.11 przedstawia schemat metody pomiaru ciśnienia. Mierząc ciśnienia w dwóch zaznaczonych punktach, otrzymujemy przesunięte względem siebie przebiegi ciśnienia. Wartość przesunięcia pierwszej fali ciśnienia t_{p12} pozwala na wyznaczenie prędkości czołowej fali ciśnienia za wtryskiwaczem ze wzoru:

$$V_p = \frac{L-l}{t_{p12}} \quad (3.1),$$

gdzie:

L – odległość drugiego punktu pomiaru ciśnienia od wylotu wtryskiwacza,

l – odległość pierwszego punktu pomiaru ciśnienia od wylotu wtryskiwacza,

t_{p12} – czas opóźnienia pierwszej fali ciśnienia między oboma punktami pomiarowymi.

Tak wyznaczona prędkość fali ciśnienia pozwala na określenie poprawki przesunięcia czasowego sygnału ciśnienia dla obu czujników zgodnie ze wzorami:

$$\delta t_1 = \frac{l}{V_p} \quad (3.2)$$

$$\delta t_2 = \frac{L}{V_p} \quad (3.3)$$

Tak przesunięte przebiegi czasowe pozwalają na określenie zwłoki załączania t_l i zwłoki wyłączenia t_c .

Główny nacisk w analizie wyników badań położono na trzy grupy parametrów działania wtryskiwacza:

- a) wydatek masowy wtryskiwacza m [mg/wtrysk] wyznaczony jako średnia dawka powietrza przypadająca na jeden wtrysk,
- b) czasy działania wtryskiwacza związane z położeniem elementu zaworowego obejmujące:
 - czas opóźnienia otwierania t_1 ,
 - czas otwierania t_2 ,
 - czas wyłączenia t_B ,
 - czas zamykania t_4 ,
- c) charakterystyczne punkty przebiegu prądu:
 - prąd w cewce w chwili przełączenia sterowania na sygnał modulowany I_{TC} ,
 - prąd w chwili wyłączenia I_{OFF} .

3.2.2. Analiza wyników badań

Poniżej przedstawiono wyniki badań stanowiskowych wszystkich badanych konstrukcji impulsowych wtryskiwaczy gazu (podstawowe parametry konstrukcyjne przedstawiono w tabeli 3.8). Wartości wskazane na poniższych rysunkach i brane pod uwagę do analizy są danymi średnimi z pomiarów z minimum 600 kolejnych cykli pracy każdego wtryskiwacza w zadanych warunkach pracy. W przypadku analizy wielkości niezależnych od czasu impulsu sterującego wartości analizowane były wyznaczane jako średnia z punktów pracy dla wszystkich czasów impulsu sterującego w danych warunkach pracy wtryskiwacza.

Tab. 3.8. Podstawowe parametry konstrukcyjne badanych wtryskiwaczy

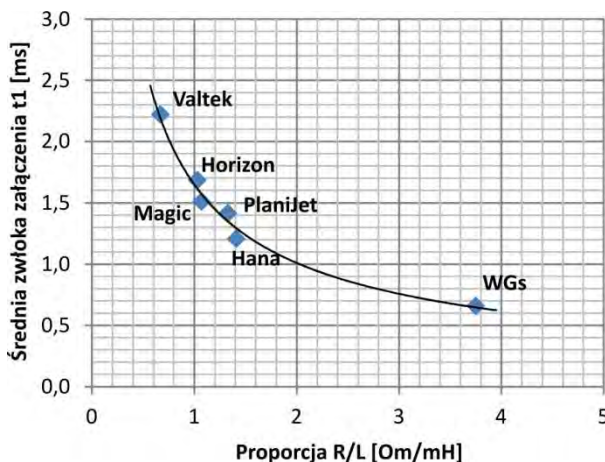
	Hana	Horizon	Magic	Valtek	PlaniJet	WGs
Typ elementu zaworowego	Tłoczek	Tłoczek	Tłoczek	Tłoczek	Płytką	Płytką
Sposób kalibracji	Skokiem	Średnicą otworu	Średnicą otworu	Średnicą otworu	Średnicą otworu	Skokiem
Skok elementu zaworowego [mm]	0,3	0,6	0,9	1,3	1,4	0,3
Rezystancja [Ω]	2,25	3,2	2,2	3,5	4,0	3,0
Indukcyjność [mH]	1,6	3,1	2,05	5,2	3,0	0,8
Długość kanału wypływowego [mm]	31,1	54,8	62	44,6	40,2	41,5
Objętość między elementem zaworowym a otworem kalibrującym [mm ³]	–	172	272	345	68	–

Pierwszą analizowaną wielkością jest zwłoka załączenia t_1 mająca bezpośrednie przełożenie na możliwość realizacji krótkich czasów impulsu sterującego występujących w czasie małych obciążeń silnika. Jest to czas potrzebny do wygenerowania w cewce elektromagnetycznej siły niezbędnej do pokonania siły przyciągającej (wynikającej z różnicy ciśnień nad i pod elementem zaworowym) oraz siły docisku elementu sprężystego. Jak wynika z literatury [39] siła przyciągania elementu zaworowego przez cewkę elektromagnetyczną zależy od konstrukcji obwodu elektromagnetycznego (kształtu elementów obwodu, rodzaju cewki,...), prądu przepływającego przez obwód oraz odległości elementu zaworowego od cewki. Analizując zatem włączanie wtryskiwacza można stwierdzić, że jedyną zmienną w tym okresie jest wartość prądu. Jej zmiana jest związana z gromadzeniem energii w cewce i dobywa się zgodnie ze wzorem [39]:

$$I = \frac{U}{R} \left(1 - e^{-\frac{R}{L}t} \right) \quad (3.4)$$

gdzie:

- I – prąd w obwodzie [A];
- U – napięcie zasilania [V];
- L – indukcyjność [H];
- t – czas [s].

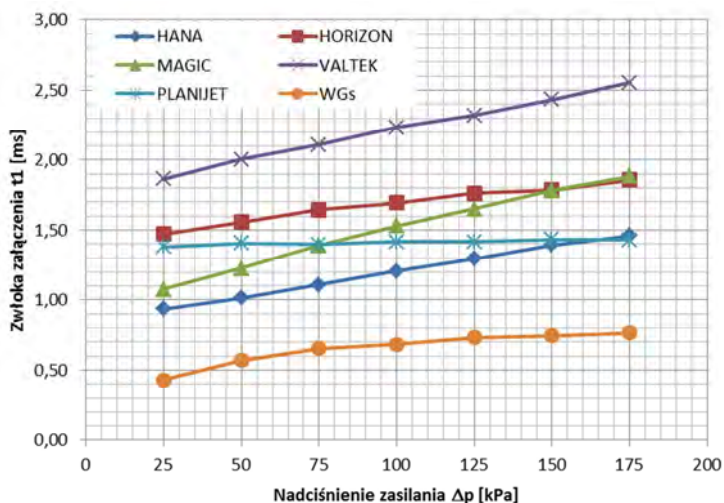


Rys. 3.12. Zależność średniej zwłoki załączenia t_1 od proporcji R/L

Zatem im większa proporcja rezystancji R do indukcyjności L , tym szybciej narasta prąd w obwodzie, a co za tym idzie, szybciej narasta siła przyciągania

elementu zaworowego przez cewkę. Proporcja ten determinuje wartość zwłoki załączenia t_l (rys. 3.12). Spośród badanych konstrukcji najmniejszą zwłokę wykazuje wtryskiwacz WGs (średnio 0,65 ms), o największej wartości proporcji R/L (3,75 Ω /mH), zaś największą zwłokę posiada wtryskiwacz Valtek (średnio 2,22 ms) charakteryzujący się najmniejszą wartością proporcji R/L (0,67 Ω /mH). Należy jednak zwrócić uwagę, że wartości rezystancji R i indukcyjności L związane są z konstrukcją samej cewki będącą odpowiedzią na konstrukcję sekcji zaworowej wtryskiwacza. Wielkość i parametry cewki są dobierane odpowiednio do skoku i masy elementu zaworowego, co za tym idzie, siły wymaganej do podniesienia elementu zaworowego z gniazda – w najbardziej niekorzystnych warunkach pracy wtryskiwacza.

Analizując zależność zwłoki załączenia t_l od nadciśnienia zasilania Δp , można stwierdzić, że zależność ta jest praktycznie liniowa (rys. 3.13), przy czym jej nachylenie zależy od konstrukcji wtryskiwacza. Wzrost ciśnienia powoduje wydłużenie zwłoki załączenia t_l , gdyż rośnie siła wynikająca z różnicy ciśnień działających na obie strony elementu zaworowego. Siła ta musi być pokonana przez siłę przyciągania elektromagnetycznego cewki, co wymaga czasu na zgromadzenie w cewce większej ilości energii.

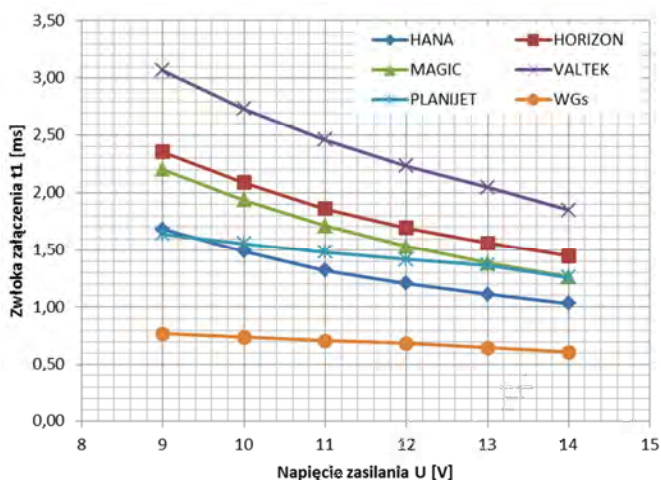


Rys. 3.13. Zależność zwłoki załączenia t_l od nadciśnienia zasilania Δp

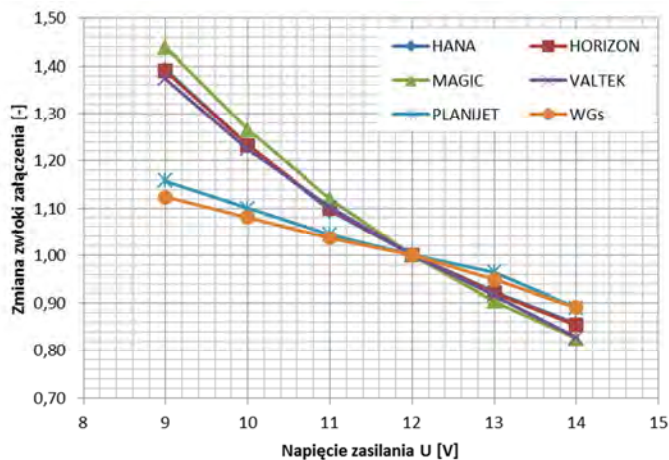
Obserwacje wykazały, że jedynie dla wtryskiwacza PlaniJet wartość ciśnienia praktycznie nie wpływa na zwłokę załączenia t_l , podczas gdy dla pozostałych wtryskiwaczy przyrost zwłoki może wynosić ponad 70% przy zmianie nadciśnienia zasilania z 25 kPa do 175 kPa (wtryskiwacz Magic).

Przeprowadzone badania nie pozwoliły na określenie przyczyny takiego zachowania wtryskiwacza PlaniJet.

Zaobserwowano wyraźną zależność zwłoki załączenia t_l od napięcia zasilania (rys. 3.14) we wszystkich punktach pracy wtryskiwacza. Wraz ze wzrostem napięcia zasilania zwłoka załączenia t_l maleje, co wynika z większej ilości energii elektrycznej dostarczanej w tym samym okresie. Zależność ta ma statystycznie charakter liniowy, przy czym dla poszczególnych konstrukcji nachylenie prostej jest różne. Powyższa zależność jest bardzo podobna we wszystkich wtryskiwaczach.

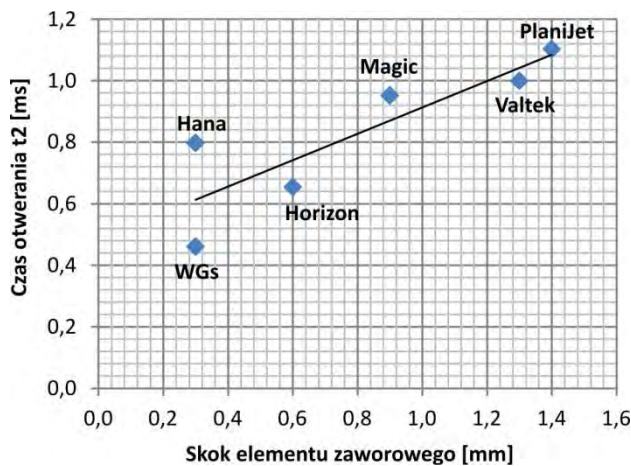


Rys. 3.14. Zależność zwłoki załączenia t_l od napięcia zasilania U



Rys. 3.15. Zależność zmiany zwłoki załączenia t_l od napięcia zasilania U

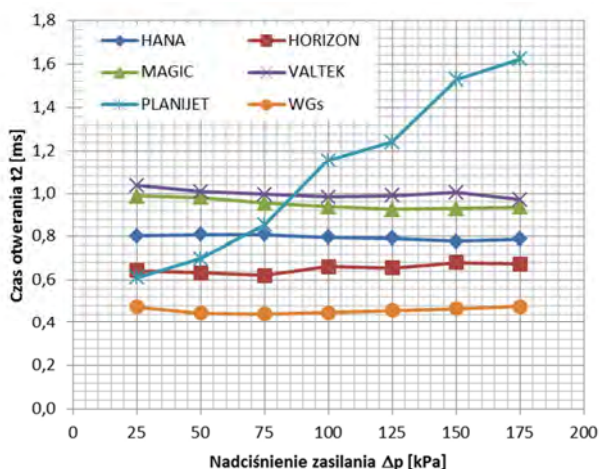
Na rysunku 3.15 przedstawiono zmianę wartości zwłoki załączenia t_1 względem wartości tej zwłoki przy napięciu zasilania 12V (standardowym dla instalacji samochodowych). Widoczne jest, że charakter zależności tej wielkości od napięcia zasilania jest bardzo podobny we wszystkich konstrukcjach – liniowo zmniejsza się wraz ze wzrostem napięcia zasilania. Należy podkreślić, że mimo identycznego charakteru zmiany, konstrukcje wtryskiwaczy płytkowych (WGs i PlaniJet) charakteryzują się zwłoką załączenia t_1 zmieniającą się o około 25 % przy zmianie zasilania z 9 na 14 V. W przypadku wtryskiwaczy tłoczkowych (pozostałe konstrukcje) zmiana ta jest większa i wynosi około 55%. Wynika to głównie z różnicy kształtu obwodu elektromagnetycznego, a przez to wartości siły przyciągającej generowanej w układzie przy danej ilości energii elektrycznej dostarczonej do obwodu.



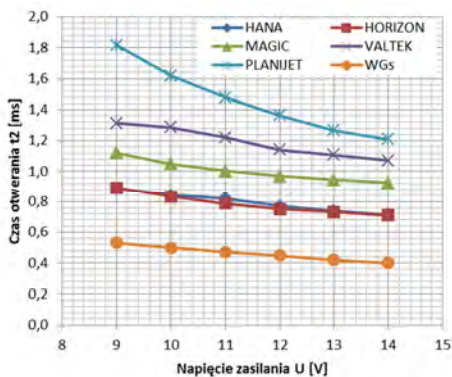
Rys. 3.16. Zależność średniego czasu otwierania t_2 od skoku elementu zaworowego

Na rysunku 3.16 przedstawiono zależność średniego czasu otwierania t_2 od skoku elementu zaworowego. Czas ten nie jest statystycznie jednoznacznie zależny od wartości skoku. Wynika to z wartości siły generowanej przez cewkę w czasie ruchu elementu zaworowego, a przez to prędkości jego ruchu. Siła ta zmienia się w wyniku zmniejszania się odległości między cewką a elementem (rośnie w kwadracie odległości [39]), zużywania energii na wykonanie ruchu oraz dalszego dostarczania energii zgodnie ze wzorem 3.4. Zmiana ta jest charakterystyczna dla poszczególnych rozwiązań konstrukcyjnych wtryskiwaczy. Jest to szczególnie widoczne w przypadku wtryskiwaczy WGs i Hana, które mimo identycznego skoku znacząco różnią się czasem otwierania (WGs 0,46 ms, Hana 0,80 ms). Widoczna jest jednak tendencja wzrostu czasu otwierania t_2 przy wzroście skoku elementu zaworowego, co wynika z ograniczonej możliwości uzyskiwania przyrostu siły generowanej przez cewkę w czasie podnoszenia.

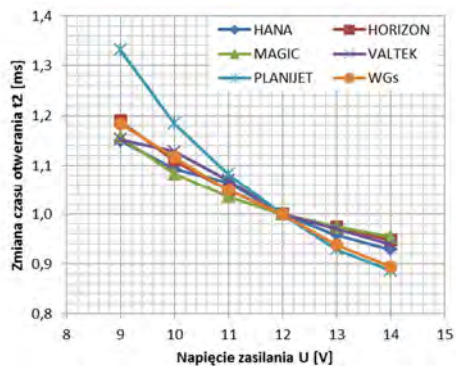
Na rysunku 3.17 przedstawiono zależność czasu otwierania t_2 od nadciśnienia zasilania. Widać wyraźnie, że w większości badanych konstrukcji wtryskiwaczy nadciśnienie zasilania nie wpływa na czas otwierania. Oznacza to, że siła wygenerowana przez cewkę elektromagnetyczną w czasie trwania ruchu elementu zaworowego jest znacząco większa od siły wynikającej z różnicy ciśnień – i właśnie ona decyduje o czasie ruchu elementu zaworowego. Jedynie dla wtryskiwacza PlaniJet nadciśnienie wpływa na czas otwierania, a zatem siła generowana przez cewkę jest porównywalna z siłą spowodowaną różnicą ciśnień.



Rys. 3.17. Zależność czasu otwierania t_2 od nadciśnienia zasilania



Rys. 3.18. Zależność czasu otwierania t_2 od napięcia zasilania



Rys. 3.19. Zależność zmiany czasu otwierania t_2 od napięcia zasilania U

Na rysunku 3.18 przedstawiono wyniki analizy wpływu napięcia zasilania na czas opóźnienia otwierania t_2 we wszystkich punktach pracy wtryskiwacza. Zależność ta ma statystycznie charakter liniowy, a czas otwierania maleje wraz ze wzrostem napięcia. Obliczając stosunek czasu opóźnienia otwierania t_2 do wartości tego czasu przy napięciu zasilania 12V (wartość odniesienia) można zauważyć, że zależność ta jest bardzo podobna we wszystkich wtryskiwaczach (rys. 3.19). Dla większości konstrukcji czas opóźnienia otwierania t_2 zmienia się od 15% ponad wartość odniesienia przy napięciu 9V do 8% poniżej wartości odniesienia przy napięciu 14V. Jedynie wtryskiwacz PlaniJet charakteryzuje się silniejszą zależnością – różnica wynosi odpowiednio 32% więcej i 10% mniej. Potwierdza to mniejszą niż w przypadku pozostałych analizowanych konstrukcji różnicę między siłą generowaną przez cewkę w czasie ruchu elementu zaworowego a siłami przeciwdziałającymi ruchowi (siła ssąca i siła docisku elementu sprężystego).

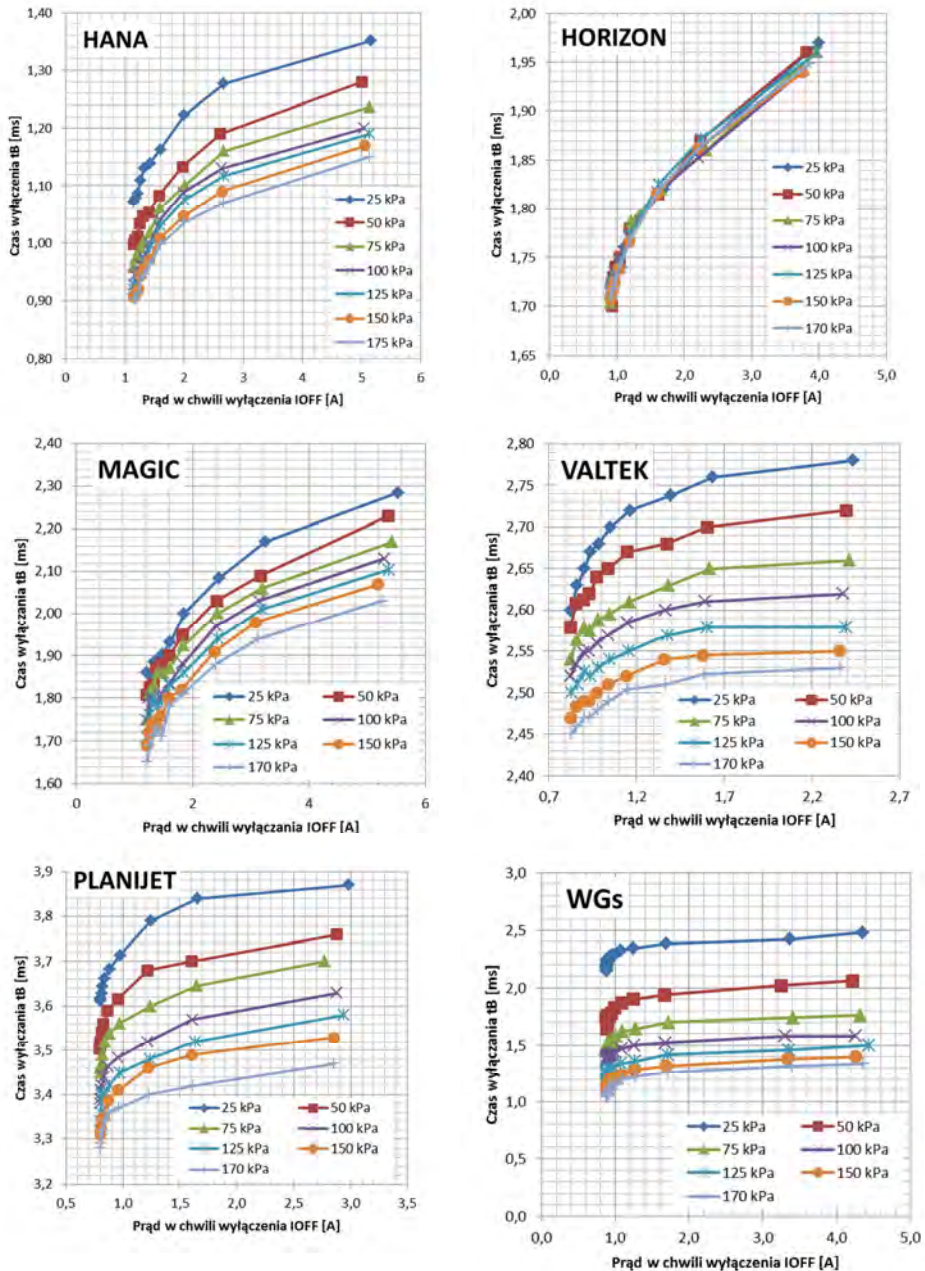
Kolejną badaną wartością był czas wyłączenia t_B . Czas ten, podobnie jak zwłoka załączenia t_I , wynika z bilansu sił przyciągających i odpychających działających na element zaworowy.

Siła przyciągająca element zaworowy do gniazda zaworowego zależy liniowo od ciśnienia zasilania (różnicy ciśnień nad i pod elementem zaworowym), zatem zwiększenie ciśnienia przyspiesza zamknięcie wtryskiwacza, skracając czas wyłączenia t_B (rys. 3.20). Natomiast siłą przeciwdziałającą zamykaniu wtryskiwaczy jest siła elektromagnetyczna wynikająca z energii zgromadzonej w obwodzie magnetycznym wtryskiwacza w chwili wyłączenia zasilania (zakończenia impulsu sterującego). Ilość tej energii zależy od konstrukcji wtryskiwacza – wielkości i kształtu obwodu magnetycznego oraz od materiałów użytych na jego elementy, a także od ilości energii znajdującej się w cewce w chwili wyłączenia zasilania. Ta ostatnia wartość zależy będzie od napięcia zasilania oraz prądu płynącego przez obwód w chwili wyłączenia.

Na rysunku 3.20 przedstawiono zależności czasu wyłączenia od prądu w chwili wyłączenia I_{OFF} oraz nadciśnienia zasilania Δp dla poszczególnych konstrukcji wtryskiwaczy. Z danych wynika, że czas wyłączenia t_B jest zależny logarytmicznie od prądu w chwili wyłączenia zasilania I_{OFF} , przy czym poziom maksymalny oraz stopień wygięcia krzywej logarytmicznej zależy od nadciśnienia zasilania Δp . Jest to efektem bilansu sił działających na element zaworowy w okresie wyłączenia i zamykania.

Zwiększenie prądu będzie automatycznie powodować wzrost ilości energii, co prowadzi do wydłużenia czasu wyłączenia t_B . Zależność od prądu w chwili wyłączenia będzie jednak zgodna z krzywą magnesowania (histerezy) materiału zastosowanego na główne elementy obwodu elektromagnetycznego, czyli uzyska kształt krzywej wykładniczej [39], zależnej od rezystancji cewki R oraz

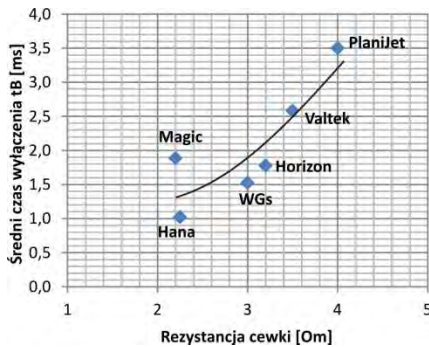
jej indukcyjności I . Zależność od nadciśnienia nie występuje jedynie dla wtryskiwacza Horizon.



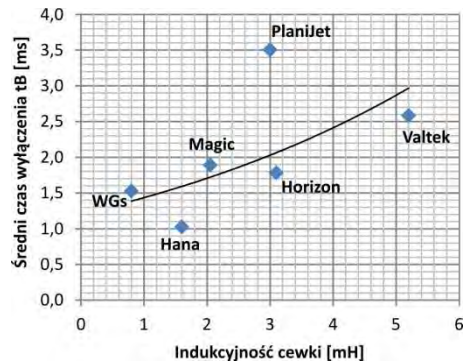
Rys. 3.20. Zależność czasu wyłączenia od prądu w chwili wyłączenia oraz nadciśnienia zasilania

Należy także zwrócić uwagę, że zależności logarytmiczne czasu wyłączenia t_B od prądu w chwili wyłączenia I_{OFF} nie przechodzą przez początek układu współrzędnych, ale przez wartość dodatnią prądu – jak wynika z analiz stałą dla danej konstrukcji wtryskiwacza.

Podobnie jak czas opóźnienia otwierania t_I , czas wyłączenia t_B silnie zależy od samej konstrukcji wtryskiwacza. Najkrótszym czasem charakteryzuje się wtryskiwacz Hana (średnio około 1,02 ms), najdłuższym zaś PlaniJet (średnio około 3,50 ms). Różnica między nimi jest ponad trzykrotna. Czas wyłączenia t_B jest zależny głównie od konstrukcji cewki elektromagnetycznej (rys. 3.21 i 3.22) związanej z ilością zgromadzonej przez nią energii i szybkością jej wytracania. Można zauważyć, że zależy on zarówno od rezystancji cewki (rys. 3.21) jak i jej indukcyjności (rys. 3.22) choć zależności te nie są statystycznie jednoznaczne. Konieczne jest zatem uwzględnienie w modelu wartości prądu w chwili wyłączenia I_{OFF} .



Rys. 3.21. Zależność średniego czasu wyłączenia t_B od rezystancji cewki



Rys. 3.22. Zależność średniego czasu wyłączenia t_B od indukcyjności cewki

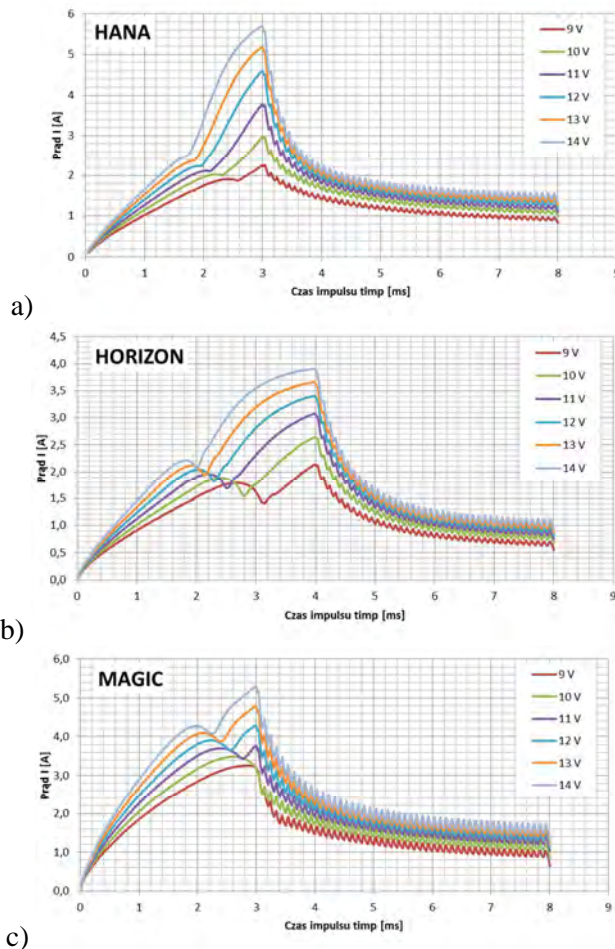
Podczas analizy przebiegu prądu w chwili wyłączenia I_{OFF} zauważono jego bezpośrednią zależność od parametrów sygnału sterującego, takich jak:

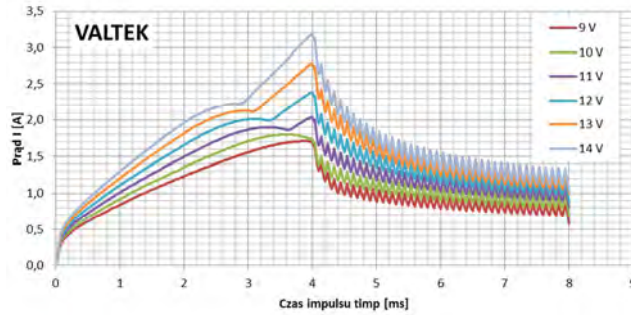
- czas impulsu sterującego t_{imp} ,
- czas impulsu ciągłego t_{imp-c} ,
- wypełnienie sygnału modulowanego w_{PWM} ,
- napięcie zasilania U .

Poniżej (rys. 3.22) zaprezentowano przykładowe przebiegi prądu w obwodzie cewki poszczególnych wtryskiwaczy przy zmianie napięcia zasilania. We wszystkich przypadkach czas impulsu sterującego wynosił 8 ms, przy czym po czasie impulsu ciągłego (odpowiednio dla poszczególnych konstrukcji wynoszącym od 2,0 ms w przypadku wtryskiwacza WGs, 3,0 ms w przypadku

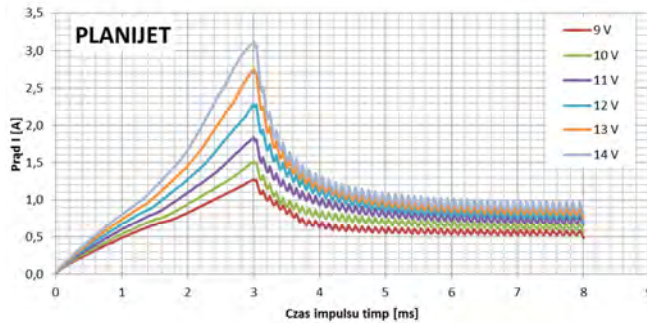
wtryskiwaczy Hana, Magic i PlaniJet oraz 4,0 ms dla pozostałych konstrukcji) następuje przełączenie na sterowanie z podtrzymaniem prądowym o częstotliwości sygnału 10 kHz i wypełnieniu 30%. Zastosowane parametry impulsu sterującego są zgodne z zaleceniami producentów wtryskiwaczy (tab. 2.1). Takie sterowanie przekłada się na przebieg prądu w obwodzie cewki.

W pierwszej fazie – czas od 0 do zwłoki załączania t_1 – prąd narasta zgodnie z krzywą wykładniczą (wzór 3.4). Widoczny jest znaczący wpływ proporcji rezystancji R do indukcyjności L na przebieg narastania prądu. Im większy ten stosunek tym szybsze narastanie prądu. Na przykład, wtryskiwacz WGs, charakteryzujący się dużą wartością R/L , uzyskuje wartość prądu stabilnego już po około 1,5 ms, podczas gdy wtryskiwacz Valtek, charakteryzujący się najmniejszą wartością stosunku R/L , nie uzyskuje wartości stabilnej nawet po 4,0 ms. Przekłada się to na szybkość narastania siły elektromagnetycznej.

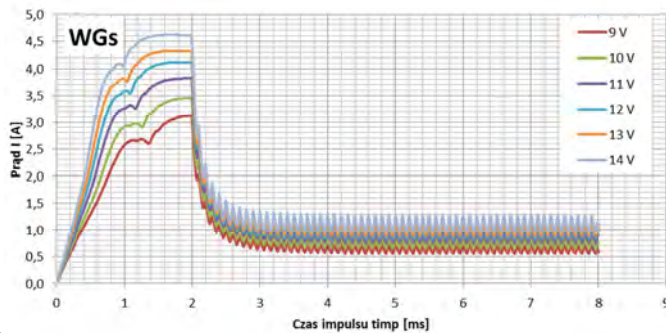




d)



e)



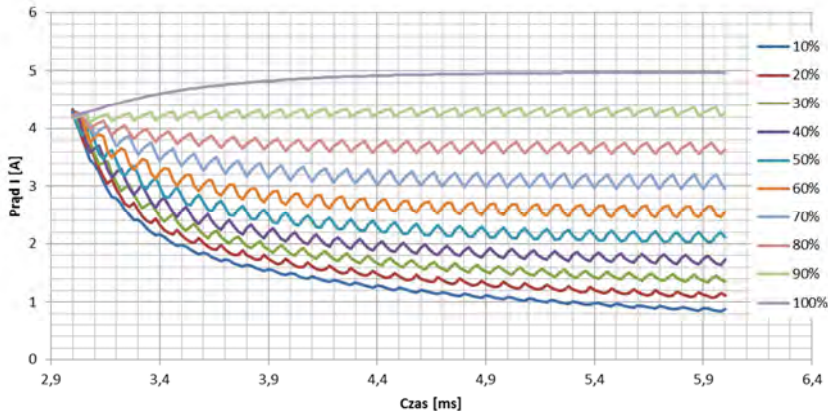
f)

Rys. 3.23. Przebieg prądu w obwodzie cewki elektromagnetycznej przy czasie impulsu sterującego 8 ms i aktywnym sterowaniu z podtrzymaniem prądowym o wypełnieniu 30% dla różnych konstrukcji wtryskiwaczy przy zmiennym napięciu zasilania

Prąd narasta aż do chwili, w której siła generowana przez cewkę elektromagnetyczną przekroczy wartości siły przyciągania elementu zaworowego do gniazda zaworowego w wyniku różnic ciśnienia nad i pod nim. Wtedy następuje ruch elementu zaworowego, co odbija się na przebiegu prądu załamaniem linii i w większości przypadków objawia się chwilowym spadkiem wartości prądu w obwodzie. Po zakończeniu ruchu elementu zaworowego następuje ponowny wzrost prądu zgodnie z krzywą wykładniczą, lecz wzrost ten

ma już inne parametry, które wynikają ze zmiany indukcyjności obwodu magnetycznego po przemieszczeniu się elementu zaworowego.

Wzrost prądu trwa do chwili przełączenia ze sterowania impulsem ciągłym na sygnał modulowany lub wcześniejszego wysycenia obwodu magnetycznego cewki. Prąd w chwili przełączenia osiąga największą wartość w czasie całego cyklu pracy wtryskiwacza. Po przełączeniu na sygnał modulowany następuje spadek prądu do określonej, stabilnej wartości zależnej od napięcia oraz wypełnienia sygnału modulowanego.

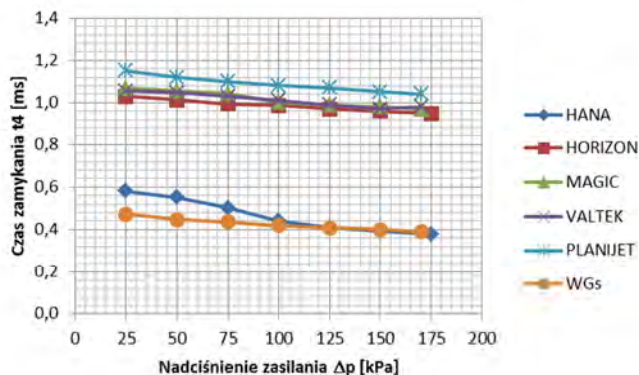


Rys. 3.24. Przebieg prądu w obwodzie wtryskiwacza Hana przy zmiennym wypełnieniu sygnału modulowanego

Na rysunku 3.24 przedstawiono przebiegi prądu w obwodzie cewki wtryskiwacza Hana od chwili przełączenia sterowania z sygnału ciągłego na sygnał modulowany przy różnym wypełnieniu tego sygnału. Zwiększenie wypełnienia prowadzi do wzrostu prądu stabilnego, przy czym przy wypełnieniach powyżej 80% prąd ten jest większy niż prąd w chwili przełączenia. Identyczne zachowanie wykazują wszystkie badane konstrukcje wtryskiwaczy.

Należy podkreślić, iż przebieg prądu nie zależy od czasu impulsu sterującego. Oznacza to, że przebieg prądu dla czasu impulsu wynoszącego 5,0 ms jest identyczny jak pierwsze 5,0 ms przebiegu prądu przy czasie impulsu sterującego wynoszącym 12 ms.

Jednocześnie zauważono, że częstotliwość wypełnienia sygnału sterującego w zakresie od 5 do 14 kHz nie wpływa znacząco na przebieg prądu w obwodzie cewki i może być pominięta w dalszych rozważaniach.



Rys. 3.25. Zależność czasu zamykania od nadciśnienia zasilania

Ostatnią, analizowaną wielkością uzyskaną na podstawie badań na stanowisku sprężarkowym był czas zamykania t_4 . Wyniki tych analiz zaprezentowano na rysunku 3.25. We wszystkich konstrukcjach wtryskiwaczy czas zamykania t_4 zależy jedynie od wartości nadciśnienia między górną a dolną powierzchnią elementu zaworowego. Widoczne jest, że dla konstrukcji kalibrowanych skokiem (wtryskiwacze Hana i WGs) czas ten jest znacząco krótszy niż dla wtryskiwaczy kalibrowanych otworem dyszy. Wynika to z faktu, że w przypadku wtryskiwaczy kalibrowanych skokiem, największy spadek ciśnienia znajduje się bezpośrednio pod elementem zaworowym, co powoduje największą siłę ssącą. Dodatkowo w regionie największego spadku ciśnienia występują największe prędkości przepływu, co powoduje dodatkowo siłę przyciągającą element zaworowy do gniazda wynikającą z lepkości przepływającego czynnika (siła zasysająca). W przypadku wtryskiwaczy kalibrowanych otworem spadek ciśnienia występuje w rejonie otworu kalibrującego, znajdującego się poniżej elementu zaworowego. Ciśnienie pod elementem zaworowym jest wyższe niż ciśnienie odbioru (w wyniku spiętrzenia przed elementem tłumiącym) co powoduje zmniejszenie siły ssącej oraz znaczące wyeliminowanie siły zasysającej. Widoczne jest to w niewielkiej zmianie czasu zamykania t_4 wtryskiwaczy kalibrowanych otworem o różnych skokach elementu zaworowego. Wzrost skoku z 0,6 mm (wtryskiwacz Horizon) do 1,4 mm (wtryskiwacz Valtek) nie powoduje praktycznie zupełnie zmiany analizowanego czasu.

Wzrost nadciśnienia zasilania we wszystkich analizowanych konstrukcjach prowadzi do niewielkiego skrócenia czasu zamykania. Zmiana ta wynosi w większości przypadków około 10% przy wzroście ciśnienia z 25 kPa do 170 kPa. Jedynie w przypadku wtryskiwacza Hana zmiana ta wynosi 35 %.

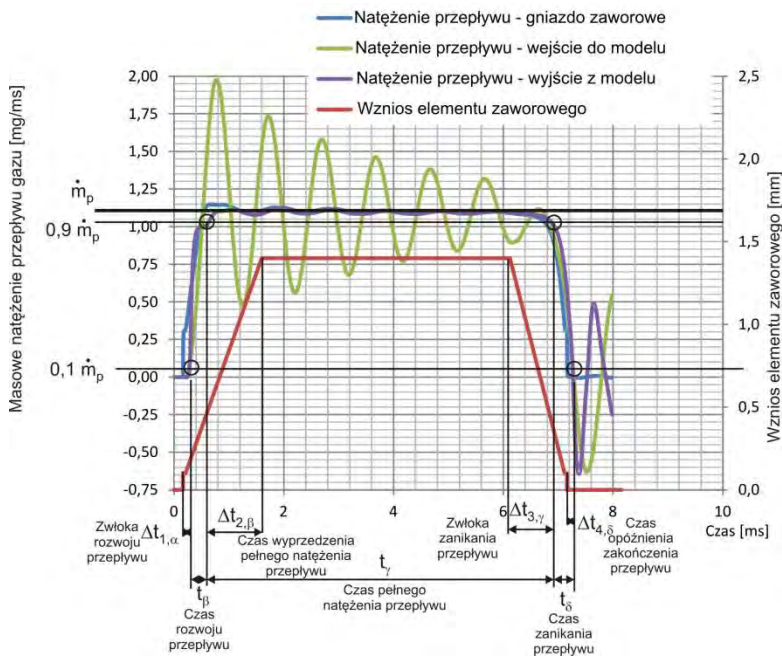
3.3. Symulacyjne badania przepływowe

Trzecia część badań impulsowych wtryskiwaczy gazu dotyczyła analiz symulacyjnych.

Celem tych badań było uzyskanie wiedzy o przebiegu czasowym średniego strumienia masy wypływającego z wtryskiwacza w zależności od ciśnienia zasilania oraz ruchu elementu zaworowego.

Badania podzielono na dwie części:

- symulację przepływu przy zmiennym ciśnieniu zasilania,
- symulację przepływu przy zmiennej szybkości ruchu elementu zaworowego.



Rys. 3.26. Przebieg średnich strumieni masy w wybranych przekrojach wtryskiwacza PlaniJet w czasie badań symulacyjnych

W każdym punkcie badawczym analizie poddano przebieg średniego strumienia masy gazu przepływającego przez powierzchnię wylotową z modelu (rys. 3.26). Analiza obejmowała określenie następujących wartości:

- masowe natężenie pełnego przepływu gazu \dot{m}_p przepływającego przez powierzchnię wylotową modelu wtryskiwacza wyznaczonego jako wartość średnia strumienia w czasie stabilnego wypływu gazu,

- b) zwłoki rozwoju przepływu $\Delta t_{1,\alpha}$ – wyznaczonej jako czas pomiędzy rozpoczęciem ruchu elementu zaworowego (wystąpienie zdarzenia zmiany przepuszczalności powierzchni w ostatniej warstwie) a uzyskaniem przez przepływ na wyjściu z modelu wartości 10% strumienia pełnego przepływu,
- c) czasu rozwoju przepływu t_β – wyznaczonego jako czas między uzyskaniem przez przepływ na wyjściu z modelu wartości 10 a 90 % strumienia pełnego przepływu,
- d) czasu pełnego natężenia przepływu t_γ – wyznaczonego jako czas między uzyskaniem 90% strumienia pełnego przepływu w czasie otwierania wtryskiwacza a zmniejszeniem się przepływu poniżej 90 % strumienia pełnego przepływu w czasie zamykania wtryskiwacza,
- e) zwłoki zanikania przepływu $\Delta t_{3,\gamma}$ – wyznaczana jako czas między rozpoczęciem ruchu powrotnego elementu zaworowego a zmniejszeniem się przepływu poniżej 90 % strumienia pełnego przepływu,
- f) czasu zanikania przepływu t_δ – wyznaczonego jako okres między uzyskaniem przez przepływ na wyjściu z modelu wartości 90 a 10 % strumienia pełnego przepływu w czasie zamykania wtryskiwacza,
- g) czasu opóźnienia zakończenia przepływu $\Delta t_{4,\delta}$ – wyznaczonego jako czas między zakończeniem ruchu zamykającego elementu zaworowego a uzyskaniem przez przepływ na wyjściu z modelu wartości 10 % strumienia pełnego przepływu w czasie zamykania wtryskiwacza.

Wszystkie badania przeprowadzono przy następujących założeniach i ustawieniach:

- a) medium: powietrze jako gaz idealny,
- b) model gęstości: gaz idealny z zależnością gęstości od ciśnienia,
- c) temperatura gazu: 300 °K,
- d) wymiana ciepła: brak,
- e) model turbulencji: k-epsilon,
- f) ciśnienie otoczenia oraz ciśnienie na wyjściu z modelu: 100 kPa,
- g) krok czasowy: 0,005 ms,
- h) liczba iteracji w jednym kroku czasowym: 80.

3.3.1. Badania symulacyjne przy zmiennym ciśnieniu zasilania

Pierwsza część badań symulacyjnych obejmowała badania przy zmiennym ciśnieniu zasilania. Badania przeprowadzono ze stałym czasem impulsu sterującego wynoszącym 5 ms. Wybór tego czasu wynikał z chęci uzyskania stabilnego przepływu gazu przez model wtryskiwacza po jego otwarciu przy jednoczesnym możliwie najkrótszym czasie symulacji – z badań na stanowisku pozasilnikowym wynika, że właśnie impuls sterujący trwający 5 ms skutkuje stabilnym przepływem przez wszystkie analizowane konstrukcje wtryskiwaczy.

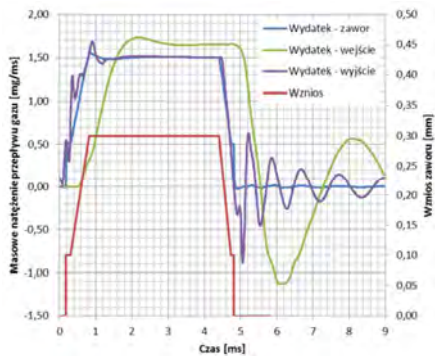
Przyjęto wykonanie symulacji przy 7 wartościach ciśnienia zasilania, wynoszących odpowiednio: 125 kPa, 150 kPa, 175 kPa, 200 kPa, 225 kPa, 250 kPa i 270 kPa. Badania przeprowadzono dla czasów ruchu elementu zaworowego zgodnych z wynikami badań na stanowisku sprężarkowym.

Wyniki badań symulacyjnych wszystkich konstrukcji wtryskiwaczy przy ciśnieniu zasilania 200 kPa prezentuje rysunek 3.27. Przedstawiono tu przyjętą trajektorię elementu zaworowego oraz wartości wyznaczone z modelu masowych natężeń przepływu przez trzy powierzchnie: wejściową do modelu, powierzchnię gniazda zaworowego oraz wyjściową z modelu.

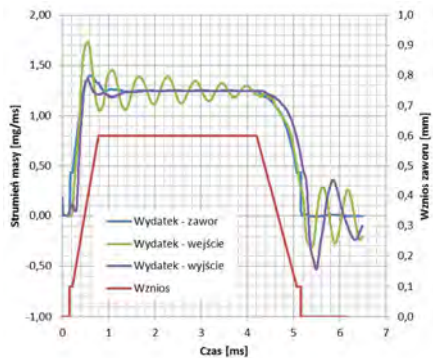
Analizując otrzymane przebiegi można stwierdzić, że założoną stabilność wypływu udało się osiągnąć we wszystkich przypadkach jedynie przez powierzchnię gniazda zaworowego (zawór) oraz powierzchnię wylotową. W przypadku powierzchni wejściowej stabilizację uzyskano jedynie w modelach pojedynczych wtryskiwaczy (Hana, WGs). Natomiast w symulacjach działania wtryskiwaczy zestawianych w szyny wtryskowe nie uzyskano stabilności na wejściu do modelu. Przy obserwacji strumienia wylotowego nie zauważono jednak zakłóceń wynikających z niestabilności przepływu przez powierzchnię wejściową do modelu. Dlatego też uznano, że badania symulacyjne spełniają założenia dokładności.

W celu weryfikacji poprawności badań symulacyjnych wyznaczono masę łączną przepływającą przez model jako całość ze strumienia masy przepływającej przez powierzchnię wyjściową. Wartości te porównano z danymi uzyskanymi w czasie badań na stanowisku sprężarkowym (rys. 3.28). Jak można zauważyć, w większości przypadków badań stanowiskowych uzyskano mniejsze wartości masy wtryskiwanego gazu niż w badaniach symulacyjnych. Takie zachowanie wynika z pominięcia w symulacjach chropowatości elementów kanałów przepływu gazu oraz wymiany ciepła między gazem a elementami wtryskiwacza. Jedynie dla wtryskiwacza PlaniJet i kilku punktów pracy wtryskiwacza WGs uzyskano wyniki niższe w symulacji niż w badaniach stanowiskowych.

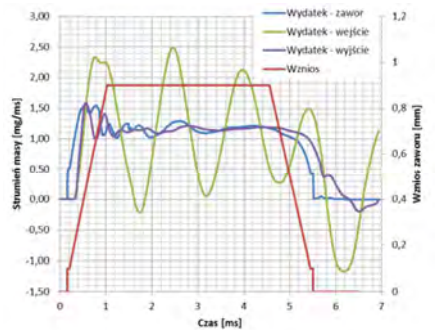
HANA



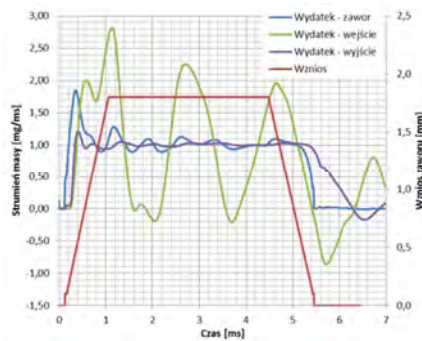
HORIZON



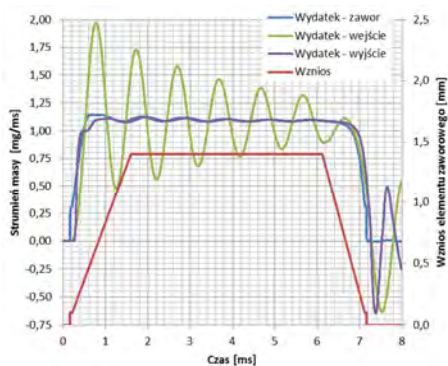
MAGIC



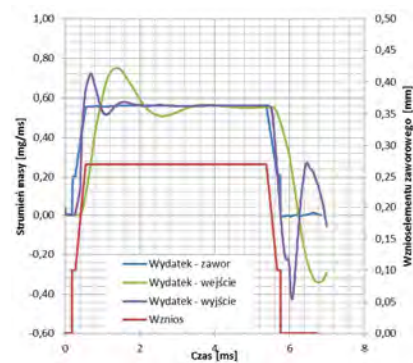
VALTEK



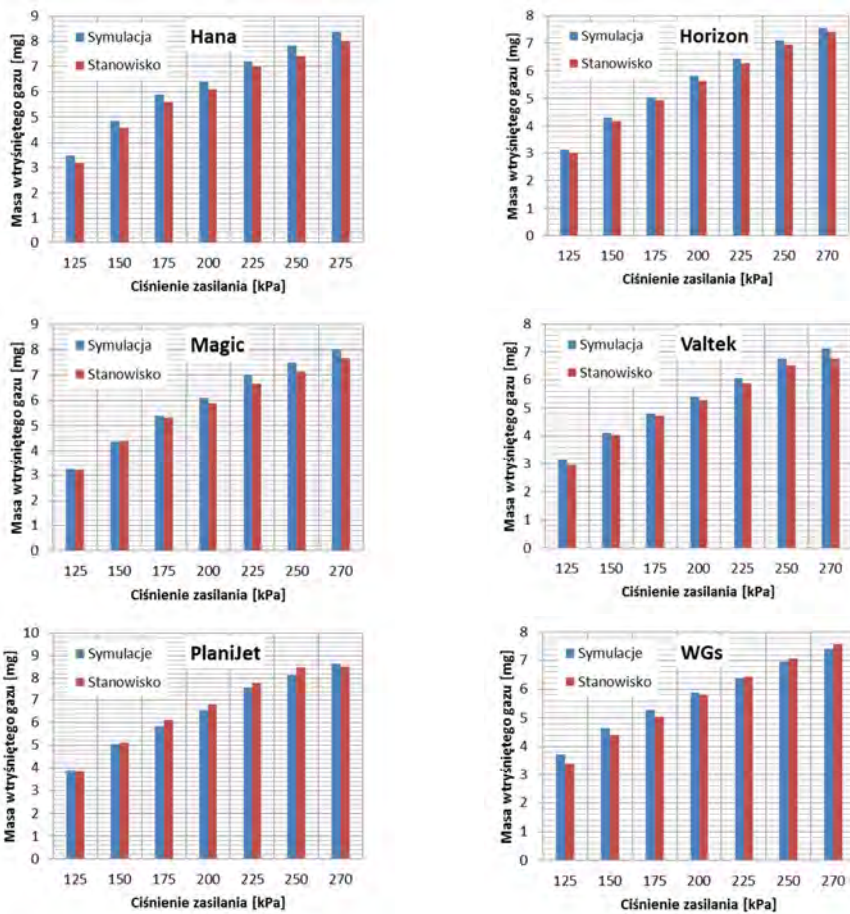
PLANIJET



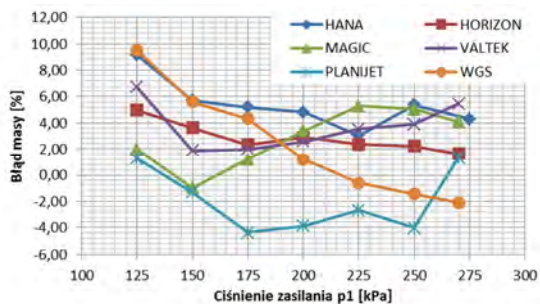
WGS



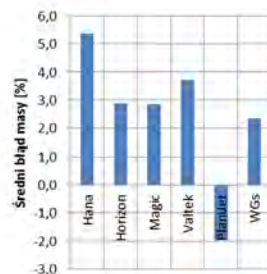
Rys. 3.27. Wyniki symulacji przepływ gazu przez wtryskiwacze przy czasie impulsu sterującego 5 ms i ciśnieniu zasilania 200 kPa



Rys. 3.28. Porównanie wyników badań symulacyjnych i stanowiskowych poszczególnych wtryskiwaczy

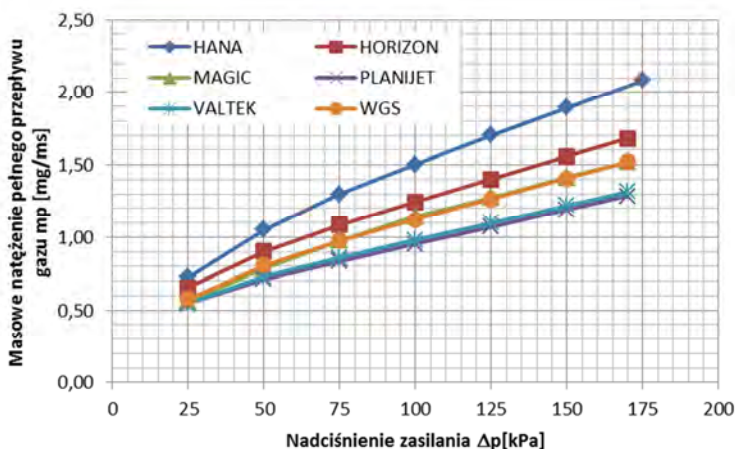


Rys. 3.29. Błąd procentowy między wynikami badań symulacyjnych i stanowiskowych



Rys. 3.30. Średni błąd masy między wynikami badań symulacyjnych i stanowiskowych

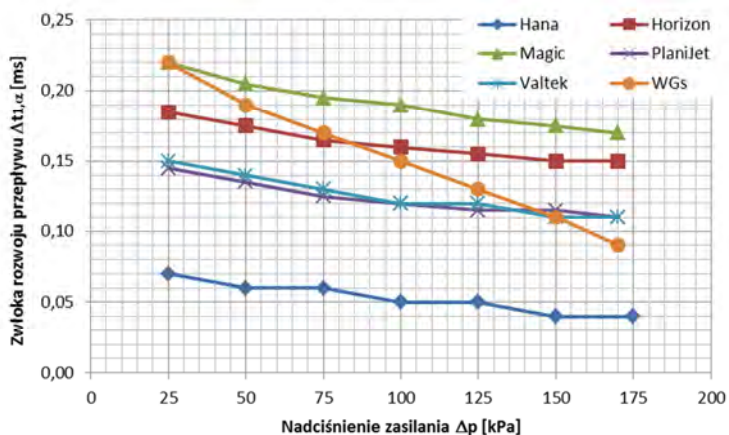
Na rysunkach 3.29 i 3.30 przedstawiono wartości błędu między masą wyznaczoną w czasie badań stanowiskowych i badań symulacyjnych. Jak można zauważyć, większość wartości mieści się w zakresie 5%, potwierdzając poprawność przeprowadzonych badań symulacyjnych. Średnia wartość błędu przekroczyła 5% jedynie w przypadku wtryskiwacza Hana. W pozostałych wtryskiwaczach wynosi poniżej 4%.



Rys. 3.31. Masowe natężenie pełnego przepływu dla poszczególnych wtryskiwaczy w zależności od nadciśnienia zasilania

Pierwszym analizowanym parametrem z badań symulacyjnych było masowe natężenie pełnego przepływu gazu (rys. 3.30). Strumień ten jest statystycznie liniowo zależny od nadciśnienia zasilania, przy czym dla nadciśnienia 25 kPa ujawnia się zagięcie charakterystyki, wynikające z niewystępowania w tak niskiej różnicy ciśnień przepływu krytycznego w obszarze najmniejszego przekroju. Widoczne jest także, że wtryskiwacze dobrano tak, aby ich wydajność była zbliżona – miało to ułatwić porównywanie konstrukcji.

Analizując kolejne wyniki badań, można zauważyć, że zwłoka rozwoju przepływu $\Delta t_{1,\alpha}$ (rys. 3.32) jest niewielka i wynosi średnio około 0,15 ms. Zwłoka ta wynika z okresu potrzebnego do pokonania lepkości gazu i uzyskania przez gaz natężenia przepływu o wartości 10% wartości przepływu pełnego oraz okresu przepływu fali ciśnienia od gniazda zaworowego do wylotu wtryskiwacza, co zależy od odległości gniazda zaworowego od wylotu (tab. 3.8). Najmniejszą odległością charakteryzuje się wtryskiwacz Hana (31 mm) co przekłada się na najkrótszą zwłokę rozwoju przepływu (0,05 ms). Największą charakteryzuje się wtryskiwacz Magic (62 mm) co przekłada się na najdłuższą zwłokę (0,18 ms).



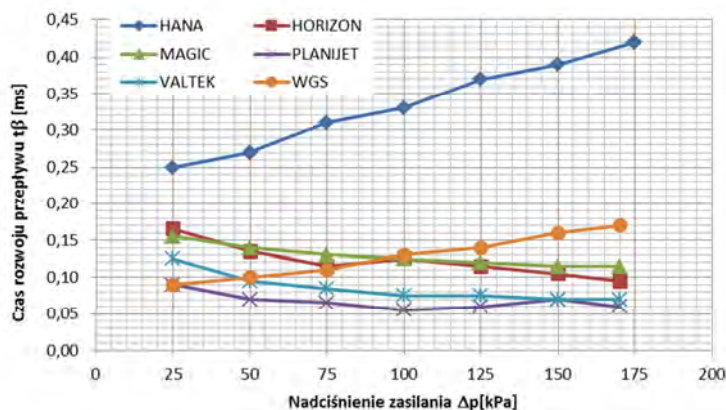
Rys. 3.32. Zwłoka rozwoju przepływu $\Delta t_{1,\alpha}$ dla poszczególnych wtryskiwaczy w zależności od nadciśnienia zasilania

Jak pokazuje rysunek 3.32, zwłoka rozwoju przepływu $\Delta t_{1,\alpha}$ zależy liniowo od nadciśnienia zasilania. Wynika to z większej szybkości fali początkowej pojawiającej się bezpośrednio po minimalnym otwarciu wtryskiwacza (jest ona efektem większej prędkości przepływu wymuszanej przy zwiększonym ciśnieniu). Prędkość przepływu, przy zwiększonej różnicy ciśnień między połączonymi zbiornikami, szybciej osiąga wartość krytyczną. Dlatego też wartość zwłoki rozwoju przepływu $\Delta t_{1,\alpha}$ należy rozpatrywać w funkcji różnicy ciśnień między zasilaniem a odbiorem.

Należy zwrócić uwagę, że większość badanych wtryskiwaczy ma zbliżoną zależność zwłoki rozwoju przepływu $\Delta t_{1,\alpha}$ od nadciśnienia zasilania. Zmiana czasu wynosi około 0,04 ms przy zmianie nadciśnienia o 150 kPa. Jedynie dla wtryskiwacza WGs różnica ta jest znacznie większa i wynosi 0,13 ms. Wynika to z dużej prędkości ruchu elementu zaworowego oraz jej zależności od ciśnienia. Powoduje to, że dla tego wtryskiwacza przy zmianie ciśnienia zmienia się czas uzyskania 10% przepływu, przy praktycznie niezmiennym czasie transportu. Jest to charakterystyczna cecha tej konstrukcji.

Na rysunku 3.33 przedstawiono zależność czasu rozwoju przepływu t_β od nadciśnienia zasilania. Przyjęcie nadciśnienia zasilania jako wielkości niezależnej wynika z założenia, że intensywność przepływu zależy od różnicy ciśnień, a nie tylko od ciśnienia zasilania. Widoczne jest, że czas ten jest zależny od nadciśnienia liniowo, przy czym dla wtryskiwaczy o regulacji za pomocą skoku (Hana i WGs) wzrost nadciśnienia powoduje wzrost czasu narastania, w pozostałych zaś niewielki spadek. Wynika to ze sposobu regulacji przepływu: w przypadku regulacji skokiem stabilizacja przepływu nastąpić może dopiero w końcowej fazie ruchu (lub po jego zakończeniu), co przy zwiększonej intensywności maksymalnej przepływu (przy wzroście ciśnienia) powoduje

wzrost czasu niezbędnego do osiągnięcia tego poziomu. W przypadku kalibracji otworem, przepływ nie jest determinowany skokiem, zatem po krótkim czasie od otwarcia przepływ jest stabilizowany stałą powierzchnią otworu. Pozwala to przy zwiększonym ciśnieniu na szybsze napełnienie komory powyżej otworu kalibrującego, a przez to uzyskanie stabilnego, zakładanego przepływu.



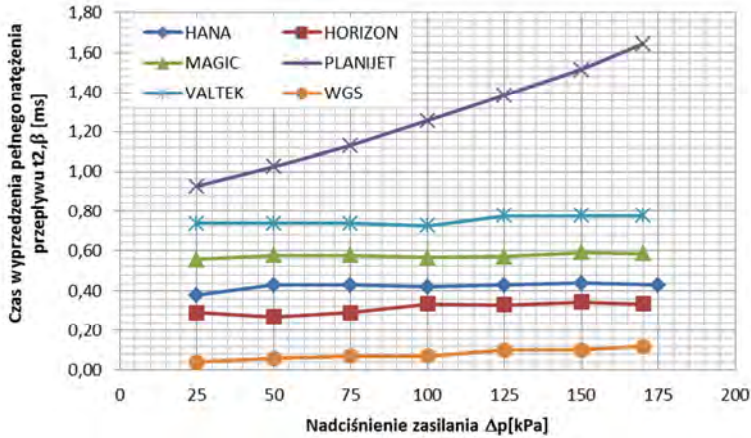
Rys. 3.33. Czas rozwoju przepływu dla poszczególnych wtryskiwaczy w zależności od nadciśnienia zasilania

Należy też zwrócić uwagę na dużą różnicę w czasie rozwoju przepływu między wtryskiwaczem WGs i Hana. Mimo identycznej metody kalibracji, czas ten jest ponad dwukrotnie większy dla wtryskiwacza Hana. Wynika to z budowy kanałów przepływowych tej konstrukcji: przepływ następuje wzdłuż osi ruchu elementu zaworowego i przez sam element zaworowy. Powoduje to skomplikowany kształt strumieni przepływu, a co za tym idzie – duże opory przepływu. Opory te przekładają się na wzrost bezwładności przepływu, a przez to wzrost czasu rozwoju przepływu t_{β} .

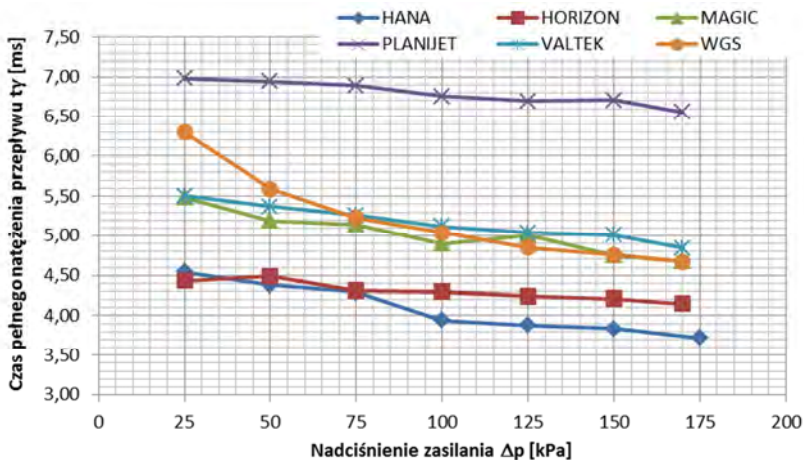
Natomiast analizując czas wyprzedzenia pełnego natężenia przepływu $\Delta t_{2,\beta}$ (rys. 3.34), należy zwrócić uwagę, że jest on w każdym przypadku dodatni. Oznacza to, że przepływ stabilizuje się przed osiągnięciem maksymalnej pozycji elementu zaworowego. Najmniejsze wartości tego czasu uzyskiwane są dla wtryskiwaczy regulowanych skokiem, największe zaś dla regulowanych średnicą otworu. Przy regulacji skokiem nie występuje „martwy ruch zaworu”. Jest to ruch elementu zaworowego powyżej granicy kalibracji skokiem (gdy o przepływie decyduje pole powierzchni pod zaworem a nie pole powierzchni otworu – rys. 1.13), czyli taki, który nie powoduje zmian w przepływie gazu. Wtryskiwacze regulowane otworem posiadają taki czas, wynikający z konieczności podniesienia elementu zaworowego na wysokość gwarantującą, że pole powierzchni przepływu pod nim będzie większe niż w pole otworu

kalibracyjnego. Zwiększanie tego „martwego ruchu” powoduje jedynie wzrost opóźnień w układzie oraz konieczność stosowania cewek o większej sile.

Widoczne jest także, że większość wtryskiwaczy wykazuje praktycznie stałą wartość czasu zwłoki stabilizacji wypływu przy zmianie ciśnienia. Jedynie w przypadku wtryskiwacza PlaniJet występuje wyraźna zależność od nadciśnienia. Wynika ona z charakterystyki zmienności czasu otwierania t_2 dla tej konstrukcji wtryskiwacza, która jako jedyna jest zależna do nadciśnienia zasilania.

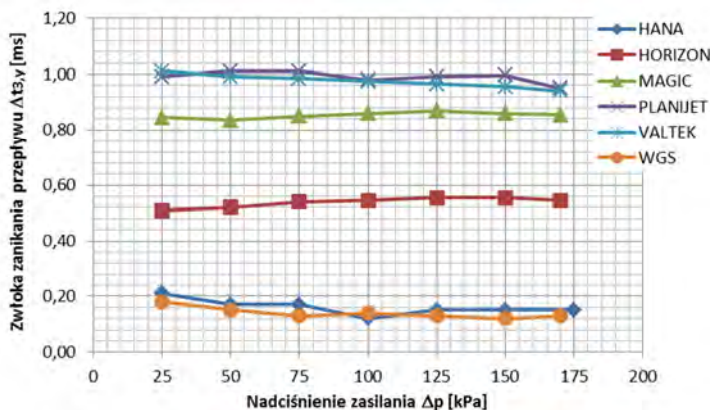


Rys. 3.34. Czas wyprzedzenia pełnego natężenia przepływu $\Delta t_{2,\beta}$ dla poszczególnych wtryskiwaczy w zależności od nadciśnienia zasilania



Rys. 3.35. Czas pełnego natężenia przepływu t_{γ} dla poszczególnych wtryskiwaczy w zależności od nadciśnienia zasilania

Kolejną analizowaną wielkością jest czas pełnego natężenia przepływu t_γ (rys. 3.35). Czas zmienia się w zależności od nadciśnienia, przy czym na jego modyfikację nakłada się zmiana czasu pełnego otwarcia, która z kolei zależy od nadciśnienia zasilania.



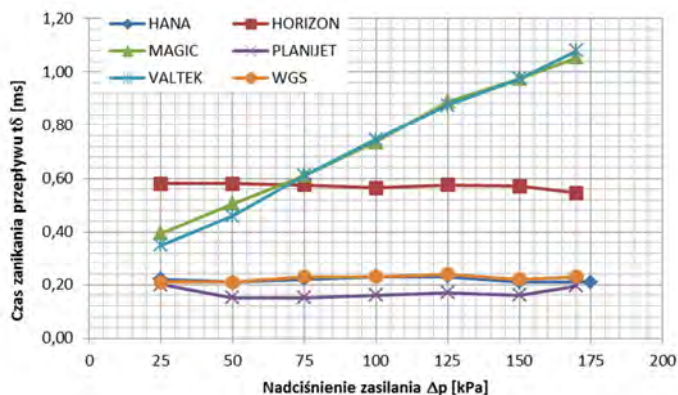
Rys. 3.36. Zwłoka zanikania przepływu $\Delta t_{3,\gamma}$ poszczególnych wtryskiwaczy w zależności od nadciśnienia zasilania

Dlatego też analizie poddano zwłokę zanikania przepływu $\Delta t_{3,\gamma}$ (rys. 3.36). Z wykresu wynika, że czas ten praktycznie nie zależy od nadciśnienia zasilania. A zatem zmiana czasu pełnego przepływu wynika jedynie ze zmiany czasu pełnego otwarcia.

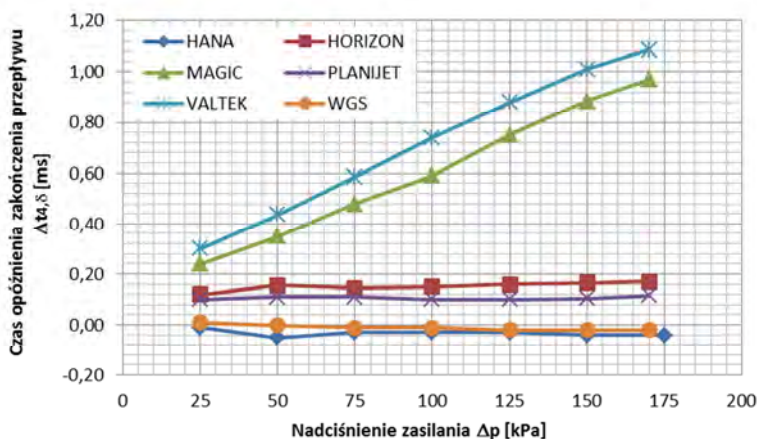
Należy jednak podkreślić dużą różnicę w wartościach zwłoki zanikania przepływu $\Delta t_{3,\gamma}$ poszczególnych wtryskiwaczy. Zmienia się ona od około 0,2 ms – dla wtryskiwaczy kalibrowanych skokiem, aż do 1,0 ms – dla wtryskiwaczy kalibrowanych średnicą otworu. Czas ten wynika przede wszystkim ze skoku elementu zaworowego. Wtryskiwacze kalibrowane skokiem (Hana i WGs) charakteryzują się bardzo krótką zwłoką zanikania przepływu $\Delta t_{3,\gamma}$ wynikającą jedynie z czasu potrzebnego do obniżenia przepływu do poziomu 90% natężenia pełnego. W przypadku wtryskiwaczy kalibrowanych otworem znaczącą rolę odgrywa „martwy ruch” elementu zaworowego. Podobnie jak przy czasie wyprzedzenia pełnego przepływu $\Delta t_{2,\beta}$ tak i w tym przypadku, im większy „martwy ruch” tym dłuższa zwłoka zanikania przepływu $\Delta t_{3,\gamma}$.

Rysunek 3.37 prezentuje wyniki analizy czasu zanikania przepływu t_δ w zależności od nadciśnienia zasilania. W większości konstrukcji wartość tego czasu jest praktycznie stała. Jedynie dla dwóch wtryskiwaczy (Valtek i Magic) wartość ta zmienia się w zależności od nadciśnienia. Zmiana ta jest liniowa, a wartość czasu zanikania przepływu rośnie wraz z nadciśnieniem zasilania. Wynika ona z istnienia komory o dużej objętości pomiędzy elementem zaworowym a otworem kalibrującym (tab. 3.8.). Duża objętość (tak jak we

wtryskiwaczach Magic i Valtek), powoduje gromadzenie się dużej ilości gazu (zależnej od ciśnienia), która wymaga odpowiedniej ilości czasu na jej wypływ. Zmniejszenie tej objętości (tak jak w przypadku wtryskiwacza PlaniJet) prowadzi do znacznego ograniczenia czasu zanikania przepływu t_{δ} .



Rys. 3.37. Czas zanikania przepływu t_{δ} dla poszczególnych wtryskiwaczy w zależności od nadciśnienia zasilania



Rys. 3.38. Czas opóźnienia zakończenia przepływu $\Delta t_{t,\delta}$ dla poszczególnych wtryskiwaczy w zależności od nadciśnienia zasilania

Innym rozwiązaniem jest zmniejszenie skoku („martwego ruchu” elementu zaworowego). Przykładem jest tu wtryskiwacz Horizon, w którym skok jest znacznie mniejszy niż w przypadku pozostałych wtryskiwaczy kalibrowanych otworem. Prowadzi to do zbliżenia zachowania się tej konstrukcji do wtryskiwaczy kalibrowanych skokiem, stąd czasu zanikania przepływu t_{δ} jest

niezależna od nadciśnienia zasilania. Mała wartość skoku powoduje, że po krótkim czasie od chwili rozpoczęcia zamykania element zaworowy zaczyna znacząco tłumić przepływ gazu do komory między zaworem a dyszą, co prowadzi do szybszego opróżniania tej komory, a przez to do skrócenia analizowanej zwłoki.

Podobną zależność można wskazać w przypadku czasu opóźnienia zakończenia przepływu $\Delta t_{4,\delta}$ (rys. 3.38). Cztery z badanych wtryskiwaczy wykazują brak zależności od nadciśnienia zasilania. Dwa z nich to wtryskiwacze kalibrowane skokiem, a dwa wtryskiwacze kalibrowane otworem. W przypadku wtryskiwaczy kalibrowanych skokiem (Hana i WGs) czasu opóźnienia zakończenia przepływu $\Delta t_{4,\delta}$ jest praktycznie zerowy, co wynika z braku komory gromadzącej gaz za elementem zaworowym. W przypadku dwóch wtryskiwaczy kalibrowanych otworem (PlaniJet i Horizon) widoczne jest zastosowanie komory o małej objętości (PlaniJet) lub małego skoku (Horizon) prowadzące do minimalizacji ilości gazu, jaki pozostaje w komorze między otworem kalibrującym a elementem zaworowym. Skutkuje to bardzo szybkim zakończeniem przepływu po zakończeniu ruchu elementu zaworowego – poniżej 0,20 ms. Natomiast dwa pozostałe wtryskiwacze (Valtek i Magic) wykazują zależność liniową czasu opóźnienia zakończenia przepływu $\Delta t_{4,\delta}$ od nadciśnienia zasilania, co wynika z nagromadzenia gazu w komorze między elementem zaworowym a otworem kalibrującym.

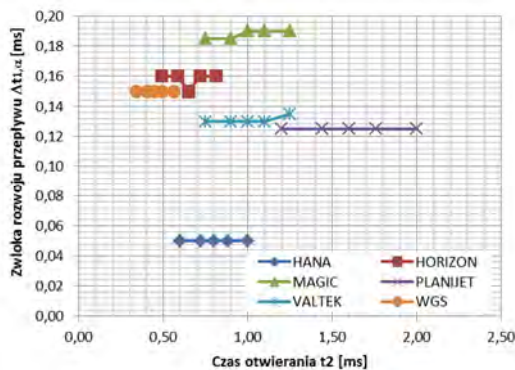
3.3.2. Badania symulacyjne przy zmiennej prędkości ruchu elementu zaworowego

Druga część badań symulacyjnych obejmowała ocenę wpływu szybkości otwierania i zamykania przepływu (czasu otwierania i czasu zamykania) na stabilizację wypływu. W tym celu przeprowadzono dla każdego modelu badania, zmieniając wyżej wymienione czasy w stosunku do wartości normalnie występujących w danym punkcie pracy. Przyjęto zmianę czasów otwarcia i zamknięcia w zakresie 75, 90, 100, 110 i 125 % czasu bazowego występującego dla danej konstrukcji przy ciśnieniu zasilania 200 kPa i czasie impulsu sterującego 5 ms.

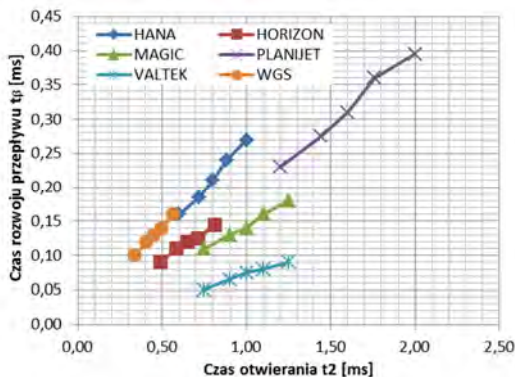
Badania przeprowadzono przy ciśnieniu zasilania równym 200 kPa, skracając czas pełnego otwarcia do 2 ms. Wynikało to z analiz pomiarów symulacyjnych przy zmiennym ciśnieniu, w których wykazano, że w każdej konstrukcji stabilność przepływu przez powierzchnię wyjściową z modelu uzyskuje się już po maksymalnie 1,3 ms pełnego otwarcia.

Analiza zwłoki rozwoju przepływu $\Delta t_{1,\alpha}$ (rys. 3.39) wykazała, że nie występuje żadna zależność tej wielkości od czasu otwierania t_2 . Dla wszystkich wtryskiwaczy czas zwłoki początku wypływu $\Delta t_{1,\alpha}$ był praktycznie stały przy

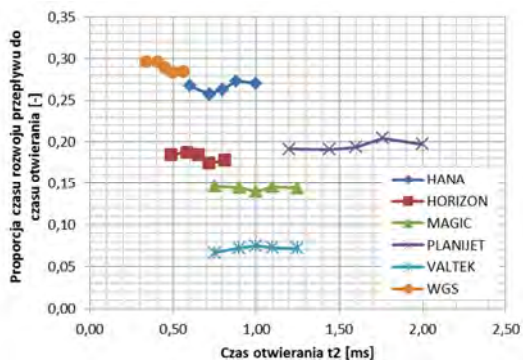
zmianie czasu otwierania. Zatem oznacza to, że zwłoka ta wynika tylko z czasu transportu – przepływu gazu od zaworu do wyjścia z modelu.



Rys. 3.39. Zwluka rozwoju przeplywu $\Delta t_{l,\alpha}$ w zaleznosci od czasu otwierania t_2

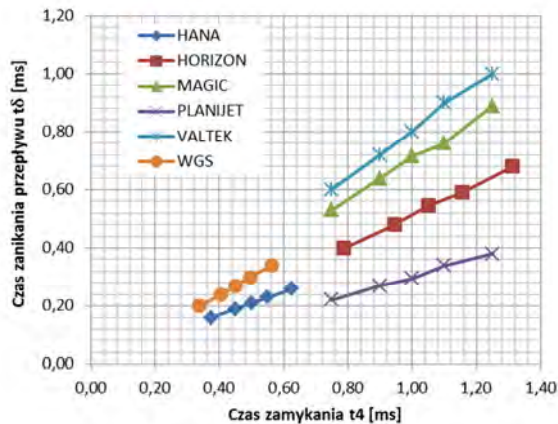


Rys. 3.40. Czas rozwoju przeplywu t_{β} od czasu otwierania t_2

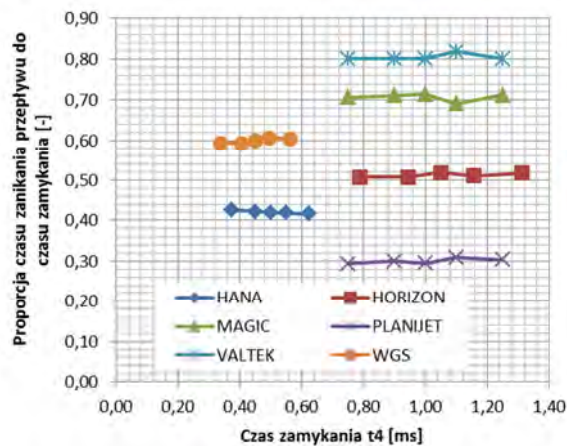


Rys. 3.41. Proporcja czasu rozwoju przeplywu t_{β} do czasu otwierania t_2

Na rysunku 3.40 przedstawiono zależność czasu rozwoju przepływu t_β od czasu otwierania t_2 . Z danych wynika, że wszystkie wtryskiwacze wykazują liniową zależność obu wartości, przy czym zależność ta jest wprost proporcjonalna, co dokumentuje rysunek 3.41, przedstawiający proporcje czasu rozwoju przepływu t_β do czasu otwierania t_2 . Jak widać, proporcja ta jest praktycznie stała.



Rys. 3.42. Czas zanikania przepływu t_δ w zależności od czasu zamykania t_4

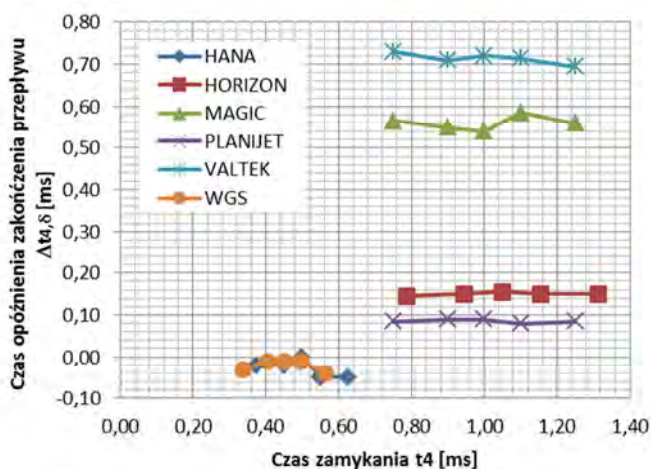


Rys. 3.43. Proporcja czasu zanikania przepływu t_δ do czasu zamykania t_4

Identyczną zależność wykazuje czas zanikania przepływu t_δ względem do czasu zamykania t_4 . Zmiana czasu zamykania t_4 wpływa wprost proporcjonalnie na czas zanikania przepływu t_δ (rys. 3.42), przy czym współczynnik proporcjonalności jest zależny od konstrukcji wtryskiwacza (rys. 3.43). Można zauważyć wyraźną różnicę między czasami zanikania przepływu t_δ dla

konstrukcji kalibrowanych skokiem (Hana i WGs) a konstrukcji kalibrowanych otworem.

Jednocześnie należy podkreślić dużą wartość proporcji czas zanikania przepływu t_δ do czasu zamykania t_4 dla wtryskiwaczy Valtek i Magic. Wtryskiwacze te posiadają największy „martwy ruch” elementu zaworowego oraz największe objętości pomiędzy zaworem a otworem kalibrującym, co przejawia się w największym wpływie czasu ruchu na czas zanikania przepływu.



Rys. 3.44. Czas opóźnienia zakończenia przepływu $\Delta t_{4,\delta}$ w zależności od czasu zamykania t_4

Czas zamykania t_4 nie wpływa także na czas opóźnienia zakończenia przepływu $\Delta t_{4,\delta}$ (rys. 3.44). Wynika to z faktu, że zakończenie przepływu jest determinowane zakończeniem ruchu elementu zaworowego (wtryskiwacze kalibrowane skokiem) lub ilością gazu zgromadzonego w komorze między zaworem a otworem kalibrującym (wtryskiwacze kalibrowane otworem). Można zauważyć, że najmniejsze oba czasy wykazują wtryskiwacze kalibrowane skokiem (Hana i WGs) natomiast największe – wtryskiwacze kalibrowane otworem z dużym „martwym ruchem” elementu zaworowego. Występują także rozwiązania pośrednie charakteryzujące się krótkimi czasami opóźnienia zakończenia przepływu i dłuższymi czasami zamykania. Są to wtryskiwacze kalibrowane otworem o zmniejszonej bezwładności przepływu uzyskanej poprzez: małą objętość komory między zaworem a otworem kalibrującym (wtryskiwacz PlaniJet) i mały skok elementu zaworowego (wtryskiwacz Horizon).

4. Model impulsowego wtryskiwacza gazu

W niniejszym rozdziale przedstawiono opracowany model impulsowego wtryskiwacza gazu oraz jego weryfikację statystyczną.

Przyjęto następujące założenia modelu:

1. Jest to model empiryczny, zerowymiarowy, wyjaśniający, opisujący zależność masy wtrysniętego gazu w czasie jednego impulsu sterującego od zmiennych niezależnych.
2. W modelu przyjęto, że zmiennymi niezależnymi będą:
 - a) czas impulsu sterującego t_{imp} ,
 - b) czas impulsu ciągłego t_{imp-c} ,
 - c) częstotliwość impulsu modelowanego f_{PWM} ,
 - d) wypełnienie sygnału modulowanego w_{PWM} ,
 - e) napięcie zasilania U ,
 - f) ciśnienie zasilania p_1 .
3. W modelu przyjęto, że wszystkie obliczenia opóźnień i masowego natężenia przepływu gazu dotyczą powierzchni wyjściowej z wtryskiwacza.
4. Model opisuje także opóźnienia czasowe między impulsem sterującym a ruchem elementu zaworowego oraz przepływem gazu.
5. Model opisuje 4 stany działania wtryskiwacza:
 - a) wtryskiwacz wyłączony – brak przepływu,
 - b) otwieranie wtryskiwacza – ruch elementu zaworowego oraz stabilizacja przepływu,
 - c) pełne otwarcie – stabilny wypływ gazu,
 - d) zamykanie wtryskiwacza – ruch elementu zaworowego oraz wygaszanie przepływu.
6. Ruch elementu zaworowego opisano modelem w postaci trapezowej (rys. 2.31). Takie uproszczenie wynika z braku w niniejszej pracy analizy ruchu elementu na podstawie sił działających na ten element. Przyjęcie takiego założenia wynikało z pominięcia w modelu zapisu sił wytwarzanych przez cewkę elektromagnetyczną w stanach nieustalonych. Według danych z literatury przedmiotu [22, 79, 87, 92, 93, 98, 142, 160] ruch ten jest zgodny z wielomianem drugiego lub trzeciego stopnia, przy czym współczynniki drugiego i trzeciego stopnia są bardzo małe i zasadniczo można przyjąć, że ruch jest zbliżony do trapezowego. Uproszczenie nie powinno zatem znacząco wpłynąć na jakość obliczeń.
7. Masowe natężenie przepływu gazu opisano w postaci trapezowej. Założenie takie jest zgodne z modelami przedstawianymi w literaturze, dotyczącymi impulsowych wtryskiwaczy cieczy [14, 92, 160].

8. Parametry modelu zidentyfikowano dla powietrza jako czynnika roboczego, przy ciśnieniu zbiornika, do którego wtryskiwano gaz, równym ciśnieniu otoczenia wynoszącym 100 kPa.

W modelu przyjęto następującą zasadę i następujące oznaczenia czasów działania wtryskiwacza.

Sygnalem wywołującym działanie wtryskiwacza jest impuls sterujący o znanym czasie trwania: t_{imp} (czas impulsu sterującego – rys. 2.1). Ze względu na ograniczenie poboru mocy elektrycznej większość układów sterowania wykorzystuje metodę sterowania z tzw. podtrzymaniem prądowym. Polega ona na włączeniu zasilania w sposób ciągły na czas t_{imp-c} (czas impulsu ciągłego) wystarczający do pełnego otwarcia wtryskiwacza, a następnie modulowanym włączaniu i wyłączaniu zasilania o określonym okresie T_{PWM} i wypełnieniu w_{PWM} (proporcji czasu włączenia T_{ON} do okresu). Pozwala to na utrzymanie elementu zaworowego w pozycji otwartej, a jednocześnie na obniżenie zużywanej energii – poziomu prądu w obwodzie.

Sygnał sterujący jest jednocześnie załączeniem zasilania cewki wtryskiwacza. Załączenie zasilania powoduje gromadzenie się energii w obwodzie cewki (narastanie prądu), a w efekcie pojawienie się i wzrost siły elektromagnetycznej przyciągającej element zaworowy. Aby siła elektromagnetyczna uzyskała wartość wystarczającą do oderwania elementu zaworowego od gniazda zaworu, musi minąć pewien czas – zwłoka załączenia t_1 . Następnie zwora porusza się od jednego do drugiego skrajnego położenia – z jednej strony jest to gniazdo zaworu, z drugiej magnetowód. Czas potrzebny do wykonania tego ruchu to czas otwierania t_2 . Po tym czasie następuje pełne otwarcie wtryskiwacza.

Po wyłączeniu obwodu elektrycznego cewki (wyłączeniu impulsu sterującego) zgromadzona w cewce energia w dalszym ciągu generuje siłę elektromagnetyczną utrzymującą element zaworowy w górnej pozycji. Dopiero po czasie t_C (zwłoka wyłączenia) następuje spadek siły do poziomu niższego niż siła wymuszająca ruch powrotny zwory (stanowiąca siłę ssącą powstałą na skutek różnicy ciśnień nad i pod elementem zaworowym oraz w niektórych rozwiązaniach konstrukcyjnych wspomagana siłą elementu sprężystego) i rozpoczyna się ruch powrotny trwający t_4 , czas zamykania.

Zatem wtryskiwacz jest w dalszym ciągu otwarty po wyłączeniu sygnału sterującego przez czas t_B (czas wyłączenia).

Ruch elementu zaworowego powoduje zmianę pola powierzchni przepływu, co z kolei w połączeniu z dynamiką przepływu gazu prowadzi do wypływu gazu z wtryskiwacza o zmiennym natężeniu (strumieniu masy). Początek wypływu gazu jest opóźniony względem początku impulsu sterującego o wartość t_a (czas opóźnienia przepływu) i jest przesunięty o $\Delta t_{1,a}$ (zwłoka rozwoju przepływu) względem zwłoki załączenia t_1 . Opóźnienie to wynika z czasu transportu gazu od gniazda zaworowego do wyjścia z wtryskiwacza oraz uzyskania przez

przepływ odpowiedniej wielkości (10% natężenia przepływu pełnego). Następnie wypływ narasta do wartości pełnego przepływu przez okres t_β (czas rozwoju przepływu), często krótszy niż czas otwierania t_2 o wartość nie tylko wynikającą ze zwłoki rozwoju przepływu $\Delta t_{1,\alpha}$, ale dodatkowo przez czas wyprzedzenia pełnego natężenia przepływu $\Delta t_{2,\beta}$. Czas ten występuje szczególnie we wtryskiwaczach kalibrowanych średnicą otworu dyszy i wynika z okresu, w którym następuje osiągnięcie przez element zaworowy takiej pozycji, w której pole przekroju pod elementem jest już większe niż najmniejsze pole przekroju dyszy. Dalszy ruch elementu zaworowego nie wpływa na zmianę strumienia masy.

Przy zamykaniu wtryskiwacza występuje podobne zjawisko. Koniec stabilnego wypływu jest opóźniony względem początku zamykania o czas $\Delta t_{3,\gamma}$ – zwłokę zanikania przepływu. Wynika on zarówno ze zwłoki transportu, jak i z czasu niezbędnego do osiągnięcia przez element zaworowy położenia, w którym zaczyna decydować o przepływie.

Przyjęto następujący model wydatku masowego impulsowego wtryskiwacza gazu:

$$m = \begin{cases} \dot{m}_p \cdot \left(\frac{1}{2} t_\beta + t_\gamma + \frac{1}{2} t_\delta \right) & t_{imp} \geq t_\alpha \\ 0 & t_{imp} < t_\alpha \end{cases} \quad (4.1),$$

gdzie:

m – masa wtrysniętego gazu w danym cyklu [mg],

\dot{m}_p – masowe natężenie pełnego przepływu gazu [mg/ms],

t_α – czas opóźnienia przepływu [ms],

t_β – czas rozwoju przepływu [ms],

t_γ – czas pełnego natężenia przepływu [ms],

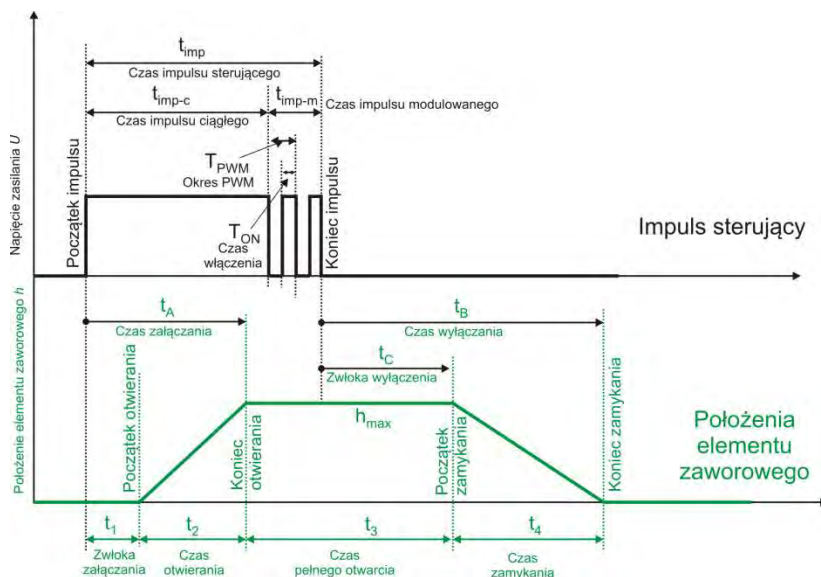
t_δ – czas zanikania przepływu [ms],

t_{imp} – czas impulsu sterującego [ms].

4.1. Model ruchu elementu zaworowego

Aby zdefiniować czasy podane w modelu zgodnym ze wzorem (4.1), konieczne jest ustalenie modelu położenia elementu zaworowego. Element zaworowy jest głównym składnikiem ruchomym we wtryskiwaczu i jego położenie determinuje ilość gazu wypływającego z wtryskiwacza w danej chwili czasowej. Element ten – w postaci tłoczka, płytki lub membrany – porusza się liniowo lub łukowo do osi, odsłaniając i zasłaniając gniazdo zaworowe.

W uproszczeniu można przyjąć, że bez względu na metodę ruchu elementu zaworowego można zapisać jego położenie h jako ruch liniowy nad gniazdem zaworowym, gdzie położenie 0 oznacza element zaworowy stykający się z gniazdem zaworowym, a położenie h_{max} jest maksymalnym oddaleniem elementu uszczelniającego od gniazda zaworowego.



Rys. 4.1. Model ruchu elementu zaworowego

Położenie elementu zaworowego zapisano w uproszczeniu w postaci trapezowej (rys. 4.1) jako:

$$h(t) = \begin{cases} 0 & t \leq t_1 \\ h_{max} \cdot \frac{t-t_1}{t_2} & t_1 < t \leq t_1 + t_2 \\ h_{max} & t_1 + t_2 < t \leq t_1 + t_2 + t_3 \\ h_{max} \cdot \frac{t_1+t_2+t_3+t_4-t}{t_4} & t_1 + t_2 + t_3 < t \leq t_1 + t_2 + t_3 + t_4 \\ 0 & t > t_1 + t_2 + t_3 + t_4 \end{cases} \quad (4.2),$$

gdzie:

h – położenie elementu zaworowego nad gniazdem zaworu [mm],

h_{max} – maksymalne oddalenie elementu uszczelniającego od gniazda zaworowego [mm],

t_1 – zwłoka załączenia [ms],

t_2 – czas otwierania [ms],

t_3 – czas pełnego otwarcia [ms],
 t_4 – czas zamykania [ms].

W tabeli 4.1 przedstawiono wyniki identyfikacji parametru h_{max} dla poszczególnych analizowanych konstrukcji wtryskiwacza.

Tab. 4.1. Maksymalne oddalenie elementu uszczelniającego od gniazda zaworowego h_{max}

	Hana	Horizon	Magic	Valtek	PlaniJet	WGs
h_{max} [mm]	0,30	0,60	0,90	1,30	1,40	0,30

Poniżej przedstawiono modele poszczególnych czasów zapisanych w modelu wzorem (4.2).

4.1.1. Model cząstkowy zwłoki załączenia

Zwłokę załączenia t_l można zdefiniować jako okres od chwili włączenia impulsu sterującego do rozpoczęcia ruchu przez element zaworowy. Zwłoka ta wynika głównie z czasu potrzebnego do wytworzenia w obwodzie elektromagnetycznym wtryskiwacza wystarczającej siły, aby pokonać siłę przyciągającą element zaworowy do gniazda zaworowego. Siła przyciągająca wynika z różnicy ciśnień nad i pod elementem zaworowym oraz w niektórych konstrukcjach wtryskiwaczy, działania elementu sprężystego.

Zatem czas ten będzie zależał z jednej strony od siły wytwarzanej przez cewkę elektromagnetyczną, a więc od konstrukcji obwodu elektromagnetycznego, a z drugiej od siły ssącej wynikającej z wielkości powierzchni uszczelniającej i różnicy ciśnień nad i pod elementem zaworowym.

Siła elektromagnetyczna zależy natomiast od konstrukcji obwodu elektromagnetycznego wtryskiwacza [22, 39, 79, 83, 87, 98, 145], na którą składają się:

- a) rezystancja cewki elektromagnetycznej,
- b) indukcyjność cewki elektromagnetycznej,
- c) konstrukcja odvodu magnetycznego: wymiarów magnetowodu oraz odległości zwory od magnetowodu,
- d) napięcie zasilania.

Zakładając, że powyższe parametry konstrukcyjne stanowią cechy charakterystyczne wtryskiwacza, na podstawie przeprowadzonych badań można przyjąć, że zwłoka załączenia t_l zależy jedynie od dwóch analizowanych parametrów pracy wtryskiwacza:

- a) od różnicy ciśnień nad i pod elementem zaworowym $\Delta p = p_1 - p_2$,
- b) od napięcia w obwodzie zasilania wtryskiwacza U .

Zatem model cząstkowy zwłoki załączenia można zapisać jako:

$$t_1 = k_{1U} \cdot t_{1p} \quad (4.3),$$

gdzie:

t_{1p} – bazowy czas opóźnienia otwierania [ms]:

$$t_{1p} = a_{1p} \cdot \Delta p + b_{1p} \quad (4.4)$$

k_{1U} – współczynnik poprawkowy [-]:

$$k_{1U} = a_{1U} \cdot U + b_{1U} \quad (4.5)$$

U – napięcie zasilania [V]

Δp – nadciśnienie zasilania [kPa]

$$\Delta p = p_1 - p_2 \quad (4.6)$$

p_1 – ciśnienie zasilania [kPa]

p_2 – ciśnienie zbiornika odbioru gazu [kPa]

W tabeli 4.2 przedstawiono wyniki identyfikacji parametrów modelu cząstkowego zwłoki załączenia t_1 dla poszczególnych analizowanych konstrukcji wtryskiwacza.

Tab. 4.2. Współczynniki modelu cząstkowego zwłoki załączenia t_1

	Hana	Horizon	Magic	Valtek	PlaniJet	WGs
a_{1p} [10^{-3} ms/kPa]	3,581	2,489	5,421	4,483	0,306	2,061
b_{1pc} [ms]	0,844	1,433	0,964	1,768	1,380	0,449
a_{1U} [1/V]	-0,106	-0,106	-0,122	-0,107	-0,051	-0,046
b_{1U} [-]	2,299	2,301	2,494	2,307	1,612	1,539

Analizując dokładność aproksymacji, można stwierdzić, że błąd aproksymacji jest akceptowalny. Wynosi on średnio 1,6% i nie przekracza dla żadnego wtryskiwacza 6%. Błąd wykazuje rozkład normalny i nie przejawia zależności od wartości niezależnych, co potwierdza poprawność wyboru stopnia modelu.

4.1.2. Model cząstkowy czasu otwierania

Czas otwierania t_2 można zdefiniować jako okres wykonania ruchu elementu zaworowego od pozycji zamknięcia (styku z gniazdem zaworowym) do pozycji pełnego otwarcia (styk z magnetowodem). Wynika on z bezwładności elementu zaworowego oraz sił działających na ten element.

Podobnie jak w przypadku zwłoki załączenia, czas otwierania t_2 zależy od sił działających na element zaworowy. Z jednej strony jest to siła przyciągania cewki elektromagnetycznej, a z drugiej – siła ssąca, wynikająca z różnicy ciśnień i siła działania elementu sprężystego. Zatem czas otwierania będzie od konstrukcji układu elektromagnetycznego oraz od parametrów pracy wtryskiwacza.

Upraszczając, można przyjąć, że dla danej konstrukcji, czas ten będzie zależał jedynie od dwóch analizowanych parametrów:

- od różnicy ciśnień nad i pod elementem zaworowym $\Delta p = p_1 - p_2$,
- od napięcia w obwodzie zasilania wtryskiwacza U .

Zatem model cząstkowy czasu otwierania t_2 [ms] można zapisać jako:

$$t_2 = k_{2U} \cdot t_{2p} \quad (4.7),$$

gdzie:

t_{2p} – bazowy czas otwierania [ms],

$$t_{2p} = a_{2p} \cdot \Delta p + b_{2p} \quad (4.8)$$

Δp – nadciśnienie zasilania [kPa],

k_{2U} – współczynnik poprawkowy czasu otwierania [-]:

$$k_{2U} = a_{2U} \cdot U + b_{2U} \quad (4.9)$$

U – napięcie zasilania [V].

W tabeli 4.3 przedstawiono wyniki identyfikacji parametrów modelu cząstkowego czasu otwierania t_2 dla poszczególnych analizowanych konstrukcji wtryskiwacza.

Tab. 4.3. Współczynniki modelu cząstkowego czasu otwierania t_2

	Hana	Horizon	Magic	Valtek	PlaniJet	WGs
a_{2p} [10^{-3} ms/kPa]	-0,172	0,316	-0,406	-0,303	7,260	0,082
b_{2p} [ms]	0,813	0,621	0,991	1,028	0,375	0,451
a_{2U} [1/V]	-0,045	-0,048	-0,039	-0,046	-0,089	-0,058
b_{2U} [-]	1,550	1,593	1,486	1,573	2,079	1,670

Analizując dokładność aproksymacji, można stwierdzić, że błąd aproksymacji jest akceptowalny. Wynosi on średnio 2,4% i nie przekracza dla żadnego wtryskiwacza 5%. Błąd wykazuje rozkład normalny i nie przejawia zależności od wartości niezależnych, co potwierdza poprawność wyboru stopnia modelu.

4.1.3. Model cząstkowy czasu wyłączenia

Ze względu na przyjętą metodę pomiarową i wynikającą z niej większą precyzję pomiaru czasu wyłączenia t_B niż zwłoki wyłączenia t_C zdecydowano o modelowaniu czasu wyłączenia t_B .

Czas wyłączenia t_B można zdefiniować jako okres pomiędzy wyłączeniem impulsu sterującego a kontaktem elementu zaworowego z gniazdem zaworu, czyli zamknięciem przepływu przez zawór. Czas ten wynika z układu sił: przyciągającej, generowanej przez cewkę elektromagnetyczną, i zasysającej, wynikającej z różnicy ciśnień nad i pod elementem zaworowym, z lepkości przepływu gazu oraz z nacisku elementu sprężystego.

Po wyłączeniu zasilania obwodu cewki elektromagnetycznej, czyli po zakończeniu impulsu sterującego, w cewce pozostaje część energii wynikająca z histerezy materiałów zastosowanych na elementy obwodu elektromagnetycznego (magnetowód i zwora). Powoduje to generowanie siły magnetycznej przyciągającej zworę (element zaworowy) jeszcze przez pewien czas. Energia zgromadzona w tym obwodzie maleje wraz z czasem (jest zużywana na pokonywanie siły ssącej). W chwili, gdy siła magnetyczna jest mniejsza niż siła ssąca, następuje ruch elementu zaworowego z pozycji pełnego otwarcia do zetknięcia się z gniazdem zaworowym.

Analizując wyniki badań stanowiskowych, można stwierdzić, że czas wyłączenia t_B zależy od dwóch czynników:

- a) od ilości energii zgromadzonej w cewce w chwili jej wyłączenia, zależnej od konstrukcji układu elektromagnetycznego, napięcia zasilania U oraz wartości prądu w chwili wyłączenia zasilania w układzie I_{OFF} ,
- b) od różnicy ciśnień nad i pod elementem zaworowym $\Delta p = p_1 - p_2$.

Pomijając cechy konstrukcyjne układu elektromagnetycznego, model cząstkowy czasu wyłączenia t_B można opisać jako:

$$t_B = a_B \cdot \ln(I_{OFF} - b_B) + c_B \quad (4.10),$$

gdzie:

I_{OFF} – prąd w obwodzie wtryskiwacza w chwili wyłączenia impulsu sterującego [A],

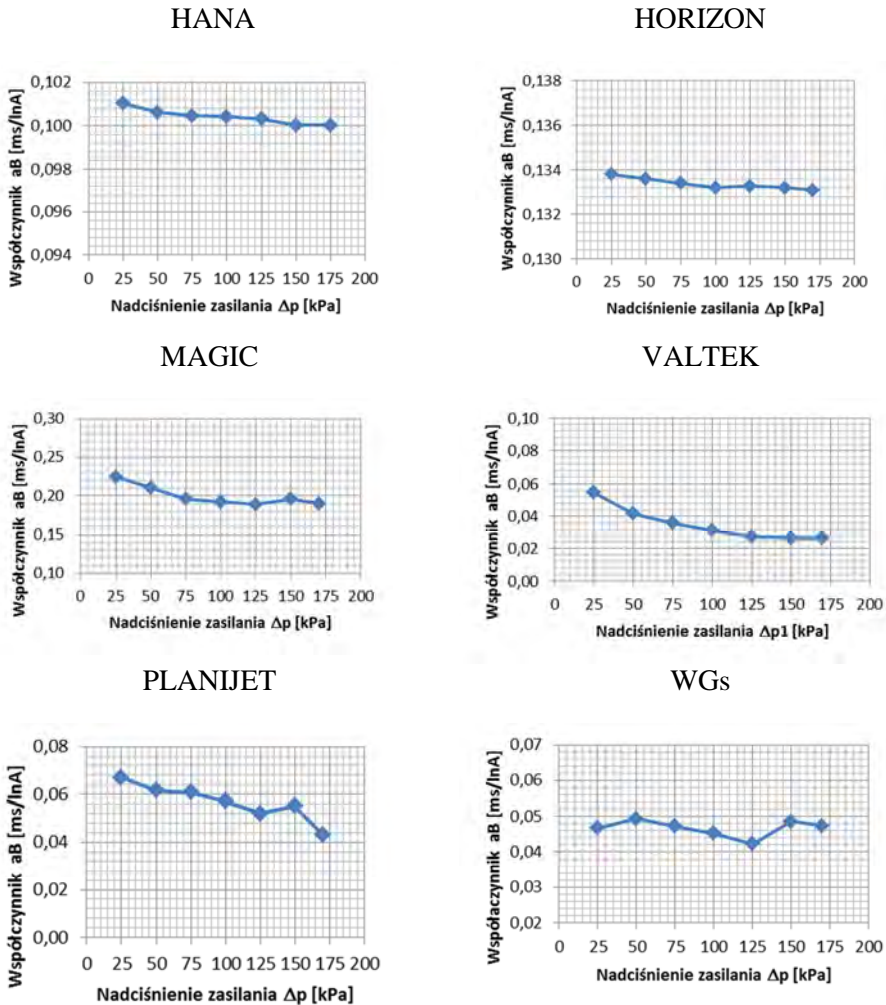
a_B, b_B, c_B – współczynniki modelu:

$$a_B = a_{Bp} \cdot \Delta p + b_{Bp} \quad (4.11)$$

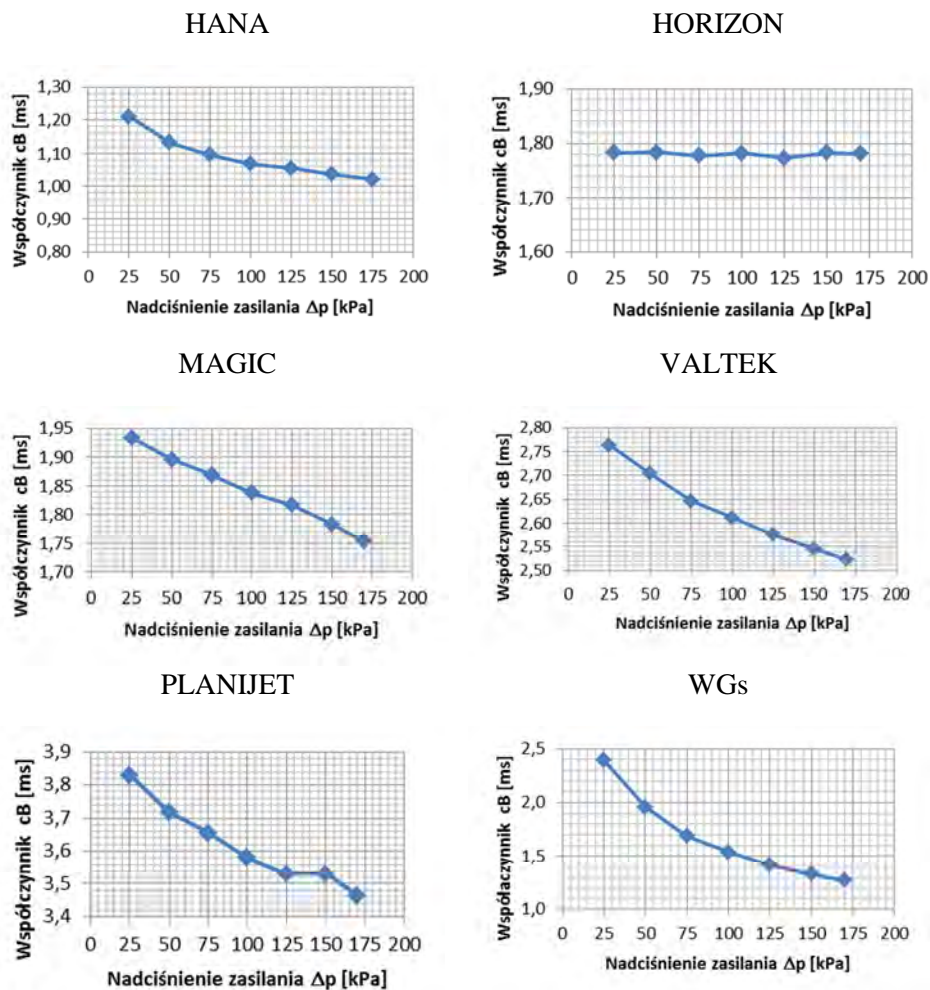
$$c_B = c_{Bp} \cdot \Delta p + d_{Bp} \quad (4.12)$$

Δp – nadciśnienie zasilania [kPa].

Na rysunku 4.2 i 4.3 przedstawiono wyniki analiz współczynników modelu czasu wyłączenia t_B . W obu przypadkach przyjęto aproksymację liniową zależności analizowanych współczynników od nadciśnienia zasilania. Analizując dokładność aproksymacji, można stwierdzić, że błąd aproksymacji jest akceptowalny. Wynosi on średnio 2,1% dla współczynnika a_B oraz 2,7% dla współczynnika c_B . Błędy aproksymacji w obu przypadkach wykazują rozkład normalny i nie przejawiają zależności od wartości niezależnych, co potwierdza poprawność wyboru struktury modelu.



Rys. 4.2. Zależność współczynnika a_B od nadciśnienia zasilania



Rys. 4.3. Zależność współczynnika c_B od nadciśnienia zasilania

W tabeli 4.4 przedstawiono wyniki identyfikacji parametrów modelu cząstkowego czasu wyłączenia t_B dla poszczególnych analizowanych konstrukcji wtryskiwacza.

Tab. 4.4. Parametry modelu cząstkowego czasu wyłączenia t_B

	Hana	Horizon	Magic	Valtek	PlaniJet	WGs
a_{Bp} [10^{-3} ms/(lnA*kPa)]	-0,006	-0,004	-0,206	-0,184	-0,135	-0,007
b_{Bp} [ms/lnA]	0,101	0,134	0,134	0,053	0,070	0,047
b_B [A]	0,90	0,30	0,55	0,77	0,76	0,87
c_{Bp} [10^{-3} ms/kPa]	-1,136	-0,018	-1,196	-1,622	-2,333	-7,191
d_{Bp} [ms]	1,202	1,783	1,960	2,785	3,847	2,369

Na podstawie analizy badań stanowiskowych można stwierdzić, że prąd w chwili wyłączenia I_{OFF} zależy od:

- 1) rezystancji cewki R ,
- 2) indukcyjności cewki L ,
- 3) napięcia zasilania U ,
- 4) parametrów sygnału sterującego:
 - a) czasu impulsu sterującego t_{imp} ,
 - b) czasu impulsu ciągłego t_{imp-c} ,
 - c) wypełnienia sygnału modulowanego PWM w_{PWM} .

Przeprowadzono analizy wykazujące, że czas wyłączenia nie zależy od częstotliwości impulsu modulowanego PWM.

Analizując natomiast przebieg prądu w zależności od czasu impulsu sterującego oraz parametrów tego impulsu, prąd w chwili wyłączenia można zapisać jako:

$$I_{OFF} = \begin{cases} 0 & t_{imp} < t_{I0} \\ \frac{U}{R} \left[1 - e^{-\frac{R}{L}(t_{imp} - t_{I0})} \right] & t_{I0} \leq t_{imp} \leq t_{imp-c} \\ I_{tc} - (I_{tc} - I_{PWM}) \cdot \frac{2}{\pi} \arctan \left[a_I \cdot k_U \cdot (t_{imp} - t_{imp-c}) \right] & t_{imp} > t_{imp-c} \end{cases} \quad (4.13),$$

gdzie:

I_{OFF} – prąd w chwili wyłączenia [A],
 R – rezystancja cewki [Ω],
 L – indukcyjność cewki [mH],
 t_{I0} – czas zerowy prądu [ms], wielkość wyrażona równaniem:
 $t_{I0} = a_{I0} \cdot U + b_{I0}$
(4.14)

t_{imp} – czas impulsu sterującego [ms],
 t_{imp-c} – czas ciągłego impulsu sterującego [ms],
 I_{tc} – prąd w cewce w chwili przełączenia sterowania z sygnału ciągłego na sygnał modulowany [A], wielkość wyrażona równaniem:

$$I_{tc} = \frac{U}{R} \left[1 - e^{-\frac{R}{L}(t_{imp-c} - t_{I0})} \right] \quad (4.15)$$

I_{PWM} – prąd stabilny podtrzymania prądowego [A],
 $I_{PWM} = I_{max} \cdot k_w$
(4.16)

k_w – współczynnik prądu podtrzymania stabilnego [-],
 $k_w = a_w \cdot w_{PWM}^2 + b_w \cdot w_{PWM} + c_w$
(4.17)

w_{PWM} – współczynnik wypełnienia sygnału modulowanego [-],

$$w_{PWM} = \frac{T_{ON}}{T_{PWM}} \quad (4.18)$$

T_{ON} – czas włączenia zasilania w danym okresie sygnału modulowanego [ms],

T_{PWM} – okres sygnału modulowanego [ms],

I_{max} – maksymalny prąd jaki może wystąpić w obwodzie cewki [A],

$$I_{max} = \frac{U}{R} \quad (4.19)$$

U – napięcie zasilania [A],

a_I, k_U – współczynniki modelu:

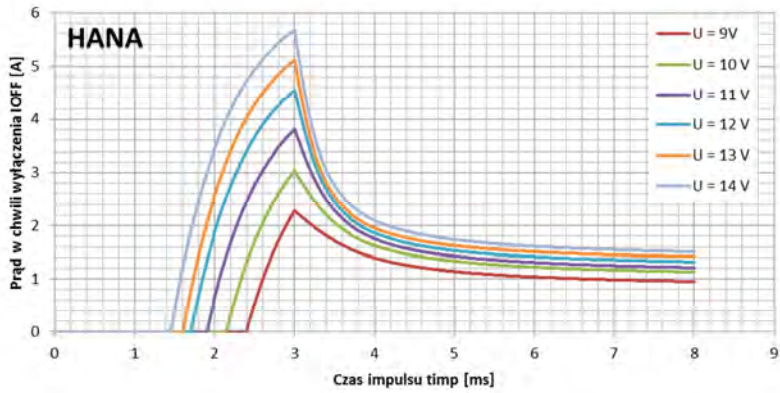
$$a_I = a_{Iw} \cdot w_{PWM} + b_{Iw} \quad (4.20)$$

$$k_U = a_U \cdot U + b_U \quad (4.21)$$

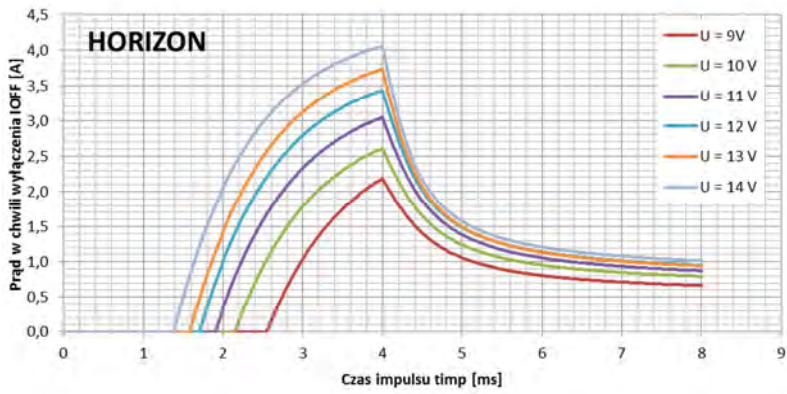
Poniżej przedstawiono przykładowe, modelowe przebiegi prądu w chwili wyłączenia w zależności od czasu impulsu sterującego i napięcia sterującego (rys. 4.4) oraz od czasu impulsu sterującego i wypełnienia sygnału podtrzymania prądowego (rys. 4.5).

Analizując dokładność identyfikacji modelu prądu w chwili wyłączenia I_{OFF} , można stwierdzić, że błąd aproksymacji jest akceptowalny. Wynosi on średnio 3,5% do przebiegów prądu w wybranych punktach pracy wtryskiwacza. Błąd wykazuje rozkład normalny i nie przejawia zależności od czasu, co potwierdza poprawność wyboru stopnia modelu.

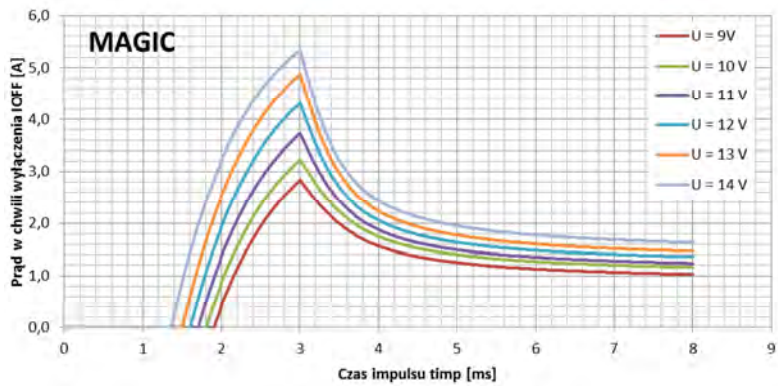
Poniżej przedstawiono zależności poszczególnych parametrów modelu od napięcia zasilania oraz od wypełnienia sygnału sterującego. Parametry te aproksymowano zgodnie ze wzorami 4.14, 4.17, 4.20 i 4.21. We wszystkich przypadkach przeprowadzono analizę dokładności aproksymacji i za każdym razem otrzymano akceptowalne wyniki, a błąd średni wynosił odpowiednio: 2,3% dla t_{I0} , 1,9% dla k_U , 0,97% dla k_w oraz 1,4% dla a_i . Błędy aproksymacji wykazują rozkłady normalne i nie przejawiają zależności od wartości niezależnych, co potwierdza poprawność wyboru stopnia modelu i prawidłowości aproksymacji.



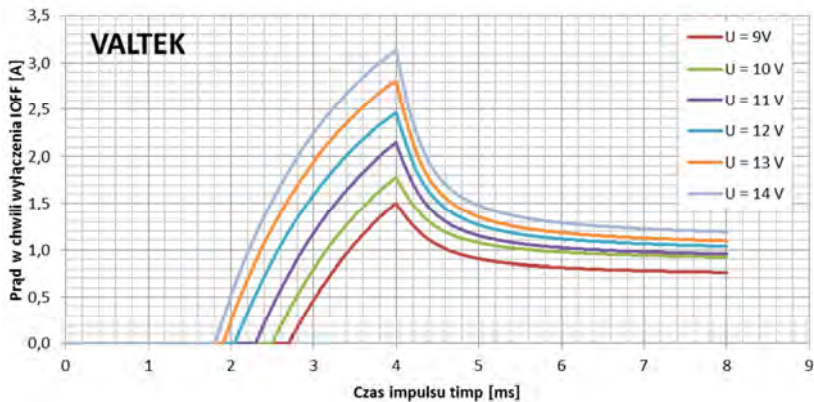
a)



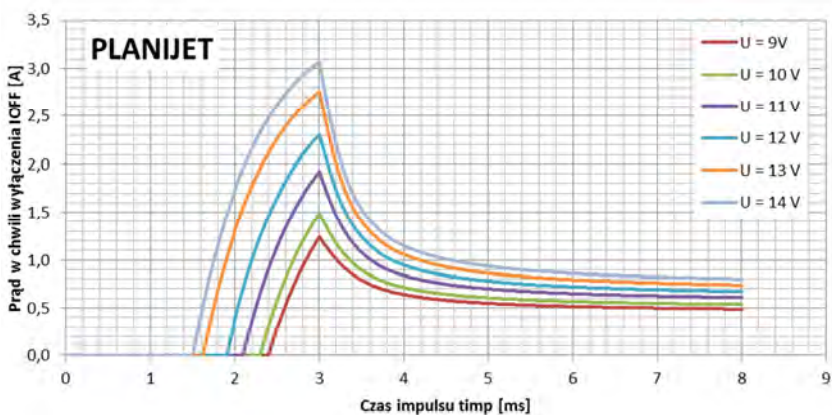
b)



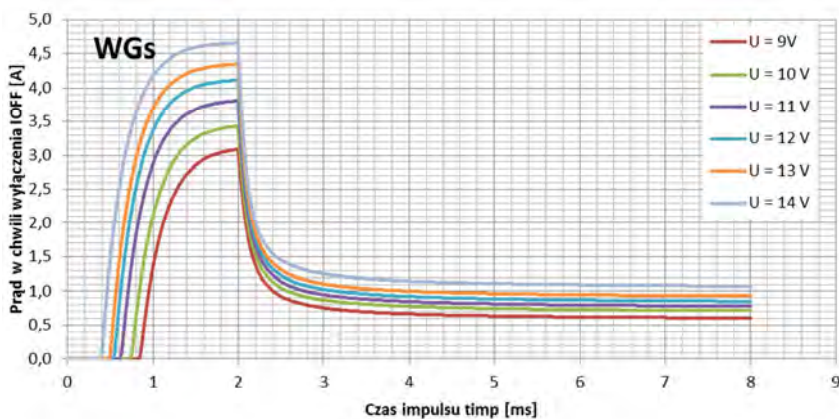
c)



d)

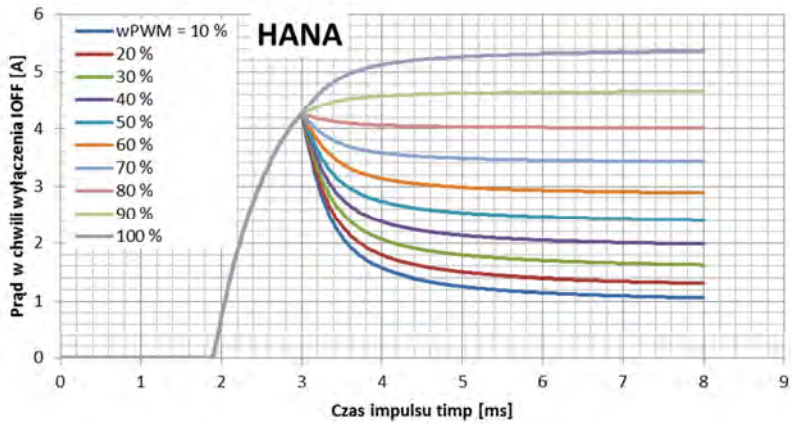


e)

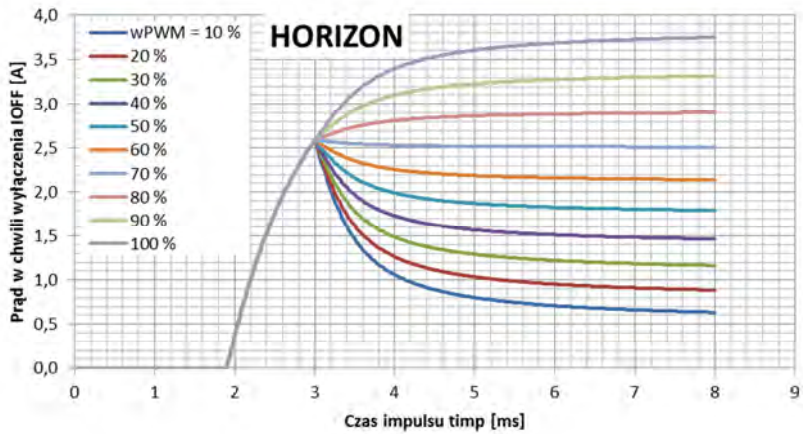


f)

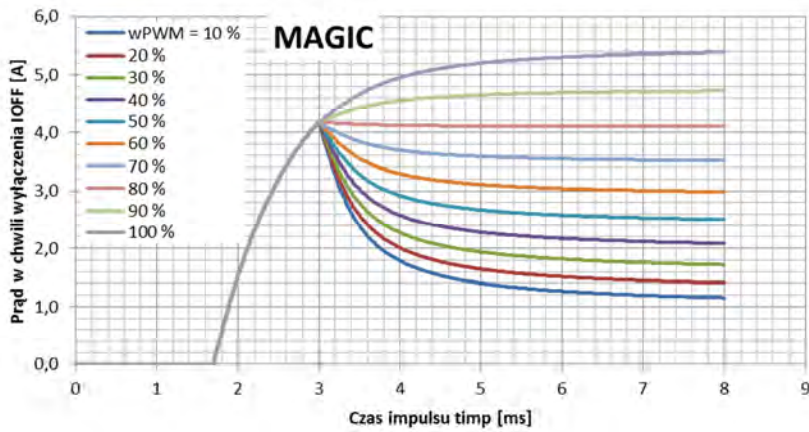
Rys. 4.4. Model przebiegu prądu w chwili wyłączenia w zależności od napięcia zasilania



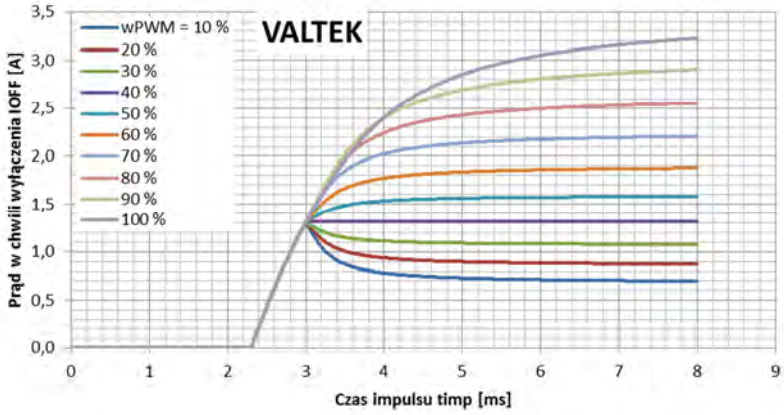
a)



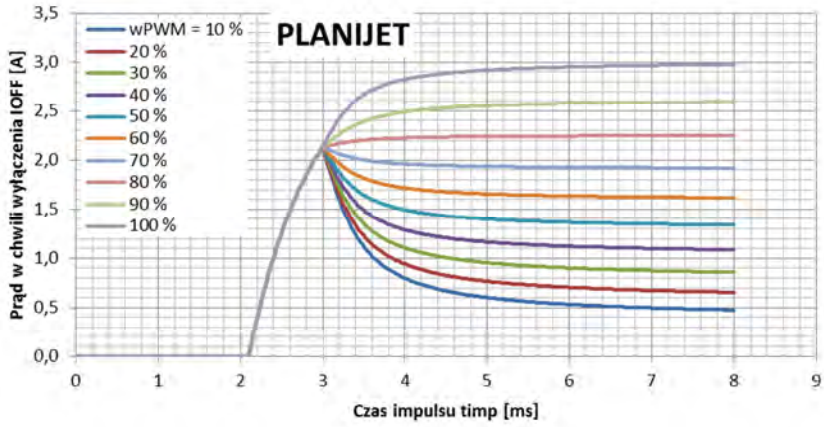
b)



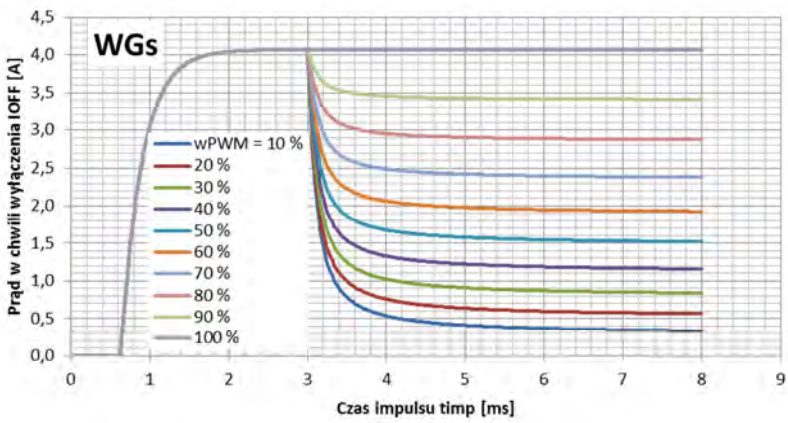
c)



d)

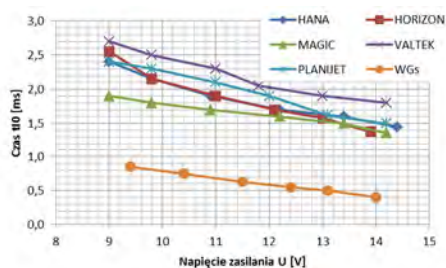


e)

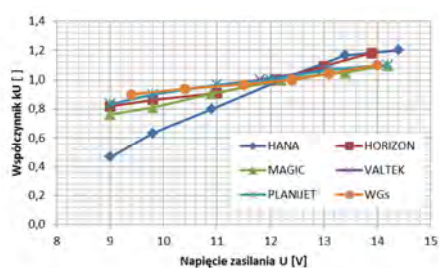


f)

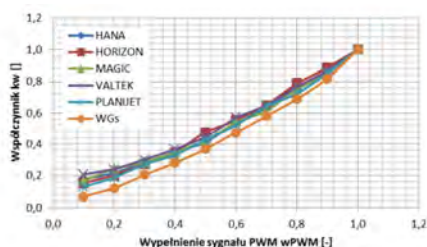
Rys. 4.5. Model przebiegu prądu w chwili wyłączenia w funkcji wypełnienia impulsu



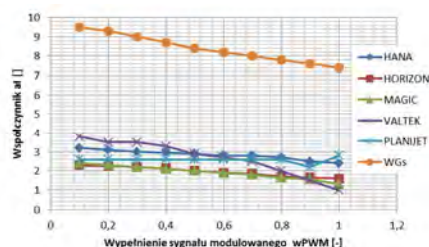
Rys. 4.6. Zależność czasu zerowego prądu od napięcia zasilania



Rys. 4.7. Zależność współczynnika k_U od napięcia zasilania



Rys. 4.8. Zależność współczynnika k_w od wypełnienia sygnału sterującego



Rys. 4.9. Zależność współczynnika a_I od wypełnienia sygnału sterującego

W tabeli 4.5 przedstawiono wyniki identyfikacji parametrów modelu cząstkowego prądu w chwili wyłączenia I_{OFF} dla poszczególnych analizowanych konstrukcji wtryskiwacza.

Tab. 4.5. Parametry modelu cząstkowego prądu w chwili wyłączenia I_{OFF}

	Hana	Horizon	Magic	Valtek	PlaniJet	WGs
R [Ω]	2,25	3,2	2,2	3,5	4,0	3,0
L [mH]	1,6	3,1	2,05	5,2	3,0	0,8
a_{I0} [ms/V]	-0,167	-0,220	-0,096	-0,178	-0,183	-0,097
b_{I0} [ms]	3,809	4,397	2,760	4,249	4,077	1,752
a_{IW} [10^{-3} 1/ms]	-8,152	-8,473	-11,46	-29,88	0	-23,68
b_{IW} [1/ms]	3,283	2,424	2,550	4,313	2,600	9,693
a_U [1/V]	0,139	0,073	0,065	0,051	0,050	0,041
b_U [-]	-0,743	0,138	0,183	0,393	0,397	0,506
a_w [-]	0,555	0,344	0,545	0,489	0,428	0,552
b_w [-]	0,315	0,593	0,309	0,362	0,487	0,405
c_w [-]	0,134	0,073	0,141	0,154	0,075	0,024

W zakończeniu opracowania modelu czasu wyłączenia t_B , przeprowadzono analizę statystyczną poprawności aproksymacji. Analizując dokładność aproksymacji, można stwierdzić, że błąd aproksymacji jest akceptowalny. Wynosi on średnio 1,9% i nie przekracza dla żadnego wtryskiwacza 5%. Błąd wykazuje rozkład normalny i nie przejawia zależności od wartości niezależnych co potwierdza poprawność wyboru struktury modelu.

4.1.4. Model cząstkowy czasu zamykania

Czas zamykania t_4 można zdefiniować jako okres ruchu powrotnego elementu zaworowego z położenia pełnego otwarcia do zamknięcia (zetknięcia z gniazdem zaworowym). Zależy on od konstrukcji wtryskiwacza (bezwładności elementu zaworowego i odległości, jaką musi pokonać podczas ruchu) oraz siły wywołującej ruch – siły ssącej, wynikającej głównie z różnicy ciśnień nad i pod elementem zaworowym oraz siły nacisku elementu sprężystego.

Dlatego też model czasu zamykania t_4 można zapisać jako:

$$t_4 = a_4 \cdot \Delta p + b_4 \quad (4.22),$$

gdzie:

t_4 – czas zamykania [ms],

Δp – nadciśnienie zasilnia [kPa].

W tabeli 4.6 przedstawiono wyniki identyfikacji parametrów modelu cząstkowego czasu zamykania t_4 dla poszczególnych analizowanych konstrukcji wtryskiwacza.

Tab. 4.6. Parametry modelu cząstkowego czasu zamykania t_4

	Hana	Horizon	Magic	Valtek	PlaniJet	WGs
$a_4 [10^{-3} \text{ ms/kPa}]$	-1,445	-0,525	-0,719	-0,612	-0,732	-0,542
$b_4 [\text{ms}]$	0,610	1,039	1,087	1,073	1,160	0,479

Analizując dokładność aproksymacji, można stwierdzić, że błąd aproksymacji wynosi średnio 1,8% i nie przekracza dla żadnego wtryskiwacza 5%. Błąd wykazuje rozkład normalny i nie przejawia zależności od wartości niezależnych, co potwierdza poprawność wyboru stopnia modelu.

4.1.5. Model cząstkowy czasu pełnego otwarcia

Ostatnim nieopisanym dotychczas czasem modelu położenia elementu zaworowego jest czas pełnego otwarcia wtryskiwacza t_3 . Można go zdefiniować jako okres, w którym element zaworowy znajduje się w pozycji pełnego otwarcia. Zależy on przede wszystkim od czasu impulsu sterującego.

W niniejszej pracy czas pełnego otwarcia wtryskiwacza t_3 opisany zostaje jako wynik z poprzednich czasów zgodnie ze wzorem:

$$t_3 = t_{imp} + t_B - t_1 - t_2 - t_4 \quad (4.23),$$

gdzie:

t_3 – czas pełnego otwarcia wtryskiwacza [ms],

t_{imp} – czas impulsu sterującego [ms],

t_B – czas wyłączenia [ms],

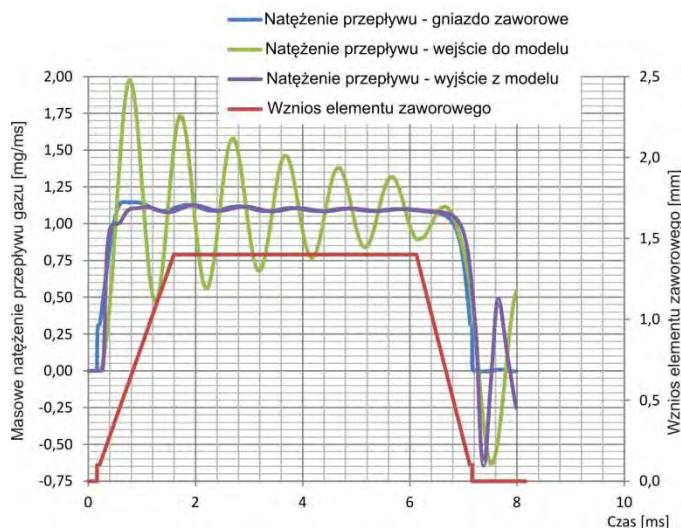
t_1 – zwłoka załączania [ms],

t_2 – czas otwierania [ms],

t_4 – czas zamykania [ms].

4.2. Model przepływu gazu

Położenie elementu zaworowego, opisane powyższym modelem, przekłada się na przepływ gazu przez impulsowy wtryskiwacz gazu. Analizę masowego przepływu gazu przeprowadzono na podstawie badań symulacyjnych.



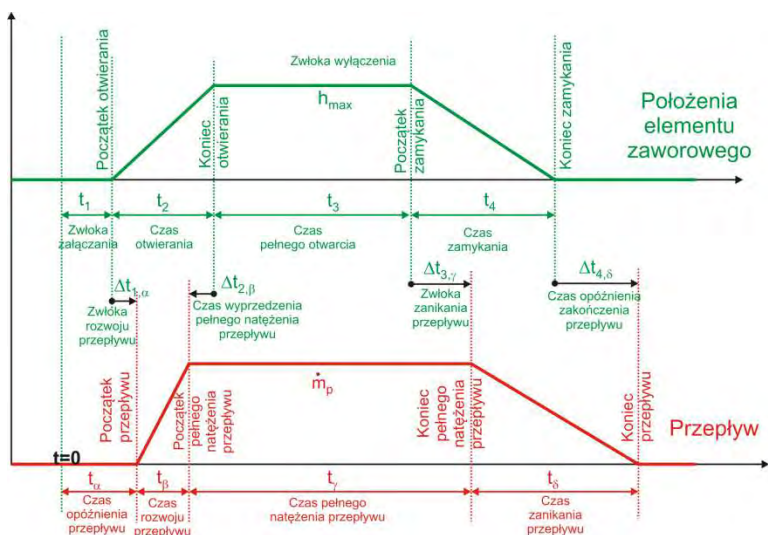
Rys. 4.10. Przebieg masowego natężenia przepływu gazu przez wtryskiwacz Hana H2000 w wybranych przekrojach

Na rysunku 4.10 przedstawiono przebiegi masowego natężenia przepływu gazu przez wtryskiwacz (na przykładzie wtryskiwacza Hana) w wybranych, charakterystycznych przekrojach:

- wejście do modelu – powierzchnia początku kanału dolotowego do wtryskiwacza,
- gniazdo zaworowe,
- wyjście z modelu – powierzchnia końca kanału wyjściowego z wtryskiwacza.

Jak można zauważyć, przebieg przepływu nie pokrywa się jednoznacznie z położeniem elementu zaworowego. Przepływ przez zawór rozpoczyna się i następnie zwiększa zgodnie z ruchem elementu zaworowego. Natomiast zarówno wypływ gazu z wyjścia z modelu, jak i dopływ przez wejście do modelu są opóźnione, a dodatkowo następuje ich przesterowanie. Wynika to z bezwładności przepływu gazu.

Identyczne zjawisko występuje także podczas zamykania wtryskiwacza. Przepływ opóźnia się w stosunku do zmiany położenia elementu zaworowego i występuje na jego końcu falowe odbicie.



Rys. 4.11. Zależności między modelami położenia elementu zaworowego na przepływu

Zatem model przepływu gazu musi być przesunięty względem modelu położenia elementu zaworowego (rys. 4.11). Początek wypływu jest opóźniony o zwłokę rozwoju przepływu $\Delta t_{1,\alpha}$ względem początku otwierania elementu zaworowego. Natomiast koniec rozwoju przepływu jest przesunięty o czas

wyprzedzenia pełnego natężenia przepływu $\Delta t_{2,\beta}$ względem końca otwierania elementu zaworowego. Podobnie jest przy zamykaniu wtryskiwacza, gdzie odpowiednio zwłoka zanikania przepływu $\Delta t_{3,\gamma}$ opisuje opóźnienie względem początku zamykania, a czas opóźnienia zakończenia przepływu $\Delta t_{4,\delta}$ opisuje opóźnienie względem końca zamykania. Przekłada się to na odpowiednie czasy opisane modelem zgodnym ze wzorem (4.1).

Dodatkowo dla uproszczenia modelu pominięto zjawiska przesterowania przepływu oraz nieliniowego narastania i opadania masowego natężenia przepływu. Przyjęto, że początek i koniec przepływu będzie zgodny z punktem, w którym przepływ osiągnął odpowiednio 10% pełnego natężenia przepływu, a początek i koniec przepływu stabilnego będzie zgodny z osiągnięciem 90% pełnego natężenia przepływu w czasie symulacji.

Poniżej opisano modele cząstkowe poszczególnych elementów modelu przepływu gazu przez impulsowy wtryskiwacz gazu (wzór 4.1).

4.2.1. Model cząstkowy masowego natężenia pełnego przepływu gazu

Podstawowym parametrem modelu jest masowe natężenie pełnego przepływu. Można go zdefiniować jako [32]:

$$\dot{m}_p = \mu \cdot F \cdot \frac{p_1}{\sqrt{R \cdot T_1}} \cdot \psi \quad (4.24),$$

gdzie:

\dot{m}_p – masowe natężenie pełnego przepływu gazu [mg/ms],

μ – współczynnik przepływu,

F – pole powierzchni przepływu (najmniejsza powierzchnia przepływu gazu) [mm²],

p_1 – ciśnienie zasilania [kPa],

T_1 – temperatura gazu zasilającego wtryskiwacz [K],

R – stała gazowa przepływającego gazu [J/(kg*K)],

ψ – współczynnik rodzaju przepływu [32]:

$$\psi = \begin{cases} \sqrt{\frac{2 \cdot \kappa}{\kappa - 1} \cdot \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^\frac{2}{\kappa} - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^\frac{\kappa + 1}{\kappa} \right]} & p_2 > p_1 \cdot \left(\frac{2}{\kappa + 1} \right)^\frac{\kappa}{\kappa - 1} \\ \sqrt{\kappa \cdot \left(\frac{2}{\kappa + 1} \right)^\frac{\kappa + 1}{\kappa - 1}} & p_2 \leq p_1 \cdot \left(\frac{2}{\kappa + 1} \right)^\frac{\kappa}{\kappa - 1} \end{cases} \quad (4.25)$$

κ – współczynnik adiabaty przepływającego gazu,

p_2 – ciśnienie zbiornika do którego wtryskiwany jest gaz [kPa].

Tabela 4.7 przedstawia wyniki identyfikacji parametrów modelu poszczególnych wtryskiwaczy. Wartości pola powierzchni przepływu określono na podstawie analizy konstrukcji wtryskiwacza, natomiast współczynnik przepływu określono na podstawie analizy masowego natężenia przepływu pełnego z badań symulacyjnych. Analizując dokładność wyznaczenia współczynnika przepływu, można stwierdzić, że błąd aproksymacji wynosi średnio 0,94% i nie przekracza dla żadnego wtryskiwacza 2%. Potwierdza to poprawność wyznaczenia tej wielkości.

Tab. 4.7. Parametry modelu cząstkowego masowego natężenia pełnego przepływu

	Hana	Horizon	Magic	Valtek	PlaniJet	WGs
F [mm ²]	4,273	3,142	2,835	2,545	2,545	2,714
μ [-]	0,747	0,834	0,848	0,865	0,821	0,888

4.2.2. Model cząstkowy czasu opóźnienia przepływu

Czas opóźnienia przepływu gazu t_α można zdefiniować jako czas między rozpoczęciem impulsu sterującego a początkiem wypływu gazu (uzyskaniem na wylocie z wtryskiwacza 10% masowego natężenia przepływu pełnego). Zależy on od opóźnienia otwierania elementu zaworowego t_1 zwiększonego o zwłokę rozwoju przepływu $\Delta t_{1,\alpha}$ wynikającej z opóźnienia przepływu gazu z gniazda zaworowego do wyjścia z wtryskiwacza oraz osiągnięcia przepływu równego wartości przyjętej za graniczną. Zatem czas opóźnienia przepływu gazu t_α można zapisać jako:

$$t_\alpha = t_1 + \Delta t_{1,\alpha} \quad (4.26),$$

gdzie:

t_α – czas opóźnienia wypływu [ms],

t_1 – czas opóźnienia otwierania [ms],

$\Delta t_{1,\alpha}$ – zwłoka rozwoju przepływu [ms]:

$$\Delta t_{1,\alpha} = a_{1,\alpha} \cdot \Delta p + b_{1,\alpha} \quad (4.27)$$

Δp – nadciśnienie zasilania [kPa].

W tabeli 4.8 przedstawiono wyniki identyfikacji parametrów modelu cząstkowego czasu opóźnienia wypływu t_α dla poszczególnych analizowanych konstrukcji wtryskiwacza.

Tab. 4.8. Parametry modelu cząstkowego opóźnienia przepływu

	Hana	Horizon	Magic	Valtek	PlaniJet	WGs
$a_{1,\alpha}$ [10^{-3} ms/kPa]	-0,200	-0,242	-0,329	-0,279	-0,227	-0,861
$b_{1,\alpha}$ [ms]	0,073	0,187	0,223	0,153	0,146	0,237

Analizując dokładność wyznaczenia czasu zwłoki rozwoju przepływu $\Delta t_{1,\alpha}$, można stwierdzić, że błąd aproksymacji jest bardzo mały – wynosi średnio 1,12% i nie przekracza dla żadnego wtryskiwacza 2,8%. Błąd aproksymacji wykazuje rozkład losowy oraz brak zależności od wielkości niezależnej. Potwierdza to poprawność aproksymacji tej wielkości.

4.2.3. Model cząstkowy czasu rozwoju przepływu

Kolejnym analizowanym czasem jest czas rozwoju przepływu t_β , definiowany jako okres narastania strumienia masy gazu od wartości 10 do 90 % masowego natężenia przepływu pełnego w czasie otwierania wtryskiwacza. Analizując wyniki badań symulacyjnych przedstawione w rozdziale 3.3, określono, że czas ten można opisać jako:

$$t_\beta = k_\beta \cdot t_2 \quad (4.28),$$

gdzie:

t_β – czas rozwoju przepływu [ms].

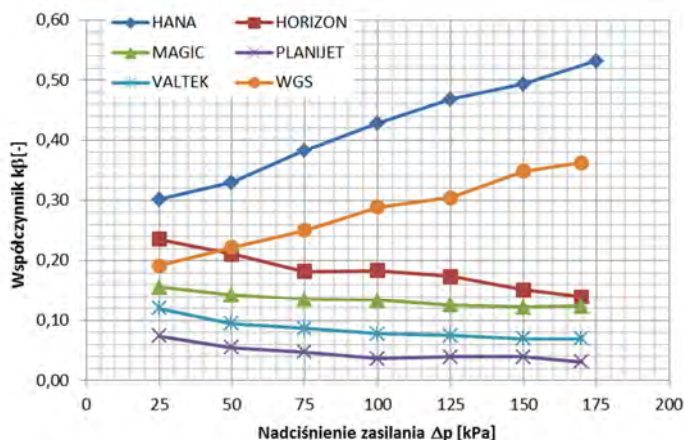
t_2 – czas otwierania [ms].

k_β – współczynnik poprawkowy:

$$k_\beta = a_\beta \cdot \Delta p + b_\beta \quad (4.29)$$

Δp – nadciśnienie zasilania [kPa].

Na rys. 4.12 przedstawiono wyznaczone z badań symulacyjnych wartości współczynnika poprawkowego k_β . Współczynnik ten aproksymowano liniowo zgodnie ze wzorem 4.29. Analizując dokładność aproksymacji, można stwierdzić poprawność jej wykonania. Błąd aproksymacji jest bardzo mały, wynosi średnio 1,5% i nie przekracza dla żadnego wtryskiwacza 3,4%. Błąd aproksymacji wykazuje rozkład losowy oraz brak zależności od wielkości niezależnej. Potwierdza to poprawność aproksymacji tej wielkości.



Rys. 4.12. Zależność współczynnika poprawkowego k_β od nadciśnienia zasilania

W tabeli 4.9 przedstawiono wyniki identyfikacji parametrów modelu cząstkowego czasu rozwoju przepływu t_β dla poszczególnych analizowanych konstrukcji wtryskiwacza.

Tab. 4.9. Parametry modelu cząstkowego czasu rozwoju przepływu t_β

	Hana	Horizon	Magic	Valtek	PlaniJet	WGs
$a_\beta [10^{-3} 1/\text{kPa}]$	1,578	-0,604	-0,219	-0,312	-0,245	1,193
$b_\beta [-]$	0,261	0,243	0,156	0,116	0,071	0,163

4.2.4. Model cząstkowy czasu pełnego natężenia przepływu

Czas pełnego natężenia przepływu t_γ można zdefiniować jako okres stabilnego wypływu gazu przez wtryskiwacz od chwili uzyskania przez przepływ 90% wartości natężenia przepływu pełnego przy otwieraniu do spadku przepływu poniżej 90% wartości natężenia przepływu pełnego przy zamykaniu wtryskiwacza. Czas ten można opisać jako:

$$t_\gamma = \Delta t_{2,\beta} + t_3 + \Delta t_{3,\gamma} \quad (4.30),$$

gdzie:

t_γ – czas pełnego natężenia przepływu [ms],

$\Delta t_{2,\beta}$ – czas wyprzedzenia pełnego natężenia przepływu [ms]:

$$\Delta t_{2,\beta} = t_2 - \Delta t_{1,\alpha} - t_\beta \quad (4.31)$$

$$\begin{aligned}
&t_2 - \text{czas otwierania [ms]}, \\
&\Delta t_{1,\alpha} - \text{zwłoka rozwoju przepływu [ms]}, \\
&t_\beta - \text{czas rozwoju przepływu [ms]}, \\
&t_3 - \text{czas pełnego otwarcia [ms]}, \\
&\Delta t_{3,\gamma} - \text{zwłoka zanikania przepływu [ms]:} \\
&\Delta t_{3,\gamma} = t_4 + \Delta t_{4,\delta} - t_\delta
\end{aligned} \tag{4.32}$$

$$\begin{aligned}
&t_4 - \text{czas zamykania [ms]}, \\
&t_\delta - \text{czas zanikania przepływu [ms]}, \\
&\Delta t_{4,\delta} - \text{czas opóźnienia zakończenia przepływu [ms]:}
\end{aligned}$$

$$\Delta t_{4,\delta} = a_{4,\delta} \cdot \Delta p + b_{4,\delta} \tag{4.33}$$

W tabeli 4.10 przedstawiono wyniki identyfikacji parametrów modelu cząstkowego czasu pełnego natężenia przepływu t_γ dla poszczególnych analizowanych konstrukcji wtryskiwacza.

Tab. 4.10. Parametry modelu cząstkowego czasu pełnego natężenia przepływu t_γ

	Hana	Horizon	Magic	Valtek	PlaniJet	WGs
$a_{4,\delta} [10^{-3} \text{ ms/kPa}]$	-0,100	0,270	5,154	5,555	0,035	-0,206
$b_{4,\delta} [\text{ms}]$	-0,023	0,125	0,098	0,168	0,102	0,010

Analizując dokładność wyznaczenia czasu opóźnienia zakończenia przepływu $\Delta t_{4,\delta}$, można stwierdzić, że błąd aproksymacji jest bardzo mały – wynosi średnio 1,42% i nie przekracza dla żadnego wtryskiwacza 2,9%. Błąd aproksymacji wykazuje rozkład losowy oraz brak zależności od wielkości niezależnej. Potwierdza to poprawność aproksymacji tej wielkości.

4.2.5. Model cząstkowy czasu zanikania przepływu

Ostatnim czasem koniecznym do zdefiniowania w modelu impulsowego wtryskiwacza gazu jest czas zanikania przepływu t_δ . Jest to czas zmniejszania przepływu z 90 do 10% wartości natężenia pełnego przepływu w czasie wyłączenia wtryskiwacza. Zgodnie z analizą badań symulacyjnych przedstawioną w rozdziale 3.3 niniejszej pracy czas ten można zapisać jako:

$$t_\delta = k_\delta \cdot t_4 \tag{4.34},$$

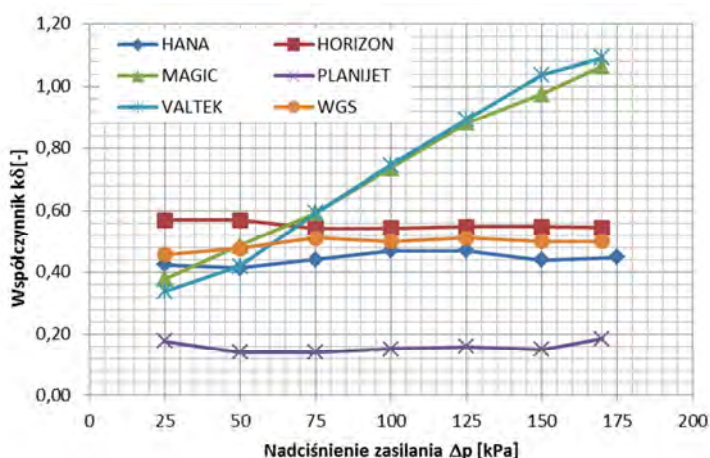
gdzie:

$$\begin{aligned}
&t_\delta - \text{czas zanikania przepływu [ms]}, \\
&t_4 - \text{czas zamykania [ms]},
\end{aligned}$$

$$k_{\delta} - \text{współczynnik poprawkowy:} \\ k_{\delta} = a_{\delta} \cdot \Delta p + b_{\delta} \quad (4.35)$$

Δp – nadciśnienie zasilania [kPa].

Na rysunku 4.13 przedstawiono wartości współczynnika k_{δ} wyznaczonego z analizy badań symulacyjnych. Jak można zauważyć, współczynnik ten jest liniowo zależny od nadciśnienia zasilania w przypadku dwóch wtryskiwaczy, dla pozostałych konstrukcji jest wartością stałą. Aby jednak utrzymać poprawność modelu, przyjęto aproksymację liniową dla wszystkich przypadków.



Rys. 4.13. Zależność współczynnika poprawkowego k_{δ} od nadciśnienia zasilania

W tabeli 4.11 przedstawiono wyniki identyfikacji parametrów modelu cząstkowego czasu zanikania przepływu t_{δ} dla poszczególnych analizowanych konstrukcji wtryskiwacza.

Tab. 4.11. Parametry modelu cząstkowego czasu zanikania przepływu t_{δ}

	Hana	Horizon	Magic	Valtek	PlaniJet	WGs
a_{δ} [10^{-3} 1/kPa]	0,217	-0,157	4,873	5,560	0,078	0,260
b_{δ} [-]	0,421	0,568	0,246	0,178	0,149	0,468

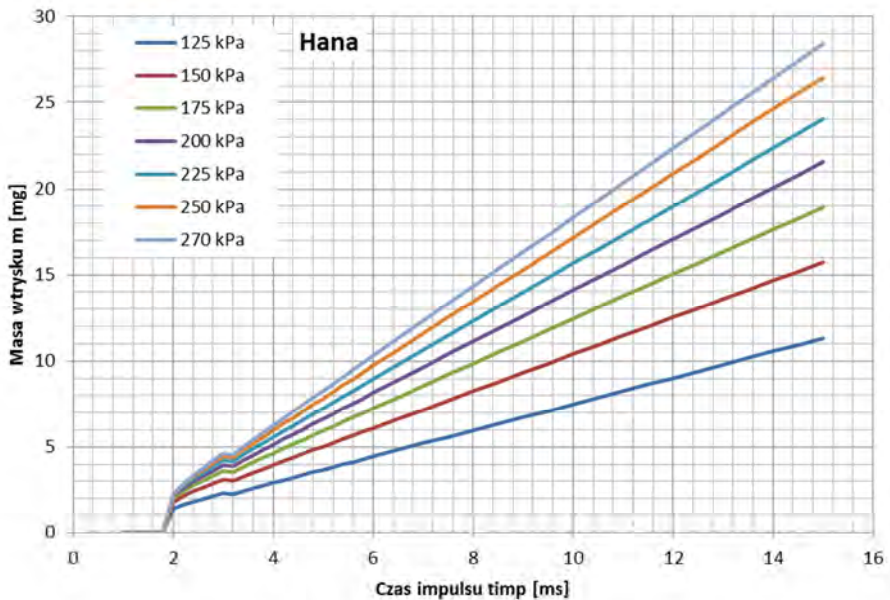
Analizując dokładność aproksymacji współczynnika poprawkowego k_{δ} , można stwierdzić, że błąd aproksymacji jest mały – wynosi średnio 1,8% i nie przekracza dla żadnego wtryskiwacza 3,3%. Błąd aproksymacji wykazuje

rozkład losowy oraz brak zależności od wielkości niezależnej. Potwierdza to poprawność aproksymacji tej wielkości.

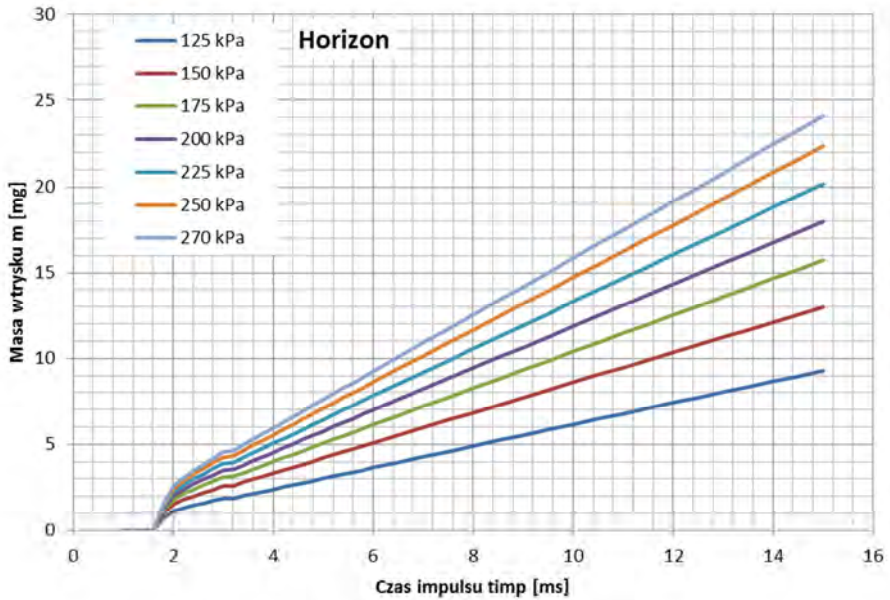
4.3. Weryfikacja modelu impulsowego wtryskiwacza gazu

W celu ostatecznej oceny poprawności opracowanego modelu przeprowadzono badania weryfikacyjne. Badania te polegały na porównaniu charakterystyk wtryskiwaczy przy zmiennym ciśnieniu zasilania wyznaczonych z modelu i z badań stanowiskowych.

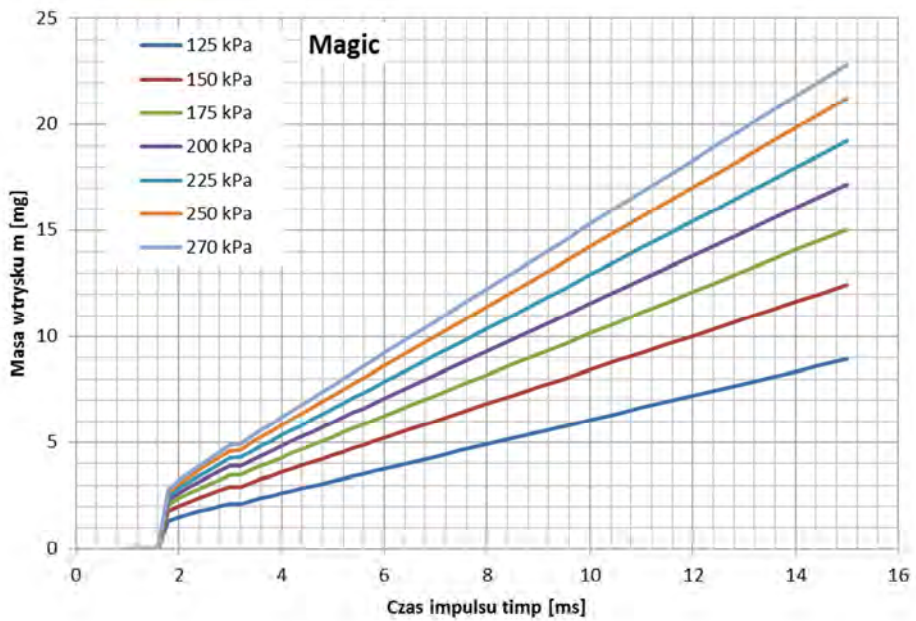
Na rysunkach 4.14 – 4.19 przedstawiono charakterystyki poszczególnych wtryskiwaczy wyznaczone z opracowanego modelu. Charakterystyki przedstawiają zależność masy podanego gazu od czasu impulsu sterującego i od ciśnienia zasilania.



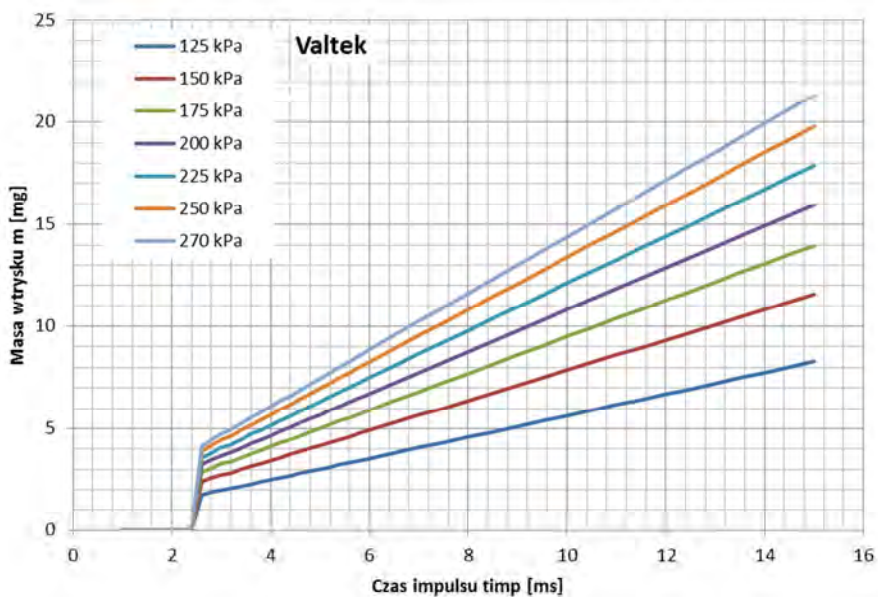
Rys. 4.14. Charakterystyka wydatku wtryskiwacza Hana uzyskana z modelu



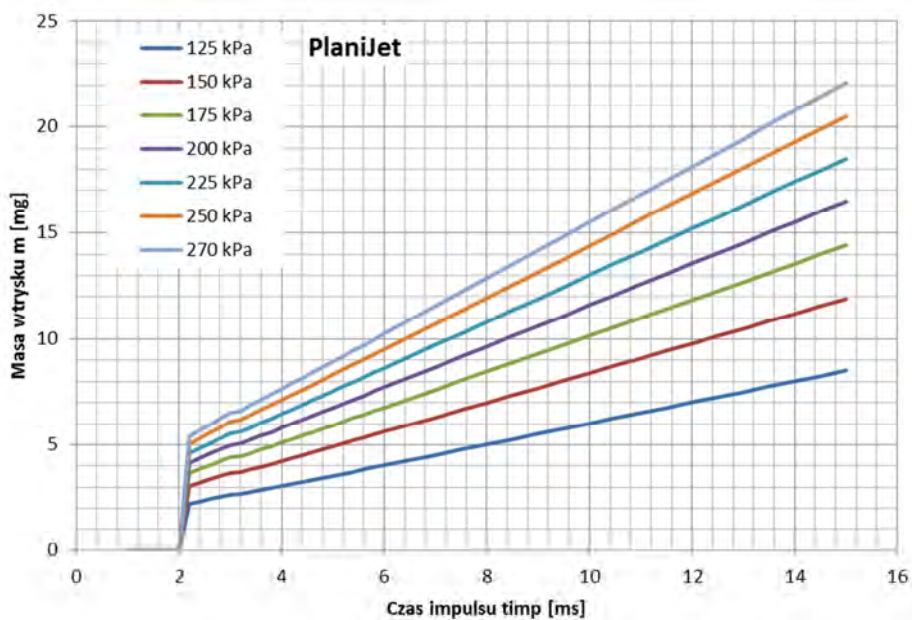
Rys. 4.15. Charakterystyka wydatku wtryskiwacza Horizon uzyskana z modelu



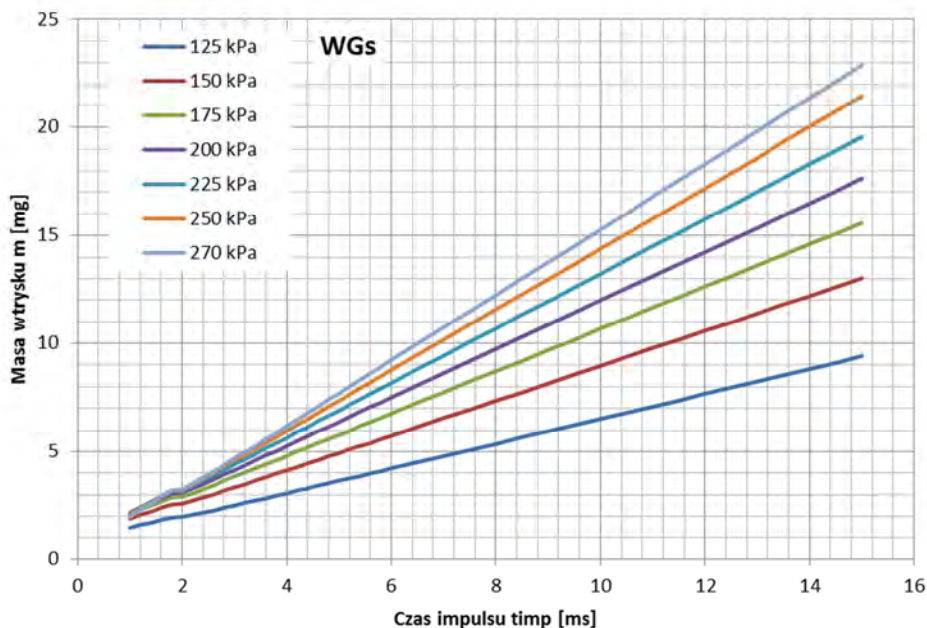
Rys. 4.16. Charakterystyka wydatku wtryskiwacza Magic uzyskana z modelu



Rys. 4.17. Charakterystyka wydatku wtryskiwacza Valtek uzyskana z modelu



Rys. 4.18. Charakterystyka wydatku wtryskiwacza PlaniJet uzyskana z modelu



Rys. 4.19. Charakterystyka wydatku wtryskiwacza WG5 uzyskana z modelu

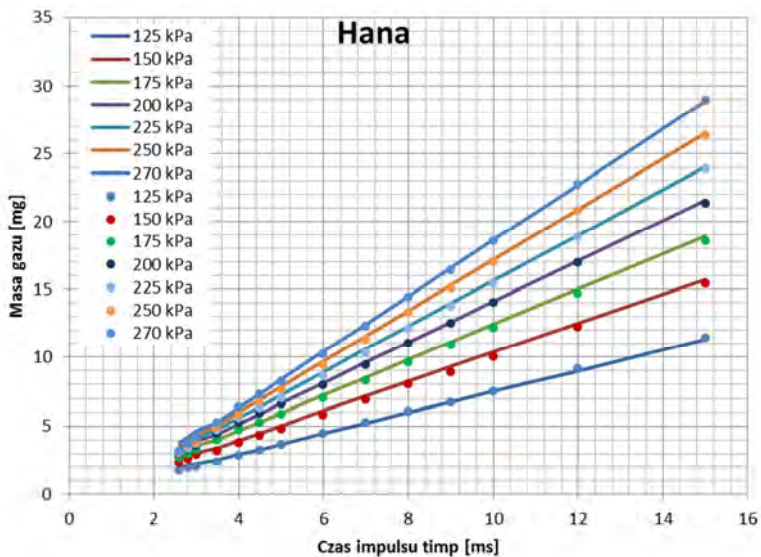
Charakterystyki wyznaczono dla zakresu analiz zgodnego z przeprowadzonymi badaniami na stanowisku sprężarkowym: ciśnienie zasilania od 125 kPa do 270 kPa, czas impulsu sterującego od 1 ms do 15 ms. Obliczenia przyjęto dla ciśnienia odbioru równego 100 kPa i normalnych parametrów sterowania: napięcie zasilania 12V, czas impulsu sterującego 3 ms (dla wtryskiwacza WG5 1,7ms), wypełnienie sygnału modulowanego 30%, częstotliwość sygnału modulowanego 10 kHz. Jako medium robocze przyjęto powietrze.

Jak można zauważyć, charakterystyki dla poszczególnych ciśnień mają inne nachylenie oraz inny punkt teoretycznego przecięcia z osią odciętych. Jest to zgodne z rzeczywistym działaniem wtryskiwacza.

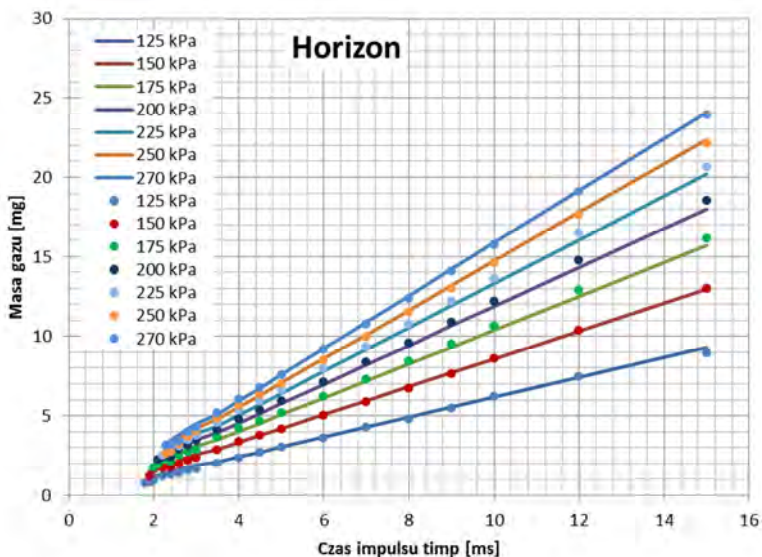
Jednocześnie można zauważyć na wykresach charakterystyczny „garb” dla czasów wtrysku od minimalnej do około 4 ms (w zależności od konstrukcji od 2 do 4 ms). Jest on wynikiem wpływu sposobu sterowania na pracę wtryskiwacza. W tym okresie następuje zmiana sterowania z impulsu ciągłego na impuls modulowany, co – zgodnie z badaniami – powoduje zmianę czasów wyłączenia wtryskiwacza t_B , a co za tym idzie, także masy podanego gazu.

W celu weryfikacji modelu przeprowadzono także obliczenia dla punktów pracy wtryskiwacza zgodnych z badaniami stanowiskowymi. Na rysunkach 4.20 – 4.25 przedstawiono wyniki obliczeń zależności masy wtrysku od ciśnienia zasilania oraz od czasu impulsu sterującego. Linią zaznaczono wyniki obliczeń

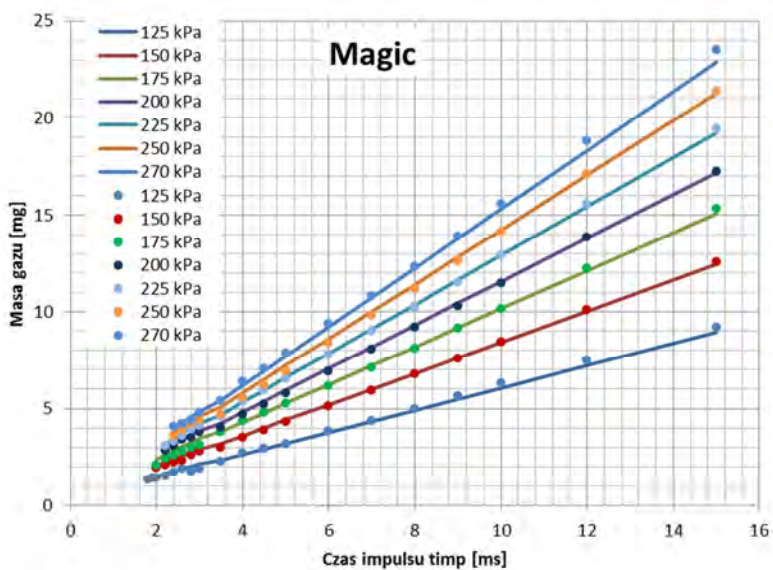
z modelu, a punktami oznaczono wartości zmierzone na stanowisku pozasilnikowym.



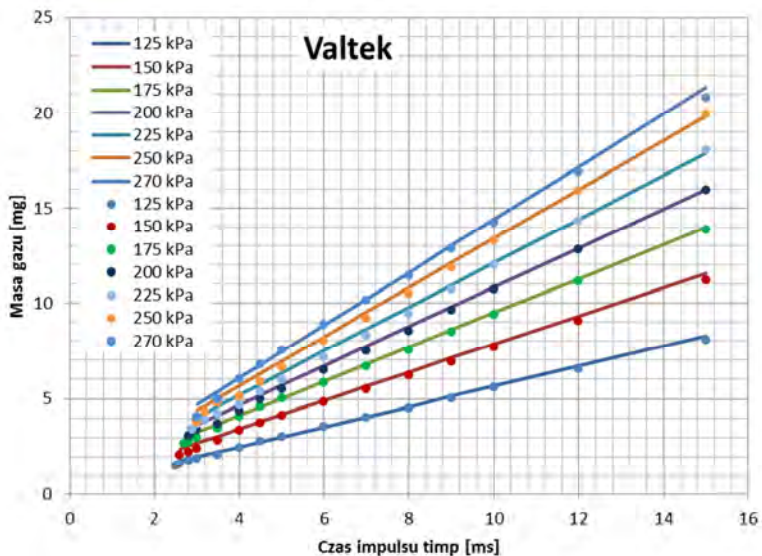
Rys. 4.20. Porównanie wyników obliczeń modelu (linia ciągła) z badaniami na stanowisku pozasilnikowym (punkty) wtryskiwacza Hana



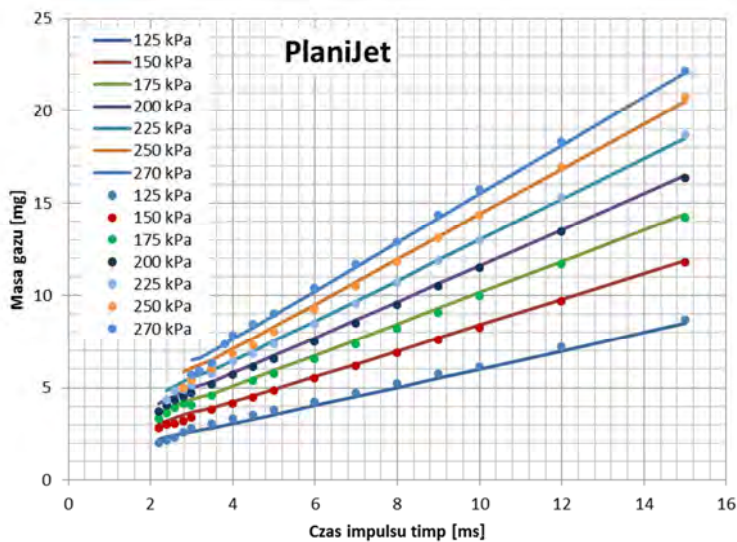
Rys. 4.21. Porównanie wyników obliczeń modelu (linia ciągła) z badaniami na stanowisku pozasilnikowym (punkty) wtryskiwacza Horizon



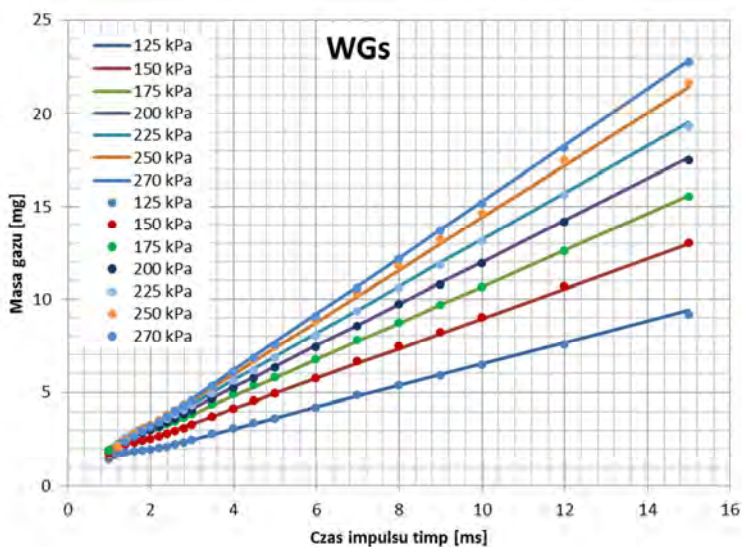
Rys. 4.22. Porównanie wyników obliczeń modelu (linia ciągła) z badaniami na stanowisku pozasilnikowym (punkty) wtryskiwacza Magic



Rys. 4.23. Porównanie wyników obliczeń modelu (linia ciągła) z badaniami na stanowisku pozasilnikowym (punkty) wtryskiwacza Valtek



Rys. 4.24. Porównanie wyników obliczeń modelu (linia ciągła) z badaniami na stanowisku pozasilnikowym (punkty) wtryskiwacza PlaniJet



Rys. 4.25. Porównanie wyników obliczeń modelu (linia ciągła) z badaniami na stanowisku pozasilnikowym (punkty) wtryskiwacza WGs

Następnym etapem prac było sprawdzenie poprawności statystycznej opracowanego modelu. Etap ten oparty był na analizie statystycznej istotności

korelacji z analizą składnika losowego [130, 131]. Do tego celu zastosowano 6 testów statystycznych:

1. Badanie istotności korelacji.
2. Badanie wyrazistości modelu.
3. Badanie losowości składnika losowego.
4. Badanie stacjonarności składnika losowego.
5. Badanie wartości oczekiwanej składnika losowego.
6. Badanie normalności składnika losowego.

Poniżej przedstawiono wyniki poszczególnych analiz.

4.3.1. Badania istotności korelacji

Zadaniem tego testu jest sprawdzenie poziomu istotności powiązania pomiędzy wartością masy wtrysku gazu obliczoną z modelu i uzyskaną w czasie badań na stanowisku pozasilnikowym. Zależności obu mas przedstawiono na rysunku 4.26.

Badanie to wykonywane jest za pomocą testu t-Studenta [130].

Pierwszym krokiem w tej analizie jest określenie współczynnika korelacji zgodnie ze wzorem:

$$r = \frac{\sum_{i=1}^N [(m_{mod\ i} - \overline{m_{mod}}) \cdot (m_{pom\ i} - \overline{m_{pom}})]}{\sqrt{\sum_{i=1}^N (m_{mod\ i} - \overline{m_{mod}})^2 \cdot \sum_{i=1}^N (m_{pom\ i} - \overline{m_{pom}})^2}} \quad (4.36),$$

gdzie:

$m_{mod\ i}$ – masa wtrysku wyznaczona z modelu w danym punkcie pomiarowym [mg],

$m_{pom\ i}$ – masa wtrysku z badań na stanowisku pozasilnikowym w danym punkcie pomiarowym [mg],

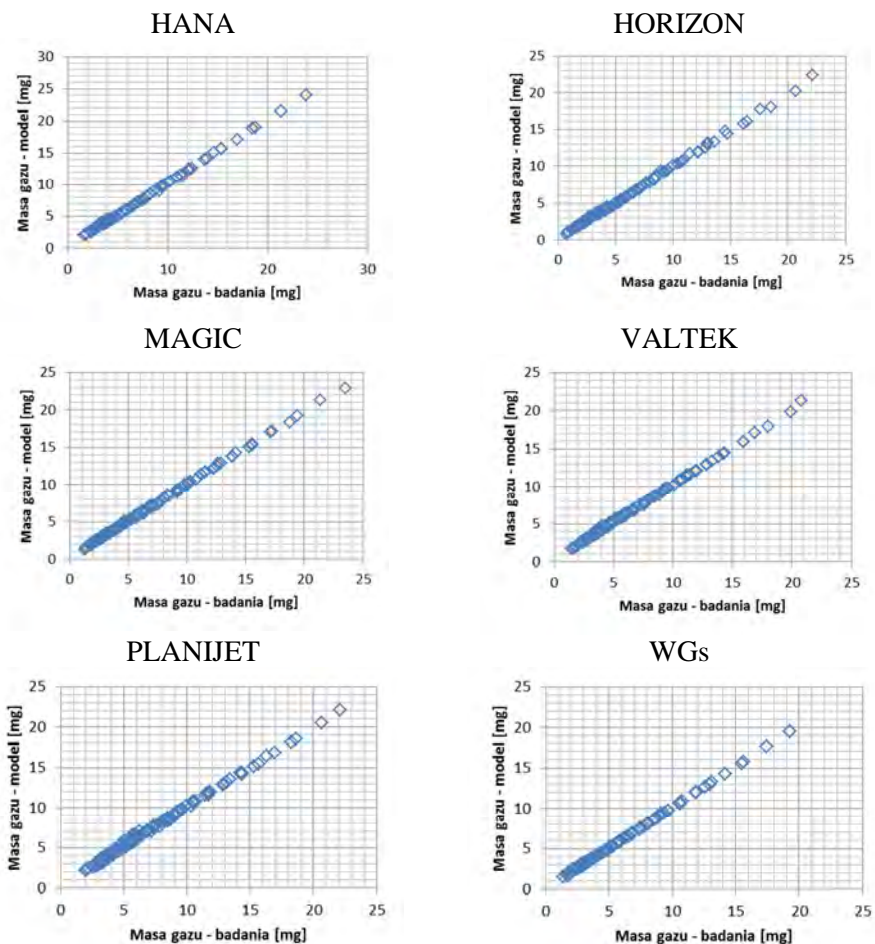
\overline{m} – wartość średnia masy wyznaczonej odpowiednio z modelu ($\overline{m_{mod}}$) lub badań na stanowisku sprężarkowym ($\overline{m_{pom}}$) w całego analizowanego zakresu [mg],

N – liczba pomiarów.

Następnym krokiem jest obliczenie wartości statystyki testowej (kwantyla rozkładu t-Studenta dla danej korelacji) zgodnie ze wzorem:

$$t = r \frac{\sqrt{N-2}}{\sqrt{1-r^2}} \quad (4.37)$$

Tak uzyskana wartość kwantyla analizowanej aproksymacji porównywana jest z wartością krytyczną zgodną z rozkładem t-Studenta dla analizowanej liczby przypadków $N - 2$ (stopień swobody) i zakładanego poziomu ufności $\alpha = 0,05$. Korelacja jest uznana za istotną, jeżeli wartość obliczona jest większa od wartości krytycznej.



Rys. 4.26. Zależność masy wtrysku wyznaczonej z modelu od wartości zmierzonej na stanowisku sprężarkowym

Tab. 4.12. Wyniki analizy istotności korelacji

	Hana	Horizon	Magic	Valtek	PlaniJet	WGs
Współczynnik korelacji r	0,9996	0,9993	0,9996	0,9993	0,9987	0,9997
Kwantyl t	365,86	292,58	358,29	259,77	196,67	539,54
Wartość graniczna $t_{\alpha-0,05}$	1,98	1,98	1,98	1,98	1,98	1,98
Istotność	Istotny	Istotny	Istotny	Istotny	Istotny	Istotny
Średni błąd [%]	4,39	4,58	2,98	4,50	4,18	2,25

Wyniki analizy przedstawiono w tabeli 4.12. Jak można zauważyć, model wszystkich wtryskiwaczy wykazuje wysoką istotność. Jednocześnie można zauważyć, że średni błąd modelu, wyznaczony jako procentowe odchylenie między wynikami modelu a pomiarami na stanowisku pozasilnikowym, nie przekracza 5%.

4.3.2. Badanie wyrazistości modelu

Celem tego testu jest określenie rozrzutu danych wykorzystanych do opracowania modelu. Wyrazistość modelu określana jest wzorem [130, 131]:

$$V_{obl} = \frac{\sigma_{\Delta m}}{\bar{m}} \cdot 100\% \quad (4.38),$$

gdzie:

$\sigma_{\Delta m}$ – odchylenie standardowe błędu aproksymacji zmiennej zależnej (masy wtrysku). Wartość ta jest wyznaczana jako odchylenie standardowe składnika losowego (Δm) będącego różnicą między wartością z pomiarów a wartością z modelu,

\bar{m} – średnia wartość zmiennej zależnej w analizowanym zakresie.

Model uznaje się za poprawny, jeżeli współczynnik zmienności jest mniejszy od 30%.

Tab. 4.13. Wyniki analizy wyrazistości modelu

	Hana	Horizon	Magic	Valtek	PlaniJet	WGs
Wyrazistość V_{obl} [%]	1,90	3,13	2,45	2,34	3,04	1,67
Wynik	Poprawny	Poprawny	Poprawny	Poprawny	Poprawny	Poprawny

Analizując wyniki badań przedstawione w tabeli 4.13, można stwierdzić, że modele wszystkich wtryskiwaczy są wyraziste i poprawne pod względem statystycznym.

4.3.3. Badanie losowości składnika losowego

Celem tego testu jest weryfikacja, czy składnik losowy nie jest zależny od wartości poprzedniej. Badanie to polega na obliczeniu reszty modelu, a następnie na przypisaniu wartościom reszt mniejszych od 0 symbol „a” (liczba symboli „a” to n_1), a wartościom większym od 0 symbol „b” (liczba symboli „b” to n_2). Tak uzyskane ciągi symboli pozwalają na określenie ilości K serii znaków (powtarzających się kolejno symboli). Wartość tę porównuje się do wartości krytycznej K_α (dla danej liczby symboli n_1 i n_2 oraz poziomu ufności $\alpha = 0,05$).

Jeżeli liczba serii jest mniejsza lub równa wartości krytycznej, to składnik losowy wykazuje losowość [130].

Tab. 4.14. Wyniki badania losowości składnika losowego

	Hana	Horizon	Magic	Valtek	PlaniJet	WGs
K	8	15	14	8	3	18
K_a	13	26	26	16	26	26
Wynik	Poprawny	Poprawny	Poprawny	Poprawny	Poprawny	Poprawny

W tabeli 4.14 przedstawiono wyniki analiz losowości składnika losowego dla analizowanych wtryskiwaczy. Wynika z niej, że wszystkie modele są poprawne i ich składniki losowe wykazują losowość.

4.3.4. Badanie stacjonarności składnika losowego

Kolejny analizowany test pozwala na sprawdzenie niezależności wariancji składnika losowego od zmiennej niezależnej na podstawie warunku stosowalności KMNK. Badanie to polega na ocenie za pomocą testu t-Studenta, czy składnik losowy jest zależny od zmiennych [130, 131].

Pierwszym krokiem w tej analizie jest określenie współczynnika korelacji zgodnie ze wzorem:

$$r = \frac{\sum_{i=1}^N [(x_i - \bar{x}) \cdot (\Delta m_i - \overline{\Delta m})]}{\sqrt{\sum_{i=1}^N (x_i - \bar{x})^2 \cdot \sum_{i=1}^N (\Delta m_i - \overline{\Delta m})^2}} \quad (4.39),$$

gdzie:

- x_i – wartość zmiennej niezależnej,
- Δm_i – składnik losowy modelu,
- N – liczba pomiarów.

Następnie oblicza się wartość statystyki testowej (kwantyla rozkładu t-Studenta dla danej korelacji) zgodnie ze wzorem 4.37. Tak uzyskana wartość kwantyla analizowanej aproksymacji porównywana jest z wartością krytyczną zgodną z rozkładem t-Studenta dla analizowanej liczby przypadków $N - 2$ (stopień swobody) i zakładanego poziomu ufności $\alpha = 0,05$. Korelacja jest uznana za istotną, jeżeli wartość obliczona jest większa od wartości krytycznej.

Analizę przeprowadzono dla następujących zmiennych niezależnych:

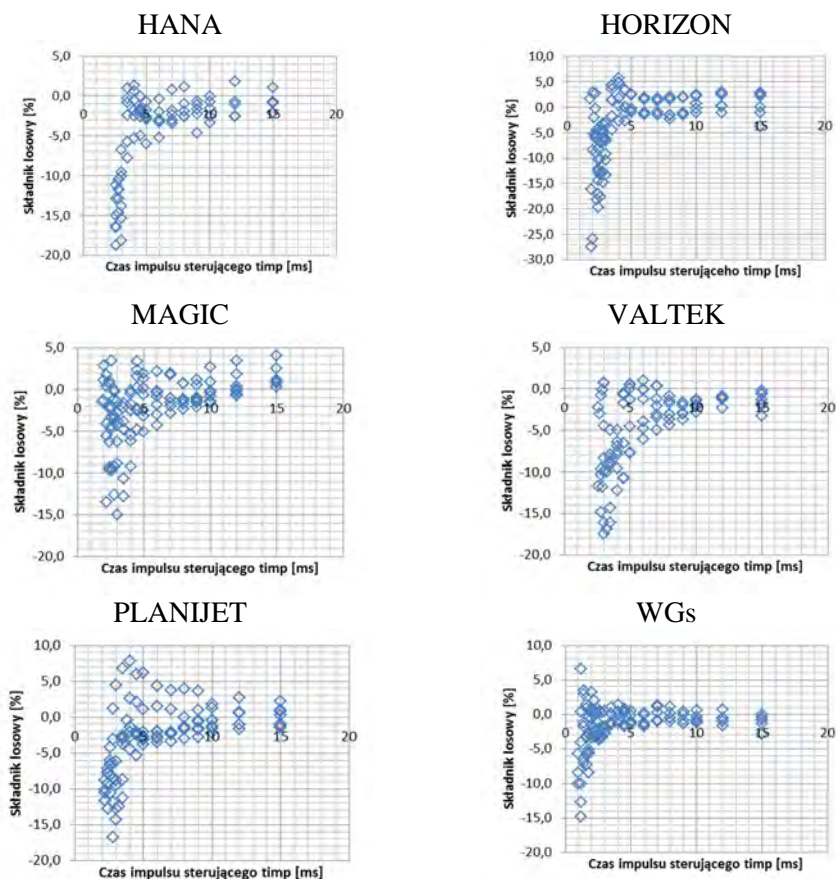
- a) ciśnienie zasilania p_i ,
- b) czas impulsu sterującego t_{imp} ,
- c) napięcie zasilania U ,

- d) czas impulsu ciągłego t_{imp-c} ,
e) wypełnienie sygnału modulowanego PWM w_{PWM} .

Tab. 4.15. Wyniki analizy stacjonarności składnika losowego

	Hana	Horizon	Magic	Valtek	PlaniJet	WGs
Ciśnienie zasilania p_f						
Współczynnik korelacji r	0,0173	0,0273	0,0310	0,0102	0,0328	0,0083
Kwantyl t	0,94	0,99	1,02	0,83	1,05	0,73
Wartość graniczna $t_{\alpha-0.05}$	1,98	1,98	1,98	1,98	1,98	1,98
Istotność	Nieistotny	Nieistotny	Nieistotny	Nieistotny	Nieistotny	Nieistotny
Czas impulsu sterującego t_{imp}						
Współczynnik korelacji r	0,2778	0,43277	0,6033	0,3150	0,4420	0,1333
Kwantyl t	2,83	5,31	8,04	3,22	5,00	1,64
Wartość graniczna $t_{\alpha-0.05}$	1,98	1,98	1,98	1,98	1,98	1,98
Istotność	Istotny	Istotny	Istotny	Istotny	Istotny	Nieistotny
Napięcia zasilania U						
Współczynnik korelacji r	0,1053	0,1203	0,1520	0,1002	0,0981	0,1370
Kwantyl t	0,93	0,99	1,06	0,88	0,84	1,02
Wartość graniczna $t_{\alpha-0.05}$	2,05	2,05	2,05	2,05	2,05	2,05
Istotność	Nieistotny	Nieistotny	Nieistotny	Nieistotny	Nieistotny	Nieistotny
Czasu impulsu ciągłego t_{imp-c}						
Współczynnik korelacji r	0,2063	0,3071	0,1830	0,3201	0,2410	0,1742
Kwantyl t	1,35	1,42	1,09	1,49	1,39	1,06
Wartość graniczna $t_{\alpha-0.05}$	2,05	2,05	2,05	2,05	2,05	2,05
Istotność	Nieistotny	Nieistotny	Nieistotny	Nieistotny	Nieistotny	Nieistotny
Wypełnienie sygnału modulowanego PWM w_{PWM}						
Współczynnik korelacji r	0,1943	0,2063	0,2701	0,1720	0,2703	0,1523
Kwantyl t	1,08	1,10	1,15	1,05	1,15	1,01
Wartość graniczna $t_{\alpha-0.05}$	2,01	2,01	2,01	2,01	2,01	2,01
Istotność	Nieistotny	Nieistotny	Nieistotny	Nieistotny	Nieistotny	Nieistotny

W tabeli 4.15 przedstawiono wyniki analizy stacjonarności składnika losowego dla poszczególnych modeli wtryskiwaczy. W większości analizowanych przypadków składnik losowy nie wykazywał istotności zależności od zmiennych niezależnych opisanych powyżej. Jedynie w przypadku czasu impulsu sterującego t_{imp} większość modeli wykazało się istotnością składnika losowego. Oznacza to, że składnik losowy wykazuje się zależnością od tej wartości.



Rys. 4.27. Zależność składnika losowego masy wtrysku od czasu impulsu sterującego

Widoczne jest to na rysunku 4.27, przedstawiającym zależność składnika losowego od czasu impulsu sterującego. Jak można zauważyć, we wszystkich modelach składnik losowy jest ujemny i posiada dużą wartość (między 5 a 20%) dla krótkich czasów impulsu sterującego (poniżej 4 ms). Oznacza to, że model w tym zakresie czasów impulsu sterującego zawyża wartość masy wtrysku

w stosunku do wartości wyznaczonych w czasie badań na stanowisku sprężarkowym. Wynika to z dwóch przyczyn:

- model nie uwzględnia zjawisk związanych z niepełnym otwarciem wtryskiwacza, występujących przy krótkich czasach impulsu sterującego. Przy czasach impulsu bliskich czasu załączania ilość energii elektrycznej dostarczonej do wtryskiwacza jest na tyle mała, że zaburza czas wyłączenia (skracając go w stosunku do modelu). Powoduje to, że zmniejsza się czas stabilnego wypływu, co skutkuje spadkiem wydatku w stosunku do wartości modelowej.
- pomiar masy wtryskiwanego gazu na stanowisku pozasilnikowym przy małych wartościach przepływu jest niedokładny. Przy krótkich czasach impulsu sterującego i niskich ciśnieniach zasilania wartość mierzonego na stanowisku średniego strumienia masy jest bliska dolnemu zakresowi pomiarowemu zastosowanego przepływomierza. Powoduje to zwiększenie błędu pomiarowego tej wielkości.

Analizując powyższe przyczyny, można uznać model za poprawny mimo istotności składnika losowego od jednej ze zmiennych niezależnych.

4.3.5. Badanie wartości oczekiwanej składnika losowego

Test ten jest oparty na teście t-Studenta i służy do oceny, czy odchylenie reszt od „0” nie jest zbyt duże [130]. Takie badanie wykonuje się zgodnie ze wzorem:

$$t = \frac{\bar{\Delta m}}{\sqrt{\frac{\sum_{i=1}^N (\Delta m_i - \bar{\Delta m})^2}{N-1}}} \cdot \sqrt{N-1} \quad (4.40),$$

gdzie:

N – liczba prób,

Δm – składnik losowy.

Tak uzyskaną wartość porównuje się następnie do wartości granicznej $t_{\alpha=0,05}$. Jeżeli wartość kwantylu t jest większa od granicznej, należy uznać, że składnik losowy jest bliski 0.

W tabeli 4.16 przedstawiono wyniki analizy dla poszczególnych wtryskiwaczy.

Tab. 4.16. Wyniki analizy wartości oczekiwanej składnika losowego na poziomie 0

	Hana	Horizon	Magic	Valtek	PlaniJet	WGs
Kwantyl t	12,04	1,86	3,14	12,21	6,28	6,64
Wartość graniczna $t_{\alpha=0,05}$	1,98	1,98	1,98	1,99	1,98	1,98
Istotność	Istotny	Nieistotny	Istotny	Istotny	Istotny	Istotny

W analizowanym przypadku większość modeli wykazuje zgodność z założeniem zerowej wartości oczekiwanej składnika losowego. Jedynie dla modelu wtryskiwacza Horizon warunek ten nie został spełniony. Podobnie jak w przypadku stacjonarności składnika losowego, tak i w analizowanym przypadku wynika to z błędów modelu w stosunku do wartości z badań na stanowisku pozasilnikowym dla krótkich czasów impulsu sterującego.

Można zatem przyjąć, że model spełnia założenia.

4.3.6. Badanie normalności składnika losowego

Test ten przeprowadza się w celu stwierdzenia, czy reszty mają rozkład normalny. Jest on potwierdzeniem poprawności stosowanych powyżej metod, zakładających rozkład normalny składnika losowego. Badanie to oparte jest na teście *chi kwadrat*. Jego pierwszym etapem jest podzielenie zakresu wartości analizowanej zmiennej na określoną ilość przedziałów n , a następnie określenie ilości pomiarów O_k znajdujących się w określonym przedziale oraz oczekiwanej ilości pomiarów E_k w określonym przedziale dla rozkładu normalnego [131].

W analizowanym przypadku przyjęto podział na $n = 6$ przedziałów obejmujących odpowiednio:

$$(4.41),$$

Przedział 1	$\Delta m_i < \overline{\Delta m} - 2 \cdot \sigma_{\Delta m}$
Przedział 2:	$\overline{\Delta m} - 2 \cdot \sigma_{\Delta m} \leq \Delta m_i < \overline{\Delta m} - \sigma_{\Delta m}$
Przedział 3:	$\overline{\Delta m} - \sigma_{\Delta m} \leq \Delta m_i < \overline{\Delta m}$
Przedział 4:	$\overline{\Delta m} \leq \Delta m_i < \overline{\Delta m} + \sigma_{\Delta m}$
Przedział 5:	$\overline{\Delta m} + \sigma_{\Delta m} \leq \Delta m_i < \overline{\Delta m} + 2 \cdot \sigma_{\Delta m}$
Przedział 6:	$\Delta m_i \geq \overline{\Delta m} + 2 \cdot \sigma_{\Delta m}$

gdzie:

Δm – składnik losowy,

$\overline{\Delta m}$ – wartość średnia składnika losowego,

$\sigma_{\Delta m}$ – odchylenie standardowe składnika losowego.

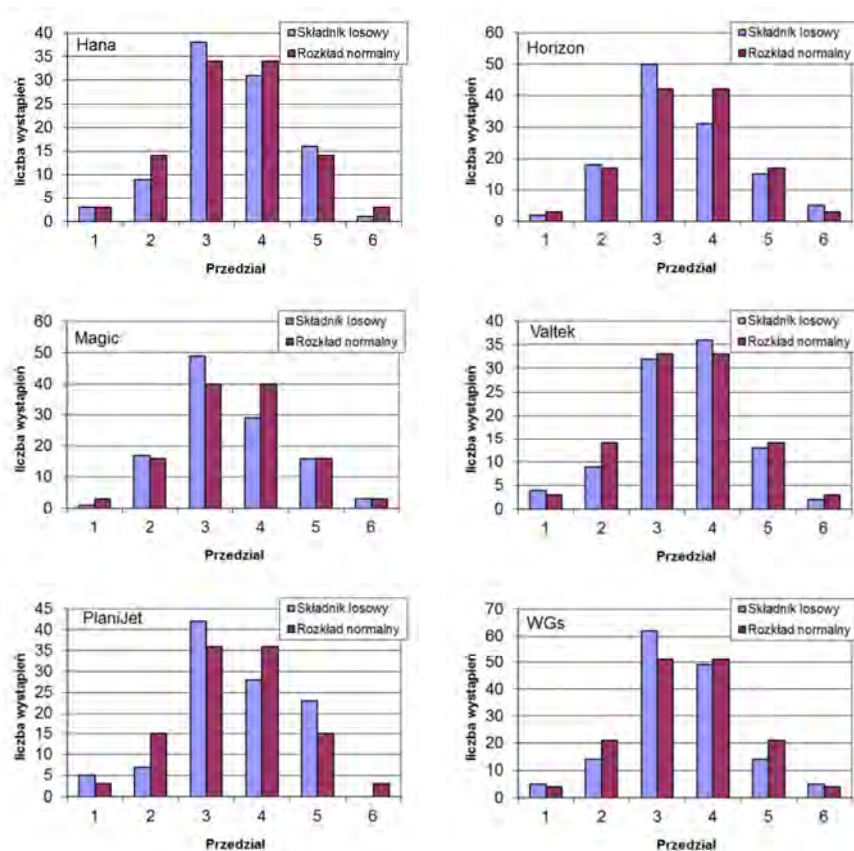
Na podstawie tak uzyskanych wartości oblicza się wartość testu *chi kwadrat* jako:

$$\chi^2 = \sum_{k=1}^n \frac{(O_k - E_k)^2}{E_k} \quad (4.42)$$

Następnie porównuje się go do wartości granicznej *chi kwadrat* uzyskanej przy założeniu odpowiedniego poziomu ufności $\alpha = 0,05$ i ilości powtórzeń pomiaru dla uzyskania danej ufności n . Wartość n jest określana jako ilość pomiarów wykorzystywanych do określenia danej wartości. Hipotezę należy uznać za poprawną, jeżeli wartość graniczna jest większa od obliczonej [131].

Tab. 4.17. Wyniki analizy normalności rozkładu składnika losowego

	Hana	Horizon	Magic	Valtek	PlaniJet	WGs
Wyznaczone χ^2	4,14	6,37	6,45	2,83	15,64	7,62
Wartość graniczna χ^2	122,11	147,67	141,03	119,87	129,92	178,49
Rozkład	Normalny	Normalny	Normalny	Normalny	Normalny	Normalny



Rys. 4.28. Rozkład składnika losowego dla poszczególnych modeli wtryskiwacza

W tabeli 4.17 oraz na rysunku 4.28 przedstawiono wyniki analiz normalności rozkładu składnika losowego dla poszczególnych modeli wtryskiwaczy. We wszystkich przypadkach składnik losowy ma rozkład normalny.

Podsumowując powyższe testy, można stwierdzić, że opracowany model jest prawdziwy statystycznie.

5. Podsumowanie

Niniejsza monografia wpisuje się w aktualny kierunek rozwoju tłokowych silników spalinowych związany z ograniczaniem emisji gazów cieplarnianych, zwłaszcza dwutlenku węgla oraz ograniczaniem emisji substancji toksycznych. Do tego kierunku należą prace nad optymalizacją procesu spalania, zwiększeniem precyzji dawkowania paliwa oraz wprowadzeniem paliw zawierających możliwie jak najmniej węgla – czyli paliw gazowych takich jak propan, butan, metan i wodór. Precyzyjne sterowanie dawkowaniem paliw gazowych wymaga stosowania odpowiednio dokładnych i powtarzalnych układów wykonawczych jakimi są impulsowe wtryskiwacze gazu oraz znajomości ich charakterystyk statycznych i dynamicznych.

Przedstawiona praca omawia czynniki wewnętrzne (związane z konstrukcją konstrukcja) i zewnętrzne (warunki pracy) wpływające na wielkości opóźnień i przesunięć czasowych mających miejsce podczas działania impulsowych wtryskiwaczy gazowych oraz ich wpływ na charakterystyki: masową i czasową. Celem empirycznym jest opracowanie wyjaśniającego modelu matematycznego impulsowego wtryskiwacza gazu, pozwalającego na zrozumienie i opisanie zależności czasowych pomiędzy impulsem sterującym generowanym przez sterownik, ruchem elementu zaworowego i wynikowym przepływem gazu.

Sformułowane cele pracy wymagały rozwiązania wielu problemów. Do ważniejszych rezultatów uzyskanych w pracy należy zaliczyć:

- 1) dokonanie przeglądu i klasyfikacji konstrukcji impulsowych wtryskiwaczy gazu;
- 2) opracowanie metody pomiaru zależności czasowych między impulsem sterującym a ruchem elementu zaworowego na stanowisku pozasilnikowym;
- 3) opracowanie metody symulacji przepływu gazu w stanach nieustalonych przez impulsowy wtryskiwacz gazu z wykorzystaniem numerycznej mechaniki płynów na modelach trójwymiarowych ze zmienną geometrią w czasie symulacji;
- 4) wyznaczenie i określenie wpływu czynników wewnętrznych (związane z konstrukcją konstrukcja) i zewnętrznych (warunki pracy) na wielkości opóźnień i przesunięć czasowych mających miejsce podczas działania impulsowych wtryskiwaczy gazowych;
- 5) opracowanie wyjaśniającego modelu matematycznego impulsowego wtryskiwacza gazu.

Wymienione osiągnięcia pracy należy uzupełnić o zaprojektowane i wytworzone narzędzia badawcze, stanowiące podstawę do przeprowadzenia badań eksperymentalnych i symulacyjnych. Narzędzia te mają charakter unikalnych rozwiązań naukowo-technicznych i są to między innymi: stanowisko do badań pozasilnikowych impulsowych wtryskiwaczy gazu, system

komputerowy do pomiarów i archiwizacji danych na stanowisku pozasilnikowym oraz system komputerowy do analizy wyników tychże badań.

W celu opracowania założeń, struktury i identyfikacji parametrów modelu impulsowego wtryskiwacza gazu przeprowadzono trzy grupy badań:

- a) badania pojazdowe – ich celem było określenie zakresu zmienności wielkości wejściowych do modelu (zmiennych niezależnych);
- b) badania pozasilnikowe – ich celem było określenie zależności między sygnałem sterującym a ruchem elementu zaworowego oraz wydatkiem masowym;
- c) badania symulacyjne – ich celem było określenie zależności między ruchem elementu zaworowego a masowym natężeniem przepływu gazu.

Przeprowadzone badania wykazały istotną zależność charakterystyk czasowych i masowych impulsowych wtryskiwaczy gazu od ciśnienia zasilania, czasu impulsu sterującego, napięcia zasilania oraz od parametrów sygnału sterującego (parametrów sterowania modulowanego). Wyniki badań pozwoliły na opracowanie regresyjnego modelu impulsowego wtryskiwacza gazu. Model ten opisuje zależność masy paliwa gazowego podawanego przez impulsowy wtryskiwacz gazu podczas jednego cyklu wtryskowego od w/w wielkości niezależnych. Model zawiera zależności czasowe między impulsem sterującym a przepływem gazu – co stanowi charakterystykę czasową impulsowego wtryskiwacza gazu. Należy podkreślić dużą zgodność modelu z wynikami badań stanowiskowych – co wykazano podczas badań weryfikacyjnych modelu (rozdział 4.3).

W ten sposób pogłębiono wiedzę o opóźnieniach i przesunięciach czasowych występujących podczas działania impulsowych wtryskiwaczy gazowych. Należy podkreślić, że do celów opracowania modelu impulsowego wtryskiwacza gazu wykorzystywano wyniki wyłącznie własnych badań stanowiskowych, prowadzonych na przestrzeni ostatnich lat.

Najważniejsze wnioski wynikające z niniejszej pracy można sformułować w następujący sposób:

1. Podczas działania impulsowego wtryskiwacza gazu występują znaczące przesunięcia czasowe między impulsem sterującym a rzeczywistym wypływem gazu. Obejmują one zarówno opóźnienie wypływu gazu w stosunku do początku impulsu sterującego jak też przedłużenie wypływu gazu po zakończeniu impulsu sterującego. Przy spotykanych w praktyce czasach otwarcia wtryskiwacza w warunkach biegu jałowego na poziomie 2-3 ms, opóźnienie początku wypływu może sięgać nawet 2,5 ms a opóźnienie zakończenia wypływu aż 4,0 ms. Stanowi to duże wyzwanie dla projektanta algorytmu sterującego wtryskiem.
2. Dla większości badanych konstrukcji wtryskiwaczy czasy opóźnień przy otwieraniu i zamykaniu wtryskiwacza nie są sobie równe co powoduje, że czas trwania rzeczywistego wypływu gazu jest różny od czasu trwania

- impulsu sterującego. Skutkuje to przesunięciem charakterystyki masowej względem osi czasu tak, że jej linia aproksymacji nie przechodzi przez środek układu współrzędnych charakterystyki masowej.
3. Największy wpływ na charakterystykę masową i czasową impulsowych wtryskiwaczy gazu ma przyjęte ciśnienie zasilania. Wzrost ciśnienia powoduje wzrost masowego natężenia pełnego przepływu gazu, co uwidacznia się poprzez zmianę nachylenia charakterystyki masowej. Jednocześnie ciśnienie zasilania zmienia zależności czasowe między impulsem sterującym a wypływem gazu zwiększając czas opóźnienia wypływu poprzez zwiększenie czasu opóźnienia otwierania oraz skrócenie czasu wyłączania. Powoduje to przesunięcie punktu przecięcia linii aproksymacji charakterystyki masowej impulsowego wtryskiwacza gazu z osią czasu.
 4. Napięcie zasilania wpływa zarówno na czas opóźnienia otwierania, czas otwierania i czas włączania (wzrost napięcia powoduje skrócenie tych czasów). Napięcie zasilania nie wpływa istotnie na czas zamykania.
 5. Zmiana sposobu sterowania ze sterowania prądem pełnym na sterowanie modulowane istotnie wpływa na czas wyłączania wtryskiwacza. Zmiana sposobu sterowania może powodować zmianę czasu wyłączania nawet o 0,4 ms, co oddziałuje na masę paliwa gazowego podanego przez wtryskiwacz. Ze względu na fakt, że w większości układów sterowania stosuje się sposób sterowania wtryskiwaczami z wykorzystaniem sterowania modulowanego, po przekroczeniu przez impuls sterujący określonej wartości czasu (najczęściej 3 ms), można zauważyć wpływ tej zmiany na kształt charakterystyki masowej wtryskiwacza. Zmiana ta jest odpowiedzialna za wzrost wydatku przy krótkich czasach wtrysku w stosunku do prostej aproksymującej dalszą część charakterystyki masowej. Największy wpływ na tę zmianę ma wypełnienie sygnału modulowanego.
 6. Spośród cech konstrukcyjnych impulsowych wtryskiwaczy gazu największy wpływ na ich charakterystyki ma sposób kalibracji. Wtryskiwacze kalibrowane skokiem wykazują się znacznie mniejszymi opóźnieniami w stosunku do wtryskiwaczy kalibrowanych średnicą otworu.
 7. Potwierdzono adekwatność opracowanego modelu impulsowego wtryskiwacza gazu. Średni błąd modelowania nie przekracza 5%.
 8. Opracowany model może zostać użyty jako narzędzie wspomagające proces projektowania konstrukcji wtryskiwacza oraz proces projektowania algorytmu sterującego wtryskiwaczem. Następnym sposobem wykorzystania modelu jest opracowanie koncepcji badań jakościowych i produkcyjnych, uwzględniających różną wrażliwość charakterystyk dynamicznych wtryskiwacza na rozrzut produkcyjny

elementów składowych konstrukcji (cewki elektromagnetycznej, dyszy wtryskowej itp.).

Autor ma świadomość, że opracowany model impulsowego wtryskiwacza gazu odnosi się jedynie do wybranych konstrukcji wtryskiwaczy oraz powietrza jako czynnika roboczego. Jednakże badane konstrukcje wtryskiwaczy wyczerpują niemal wszystkie warianty strategii zaworowych zaś pomiędzy powietrzem a paliwami gazowymi istnieją jednoznaczne analogie fizyczne (lepkość, ściśliwość) pozwalające na stwierdzenie, że osiągnięcia niniejszej pracy można odnieść również do tych konstrukcji wtryskiwacza i paliw gazowych. Upoważniają do tego następujące spostrzeżenia:

- 1) badane impulsowe wtryskiwacze gazu, znacząco różniące się rozwiązaniami konstrukcyjnymi, wykazywały tożsame zależności jakościowe analizowanych wielkości od wielkości niezależnych;
- 2) zmiana rodzaju gazu powoduje zmianę gęstości i lepkości, co zmienia przede wszystkim zależności ilościowe a nie jakościowe opracowanego modelu.

Analizując wyniki realizacji niniejszej pracy można określić wnioski dotyczące kierunków, w których należałoby prowadzić dalsze badania. Główny kierunek powinien być położony na zastąpienie zależności empirycznych zależnościami fizykalnymi, szczególnie jeżeli chodzi o ruch elementu zaworowego. W tym celu konieczna jest analiza sił działających na element zaworowy ze szczególnym uwzględnieniem siły przyciągającej, generowanej przez cewkę elektromagnetyczną. Pozwoli to na określenie wpływu konstrukcji układu magnetycznego na charakterystyki czasowe a przez to także na charakterystyki masowe impulsowych wtryskiwaczy gazu. Równocześnie prace badawcze powinny wyjaśnić rolę geometrii przewodów gazowych w powstawaniu opóźnień czasowych przepływu, co pozwoli na określenie zakresu optymalizacji konstrukcji impulsowych wtryskiwaczy gazu. Badania te powinny stanowić kontynuację przedstawionych w niniejszej pracy badań symulacyjnych w oparciu o numeryczną mechanikę płynów na trójwymiarowych modelach ze zmienną geometrią w czasie symulacji.

Literatura

- [1] Abate M., DiNunzio V.: „*Idle speed control using optimal regulator*”. SAE Technical Paper nr 905008, 1990
- [2] Almkvist G., Denbratt I., Josefsson G., Magnusson I.: Measurement of fuel film thickness in the inlet port of an SI engine by laser induced fluorescence. SAE Technical Paper nr 952483, 1995
- [3] Ambrozik A., Kruczyński S., Łączyński J., Tomaszewski D.: „Badania sygnałów z sond lambda w trójfunkcyjnym reaktorze katalitycznym na potrzeby OBD II”, Journal of KONES, Warsaw – Gdańsk 2002
- [4] Apak S., Atay E., Tuncer G.: „Renewable hydrogen energy regulations, codes and standards: Challenges faced by an EU candidate country” International Journal of Hydrogen Energy 37 (2012) 5481-5497
- [5] Badreddine B., Zaremba A., Sun J., Lin F.: „Active Damping of Engine Idle Speed Oscillation by Applying Adaptive PID Control”. SAE Technical Paper nr 2001-01-0261
- [6] Balenovic M., Backx A., Hoebink J.: „Model-based Control of a Three-way Catalytic Converter”, SAE Technical Paper nr 2001-01-0937, 2001 [P14]
- [7] Balenovic M.: „Modeling and Model-Based Control of a Three-Way Catalytic Converter Modeling dynamic phenomena in 3-way catalytic converters”, Technische Universiteit Eindhoven, 2002
- [8] Barański G., Czarnigowski J., Jakliński P., Duk M., Wendeker M., Klimkiewicz J.: „Comparative research into the operating parameters of an SI engine fuelled by three types of Fuel” str. 22 – 31 monografia „Silniki gazowe. Wybrane zagadnienia” pod redakcją Adama Dużyńskiego, Wydawnictwo Politechniki Częstochowskiej, Częstochowa 2010
- [9] Barański G., Wendeker M., Czarnigowski J., Jakliński P., Pietrykowski K., Grabowski Ł., Rola M.: „Simulation Test of Mixture Formation in Sequential CNG Gas Injection of the SI Engine” Silniki Spalinowe 2007-SC2-163, 2007 str. 35-43
- [10] Barański G., Wendeker M., Czarnigowski J., Jakliński P., Szlachetka M., Grabowski Ł.: „The Analysis of Nonrepeatability of a Flap Gas Injector” PTNSS-2009-SC-118 Combustion Engines Silniki Spalinowe Special Series 2009-SC1 str. 234-241
- [11] Bari Saiful: „Effect of carbon dioxide on the performance of biogas/diesel dual-fuel engine” Renewable Energy Volume 9, Issues 1–4, September–December 1996, Pages 1007–1010

- [12] Bedford J., Brereton G., Schock H.: „Measurements of cycle to cycle variability of the inlet flow of fuel injectors using LDA,” Sae Technical Paper, 2006-01-3314, 2006
- [13] Benajes J., Pastor J. V., Payri R., Plazas A. H.: „Analysis of the influence of diesel nozzle geometry in the injection Rate characteristic” Journal of Fluids Engineering, vol. 126, pp. 63-71, January 2004
- [14] Bianchi, G.M., Falfari, S.: „A Numerical and Experimental Study on the Possible Improvements of CR Injectors”, SAE2002-01-0500, March 2002
- [15] Bleischwitz R., Bader N.: „Policies for the transportation toward a hydrogen economy: The EU case” Energy Policy 38 (2010) 5388-5398
- [16] Boyan Xu, Furuyama Mikio: „Jet characteristics of CNG injector with MPI system” JSAE Review 19 (1998) 229-234
- [17] Brinkmeier C., Eigenberger G., Büchner S., Donnerstag A.: „Transient Emissions of a SULEV Catalytic Converter System”, SAE Technical Paper nr 2003-01-1001, 2003
- [18] Carnevale C., Moschetti A.: „Idle speed control with H-infinity technique”. SAE Technical Paper nr 930770, 1993
- [19] Chang Yvonne S. H., Yaacob Z., Mohsin R.: „Computational Fluid Dynamics Simulation of Injection Mixer for CNG Engines” Proceedings of the World Congress on Engineering and Computer Science 2007 WCECS 2007, October 24-26, 2007, San Francisco, USA
- [20] Chen Yu-Heng, Chen Chia-Yon, Lee Shun-Chung: „Technology forecasting and patent strategy of hydrogen energy and fuel cell technologies” International Journal of Hydrogen Energy 36 (2011) 6957-6969
- [21] Cheng-qiu Jiang, Tian-wei Liu, Jian-li Zhong: „A study on compressed biogas and its application to the compression ignition dual-fuel engine” Biomass Volume 20, Issues 1–2, 1989, Pages 53–59
- [22] Chiavola O., Giulianelli P.: „Modeling and Simulation of Common Rail Systems”, SAE Technical Paper 2001-01-3183, 2001
- [23] Chung T.: „Computational Fluid Dynamics” Cambridge, 2010
- [24] Cornelius J.: „Modeling and Control of Automotive Catalysts”, Sidney Sussex College University of Cambridge, 2001
- [25] Cupiał K., Dużyński A., Grzelka J.: „A summary of the eight years of operation of the biogas heat and power-generating set in the Waste Treatment Plant of WARTA S.A. in Częstochowa”, COMBUSTION ENGINES 1/2006 (124) . s. 71–81

- [26] Czarnigowski J., Wendeker M. i Jakliński P.: „The Effect of Injection Start Angle of Vaporized LPG on SI Engine Operation Parameters” SAE 2007-01-2054, 2007
- [27] Czarnigowski J., Barański G., Wendeker M., Duk M., Zyska T.: „Method to measure injector opening and closing lag times” PTNSS-2011-SS1-103 COMBUSTION ENGINES, No. 1/2011 (144)
- [28] Czarnigowski J., Jakliński P., Wendeker M., Barański G., Pietrykowski K., Duk M.: „The influence of Input Pressure on Gas Injector Opening and Closing Lag Time” PTNSS-2009-SC-054 Combustion Engines Silniki Spalinowe Special Series 2009-SC1 str. 103-108
- [29] Czarnigowski J., Jakliński P., Wendeker M., Pietrykowski K., Grabowski Ł.: „The Analyses of the Phenomena Inside a CNG Flap-valve Injector During Gas Flow” PTNSS-2009-SS1-101 Combustion Engines Silniki Spalinowe 1/2009 str. 10-18
- [30] Czarnigowski J., Wendeker M., Jakliński P., Boulet P., Breban F.: „Idle Speed Stabilization by Neural Network Model-Based Control of Ignition in SI Engine” SAE 2007-01-2080, 2007
- [31] Czarnigowski J., Wendeker M., Jakliński P., Rola M., Grabowski Ł., Pietrykowski K.: „CFD model of fuel rail for LPG systems” SAE 2007-01-2053
- [32] Czarnigowski J., Wendeker M., Jakliński P.: „Idle Speed Stabilization Using Competitive Adaptation Control of By-pass Valve in SI Engine” SAENA 2005-24-059
- [33] Czarnigowski J.: „A model of SI Engine Working in Idle Speed: A Control-Oriented Approach” SAENA 2005-24-060
- [34] Czarnigowski J.: „A neural network model-based observer for idle speed control of ignition in SI engine” Engineering Applications of Artificial Intelligence, 23 (2010) str. 1-7
- [35] Czarnigowski J.: „Control-Oriented Model of SI Engine Working in Idle Conditions” PTNSS Kongres 2005, 25-28. Września 2005, Materiały Konferencyjne, PTNSS P05-C075, 2005
- [36] Czarnigowski J.: „The impact of a material used in a gas injector magnetic core on gas injector performance” PTNSS-2011-SC-017 COMBUSTION ENGINES, No. 1/2011 (144)
- [37] Czarnigowski J.: „The impact of supply pressure on gas injector expenditure characteristics” Combustion Engines Silniki Spalinowe 2/2010 (141) str. 18 – 26
- [38] Dahlgren J., Laurell M., Vollmer N., Brück R., Hirth P., Maus W.: „Lambda-Sensor-Catalyst - a New Concept for Compact High-

- Performance Catalyst System”, Aachener Kolloquium Fahrzeug und Motorentechnik, 2005
- [39] Elbaum J.: „Obwody magnetyczne” Państwowe Wydawnictwa Techniczne Warszawa 1959
- [40] Engler B., Koberstein E., Lox E.: „Three – Way Catalysts Concepts with Optimized Low Precious Metal Loadings”, SAE Technical Paper nr 900271, 1990
- [41] Fayaz H., Saidur R., Razali N., Anuar F.S., Saleman A.R., Islam M.R.: „An overview of hydrogen as a vehicle fuel” Renewable and Sustainable Energy Reviews 16 (2012) 5511-5528
- [42] Fijałkowski S., Nakonieczny K., Tarkowski P.: Wstępna analiza egzgergetyczna układu dolotowego wysokoprężnego silnika turbodoładowanego, Konstrukcja, badania, eksploatacja, technologia pojazdów samochodowych i silników spalinowych. Teka Komisji Naukowo-Problemovej Motoryzacji PAN, 1997, z. 10, s. 61-72
- [43] Ford R.G.: „Robust Automotive Idel Speed Control in a Novel Framework”. Ph.D Dissertation University of Cambridge, 2000
- [44] García-Nieto S., Salcedo J., Martínez M., Laurí D.: „Air management in a diesel engine using fuzzy control techniques” Information Sciences Volume 179, Issue 19, 9 September 2009, Pages 3392–3409
- [45] Geissinger Juergen M.: „The Future Powertrain – Challenge between Internal Compustion Engine and Electric Mobility” 33rd International Vienna Motor Symposium 2012
- [46] Grabowski Ł., Wendeker M., Czarnigowski J., Szczęsny P., Barański G. i Sochaczewski R.: „Analiza wpływu umieszczenia wtryskiwacza LPG na parametry pracy silnika o zapłonie iskrowym” PTNSS-2007-SS4-222 Silniki Spalinowe, nr 4/2007 str. 33-41., 2007
- [47] Grabowski Ł.: „Badania procesu tworzenia mieszanki w silniku o zapłonie iskrowym zasilanym wtryskiem gazu propan-butan” Rozprawa doktorska. Politechnika Lubelska, Lublina 2009
- [48] Grahnans M., Jacobsson E.: „Injection algorithm for a port injected SI engine using a physical based two puddle Wall wet model”, Chalmers University of Technology, Ex 058/2003, Göteborg 2003
- [49] Greif D., von Berg E., Tatschl R.: „Integrated cavitating injector flow and spray propagation simulation in DI gasoline engine” Sae Technical Paper, 2005-24-085, 2005
- [50] Hai Li Ming, Feng Jiang: „Simulation Research on Fuel Injection System of 16V265H Dielsel Engine Introduced from U.S.” IEEE 2010

- [51] Han M., Loh R.N.K., Wang L., Lee A., Stander D.: „Optimal Idel Speed Control of an Automotive Engine”. SAE Technical Paper nr 981059, 1998
- [52] Hendricks E., Vesterholm T., Sorenson S.C: „Nonlinear Closed Loop SI Engine Control Observers”. SAE Technical Paper nr 920237, 1992
- [53] Hepburn J., Gandhi H.: „The relationship between Catalyst Hydrocarbon Conversion Efficiency and Oxygen Storage Capacity”, SAE Technical Paper nr 920831
- [54] Herner Anton, Riehl Hans-Jürgen: „Elektrotechnika i elektronika w pojazdach samochodowych” Wydawnictwa Komunikacji i Łączności Warszawa 2012
- [55] Heywood J.B.: „Internal combustion engines fundamentals” New York: McGraw-Hill; 1988
- [56] Howell M.N., Best M.C: „On-line PID tuning for engine idle-speed control using continuous action reinforcement learning automata”. Control Engineering Practice 8(2000) str. 147-154
- [57] Hoyer Karl Georg: „The history of alternative fuels in transportation: The case of electric and hybrid cars” Utilities Policy 16 (2008) 63-71
- [58] Hrovat D. Johnson W.J.: „Automotive control systems: past, present, future”. Proc. IECON 91, Kobe, Japan, 1991
- [59] Huang D., Lai M.-C.: „Experimental Investigation of Characteristics of Pressure Modulation in a Fuel Injection System” International Journal of Automotive Technology, Vol. 10, No. 1, pp.9-16 2009
- [60] Huang Xiaodong, Liu Peng, Zhang Lei: „Research on Attenuation of Pressure Pulsation in Gasoline Injection System” 2011 International Conference on Computer Distributed Control and Intelligent Environmental Monitoring
- [61] Huang Z., Shiga S., Ueda T., Nakamura H., Ishima T., Obokata T., I inni.: „Study of cycle-by-cycle variations of natural gas direct injection combustion using a rapid compression machine” Proc Inst Mech Eng Part D: Auto Eng 2002;217:53–61
- [62] Jakliński P., Czarnigowski J., Wendeker M.: „The Effect of Injection Start Angle of Vaporized LPG on SI Engine Operation Parameters” SAE 2007-01-2054
- [63] Jakliński P., Grabowski Ł., Wendeker M., Czarnigowski J., Szczęsny P., Barański G., Sochaczewski R.: „Analiza wpływu umieszczenia wtryskiwacza LPG na parametry pracy silnika o zapłonie iskrowym” PTNSS-2007-SS4-222 Silniki Spalinowe, nr 4/2007 str. 33-41

- [64] Jakliński P., Wendeker M., Czarnigowski J.: „Badania silnika ZI zasilanego sekwencyjnym wtryskiem gazu LPG o zmiennym składzie” Zeszyty Naukowe Politechniki Częstochowskiej nr 155 Mechanika 25, Częstochowa – Szczyrk 2003
- [65] Janiszewski T., Mavrantzas S.: „Elektroniczne układy wtryskowe silników wysokoprężnych” Wydawnictwa Komunikacji i Łączności Warszawa 2009
- [66] Jun Wang, Lu Li Xiao: „PTC-base Injector Fuel Heat Transfer Analysis and Research during Cold-start” Conference on Computer Application and System Modeling ICCASM 2010
- [67] Jurgen R.: „Automotive electronics handbook”. McGraw-Hill, New York, 1995
- [68] Kamiński T.: Ocena jakości procesu roboczego silnika o zapłonie iskrowym z wykorzystaniem światłowodowego czujnika interferencyjnego. Rozprawa doktorska, Politechnika Lubelska, Lublin, 2005
- [69] Karta katalogowa: „BD135/137/139 Medium Power Linear and Switching Applications” Fairchild Semiconductor 2000
- [70] Karta katalogowa: „STS5DNF20V N-channel 20V – 0.003 5A SO-8 2.7V-Drive STripFET II Power Mosfet” STMicroelectronics 2001
- [71] Karta katalogowa: „VNB14NV04/VND14NV04/VND14NV04-1/VNP14NV04/VNS14NV04 Fully Autoprotected Power Mosfet” STMicroelectronics 2002
- [72] Kenihan S.: Reducing the emissions from your council fleet. Cities for Climate Protection Australia: An ICLEI program in collaboration with the AGO, <http://www.iclei.org>, 1999
- [73] Khiara D., Laubera J., Floquetb T., Colinc G., Guerraa T.M., Chamailard Y.: „Robust Takagi–Sugeno fuzzy control of a spark ignition engine” Control Engineering Practice Volume 15, Issue 12, December 2007, Pages 1446–1456
- [74] Kholmyanskii I.A.: „Investigation of Fuel-Drop Spraying by a Rotating Injector of a Gas-Turbine Engine” Combustion, Explosion and Shock Waves, Vol. 38, No. 5, pp. 547-551 2002
- [75] Kolli T.: „Pd-Al₂O₃ -Based Automotive Exhaust Gas Catalysts”, University Of Oulu, Acta Univ. Oul. C 238, 2006
- [76] Kruczyński S.: „Trójfunkcyjne reaktory katalityczne”. Wydawnictwo i Zakład Poligrafii Instytutu Technologii Eksploatacji, Radom, 2004
- [77] Kukkonen Carl A, Shelef Mordecai: „Hydrogen as an alternative automotive fuel” SAE Transactions 1994. 940766

- [78] Latusek J., Burrahm R.: Conversion of Two Small Utility Engines to LPG Fuel. SAE Technical Paper Series nr 932447, 1993
- [79] Lee Fu-Shin: „Modeling of Actuator Systems Using Multilayer Electrostrictive Materials” Proceedings of the 1999 IEEE International Conference on Control Applications, USA, 1999
- [80] Li Joe Z., Treusch Chris, Honel Benoit, Neyrat Stephane: „Simulation of Pressure Pulsations in a Gasoline Injection System and Development of an Effective Damping Technology” SAE 2005-01-1149
- [81] Li Minghai, Cui Hongjiang, Han Yundong, Li Ang: „CFD Technology Used to Optimize Fuel Injector Design of Railway Diesel Engine” WASE International Conference on Information Engineering 2010
- [82] Li Xinguang, Wang Yinyan, Wang Yang: „Numerical Simulations for Effect of Fuel Injectors of STC Diesel Engine” Proceedings of the 2010 IEEE International Conference on Information and Automation June 20 - 23, Harbin, China
- [83] Liangliang Chen, Zhendong Zhang: „Study on the measurement of dynamic characteristics for automotive electronic fuel injector” 2011 International Conference on Transportation, Mechanical, and Electrical Engineering (TMEE) December 16-18, Changchun, China
- [84] Lienkamp H., Ashok R.: „Achievements and lessons learnt in the EU project Zero Regio” Procedi – Social and Behavioral Sciences 48 (2012) 2201-2210
- [85] Link C., Raich U., Sammer G., Stark J.: „Modeling Demand for Electric Car – A Methodical Approach” Procedia - Social and Behavioral Sciences 48 (2012) 3284 – 3296 Procedia - Social and Behavioral Sciences 48 (2012) 1958 - 1970
- [86] Litschke A., Knitschky G.: „Future development in road freight transport regarding more environmentally friendly vehicle technology” Procedia – Social and Behavioral Sciences 48 (2012) 1557 – 1567
- [87] Liu Zhenming, Ouyang Guangyao: „Numerical Analysis of Common Rail Electro-Injector for Diesel Engine” Proceedings of the 2009 IEEE International Conference on Mechatronics and Automation August 9 - 12, Changchun, China
- [88] Lui Y., Dettling J.: „*Evolution of Pd/Rh TWC Catalyst Technology*”, SAE Technical Paper nr 930249, 1993
- [89] Luther J. B.: „Advanced Neural Network Engine Control” Ph.D. Thesis TECHNICAL UNIVERSITY OF DENMARK LYNGBY, DENMARK November 2002
- [90] Majerczyk A., Taubert S.: „Układy zasilania gazem propan – butan” Wydawnictwo Komunikacji i Łączności Warszawa 2004

- [91] Manoj-Kumar P., Pratibha Bharathi V.V., Pandurangadu V., Naga Deepthi V.V.: „Analysis of Fuel Spray With Various Injection Orientations in a DI Diesel Engine: Through CFD Simulation” *International Journal of Engineering Science and Technology (IJEST)* Vol. 3. No. 5 2011
- [92] Matković K., Jelović M., Jurić J., Konyha Z., Gracanin D.: „Interactive Visual Analysis and Exploration of Injection System Simulations” *IEEE Vizualization 2005*, October 23-28 Minneapolis, USA
- [93] Mehlfeldt D., Weckenmann H., Stohr G.: „Modeling of piezoelectrically actuated fuel injectors” *Mechatronics* 18 (2008) 264–272
- [94] Merkisz J., Gis W., Żółtowski A.: „Biogas as vehicle fuel” *PTNSS Congress 2011 PTNSS-2011-SC-211*
- [95] Mihelc W.P., Citron R.D.: „An adaptive idle mode control design”. *SAE Technical Paper nr 840443*, 1984
- [96] Moon Seoksu, Bae Choongsik, Choi Jaejoon, Abo-Serie Essam: „The influence of airflow on fuel spray characteristics from a split injector” *Fuel* 86 (2007) 400-409
- [97] Morselli R., Corti E., Rizzoni G.: „Energy Based Model of a Common Rail Injector” *Proceeding of the 2002 IEEE International Conference on Control Applications*, Glasgow UK, 2002
- [98] Mulemane A., J.S. Han, P.H.Lu, S.J. Yoon, M.C.Lai: „Modeling Dynamic Behavior of Diesel Fuel Injection Systems” *SAE Technical Paper 2004-01-0536*, 2004 [A9]
- [99] Müller R., Hembergeer H.: „Neural Adaptive Ignition Control”. *SAE Technical Paper nr 981057*, 1998
- [100] Papagiannakis Roussos G., Hountalas Dimitrios T.: „Comparative evaluation of various strategies for improving the characteristics of performance of a pilot ignited natural gas/diesel engine” *Procedia - Social and Behavioral Sciences* 48 (2012) 3284 – 3296
- [101] Park Su Han, Kim Hyung Jun, Suh Hyun Kyu, Lee Chang Sik: „Atomization and spray characteristics of bioethanol and bioethanol blended gasoline fuel injected through a direct injection gasoline injector” *International Journal of Heat and Fluid Flow* 30 (2009) 1183–1192
- [102] Parka Cheolwoong, Parkb Seunghyun, Leea Yonggyu, Kima Changgi, Leea Sunyoup, Moriyoshic Yasuo: „Performance and emission characteristics of a SI engine fueled by low calorific biogas blended with hydrogen” *International Journal of Hydrogen Energy* Volume 36, Issue 16, August 2011, Pages 10080–10088

- [103] Patouna S.: „A CFD Study of Cavitation in Real Size Diesel Injectors” Ph.D. Thesis Universitat Politecnica de Valencia 2002
- [104] Payri R., Salvador F.J., Gimeno J., De la Morena J.: „Influence of injector technology on injection and combustion development – Part 1: Hydraulic characterization” *Applied Energy* 88 (2011) 1068-1074
- [105] Payri R., Salvador F.J., Gimeno J., De la Morena J.: „Influence of injector technology on injection and combustion development – Part 2: Combustion analysis” *Applied Energy* 88 (2011) 1130–1139
- [106] Peeters J., Vinckier C.: „Production of chemi-ions and formation of CH and CH₂ radicals in methane-oxygen and ethylene-oxygen flames”, In 15th Symp. Combust., p. 969-977. *Combust. Inst.*, 1974
- [107] Poeschl Martina, Ward Shane, Owende Philip: „Prospects for expanded utilization of biogas in Germany” *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 14 (2010) 1782-1797
- [108] Porpatham E., Ramesh A., Nagalingam B.: „Effect of hydrogen addition on the performance of a biogas fuelled spark ignition engine” *International Journal of Hydrogen Energy* Volume 32, Issue 12, August 2007, Pages 2057–2065
- [109] Porpathama E., Rameshb A., Nagalingamb B.: „Effect of compression ratio on the performance and combustion of a biogas fuelled spark ignition engine” *Fuel* Volume 95, May 2012, Pages 247–256
- [110] Pourkhesalian Ali M., Shamekhi Amir H., Salimi Farhad: „Alternative fuel and gasoline in an SI engine: A comparative study of performance and emissions characteristics” *Fuel* 89 (2010) 1056–1063
- [111] Praca zbiorowa: „Czujniki w pojazdach samochodowych” Wydawnictwa Komunikacji i Łączności Warszawa 2010
- [112] Praca zbiorowa: „Elektroniczne sterowanie skrzynką biegów EGS” Wydawnictwa Komunikacji i Łączności Warszawa 2005
- [113] Praca zbiorowa: „Promieniowe rozdzielaczowe pompy wtryskowe VR” Wydawnictwa Komunikacji i Łączności Warszawa 2009
- [114] Praca zbiorowa: „Sterowanie silników o zapłonie iskrowym. Układy Motronic” Wydawnictwa Komunikacji i Łączności Warszawa 2004
- [115] Praca zbiorowa: „Sterowanie silników o zapłonie iskrowym. Zasada działania ” Wydawnictwa Komunikacji i Łączności Warszawa 2008
- [116] Praca zbiorowa: „Sterowanie silników o zapłonie samoczynnym” Wydawnictwa Komunikacji i Łączności Warszawa 2008
- [117] Praca zbiorowa: „Układ wtryskowy Common Rail” Wydawnictwa Komunikacji i Łączności Warszawa 2009

- [118] Praca zbiorowa: „Układy wtryskowe UIS/UPS” Wydawnictwa Komunikacji i Łączności Warszawa 2005
- [119] Praca zbiorowa: „Zasobnikowe układy wtryskowe Common Rail” Wydawnictwa Komunikacji i Łączności Warszawa 2004
- [120] Probst Ch.: „Ford Fuel Injection & Electronic Engine Control: How to Understand, Service, and Modify”. Robert Bentley Publishers, Cambridge, Massachusetta, 1993
- [121] Regulamin nr 83 Europejskiej Komisji Gospodarczej Organizacji Narodów Zjednoczonych (EKG ONZ) — Jednolite przepisy dotyczące homologacji pojazdów w zakresie emisji zanieczyszczeń w zależności od paliwa zasilającego silnik, Dziennik Urzędowy Unii Europejskiej L(legislacja) nr. 119 z 6.5.2008, str. 1—181., 2008
- [122] Regulamin: European alternative fuel strategy in the Clean Transport System Interactive. JEG “Transport & Enviromental” 2005
- [123] Rola M., Wendeker M., Jakliński P., Czarnigowski J., Grabowski Ł., Szlachetka M.: „Simulation Research of Propane-Butane Fuelling System in SI Engine” Silniki Spalinowe 2007-SC2-161, 2007 str. 157-163
- [124] Salvador F.J., Martinez-Lopez J., Romero J.V., Rosello M.D.: „Influence of biofuels on the internal flow in diesel injector nozzles” Mathematical and Computer Modelling 54 (2011) 1699–1705
- [125] Saravanan N., Nagarajan G.: „Performance and emission study in manifold hydrogen injection with diesel as an ignition source for different start of injection” Renewable Energy 34 (2009) 328-334
- [126] Shamekhi A, Khtibzade N, Shamekhi AH.: „Performance and emissions characteristics of a bi-fuel SI engine fueled by CNG and gasoline” ASME paper, ICES2006-1387; 2006
- [127] Shao Limin, Liu Zhenming, Zhou Jiadong, Yang Kun: „Study on the Influence of Electronic Injector Nozzle Geometry on the Injection Rate” The Ninth International Conference on Electronic Measurement & Instruments ICEMI’2009
- [128] Sochaczewski R., Jakliński P., Wendeker M., Grabowski Ł., Biały M., Czarnigowski J.: Zmniejszenie emisji spalin silnika spalinowego po zastąpieniu benzyny wodorem, Autobusy nr 10/2011 Technika, Eksploatacja, Systemy Transportowe, str. 393-397
- [129] Sochaczewski R., Wendeker M., Czarnigowski J., Jakliński P., Barański G., Poleszak J., Zyska T.: „Dual Fuel Diesel Engine Examinations” Silniki Spalinowe 2007-SC1-155, 2007 str. 186-192

- [130] Stanisław A.: „Przystępny kurs statystyki z zastosowaniem STATISTICA PL na przykładach medycznych. Tom 1. Statystyki podstawowe” StatSoft Polska Sp. z o.o. Kraków 2006
- [131] Stanisław A.: „Przystępny kurs statystyki z zastosowaniem STATISTICA PL na przykładach medycznych. Tom 2. Modele liniowe i nieliniowe” StatSoft Polska Sp. z o.o. Kraków 2006
- [132] Stelmasiak Z., Wojciechowska-Trombska A.: „Wpływ kąta wyprzedzenia wtrysku paliwa ciekłego na parametry pracy i emisję spalin dwupaliwowego silnika zasilanego gazem ziemnym i olejem napędowym” *Journal of KONES : Internal Combustion Engines* 2001 vol.8 nr 3-4 s.163-170
- [133] Stelmasiak Z.: „Analiza systemów spalania paliw gazowych ze szczególnym uwzględnieniem układów dwupaliwowych” *Zeszyty Naukowe. Budowa i Eksploatacja Maszyn / Politechnika Łódzka Filia w Bielsku-Białej* 2000 nr 58 z.37
- [134] Stelmasiak Z.: „Analiza wybranych parametrów spalania w silniku dwupaliwowym zasilanym CNG” *Archiwum Motoryzacji* 2001 nr 3 s.99-116
- [135] Stelmasiak Z.: „Some aspects of the heat release rate in the dual fuel engine fuelled CNG with particular consideration the gas combustion” *Journal of KONES: Internal Combustion Engines* 2003 vol.10 nr 1-2 s.277-288
- [136] Stelmasiak Z.: „The effect of gas-air mixture composition on the performance of a dual fuel DI Diesel engine fuelled with CNG” *PTNSS Congress 2005 International Congress of Combustion Engines The Development of Combustion Engines, Szczyrk, September 25-28, 2005*
- [137] Stelmasiak Z.: „Wpływ wielkości dawki inicjującej oleju napędowego na parametry pracy dwupaliwowego silnika zasilanego olejem napędowym i gazem ziemnym” *Journal of KONES : Internal Combustion Engines* 2001 vol.8 nr 3-4 s.285-293
- [138] Stelmasiak Z.: „Analiza wpływu składu mieszaniny gaz-powietrze na wybrane parametry dwupaliwowego silnika o wtrysku bezpośrednim” *Silniki Spalinowe* nr 3/2005
- [139] Strona internetowa „<http://www.planijet.pl/produkt.php?id=5>,” *Planiplast*, 12 lipiec 2012
- [140] Strona internetowa <http://www.ansys.com/Products/Simulation+Technology/Fluid+Dynamics/ANSYS+Fluent#/0>, 18 wrzesień 2012
- [141] Tran Xuan-Thein, Milton Brian, White Tim, Tordon Michal: „Modelling HEUI injector in MATLAB Simulink” *Proceeding of the*

- 2003 IEEE/ASME International Conference on Advanced Intelligent Mechatronics AIM 2003
- [142] Tutaj J.: „Sterownik wtryskników paliwa dla silników spalinowych z bezpośrednim wtryskiem paliwa” Czasopismo Techniczne Wydawnictwo Politechniki Krakowskiej 7-M/2008
 - [143] Verhelst S, Maesschalck P, Rombaut N, Sierens R.: „Efficiency comparison between hydrogen and gasoline, on a bi-fuel hydrogen/gasoline engine” International Journal of Hydrogen Energy 2009;34:2504–10
 - [144] Von Basshuysen R., Schafer F.: „Modern Engine Technology from A to Z” SAE International, Warrendale, Pennsylvania, USA, 2007
 - [145] Wang Minghe, Ouyang Guangyao, Zhou Jiadong: „Simulation and Experimental Study on High Pressure Common Rail Fuel System of Diesel Engine” 2011 International Conference on Computer Distributed Control and Intelligent Environmental Monitoring
 - [146] Wedeneker M., Czarnigowski J.: „Adaptive Control Of The Idle Conditions Of Spark Ignition Engine” SAE_NA Technical Paper SAE_NA 2003-01-15, 2003
 - [147] Wendeker M., Jakliński P., Czarnigowski J., Filipek P.: Investigation of the wideband SI lambda controlling system, Journal of KONES Internal Combustion Engines No. 3-4, ISSN, 1231-4005, 2002
 - [148] Wendeker M.: „Adaptacyjna regulacja wtrysku benzyny w silniku o zapłonie iskrowym”. Wydawnictwa Uczelniane Politechniki Lubelskiej, Lublin 1998
 - [149] Wendeker M.: „Sterowanie napełnianiem w silniku samochodowym”. Lubelskie Towarzystwo Naukowe, Lublin 1999
 - [150] Wendeker M.: „Sterowanie zapłonem w silniku samochodowym”. Lubelskie Towarzystwo Naukowe, Lublin 1999
 - [151] Wendeker M., Czarnigowski Jacek: „Adaptive Control of the Idle Speed” ICES2003-646 Proceedings of ICES03 2003 Spring Technical Conference of the ASME Internal Combustion Engine Division Salzburg, Austria, May 11-14, 2003
 - [152] Wendeker M., Jakliński P., Czarnigowski J., Boulet P., Breaban F.: „Operational Parameters of LPG Fueled SI Engine – Comparison of Simultaneous and Sequential Port Injection” SAE 2007-01-2051
 - [153] Wendeker M., Jakliński P., Grabowski Ł., Pietrykowski K., Czarnigowski J., Hunicz J.: „Model klapowego wtryskiwacza gazu CNG do silników spalinowych” PTNSS-2007-SS4-223 Silniki Spalinowe nr 4/2007 str: 42-52

- [154] Wu S.F., Hu Q., Stottler S., Raghupathi R.: „Modelling of Dynamic Responses of an Automotive Fuel Rail System, Part I: Injector” *Journal of Sound and Vibration* (2001) 245, 801-814
- [155] Wu S.F., Hu Q., Stottler S., Raghupathi R.: „Modelling of Dynamic Responses of an Automotive Fuel Rail System, Part II: Entire System” *Journal of Sound and Vibration* (2001) 245, 815-834
- [156] Xu Shuaiqing, Wang Yang, Zhang Xiao, Zhen Xudong, Tao Chengjun: „Development of a novel common-rail type Dimethyl ether (DME) injector” *Applied Energy* 94 (2012) 1–12
- [157] Yang Li-jun, Fu Qing-fei, Qu Yuan-yuan, Zhang Wei, Du Ming-long, Xu Bing-rui: „Spray characteristics of gelled propellants in swirl injectors” *Fuel* 97 (2012) 253–261
- [158] Yoona Seung Hyun, Leeb Chang Sik: „Experimental investigation on the combustion and exhaust emission characteristics of biogas–biodiesel dual-fuel combustion in a CI engine” *Fuel Processing Technology* Volume 92, Issue 5, May 2011, Pages 992–1000
- [159] Yu Haiping, Qian Xianyi: „The calculation of main parameters of the gasoline engine fuel injection system” *International Conference on Computer Application and System Modeling ICCASM 2010*
- [160] Zhenming Liu, Pei Jiang, Guangyao Ouyang, Jiadong Zhou: „Development of an electromechanical model for piezo actuated common rail injectors” *2010 International Conference on Intelligent Computation Technology and Automation*
- [161] Zhenzhong Yang, Lijun Wang, Shilei Li: „Investigation into the optimization control technique of hydrogen-fueled engines based on genetic algorithms” *International Journal of Hydrogen Energy* Volume 33, Issue 22, November 2008, Pages 6780–6791 [A103]
- [162] Zhi-quiang Zhang, Jun Deng, Li-qang Li, Fu-quan Zhao: „Effect of Fuel Injector’s Parameters on HSDI Diesel Engine’s Performance” *2011 IEEE* [A14]
- [163] Zhixia He, Jianping Yuan: „The diesel engine spray nozzle structural optimization numerical simulation analyzes,” *Internal Combustion Engine Journal*, pp. 35–41, 2006(1)

Załącznik 1. Dane układów pomiarowych

Tab. 1. Czujnik ciśnienia MPX4250A

Typ czujnika	MPX4250A odmiana: MPXA4250AC6U
Rodzaj czujnika	czujnik ciśnienia absolutnego oparty na membranie silikonowej z kompensacją temperaturową
Zakres pomiaru	20–250 kPa ciśnienia absolutnego
Zakres pracy	ciśnienie maksymalne: 1000kPa temperatura pracy: $-40 \div +125^{\circ}\text{C}$
Dokładność	$\pm 1,5\%$ zakresu pomiarowego
Liniowość	$\pm 0,5\%$ zakresu pomiarowego
Czas reakcji	1,0 ms
Czas nagrzewania	20 ms
Zasilanie	napięcie zasilania: 5V (dopuszczalne 4,85-5,35V) pobór prądu: max 10 mA
Wyjście	napięciowe: 0,2 do 4,9V liniowo zależne od ciśnienia
Charakterystyka	$p = 49,02 \cdot U + 10$ gdzie: p – ciśnienie absolutne w kPa U – napięcie wyjściowe w V

Tab. 2. Czujnik ciśnienia WIKA A-10 12882039

Typ czujnika	WIKA A-10 odmiana: 12882039
Rodzaj czujnika	czujnik ciśnienia absolutnego oparty na membranie metalowej z kompensacją temperaturową.
Zakres pomiaru	0 – 600 kPa ciśnienia absolutnego
Zakres pracy	ciśnienie maksymalne: 3400kPa temperatura pracy: $0 \div +80^{\circ}\text{C}$
Dokładność	$\pm 1,0\%$ zakresu pomiarowego
Liniowość	$\pm 0,5\%$ zakresu pomiarowego
Czas reakcji	4,0 ms
Czas nagrzewania	1 s
Zasilanie	napięcie zasilania: 8 – 30 V pobór prądu: max 30 mA
Wyjście	napięciowe: 0,2 do 4,9V liniowo zależne od ciśnienia
Charakterystyka	$p = 120 \cdot U$ gdzie: p – ciśnienie absolutne w kPa U – napięcie wyjściowe w V

Tab. 3. Przepływomierz Bronkhorst F-111AC-50K-AAD-33-V

Typ czujnika	F-111B-10K-AAD-33-V – zakres do 10 ln/min F-111AC-50K-AAD-33-V – zakres do 30 i 80 ln/min
Rodzaj czujnika	czujnik masowego natężenia przepływu gazu oparty na pomiarze ilości ciepła przejętego przez gaz przepływający laminarnie w kapilarze. Czujnik posiada kompensację ciśnienia i temperatury gazu. Jest wyposażony w układ przeliczający wydatek masowy na wydatek objętościowy powietrza w warunkach normalnych
Zakres pomiaru	zastosowano 3 oddzielne czujniki: F-111B-10K-AAD-33-V – zakres 0,2 do 10 ln/min F-111AC-50K-AAD-33-V – zakres 0,6 do 30 ln/min F-111AC-50K-AAD-33-V – zakres 1,6 do 80 ln/min
Zakres pracy	ciśnienie maksymalne: 8000kPa temperatura pracy: -10 ÷ +70°C
Dokładność	±0,5% wartości mierzonej plus 0,1% zakresu pomiarowego
Liniowość	±0,3% zakresu pomiarowego
Czas reakcji	1 s
Czas nagrzewania	2 min.
Zasilanie	napięcie zasilania: 15 – 24 V pobór prądu: max 70 mA
Wyjście	napięciowe: 0,0 do 5,5V liniowo zależne od przepływu; wartość wyjściowa kalibrowana i przeliczona na przepływ objętościowy powietrza w warunkach normalnych
Charakterystyka	F-111B-10K-AAD-33-V – zakres 0,2 do 10 ln/min $\dot{V} = 1,9993 \cdot U + 0,0016$ F-111AC-50K-AAD-33-V – zakres 0,6 do 30 ln/min $\dot{V} = 6,0004 \cdot U - 0,0001$ F-111AC-50K-AAD-33-V – zakres 1,6 do 80 ln/min $\dot{V} = 16,002 \cdot U - 0,0044$ gdzie: \dot{V} – przepływ gazu w litrach normalnych powietrza na minutę ln/min U – napięcie wyjściowe w V

Tab. 4. Przepływomierz powietrza 6001F

Typ czujnika	przepływomierz powietrza Tecfluid 6001F 100-1000
Rodzaj czujnika	rotametr z metalowym pływakiem w stożkowej rurce szklanej
Zakres pomiaru	100 – 1000 ln/h powietrza
Zakres pracy	temperatura pracy: 0 ÷ +50°C
Dokładność	±7% zakresu pomiarowego
Liniowość	±5% zakresu pomiarowego
Charakterystyka	odczyt bezpośredni na skali naniesionej na rurce

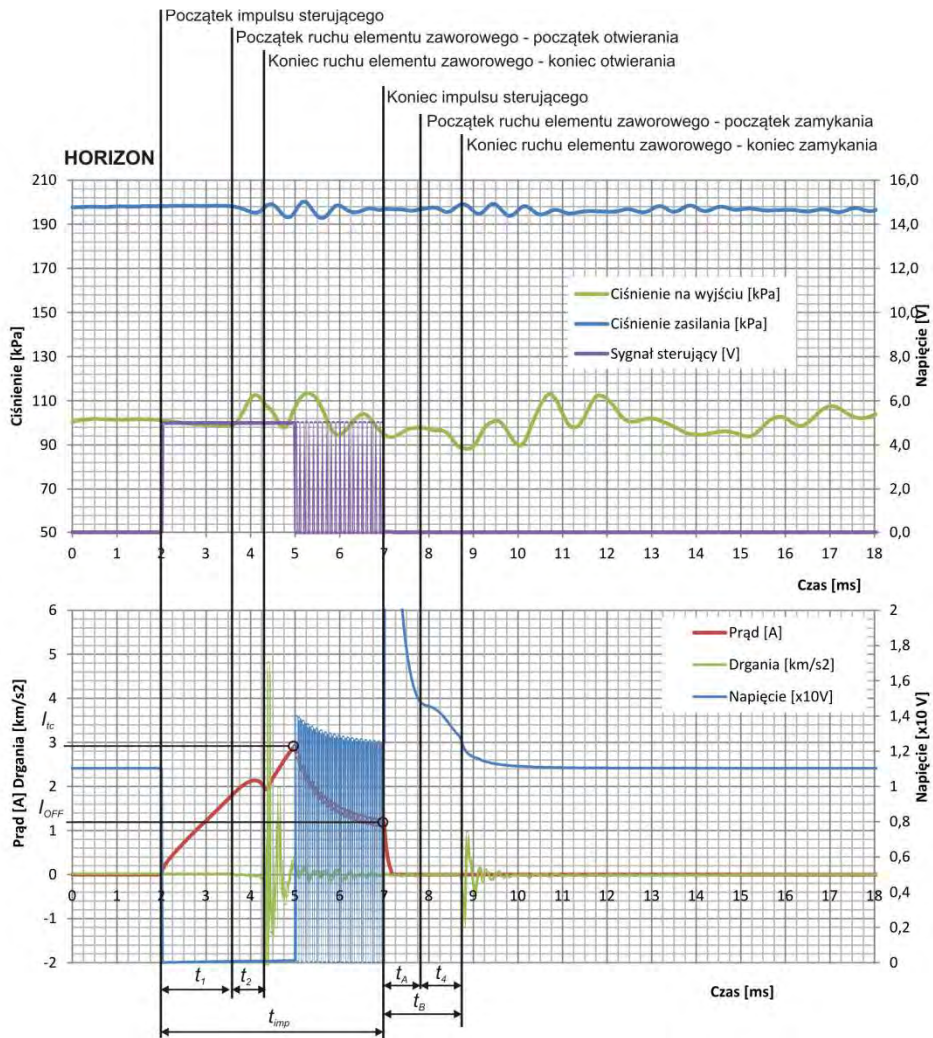
Tab. 5. Sonda prądowa Tektronix TDS305 i wzmacniacz Tektronix TDSA300

Typ czujnika	sonda prądowa Tektronix TDS305 i wzmacniacz Tektronix TDSA300
Rodzaj czujnika	czujnik przepływu prądu przez przewód elektryczny wykorzystujący zjawisko indukcji elektromagnetycznej; pomiar bez konieczności przerywania obwodu elektrycznego – czujnik zapisany na przewodzie
Zakres pomiaru	prąd stały: 0 – 50 A; prąd przemienny: 0 – 35 A
Zakres pracy	temperatura pracy: 0 ÷ +50°C
Dokładność	±3% wartości mierzonej
Liniowość	±1% zakresu pomiarowego
Czas reakcji	7 ns
Opóźnienie sygnału	19 ns
Czas nagrzewania	2 min.
Zasilanie	napięcie zasilania: 230V (wzmacniacz) pobór prądu: max 250 mA
Wyjście	napięciowe: 0 do 5V liniowo zależne od zmierzonego prądu
Charakterystyka	liniowa zależna od ustawionego wzmocnienia; możliwe wzmocnienie: 1 A/V: $I = U$ 5 A/V: $I = 5 \cdot U$ 10 A/V: $I = 10 \cdot U$ 20 A/V: $I = 20 \cdot U$ gdzie: I – prądu w A U – napięcie wyjściowe w V

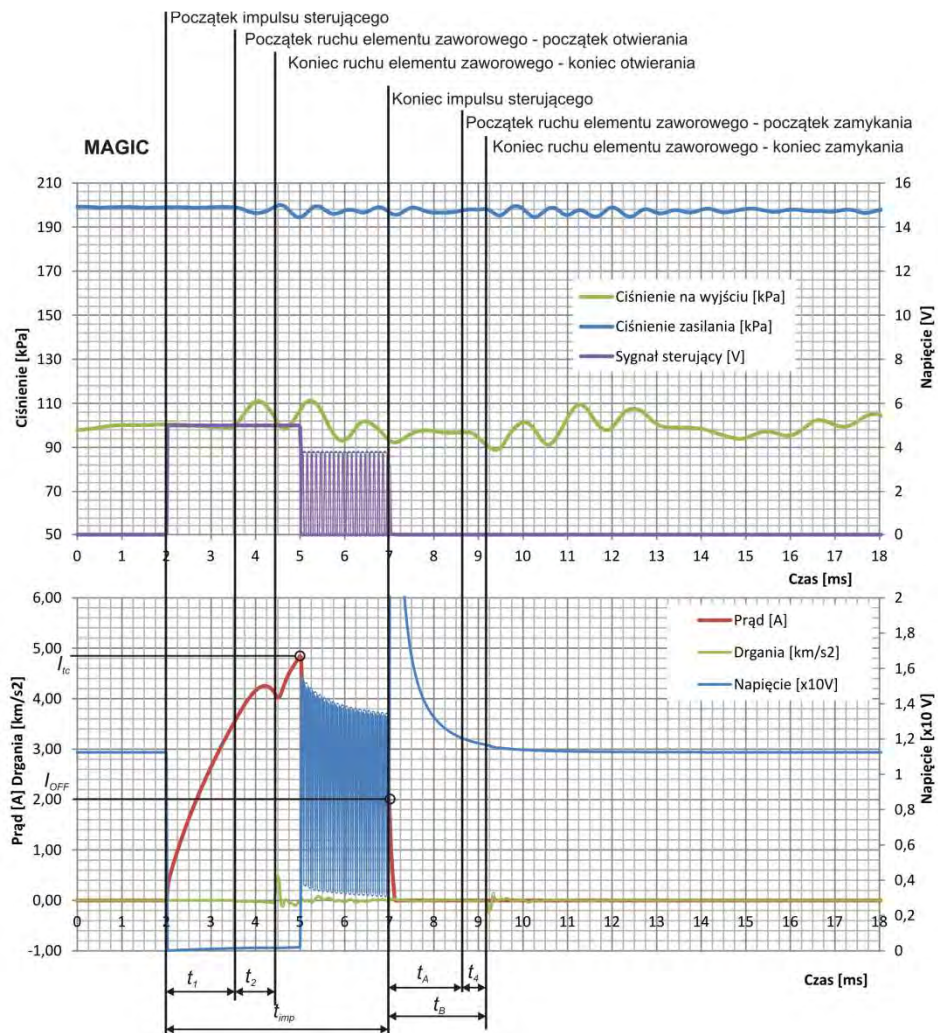
Tab. 6. Czujnik drgań PCB 621B40 z układem kondycjonowania EC Electronics PA300

Typ czujnika	czujnik drgań PCB 621B40 z układem kondycjonowania EC Electronics PA300
Rodzaj czujnika	czujnik piezokwarcowy
Zakres pomiaru	$\pm 500g$ ($\pm 4900 \text{ m/s}^2$) częstotliwość: 1,6 Hz÷ 30 kHz
Zakres pracy	temperatura pracy: 0 ÷ +50°C
Dokładność	$\pm 5\%$ wartości mierzonej
Liniowość	$\pm 1\%$ zakresu pomiarowego
Czas reakcji	5 ns
Czas nagrzewania	3 s
Zasilanie wzmacniacza	napięcie zasilania: 12V lub bateryjne wbudowane w układ pobór prądu: max 400 mA
Wyjście	napięciowe: 0,2 do 4,9V liniowo zależne od ciśnienia
Charakterystyka	czułość czujnika: 5,5 mV/g (0,561 mV/m/s ²) regulowane wzmocnienie: 1: $a = 1782,53 \cdot U$ 10: $a = 178,25 \cdot U$ 100: $a = 17,82 \cdot U$ gdzie: a – wartość drgań w m/s ² ; U – napięcie wyjściowe w V;

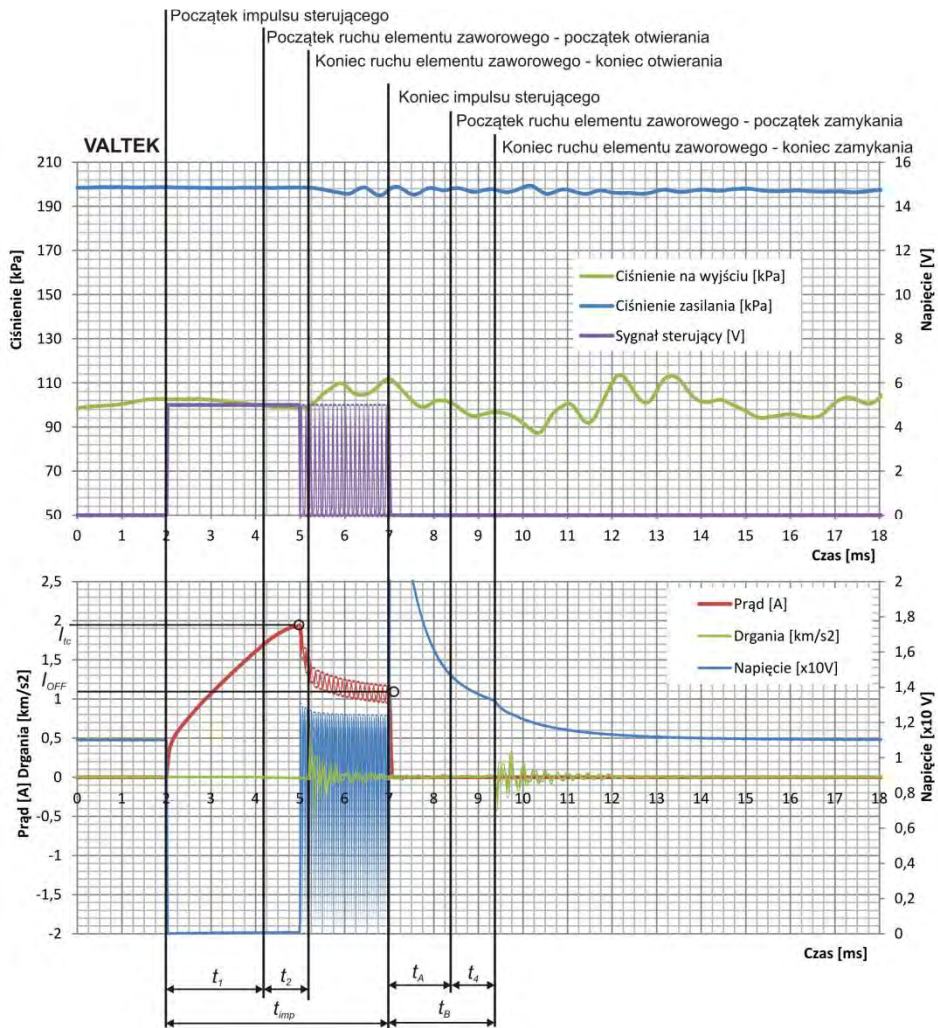
Załącznik 2. Przykładowe przebiegi sygnałów mierzonych analizowanych wtryskiwaczy



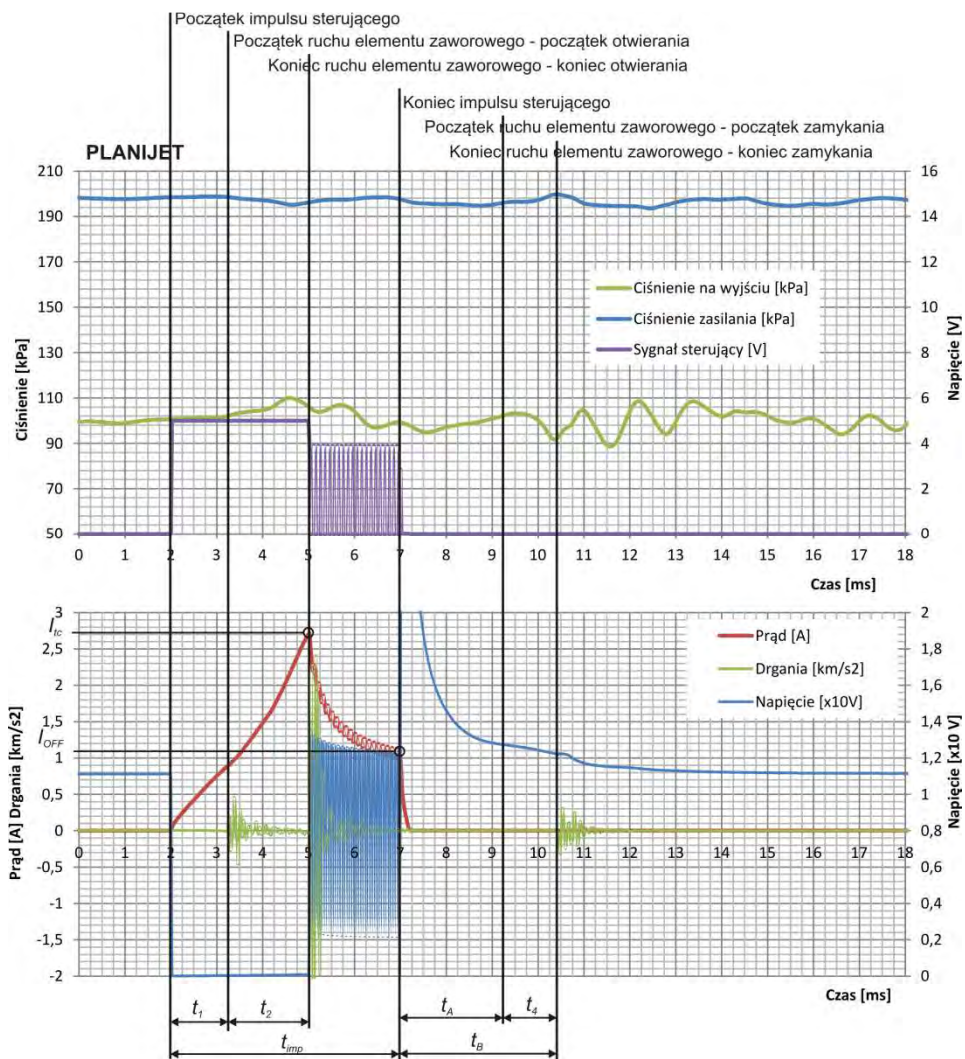
Rys. 1. Przebieg sygnałów mierzonych na stanowisku sprężarkowym wtryskiwacza Horizon – czas impulsu 5,0ms, częstotliwość sygnału modulowanego 10kHz, wypełnienie 30%, napięcie zasilania 12V, ciśnienie zasilania 200kPa



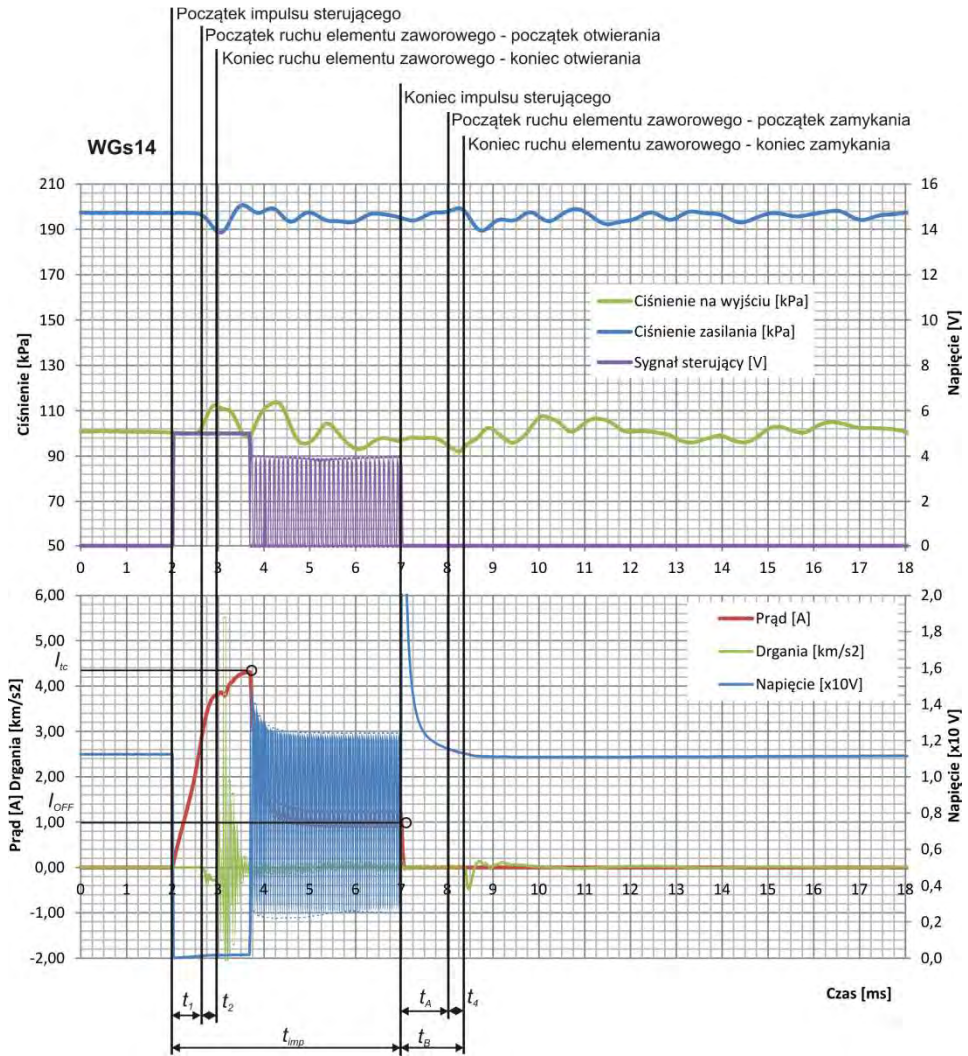
Rys. 2. Przebieg sygnałów mierzonych na stanowisku sprężarkowym wtryskiwacza Magic – czas impulsu 5,0ms, częstotliwość sygnału modulowanego 10kHz, wypełnienie 30%, napięcie zasilania 12V, ciśnienie zasilania 200kPa



Rys. 3. Przebieg sygnałów mierzonych na stanowisku sprężarkowym wtryskiwacza Valtek – czas impulsu 5,0ms, częstotliwość sygnału modulowanego 10kHz, wypełnienie 30%, napięcie zasilania 12V, ciśnienie zasilania 200kPa



Rys. 4. Przebieg sygnałów mierzonych na stanowisku sprężarkowym wtryskiwacza PlaniJet – czas impulsu 5,0ms, częstotliwość sygnału modulowanego 10kHz, wypełnienie 30%, napięcie zasilania 12V, ciśnienie zasilania 200kPa



Rys. 5. Przebieg sygnałów mierzonych na stanowisku sprężarkowym wtryskiwacza WG – czas impulsu 5,0ms, częstotliwość sygnału modulowanego 10kHz, wypełnienie 30%, napięcie zasilania 12V, ciśnienie zasilania 200kPa

Wykaz ilustracji

Rys. 1.1. Zależność sprawności katalizy NO i HC od współczynnika nadmiaru powietrza po wprowadzeniu oscylacji o amplitudzie $\Delta\lambda = 0,04$ ($n = 2\ 000$ obr/min, $p_d = 50$ kPa, $\alpha_z = 260$ przed GMP, * bez oscylacji, o – 2 Hz, x – 0,5 Hz, □ 0,1 Hz) [24]	17
Rys. 1.2. Zależność stężenia tlenku węgla w spalinach od kąta początku wtrysku α_w i odległości dyszy wtryskowej od komory spalania L_w [46].....	18
Rys. 1.3. Zależność stężenia węglowodorów w spalinach od kąta początku wtrysku α_w i odległości dyszy wtryskowej od komory spalania L_w [46].....	18
Rys. 1.4. Zależność stężenia tlenków azotu w spalinach od kąta początku wtrysku α_w i odległości dyszy wtryskowej od komory spalania L_w [46].....	18
Rys. 1.5. Klasyczny układ wtrysku gazu LPG w pojeździe [47].....	19
Rys. 1.6. Schemat wtryskiwacza trzpieniowego Magic.....	21
Rys. 1.7. Wtryskiwacz płytkowy PlaniJet.....	24
Rys. 1.8. Wtryskiwacz Matrix HS	25
Rys. 1.9. Schemat wtryskiwacza membranowego Koltek-Necam GSI	25
Rys. 1.10. Wtryskiwacz płytkowy bez elementu dociskowego WGs.....	26
Rys. 1.11. Wtryskiwacz Taurus	28
Rys. 1.12. Wtryskiwacz Matrix HS	28
Rys. 1.13. Pola definiujące wydajność wtryskiwacza	29
Rys. 1.14. Bezpośrednie mocowanie wtryskiwaczy na kolektorze dolotowym	30
Rys. 1.15. Pośrednie mocowanie wtryskiwaczy	31
Rys. 1.16. Wtryskiwacz pojedynczy Hana H2000.....	31
Rys. 1.17. Szyna wtryskowa Valtek	32
Rys. 1.18. Szyna wtryskowa Taurus	32
Rys. 1.19. Szyna wtryskowa Valtek II.....	33
Rys. 1.20. Wtryskiwacz Planijet [139]	33
Rys. 1.21. Charakterystyka dawkowania wtryskiwacza Valtek	34
Rys. 1.22. Schemat przebiegu działań w impulsowym wtryskiwaczu gazu	36
Rys. 2.1. Założenia modelu wtryskiwacza.....	41
Rys. 2.2. Podział impulsowych wtryskiwaczy gazu stosowanych w czasie badań.....	43
Rys. 2.3. Konstrukcja wtryskiwacza Hana H2000.....	45
Rys. 2.4. Konstrukcja wtryskiwacza Horizon IG3.....	46
Rys. 2.5. Konstrukcja wtryskiwacza Magic Jet	47
Rys. 2.6. Konstrukcja wtryskiwacza Valtek typ 30	48

Rys. 2.7. Konstrukcja wtryskiwacza PlaniJet	49
Rys. 2.8. Konstrukcja wtryskiwacza WGs 14.....	50
Rys. 2.9. Schemat stanowiska pojazdowego.....	51
Rys. 2.10. Układ wtrysku gazu	52
Rys. 2.11. Elementy układu wtrysku gazu firmy DT Gas System.....	54
Rys. 2.12. Okno programu kalibracyjno-diagnostycznego układu wtrysku gazu firmy DT Gas System.....	54
Rys. 2.13. Wyniki badań w warunkach testu homologacyjnego układu zasilania gazem zabudowanego na samochodzie Audi TT z silnikiem 1,8 Turbo o mocy 132 kW.....	55
Rys. 2.14. Schemat stanowiska pozasilnikowego.....	56
Rys. 2.15. Schemat układu pneumatycznego stanowiska pozasilnikowego.....	57
Rys. 2.16. Sekcja przygotowania powietrza	58
Rys. 2.17. Elementy sekcji tłumienia pulsacji	58
Rys. 2.18. Sekcja wtryskiwacza z zamontowanym wtryskiwaczem typu WGs 58	
Rys. 2.19. Schemat elektronicznego układu sterowania stanowiskiem pozasilnikowym.....	59
Rys. 2.20. Widok ekranu oprogramowania SDHJ do obsługi stanowiska pozasilnikowego	59
Rys. 2.21. Sekcja zasilania elektrycznego stanowiska pozasilnikowego.....	60
Rys. 2.22. Schemat układu pomiarowego stanowiska pozasilnikowego.....	61
Rys. 2.23. Moduł pomiarowo-rejestrujący.....	61
Rys. 2.24. Stanowisko pozasilnikowe badania impulsowych wtryskiwaczy gazu.....	63
Rys. 2.25. Przykłady zastosowań CFD w lotnictwie: a) opływ struktury samolotu , b) przepływ przez stopień turbiny silnika turbinowego; w przemyśle motoryzacyjnym: c) symulacja wymiany ładunku w silniku tłokowym, d) opływ bolidu F1 [140]	64
Rys. 2.26. Widok ekranu programu ANSYS Workbench	65
Rys. 2.27. Okno programu ANSYS Design Modeler	66
Rys. 2.28. Modele geometryczne wtryskiwaczy do badań symulacyjnych.....	67
Rys. 2.29. Okno programu ANSYS Meshing.....	68
Rys. 2.30. Okno programu ANSYS Fluent.....	69
Rys. 2.31. Trajektoria elementów ruchomej siatki wtryskiwacza Hana.....	70
Rys. 2.32. Okno programu ANSYS Fluent z aktywnym monitorem prędkości przepływu.....	71
Rys. 2.33. Przykład wyników analiz wtryskiwacza Valtek w programie ANSYS CFD-Post	72
Rys. 3.1. Wyniki badań samochodu Kia Opirus z silnikiem 3,5 dm ³ o mocy 149 kW, rocznik 2008.....	75
Rys. 3.2. Wyniki badań w warunkach testu homologacyjnego samochodu Audi TT z silnikiem 1,8 dm ³ Turbo o mocy 132 kW	76

Rys. 3.3. Zależność ciśnienia zasilania wtryskiwacza od czasu impulsu sterującego w czasie badań eksploatacyjnych samochodu Kia Opirus z silnikiem 3,5 dm ³ o mocy 149 kW, rocznik 2008	77
Rys. 3.4. Zależność ciśnienia zasilania wtryskiwacza od czasu impulsu sterującego w warunkach testu homologacyjnego samochodu Audi TT z silnikiem 1,8 Turbo o mocy 132 kW	77
Rys. 3.5. Minimalne ciśnienie zasilania.....	79
Rys. 3.6. Maksymalne ciśnienie zasilania.....	80
Rys. 3.7. Maksymalne ciśnienie „nabijania” reduktora	80
Rys. 3.8. Minimalny czas impulsu sterującego.....	82
Rys. 3.9. Maksymalny czas impulsu sterującego.....	83
Rys. 3.10. Przebieg sygnałów mierzonych na stanowisku pozasilnikowym wtryskiwacza Hana – czas impulsu 5,0 ms, częstotliwość sygnału modulowanego 10 kHz, wypełnienie 30%, napięcie zasilania 12 V, ciśnienie zasilania 200 kPa	87
Rys. 3.11. Schemat układu pomiaru ciśnienia za wtryskiwaczem.....	89
Rys. 3.12. Zależność średniej zwłoki załączenia t_1 od proporcji R/L	91
Rys. 3.13. Zależność zwłoki załączenia t_1 od nadciśnienia zasilania Δp	92
Rys. 3.14. Zależność zwłoki załączenia t_1 od napięcia zasilania U	93
Rys. 3.15. Zależność zmiany zwłoki załączenia t_1 od napięcia zasilania U	93
Rys. 3.16. Zależność średniego czasu otwierania t_2 od skoku elementu zaworowego	94
Rys. 3.17. Zależność czasu otwierania t_2 od nadciśnienia zasilania	95
Rys. 3.18. Zależność czasu otwierania t_2 od napięcia zasilania.....	95
Rys. 3.19. Zależność zmiany czasu otwierania t_2 od napięcia zasilania U	95
Rys. 3.20. Zależność czasu wyłączenia od prądu w chwili wyłączenia oraz nadciśnienia zasilania.....	97
Rys. 3.21. Zależność średniego czasu wyłączenia t_B od rezystancji cewki	98
Rys. 3.22. Zależność średniego czasu wyłączenia t_B od indukcyjności cewki ..	98
Rys. 3.23. Przebieg prądu w obwodzie cewki elektromagnetycznej przy czasie impulsu sterującego 8 ms i aktywnym sterowaniu z podtrzymaniem prądowym o wypełnieniu 30% dla różnych konstrukcji wtryskiwaczy przy zmiennym napięciu zasilania	100
Rys. 3.24. Przebieg prądu w obwodzie wtryskiwacza Hana przy zmiennym wypełnieniu sygnału modulowanego.....	101
Rys. 3.25. Zależność czasu zamykania od nadciśnienia zasilania	102
Rys. 3.26. Przebieg średnich strumieni masy w wybranych przekrojach wtryskiwacza PlaniJet w czasie badań symulacyjnych.....	103
Rys. 3.27. Wyniki symulacji przepływu gazu przez wtryskiwacze przy czasie impulsu sterującego 5 ms i ciśnieniu zasilania 200 kPa	106
Rys. 3.28. Porównanie wyników badań symulacyjnych i stanowiskowych poszczególnych wtryskiwaczy	107

Rys. 3.29. Błąd procentowy między wynikami badań symulacyjnych i stanowiskowych.....	107
Rys. 3.30. Średni błąd masy między wynikami badań symulacyjnych i stanowiskowych.....	107
Rys. 3.31. Masowe natężenie pełnego przepływu dla poszczególnych wtryskiwaczy w zależności od nadciśnienia zasilania.....	108
Rys. 3.32. Zwłoka rozwoju przepływu $\Delta t_{1,\alpha}$ dla poszczególnych wtryskiwaczy w zależności od nadciśnienia zasilania.....	109
Rys. 3.33. Czas rozwoju przepływu dla poszczególnych wtryskiwaczy w zależności od nadciśnienia zasilania.....	110
Rys. 3.34. Czas wyprzedzenia pełnego natężenia przepływu $\Delta t_{2,\beta}$ dla poszczególnych wtryskiwaczy w zależności od nadciśnienia zasilania.....	111
Rys. 3.35. Czas pełnego natężenia przepływu t_γ dla poszczególnych wtryskiwaczy w zależności od nadciśnienia zasilania.....	111
Rys. 3.36. Zwłoka zanikania przepływu $\Delta t_{3,\gamma}$ poszczególnych wtryskiwaczy w zależności od nadciśnienia zasilania.....	112
Rys. 3.37. Czas zanikania przepływu t_δ dla poszczególnych wtryskiwaczy w zależności od nadciśnienia zasilania.....	113
Rys. 3.38. Czas opóźnienia zakończenia przepływu $\Delta t_{4,\delta}$ dla poszczególnych wtryskiwaczy w zależności od nadciśnienia zasilania.....	113
Rys. 3.39. Zwłoka rozwoju przepływu $\Delta t_{1,\alpha}$ w zależności od czasu otwierania t_2	115
Rys. 3.40. Czas rozwoju przepływu t_β od czasu otwierania t_2	115
Rys. 3.41. Proporcja czasu rozwoju przepływu t_β do czasu otwierania t_2	115
Rys. 3.42. Czas zanikania przepływu t_δ w zależności od czasu zamykania t_4	116
Rys. 3.43. Proporcja czasu zanikania przepływu t_δ do czasu zamykania t_4	116
Rys. 3.44. Czas opóźnienia zakończenia przepływu $\Delta t_{4,\delta}$ w zależności od czasu zamykania t_4	117
Rys. 4.1. Model ruchu elementu zaworowego.....	121
Rys. 4.2. Zależność współczynnika a_B od nadciśnienia zasilania.....	126
Rys. 4.3. Zależność współczynnika c_B od nadciśnienia zasilania.....	127
Rys. 4.4. Model przebiegu prądu w chwili wyłączenia w zależności od napięcia zasilania.....	131
Rys. 4.5. Model przebiegu prądu w chwili wyłączenia w funkcji wypełnienia impulsu.....	133
Rys. 4.6. Zależność czasu zerowego prądu od napięcia zasilania.....	134
Rys. 4.7. Zależność współczynnika k_U od napięcia zasilania.....	134
Rys. 4.8. Zależność współczynnika k_w od wypełnienia sygnału sterującego...	134
Rys. 4.9. Zależność współczynnika a_I od wypełnienia sygnału sterującego....	134

Rys. 4.10. Przebieg masowego natężenia przepływu gazu przez wtryskiwacz Hana H2000 w wybranych przekrojach.....	136
Rys. 4.11. Zależności między modelami położenia elementu zaworowego na przepływ.....	137
Rys. 4.12. Zależność współczynnika poprawkowego k_{β} od nadciśnienia zasilania	141
Rys. 4.13. Zależność współczynnika poprawkowego k_{δ} od nadciśnienia zasilania	143
Rys. 4.14. Charakterystyka wydatku wtryskiwacza Hana uzyskana z modelu	144
Rys. 4.15. Charakterystyka wydatku wtryskiwacza Horizon uzyskana z modelu.....	145
Rys. 4.16. Charakterystyka wydatku wtryskiwacza Magic uzyskana z modelu.....	145
Rys. 4.17. Charakterystyka wydatku wtryskiwacza Valtek uzyskana z modelu.....	146
Rys. 4.18. Charakterystyka wydatku wtryskiwacza PlaniJet uzyskana z modelu.....	146
Rys. 4.19. Charakterystyka wydatku wtryskiwacza WGs uzyskana z modelu	147
Rys. 4.20. Porównanie wyników obliczeń modelu (linia ciągła) z badaniami na stanowisku pozasilnikowym (punkty) wtryskiwacza Hana	148
Rys. 4.21. Porównanie wyników obliczeń modelu (linia ciągła) z badaniami na stanowisku pozasilnikowym (punkty) wtryskiwacza Horizon..	148
Rys. 4.22. Porównanie wyników obliczeń modelu (linia ciągła) z badaniami na stanowisku pozasilnikowym (punkty) wtryskiwacza Magic.....	149
Rys. 4.23. Porównanie wyników obliczeń modelu (linia ciągła) z badaniami na stanowisku pozasilnikowym (punkty) wtryskiwacza Valtek	149
Rys. 4.24. Porównanie wyników obliczeń modelu (linia ciągła) z badaniami na stanowisku pozasilnikowym (punkty) wtryskiwacza PlaniJet ..	150
Rys. 4.25. Porównanie wyników obliczeń modelu (linia ciągła) z badaniami na stanowisku pozasilnikowym (punkty) wtryskiwacza WGs.....	150
Rys. 4.26. Zależność masy wtrysku wyznaczonej z modelu od wartości zmierzonej na stanowisku sprężarkowym.....	152
Rys. 4.27. Zależność składnika losowego masy wtrysku od czasu impulsu sterującego	156
Rys. 4.28. Rozkład składnika losowego dla poszczególnych modeli wtryskiwacza	159

Wykaz tabel

Tab. 2.1. Parametry techniczne badanych wtryskiwaczy	44
Tab. 3.1. Analiza statystyczna minimalnego ciśnienia zasilania wtryskiwaczy	78
Tab. 3.2. Analiza statystyczna maksymalnego ciśnienia zasilania wtryskiwaczy	79
Tab. 3.3. Analiza statystyczna ciśnienia „nabijania” reduktora.....	80
Tab. 3.4. Analiza statystyczna ciśnienia zasilania przy pełnym obciążeniu silnika.....	81
Tab. 3.5. Analiza statystyczna minimalnego czasu wtrysku.....	81
Tab. 3.6. Analiza statystyczna maksymalnego czasu wtrysku.....	82
Tab. 3.7. Analiza statystyczna czasu wtrysku początku pełnego obciążenia.....	83
Tab. 3.8. Podstawowe parametry konstrukcyjne badanych wtryskiwaczy	90
Tab. 4.1. Maksymalne oddalenie elementu uszczelniającego od gniazda zaworowego h_{max}	122
Tab. 4.2. Współczynniki modelu cząstkowego zwłoki załączania t_1	123
Tab. 4.3. Współczynniki modelu cząstkowego czasu otwierania t_2	124
Tab. 4.4. Parametry modelu cząstkowego czasu wyłączenia t_B	127
Tab. 4.5. Parametry modelu cząstkowego prądu w chwili wyłączenia I_{OFF}	134
Tab. 4.6. Parametry modelu cząstkowego czasu zamykania t_4	135
Tab. 4.7. Parametry modelu cząstkowego masowego natężenia pełnego przepływu.....	139
Tab. 4.8. Parametry modelu cząstkowego opóźnienia przepływu	140
Tab. 4.9. Parametry modelu cząstkowego czasu rozwoju przepływu t_β	141
Tab. 4.10. Parametry modelu cząstkowego czasu pełnego natężenia przepływu t_γ	142
Tab. 4.11. Parametry modelu cząstkowego czasu zanikania przepływu t_δ	143
Tab. 4.12. Wyniki analizy istotności korelacji.....	152
Tab. 4.13. Wyniki analizy wyrazistości modelu.....	153
Tab. 4.14. Wyniki badania losowości składnika losowego	154
Tab. 4.15. Wyniki analizy stacjonarności składnika losowego	155
Tab. 4.16. Wyniki analizy wartości oczekiwanej składnika losowego na poziomie 0.....	157
Tab. 4.17. Wyniki analizy normalności rozkładu składnika losowego.....	159
Tab. 1. Czujnik ciśnienia MPX4250A	178
Tab. 2. Czujnik ciśnienia WIKA A-10 12882039	178
Tab. 3. Przepływomierz Bronkhorst F-111AC-50K-AAD-33-V	179
Tab. 4. Przepływomierz powietrza 6001F	180

Tab. 5. Sonda prądowa Tektronix TDS305 i wzmacniacz Tektronix TDSA300	180
Tab. 6. Czujnik drgań PCB 621B40 z układem kondycjonowania EC Electronics PA300	181